

12 Fabbisogno di energia per il trasporto di persone e/o cose

La presente specifica tecnica fornisce dati e metodi per la determinazione del fabbisogno di energia elettrica per il funzionamento di impianti destinati al sollevamento e al trasporto di persone o persone accompagnate da cose in un edificio, di seguito detti impianti, sulla base delle caratteristiche dell'edificio e dell'impianto.

I suddetti metodi di calcolo tengono in considerazione solo il fabbisogno di energia elettrica nei periodi di movimento e di sosta della fase operativa del ciclo di vita.

La presente specifica tecnica si applica ai seguenti impianti:

- ascensori;
- montascale;
- piattaforme elevatrici;
- montacarichi e montauto;
- scale mobili;
- marciapiedi mobili.

La presente specifica tecnica si applica alle tipologie di edifici con destinazione d'uso non residenziale.

Il fabbisogno di energia per il trasporto di persone e/o cose E_T è dato dalla somma dei fabbisogni di energia degli impianti atti a soddisfare tale servizio:

$$E_T = E_A + E_H + E_G + E_S + E_M \quad (12.1)$$

I fabbisogni di energia di tali impianti sono fabbisogni di energia elettrica.

Nel caso di presenza di sistemi tecnici comuni a più unità immobiliari i fabbisogni annuali di energia primaria per singolo servizio si suddividono fra le unità immobiliari sulla base dei seguenti criteri: per metà in proporzione al valore millesimale di proprietà delle singole unità immobiliari e per metà in misura proporzionale all'altezza di ciascuna unità immobiliare dal suolo.

12.1 Fabbisogno di energia degli ascensori

12.1.1 Dati relativi all'edificio

Si deve definire la tipologia e uso dell'edificio, in conformità al **Prospetto 12.1**.

12.1.2 Dati relativi all'impianto

I dati relativi all'impianto da prendere in considerazione per il calcolo del fabbisogno di energia sono:

- tipologia costruttiva dell'impianto;
- portata;
- velocità;
- corsa massima e numero di fermate;
- numero di impianti interconnessi in manovra collettiva.

La UNI 11570 fornisce agli operatori della progettazione edilizia uno strumento utile a effettuare una corretta scelta e integrazione nell'edificio di un sistema di ascensori, in risposta alle esigenze proprie dell'utenza finale.

Categoria d'uso	1A	2A	3A	4A	5A	6A	7A
Tipologia e uso dell'edificio	edifici fino a 4 unità immobiliari, che possono essere: residenziali (365) uffici con ridotta operatività verso il pubblico (260) stazioni ferroviarie secondarie suburbane (365)	edifici fino a 10 unità immobiliari, che possono essere: residenziali (365) uffici con ridotta operatività verso il pubblico (260) residenze per anziani, case famiglia, ecc. fino a 10 camere (365) stazioni ferroviarie suburbane (365)	edifici fino a 20 unità immobiliari, che possono essere: residenziali (365) uffici con media operatività verso il pubblico(260) uffici fino a 4 piani di un'unica società con ridotta operatività verso il pubblico (260)	edifici fino a 30 unità immobiliari, che possono essere: residenziali (365) uffici con media operatività verso il pubblico(260) uffici fino a 6 piani di un'unica società con ridotta operatività verso il pubblico (260)	edifici fino a 50 unità residenziali (365) uffici fino a 10 piani (260) alberghi fino a 40 camere (360) piccoli ospedali (365) aeroporti (365) università (260) centri commerciali (365)	edifici con più di 50 unità residenziali (365) uffici con più di 10 piani (260) alberghi con più di 40 camere (360) ospedali (365)	uffici in edifici con più di 100 m di altezza (260)
Frequenza d'uso	Molto bassa	Bassa	Medio-bassa	Media	Medio-alta	Alta	Molto alta
Range di corse giornaliere	≤ 25	> 25; ≤ 50	> 50; ≤ 100	> 100; ≤ 200	> 200; ≤ 500	> 500; ≤ 1000	> 1000
Numero medio di corse giornaliere (ca)	15	35	75	130	300	750	1500
Velocità tipica	0,63 m/s	0,63 m/s	da 0,63 m/s a 1 m/s	1 m/s	1,60 m/s	2,50 m/s	5,00 m/s

I numeri tra parentesi sono il numero tipico di giorni di servizio dell'ascensore nell'anno per quel tipo di fabbricato. Non è utilizzato nel calcolo del fabbisogno energetico, ma solo per la identificazione della tipologia di edificio. Per le tipologie di edificio non contemplate nella tabella la valutazione dovrà tener conto delle informazioni dettate in possesso del progettista in funzione dell'uso ipotizzato.

Prospetto 12.1 – Tipologia degli ascensori e loro utilizzo in funzione del tipo di edificio
(Fonte: UNI TS 11300-6-2016)

12.1.3 Calcolo del fabbisogno energetico

Il fabbisogno energetico degli ascensori di un edificio, espresso in [kWh], è calcolato su base mensile, in funzione del fabbisogno energetico giornaliero e del numero di giorni di utilizzo nel mese:

$$E_A = E_{A,d} \cdot d \quad (12.2)$$

12.1.3.1 Fabbisogno energetico giornaliero di un singolo ascensore

12.1.3.1.1 Calcolo del fabbisogno energetico giornaliero

Il fabbisogno energetico giornaliero $E_{A,d}$ di un ascensore, espresso in [kWh], è dato dalla somma dei fabbisogni in movimento e dei fabbisogni nella fase di sosta, calcolato come:

$$E_{A,d} = \left[10^{-6} \cdot \left(\frac{E_{A,cm}}{2} \right) \cdot C_d \right] + E_{A,app,d} + E_{A,ill,d} + E_{altri,d} \quad (12.3)$$

dove:

$E_{A,cm}$ è il fabbisogno energetico di un ascensore per un ciclo con corsa media [mWh];

C_d è il numero medio di corse giornaliere dato dal **Prospetto 12.1**;

$E_{A,app,d}$ è il fabbisogno energetico giornaliero delle apparecchiature di comando e segnalazione dell'ascensore, esclusa la fase di movimento della cabina;

$E_{A,ill,d}$ è il fabbisogno energetico giornaliero dell'illuminazione della cabina dell'ascensore, esclusa la fase di movimento della cabina;

$E_{altri,d}$ è il fabbisogno energetico giornaliero dei servizi accessori.

I valori di $E_{A,cm}$, $E_{A,app,d}$, $E_{A,ill,d}$ ed $E_{altri,d}$ devono essere ricavati dai paragrafi 12.1.3.1.2, 12.1.3.1.3, 12.1.3.1.4 e 12.1.3.1.5.

In alternativa, per la valutazione del consumo energetico di un impianto reale, $E_{A,app,d}$ e $E_{A,ill,d}$ possono essere ricavati da documenti relativi al consumo dell'impianto, compilati in conformità alla UNI EN ISO 25745-2 o rilevati applicando la UNI EN ISO 25745-1.

12.1.3.1.2 Fabbisogno energetico per un ciclo con corsa media

Il lavoro necessario per movimentare una massa corrispondente alla portata P per un dislivello h , con un rendimento η , espresso in [J] vale:

$$L = \frac{9,81 \cdot P \cdot h}{\eta} \quad (12.4)$$

Considerando il coefficiente di bilanciamento della portata dell'impianto e l'efficienza globale del sistema nella fase di movimento, si ha:

$$L = \frac{9,81 \cdot P \cdot h \cdot (1 - k)}{\chi} \quad (12.5)$$

Poiché il consumo energetico di un ascensore presenta valori diversi durante la corsa di salita e quella di discesa, si considera il consumo energetico di un ciclo.

Considerando:

- il valore della corsa media, h_m , come da **Prospetto 12.II**;
- per le specificità del mercato italiano, il carico in cabina assume valori della portata variabili dal 6% al 12%, come da **Prospetto 12.III** ;

il fabbisogno energetico $E_{A,cm}$ nella fase di movimento di un ascensore per un ciclo con corsa media è dato da:

$$E_{A,cm} = [Z \cdot (1 - Z_{\%}) + P \cdot (\gamma - k)] \cdot h_m \cdot 9,81 \cdot \frac{1000}{\chi \cdot 3600} \quad (12.6)$$

Poiché:

- per impianti idraulici ed elettrici ad argano agganciato si considera che il valore della massa della unità di trasporto del carico Z sia sufficientemente approssimabile a P ;
- per gli impianti elettrici a fune con contrappeso, Z è irrilevante in quanto è compensato dal contrappeso;

allora:

$$E_{A,cm} [\text{mWh}] = P \cdot h_m \cdot 1000 \cdot [(1 - Z_{\%}) + (\gamma - k)] \cdot (Crs - Crd) \cdot \frac{9,81}{\chi \cdot 3600} = P \cdot h_m \cdot 2 \cdot E_{spc} \quad (12.7)$$

dove:

$$E_{spc} = 1000 \cdot [(1 - Z_{\%}) + (\gamma - k)] \cdot (Crs - Crd) \cdot \frac{9,81}{2 \cdot \chi \cdot 3600} \quad (12.8)$$

E_{spc} deve essere calcolato utilizzando i valori del **Prospetto 12.III** .

Per le valutazioni adattate all'utenza, in alternativa, può essere utilizzato il valore dell'energia specifica di movimento E_{spc} calcolato in conformità alla UNI EN ISO 25745-2 per l'impianto esistente o per un ascensore avente le medesime caratteristiche.

Categoria d'uso	da 1A a 4A	5A	da 6A a 7A
Numero fermate	Corsa media		
2	100%		
3	67%		
>3	49%	44%	39%

Prospetto 12.II – Corsa media di un ascensore in percentuale rispetto alla corsa massima
(Fonte: UNI TS 11300-6-2016)

	Z	Z%	γ	$k^a)$	Crs	Crd	$\chi^c)$
Impianti elettrici a fune con contrappeso	-	1	<ul style="list-style-type: none"> - per $P \leq 400$ kg: 0,12 - per $P > 400$ kg e $P \leq 800$ kg: 0,08 - per $P > 800$ kg: 0,06 	0,45	0	1	<ul style="list-style-type: none"> - con argano senza inverter e velocità fino a 1 m/s: 0,50 - con argano con inverter e velocità fino a 1 m/s: 0,65 - gearless con inverter e velocità fino a 1 m/s: 0,70 - gearless con inverter e velocità oltre 1 m/s: 0,80
Impianto elettrico a fune ad argano agganciato	P	<ul style="list-style-type: none"> - con massa di bilanciamento: 0,30 - senza massa di bilanciamento: 0^{b)} 		0	1	0	0,45
Impianti idraulici	P			0	1	0	0,45
a) Nel caso k sia un dato di progetto noto, si deve utilizzare tale dato. b) Alla data di pubblicazione della presente specifica tecnica, per gli impianti idraulici l'ascensore senza massa di bilanciamento è quello più comunemente utilizzato. c) L'efficienza globale di sistema comprende l'impatto della fase a velocità costante e delle fasi di accelerazione e decelerazione.							

Prospetto 12.III – Parametri per l'ascensore
(Fonte: UNI TS 11300-6-2016)

12.1.3.1.3 Fabbisogno energetico delle apparecchiature di comando e segnalazione

- a) Il fabbisogno energetico giornaliero delle apparecchiature di comando e segnalazione di un ascensore $E_{A,app,d}$ assume il valore di:
- 0,8 kWh, per quadro di comando a relè e relative segnalazioni;
 - 1,2 kWh, per quadro di comando con microprocessore e relative segnalazioni.
- b) Nel caso sia presente un inverter, al valore di cui al punto 12.1.3.1.3 a) si deve aggiungere:
- 1 kWh, per impianti fino a 480 kg e per velocità fino a 1 m/s;
 - 1,5 kWh, per impianti di 480 kg e per velocità oltre 1 m/s e fino a 1,6 m/s e per impianti oltre 480 kg fino a 1000 kg e per velocità fino a 1,6 m/s
 - 2 kWh, per impianti oltre i 1000 kg.

12.1.3.1.4 Fabbisogno energetico per l'illuminazione della cabina

- a) I valori relativi al fabbisogno energetico giornaliero per l'illuminazione della cabina di un ascensore $E_{A,ill,d}$, considerando un funzionamento continuo (24 h al giorno) ed escludendo i consumi nella fase di movimento (già considerati in $E_{A,cm}$), sono:
- 4 kWh, per illuminazione con lampade incandescenza tradizionali;
 - 2 kWh, per illuminazione con lampade fluorescenti tradizionali;
 - 1,5 kWh, per illuminazione con lampade fluorescenti ad alta efficienza;
 - 2 kWh, per illuminazione con lampade alogene;
 - 0,7 kWh, per illuminazione a led.
- b) Per l'illuminazione con lampade fluorescenti ad alta efficienza, con lampade alogene e a led la tecnologia attuale permette lo spegnimento nelle fasi di sosta. In tal caso, i valori di cui al punto 12.1.3.1.4 a. devono essere moltiplicati per 0,1, per tener conto dei tempi di apertura e chiusura delle porte e di ingresso e uscita passeggeri.

12.1.3.1.5 Fabbisogno energetico giornaliero dei servizi accessori

I valori relativi al fabbisogno energetico giornaliero di altri servizi operanti nella cabina dell'ascensore, $E_{altri,d}$, devono essere determinati sulla base della documentazione allegata ai dispositivi.

12.1.3.2 Fabbisogno energetico giornaliero nel caso di più ascensori

Nel caso di più di un ascensore al servizio delle stesse utenze, si deve tenere conto della suddivisione dell'utenza sui singoli ascensori.

Nel caso di più ascensori con uguali caratteristiche e in manovra collettiva, si stima una riduzione complessiva del 15% del fabbisogno energetico giornaliero nella fase di movimento.

Nel caso di più ascensori con uguali caratteristiche senza collegamento in gruppo con manovra collettiva, si stima invece un aumento complessivo del 15% del fabbisogno energetico giornaliero nella fase di movimento.

12.2 Fabbisogno di energia dei montascale e delle piattaforme elevatrici

12.2.1 Dati relativi all'edificio

Si deve definire la tipologia e uso dell'edificio, in conformità al **Prospetto 12.IV**.

12.2.2 Dati relativi all'impianto

I dati relativi all'impianto da prendere in considerazione per il calcolo del fabbisogno di energia sono:

- portata;
- corsa massima e numero di fermate.

Categoria d'uso	1H	2H	3H	4H
Tipologia e uso dell'edificio	Edificio plurifamiliare o servizio di accessibilità pubblica in uffici o centri commerciali, stazioni e aeroporti	Edificio plurifamiliare o servizio di accessibilità pubblica in uffici o centri commerciali, stazioni e aeroporti	Casa di riposo per anziani e/o accessibilità pubblica in uffici e aziende sanitarie specifiche per disabili	Casa di riposo per anziani e/o accessibilità pubblica in uffici e aziende sanitarie specifiche per disabili
Frequenza d'uso	Molto bassa	Bassa	Medio-bassa	Media
Numero medio di corse giornaliere (ca)	5	8	15	20
Velocità massima ammessa	0,15 m/s			

Prospetto 12.IV – Tipologia degli impianti e loro utilizzo in funzione del tipo di edificio
(Fonte: UNI TS 11300-6-2016)

12.2.3 Calcolo del fabbisogno energetico

Il fabbisogno energetico degli impianti di un edificio, espresso in [kWh], è calcolato su base mensile, in funzione del fabbisogno energetico giornaliero e del numero di giorni del mese:

$$E_H = E_{H,d} \cdot d \quad (12.9)$$

12.2.3.1 Fabbisogno energetico giornaliero di un singolo impianto

12.2.3.1.1 Calcolo del fabbisogno energetico giornaliero

Il fabbisogno energetico giornaliero $E_{H,d}$ di un impianto, espresso in [kWh], è dato dalla somma dei fabbisogni in movimento e dai fabbisogni nella fase di sosta, calcolato come:

$$E_{H,d} = \left[10^{-6} \cdot \left(\frac{E_{H,cm}}{2} \right) \cdot c_d \right] + E_{H,app,d} + E_{H,ill,d} + E_{altri,d} \quad (12.10)$$

dove:

$E_{H,cm}$ è il fabbisogno energetico di un impianto per un ciclo con corsa media [mWh];

c_d è il numero medio di corse giornaliere, dato dal **Prospetto 12.IV** ;

$E_{H,app,d}$ è il fabbisogno energetico giornaliero delle apparecchiature di comando e segnalazione dell'impianto, esclusa la fase di movimento del supporto del carico;

$E_{H,ill,d}$ è il fabbisogno energetico giornaliero dell'illuminazione del supporto del carico/della cabina dell'impianto, esclusa la fase di movimento del supporto del carico/della cabina;

$E_{altri,d}$ è il fabbisogno energetico giornaliero dei servizi accessori.

I valori di $E_{H,cm}$, $E_{H,app,d}$, $E_{H,ill,d}$ ed $E_{altri,d}$ devono essere ricavati dai paragrafi 12.2.3.1.2, 12.2.3.1.3, 12.2.3.1.4 e 12.2.3.1.5.

In alternativa, per la valutazione del consumo energetico di un impianto reale, $E_{H,app,d}$ e $E_{H,ill,d}$ possono essere ricavati da documenti relativi al consumo dell'impianto, compilati per analogia in conformità alla UNI EN ISO 25745-2 o rilevati applicando la UNI EN ISO 25745-1.

La UNI EN ISO 25745-1 e la UNI EN ISO 25745-2 possono essere utilizzate come documenti di riferimento per impianti diversi dagli ascensori.

12.2.3.1.2 Fabbisogno energetico per un ciclo con corsa media

Il lavoro necessario per movimentare una massa corrispondente alla portata P per un dislivello h , con un rendimento η , espresso in [J] vale:

$$L = \frac{9,81 \cdot P \cdot h}{\eta} \quad (12.11)$$

Considerando il coefficiente di bilanciamento della portata dell'impianto e l'efficienza globale del sistema nella fase di movimento, si ha:

$$L = \frac{9,81 \cdot P \cdot h \cdot (1 - k)}{\chi} \quad (12.12)$$

Poiché il consumo energetico di un impianto presenta valori diversi durante la corsa di salita e quella di discesa, si considera il consumo energetico di un ciclo.

Considerando:

- il valore della corsa media, h_m , pari a:
 - o la corsa nel caso di due fermate;
 - o 67% della corsa per più di due fermate;
- il carico medio, γ , pari al 15% della portata;

il fabbisogno energetico $E_{H,cm}$ espresso in [mWh] nella fase di movimento di un impianto per un ciclo con corsa media è dato da:

$$E_{H,cm} = [Z \cdot (1 - Z_{\%}) + P \cdot (0,15 - k)] \cdot (Crs - Crd) \cdot h_m \cdot 9,81 \cdot \frac{1000}{\chi \cdot 3600} \quad (12.13)$$

Poiché:

- per impianti idraulici ed elettrici ad argano agganciato si considera che il valore della massa della unità di trasporto del carico Z sia sufficientemente approssimabile a P ;
- per gli impianti elettrici a fune con contrappeso, Z è irrilevante in quanto è compensato dal contrappeso;

allora:

$$E_{H,cm} = P \cdot h_m \cdot 1000 \cdot [(1 - Z_{\%}) + (0,15 - k)] \cdot (Crs - Crd) \cdot \frac{9,81}{\chi \cdot 3600} = P \cdot h_m \cdot 2 \cdot E_{spc} \quad (12.14)$$

dove:

$$E_{\text{spc}} = 1000 \cdot [(1 - Z_{\%}) + (0,15 - k)] \cdot (Crs - Crd) \cdot \frac{9,81}{2 \cdot \chi \cdot 3600} \quad (12.15)$$

deve essere calcolato utilizzando i valori del **Prospetto 12.V**.

Per le valutazioni adattate all'utenza, in alternativa, può essere utilizzato il valore dell'energia specifica di movimento E_{spc} calcolato in conformità alla UNI EN ISO 25745-2 per l'impianto esistente o per un impianto avente le medesime caratteristiche.

La UNI EN ISO 25745-1 e la UNI EN ISO 25745-2 possono essere utilizzate come documenti di riferimento per impianti diversi dagli ascensori.

	Z	Z _%	k ^{a)}	Crs	Crd	χ ^{b)}
Impianti elettrici ad aderenza con argano	-	1	0,45	0	1	0,50
Impianto elettrico ad argano agganciato	P	0	0	1	0	0,45
Impianto elettrico con gruppo motoriduttore a bordo	P	0	0	1	0	0,3
Impianti idraulici	P	0	0	1	0	0,45
a) Nel caso k sia un dato di progetto noto, si deve utilizzare tale dato.						
b) L'efficienza globale di sistema comprende l'impatto della fase a velocità costante e delle fasi di accelerazione e decelerazione						

Prospetto 12.V – Parametri per il montascale e la piattaforma elevatrice
(Fonte: UNI TS 11300-6-2016)

12.2.3.1.3 Fabbisogno energetico delle apparecchiature di comando e segnalazione

Il fabbisogno energetico giornaliero delle apparecchiature di comando e segnalazione di un impianto $E_{H,app,d}$ assume il valore di:

- 0,8 kWh, per quadro di comando a relè e relative segnalazioni;
- 1,2 kWh, per quadro di comando con microprocessore e relative segnalazioni.

Nel caso sia presente un inverter si deve aggiungere 1,2 kWh.

12.2.3.1.4 Fabbisogno energetico per l'illuminazione del supporto del carico/della cabina

I valori relativi al fabbisogno energetico giornaliero per i sistemi di illuminazione eventualmente presenti nel supporto del carico/della cabina $E_{H,ill,d}$, considerando un funzionamento continuo (24 h al giorno) ed escludendo i consumi nella fase di movimento, sono:

- 1 kWh, per illuminazione con lampade fluorescenti tradizionali;
- 0,8 kWh, per illuminazione con lampade fluorescenti ad alta efficienza;
- 1 kWh, per illuminazione con lampade alogene;
- 0,5 kWh, per illuminazione a led.

Per l'illuminazione con lampade fluorescenti ad alta efficienza, con lampade alogene e a led la tecnologia attuale permette lo spegnimento nelle fasi di sosta: in tal caso, il fabbisogno energetico per l'illuminazione si annulla.

12.2.3.1.5 Fabbisogno energetico giornaliero dei servizi accessori

I valori relativi al fabbisogno energetico giornaliero di altri servizi operanti, $E_{altri,d}$, devono essere determinati sulla base della documentazione allegata ai dispositivi.

12.3 Fabbisogno di energia dei montacarichi e montauto

Si applica quanto previsto al paragrafo 12.1, tenendo conto che:

- il numero medio di corse giornaliere (cd) deve essere fornito dal progettista dell'edificio, tenendo conto delle esigenze di movimentazione dei carichi;
- il carico medio sul supporto del carico, γ , è pari a 0,25.

12.4 Fabbisogno di energia di scale e marciapiedi mobili

12.4.1 Dati di ingresso

I dati da prendere in considerazione per il calcolo del fabbisogno di energia sono:

- il valore medio del numero di passeggeri al giorno, N, in funzione della tipologia dell'edificio. Tale valore deve essere dedotto dal Prospetto 12.VI o, in alternativa, fornito dal progettista o ricavato da misurazioni;
- il numero di giorni di funzionamento al mese, d, il tempo trascorso dall'impianto nella condizione di attesa, t_{attesa} , il tempo trascorso dall'impianto nella condizione di avviamento automatico, t_{auto} , il tempo trascorso dall'impianto nella condizione operativa di moto a bassa velocità, t_{bv} , e il tempo trascorso dall'impianto nella condizione operativa a velocità nominale, t_{av} , devono essere forniti dal progettista o ricavati da misurazioni;
- il dislivello, h;
- l'angolo di inclinazione, α ;
- la velocità, v;
- la lunghezza, l, solo per i marciapiedi mobili orizzontali.

Tipologia di installazione	Valore medio del numero di passeggeri al giorno (N)
Negozi, musei, biblioteche, luoghi di ricreazione	3000
Grandi magazzini, centri commerciali, aeroporti di media dimensione, stazioni per treni regionali, stazioni metropolitane con traffico basso, percorsi pedonali meccanizzati	10000
Aeroporti di grande dimensione, stazioni ferroviarie principali, stazioni metropolitane con traffico medio	15000
Stazioni metropolitane con traffico intenso	20000

Prospetto 12.VI – Condizioni tipiche di utilizzo di scale e marciapiedi mobili

(Fonte: UNI TS 11300-6-2016)

12.4.2 Calcolo del fabbisogno energetico

Il fabbisogno energetico degli impianti è calcolato su base mensile, in funzione del fabbisogno energetico giornaliero e del numero di giorni del mese:

$$E_s = E_{s,d} \cdot d \quad (12.16)$$

$$E_M = E_{M,d} \cdot d \quad (12.17)$$

12.4.2.1 Fabbisogno energetico giornaliero di un singolo impianto

Il fabbisogno energetico giornaliero $E_{s,d}$ o $E_{M,d}$ è dato da:

$$E_{attesa,d} + E_{auto,d} + E_{bv,d} + E_{csc,d} + E_{ccc,d} + E_{altri,d} \quad (12.18)$$

dove:

$E_{attesa,d}$ consumo di energia nella condizione di attesa, dato da

$$0,2 \cdot t_{attesa,d} \quad (12.19)$$

dove

0,2 kW è il valore assunto per la potenza nella condizione di attesa (contattori, sistemi frenanti ed altri dispositivi non sono stati attivati). È pari al 50% della potenza del quadro elettrico nella condizione operativa senza carico

$t_{attesa,d}$ tempo giornaliero trascorso dall'impianto nella condizione di attesa;

$E_{auto,d}$ consumo di energia in condizione di avviamento automatico, dato da

$$0,2 \cdot t_{auto,d} \quad (12.20)$$

dove

0,3 kW è il valore assunto per la potenza nella condizione di avviamento automatico (tutti i vari controlli sono disattivati eccetto quelli di indicazione di accesso e direzione). È pari al 75% della potenza del quadro elettrico nella condizione operativa senza carico

$t_{auto,d}$ tempo giornaliero trascorso dall'impianto nella condizione di avviamento automatico;

$E_{bv,d}$ consumo di energia in condizione operativa di moto a bassa velocità, dato da

$$\frac{W_{csc}}{2} \cdot t_{bv,d} \quad (12.21)$$

dove

W_{csc} potenza in condizione operativa senza carico, data dal Prospetto 12.VII per impianti a velocità v pari a 0,5 m/s;

$t_{bv,d}$ tempo giornaliero trascorso dall'impianto nella condizione operativa di moto a bassa velocità;

$E_{csc,d}$ consumo di energia in condizione operativa senza carico, dato da

$$W_{csc} \cdot t_{av,d} \quad (12.22)$$

dove

$t_{av,d}$ tempo giornaliero trascorso dall'impianto a velocità nominale;

$E_{csc,d}$ consumo di energia in condizione operativa con carico, dato dal **Prospetto 12.VIII**, in [kWh];

$E_{altri,d}$ consumo energetico giornaliero dei servizi accessori, dato sulla base della documentazione allegata ai dispositivi, in [kWh].

Si assume che la potenza del quadro elettrico nella condizione operativa senza carico sia 0,4 kW.

Per le valutazioni adattate all'utenza, in alternativa, per la valutazione del consumo energetico di un impianto reale, la potenza nella condizione di attesa, la potenza nella condizione di avviamento automatico, la potenza in condizione operativa senza carico e la potenza in condizione operativa di moto a bassa velocità possono essere rilevati applicando la UNI EN ISO 25745-1.

h [m]	W _{csc} [kW]	
	Scala mobile	Marciapiede mobile inclinato
3,0	2,2	2,8
4,5	2,5	3,3
6,0	2,8	3,9
8,0	3,1	
l [m]	Marciapiede mobile orizzontale	
30	3,3	
45	4,4	
60	5,4	

Per valori di dislivello h e lunghezza l diversi da quelli indicati, si procede per interpolazione lineare.

Prospetto 12.VII – Valori di W_{csc} per impianti a velocità pari a 0,5 m/s
(Fonte: UNI TS 11300-6-2016)

	E _{csc,d} [kWh]
Impianto inclinato con funzionamento in salita	$N \cdot m \cdot 9,81 \cdot h \cdot 1 / (3600000 \cdot \eta) \cdot \left(1 + \frac{\mu}{\text{tg } \alpha}\right)$ (12.23)
Impianto inclinato con funzionamento in discesa	$N \cdot m \cdot 9,81 \cdot h \cdot \eta \cdot CF / (3600000 \cdot \eta) \cdot \left(-1 + \frac{\mu}{\text{tg } \alpha}\right)$ (12.24)
Marciapiede mobile orizzontale	$N \cdot m \cdot 9,81 \cdot l \cdot \mu / (3600000 \cdot \eta)$ (12.25)

dove:

- CF è pari a 0, per $N \leq 10000$, e 0,5, per $N > 10000$;
- h, l, N, α devono essere determinati in conformità al paragrafo 12.4.1;
- m è pari a 75 kg;
- μ è pari a 0,05;
- η è pari a 0,75.

Prospetto 12.VIII – Consumo di energia in condizione operativa con carico
(Fonte: UNI TS 11300-6-2016)

Appendice A

- Calcolo della temperatura degli ambienti confinanti

A.1. Temperatura degli ambienti dell'edificio non serviti da impianto termico

La temperatura media mensile dell'ambiente circostante in questo caso coincide con la temperatura di una zona o ambiente non servito da un impianto termico, θ_u , possibilmente anche confinante con altri ambienti e zone a temperatura controllata e l'ambiente esterno (ad esempio magazzini, autorimesse, cantinati, vano scale, ecc.), ed è determinata attraverso la seguente espressione:

$$\theta_a \equiv \theta_u = \frac{\left(\frac{Q_{SI} + Q_{SE} + Q_i - \Delta Q_{T,R}}{\Delta t} \right) + \sum_{j=1}^N (H_{T,j,u} \theta_j + H_{V,j,u} \theta_j)}{\sum_{j=1}^N (H_{T,j,u} + H_{V,j,u})}$$

$$= \frac{\left(\frac{Q_{SI} + Q_{SE} + Q_i - \Delta Q_{T,R}}{\Delta t} \right) + \sum_{j=1}^{N_T} (H_{T,j,u} \theta_j) + \sum_{j=1}^{N_V} (H_{V,j,u} \theta_j)}{\sum_{j=1}^{N_T} (H_{T,j,u}) + \sum_{j=1}^{N_V} (H_{V,j,u})} \quad \text{con } N_T \geq N_V \quad (A.1)$$

dove:

- Q_{SI} è l'energia solare mensile entrante nell'ambiente non servito dall'impianto termico attraverso i suoi serramenti, che si calcola con l'equazione (3.61), [kWh];
- Q_{SE} è l'energia solare mensile entrante nell'ambiente non servito dall'impianto termico attraverso le pareti opache, che si calcola con l'equazione (3.82), [kWh];
- Q_i è l'energia mensile entrante nell'ambiente non servito dall'impianto termico dovuta a persone e cose, che, qualora non ritenuti trascurabili, si calcola con l'equazione (3.59) o (3.60), [kWh];
- $\Delta Q_{T,R}$ è il complemento all'energia trasferita per radiazione superficiale esterna dall'ambiente non climatizzato all'ambiente esterno per una temperatura media radiante dell'ambiente esterno minore di quella dell'aria (si veda la(22)), [kWh];
- Δt è la durata del mese considerato, [kh];
- $H_{T,j,u}$ è il coefficiente di scambio termico per trasmissione tra la zona j-esima (compreso l'ambiente esterno) e la zona o ambiente non servito da impianto termico (u), [W/K];
- $H_{V,j,u}$ è il coefficiente di scambio termico per ventilazione/infiltrazione tra la zona j-esima limitrofa (compreso l'ambiente esterno) e la zona o ambiente non servito da impianto termico (u), [W/K];
- θ_j è la temperatura della zona j-esima a temperatura controllata o dell'ambiente esterno, [°C];
- N è il numero totale di zone con le quali si ha interazione termica (compreso l'ambiente esterno);
- N_T è il numero totale di zone con le quali si ha trasmissione termica (compreso l'ambiente esterno);
- N_V è il numero totale di flussi di ventilazione/infiltrazione.

La precedente formula è ricavata nell'ipotesi di poter trascurare, nell'ambiente non dotato di impianto di climatizzazione, tutti gli effetti delle capacità termiche e quindi poter utilizzare le formule dello scambio termico in stato stazionario (vedi figura A.1)

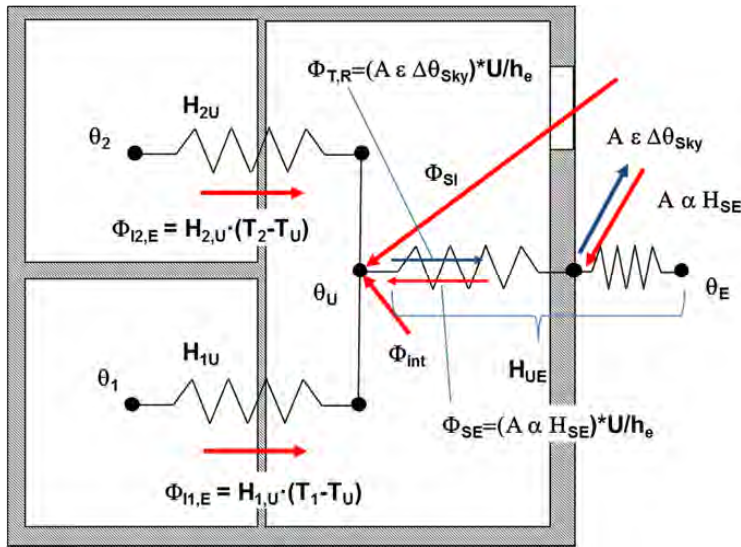


Figura A. 1 – Schema elettrico equivalente nodo temperatura locale non climatizzato.

A.1.1. Calcolo dei coefficienti $H_{v,ju}$ per una sola zona connessa all'ambiente non climatizzato

Per il calcolo dei coefficienti di scambio termico per ventilazione/infiltrazione, $H_{v,ju}$, si considerano le diverse condizioni di flusso d'aria che è possibile ottenere tra il locale non climatizzato e la generica zona climatizzata adiacente, come rappresentato in figura A.2.

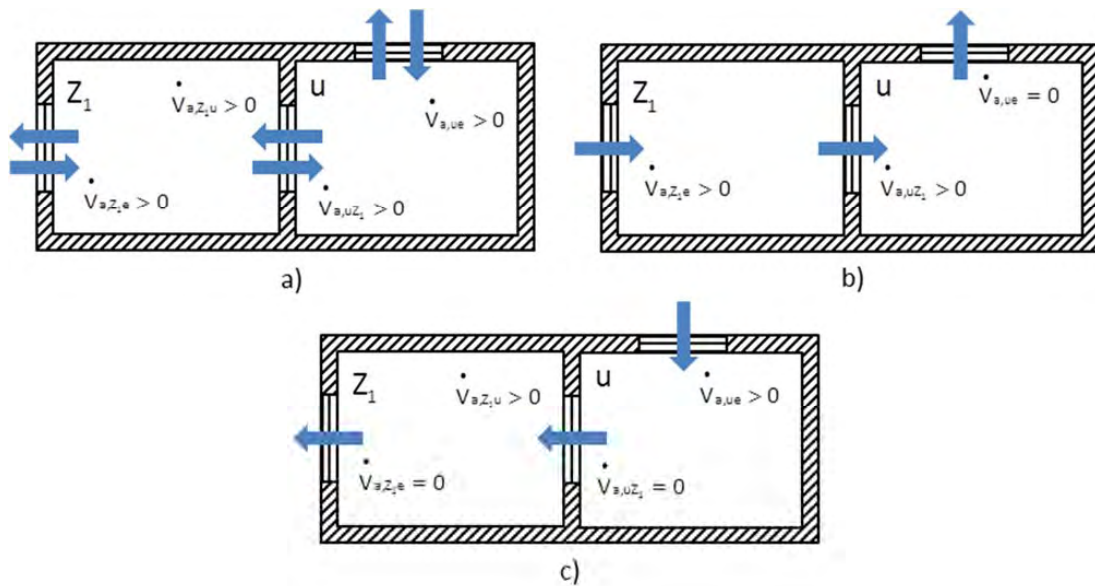


Figura A. 2 – Tipologie di flussi d'aria scambiati tra l'ambiente non climatizzato (u) e il generico ambiente climatizzato (int).

I coefficienti di scambio termico per ventilazione della zona o ambiente non climatizzato (Zona u) verso gli spazi adiacenti, zona climatizzata (Zona 1) e ambiente esterno (e), si calcolano tenendo presente che la portata volumica $\dot{V}_{a,k}$ è sempre e solo quella richiesta dall'ambiente k , cioè entrante nell'ambiente considerato provenendo da un determinato ambiente limitrofo; in questo caso quella entrante nella zona o ambiente non climatizzato proveniente e/o dalla zona climatizzata e/o dall'ambiente esterno. Di conseguenza per l'esempio riportato in figura A.2 si ha:

Caso a): circolazioni separate tra Z_1 e u e tra u e esterno

- l'ambiente non climatizzato vede due flussi massici entranti, dall'ambiente esterno e dalla zona climatizzata limitrofa (due circolazioni separate: sarebbe una configurazione da evitare in quanto la miscelazione in u tra aria di espulsione da Z_1 e l'aria di rinnovo entrante in u potrebbe essere non sufficiente per assicurare un'aria sufficientemente salubre associata al flusso di ritorno da u a Z_1),:

$$\begin{aligned} H_{v,Z_1u} &= \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_{a,Z_1u} \\ H_{v,ue} &= \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_{a,ue} \end{aligned} \quad (A.2)$$

dove

$\rho_a \cdot c_a$ è la capacità termica volumica dell'aria, pari a $1.210 \text{ J}/(\text{m}^3\text{K})$ a $20 \text{ }^\circ\text{C}$;

Caso b): flusso da Z_1 a esterno attraverso u

- la zona climatizzata espelle l'aria esausta attraverso la zona o ambiente non climatizzato; l'ambiente u non climatizzato vede entrare solo la massa proveniente da Z_1 , quindi si ha:

$$\begin{aligned} H_{v,Z_1u} &= \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_{a,uZ_1} \\ H_{v,ue} &= 0 \end{aligned} \quad (A.3)$$

Caso c): flusso da esterno a Z_1 attraverso u

- la zona climatizzata Z_1 immette l'aria di rinnovo attraverso l'ambiente non climatizzato; l'ambiente u non climatizzato vede entrare solo la massa proveniente da e , quindi si ha:

$$\begin{aligned} H_{v,Z_1u} &= 0 \\ H_{v,ue} &= \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_{a,ue} \end{aligned} \quad (A.4)$$

A.1.1.1. Calcolo delle portate per una sola zona connessa all'ambiente non climatizzato

Le portate d'aria tra zona climatizzate e zona o ambiente non climatizzato e questo e l'ambiente esterno vengono determinate tenendo presente che:

- tali portate servono per determinare il bilancio termico dell'ambiente non climatizzato e non l'energia media scambiata per infiltrazione-ventilazione tra zona climatizzata e ambiente esterno; di conseguenza nella determinazione delle portate interessate, determinate con riferimento al paragrafo 3.3.6.3, **il fattore di correzione della temperatura, b_v , per questo e solo per questo calcolo, va posto sempre uguale a 1;**

- la zona climatizzata che insiste su tale ambiente ha un valore di portata d'aria di rinnovo preassegnato (sia nel caso si stia facendo il calcolo di condizioni di riferimento che in condizioni effettive);
- sull'ambiente non climatizzato potrebbe insistere solo un numero inferiore di ambienti rispetto a quelli costituenti la zona climatizzata (ad esempio uno su quattro).

Di conseguenza, se $M < N$ è il numero degli ambienti della zona climatizzata che scambiano flussi d'aria con la zona o ambiente non climatizzato, si ha:

Caso a): circolazioni separate tra Z_1 e u e tra u e esterno

$$\begin{aligned}\dot{V}_{a,Z_1u} &= \sum_{k=1}^M \dot{V}_{a,k} \\ \dot{V}_{a,ue} &= V_u \cdot n_u / 3600\end{aligned}\quad (\text{A.5})$$

dove

$\dot{V}_{a,k}$ è la portata d'aria di rinnovo richiesta dall'ambiente k -esimo della zona climatizzata considerata [m^3/s], calcolata come riportato al paragrafo 3.3.6.3, **con fattore di correzione della temperatura, b_v preso paria a 1;**

V_u è il volume netto nell'ambiente non climatizzato [m^3]

n_u è il numero di ricambi ora per l'ambiente non climatizzato posto convenzionalmente pari a 0,5 volumi/ora;

M numero di ambienti della zona climatizzata considerata che scambiano flussi di massa con l'ambiente non climatizzato.

Caso b): flusso da Z_1 a esterno attraverso u

$$\dot{V}_{a,uZ_1} = \sum_{k=1}^M \dot{V}_{a,k} \quad (\text{A.6})$$

dove

$\dot{V}_{a,k}$ è la portata d'aria di rinnovo richiesta dall'ambiente k -esimo della zona climatizzata considerata [m^3/s], calcolata come riportato al paragrafo 3.3.6.3, **con fattore di correzione della temperatura, b_v preso paria a 1;**

M numero di ambienti della zona climatizzata considerata che scambiano flussi di massa con l'ambiente non climatizzato.

Caso c): flusso da esterno a Z_1 attraverso u

$$\dot{V}_{a,ue} = \sum_{k=1}^M \dot{V}_{a,k} \quad (\text{A.7})$$

dove

$\dot{V}_{a,k}$ è la portata d'aria di rinnovo richiesta dall'ambiente k -esimo della zona climatizzata considerata [m^3/s], calcolata come riportato al paragrafo 3.3.6.3, **con fattore di correzione della temperatura, b_v preso paria a 1;**

M numero di ambienti della zona climatizzata considerata che scambiano flussi di massa con l'ambiente non climatizzato.

A.1.1.2. Calcolo dei coefficienti $H_{v,ju}$ per più zone connesse allo stesso ambiente non climatizzato

Occorre poi considerare il caso più generale il cui più zone climatizzate insistono sullo stesso ambiente non climatizzato.

Anche in questo caso i coefficienti di scambio termico per ventilazione della zona o ambiente non climatizzato (Zona u) verso gli spazi adiacenti, zone climatizzate (Z_1 e Z_2) e ambiente esterno (e), si calcolano tenendo presente che la portata volumica $\dot{V}_{a,k}$ è sempre e solo quella richiesta dall'ambiente k, cioè quella entrante nell'ambiente considerato provenendo da un determinato ambiente limitrofo; in questo caso entrante nella zona o ambiente non climatizzato proveniente e/o dalla zona climatizzata Z_1 , e/o dalla zona climatizzata Z_2 e/o dall'ambiente esterno. Di conseguenza per l'esempio riportato in figura A.3 si ha:

Caso a): circolazioni separate tra Z_1 , Z_2 e u e tra u e esterno

- l'ambiente non climatizzato vede tre flussi massici entranti, dall'ambiente esterno e dalle zone climatizzate limitrofe Z_1 e Z_2 (tre circolazioni separate: configurazione da evitare perché non garantisce la qualità dell'aria nelle zone Z_1 e Z_2 a causa dei miscelamenti nel locale non climatizzato),:

$$\begin{aligned} H_{v,uZ_1} &= \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_{a,uZ_1} \\ H_{v,uZ_2} &= \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_{a,uZ_2} \\ H_{v,ue} &= \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_{a,ue} \end{aligned} \tag{A.8}$$

dove

$\rho_a \cdot c_a$ è la capacità termica volumica dell'aria, pari a 1.210 J/(m³K) a 20 °C;

Caso b): flusso da Z_1 e Z_2 a esterno attraverso u

- entrambe le zone climatizzate espellono l'aria esausta attraverso la zona o ambiente non climatizzato; l'ambiente u non climatizzato vede entrare solo la massa proveniente da Z_1 e Z_2 , quindi si ha:

$$\begin{aligned} H_{v,uZ_1} &= \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_{a,uZ_1} \\ H_{v,uZ_2} &= \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_{a,uZ_2} \\ H_{v,ue} &= 0 \end{aligned} \tag{A.9}$$

Caso c): flusso da esterno a Z_1 e Z_2 attraverso u

- le zone climatizzate immettono l'aria di rinnovo attraverso l'ambiente non climatizzato; l'ambiente u non climatizzato vede entrare solo la massa proveniente da e, quindi si ha:

$$\begin{aligned} H_{v,uZ_1} &= 0 \\ H_{v,uZ_2} &= 0 \\ H_{v,ue} &= \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_{a,ue} \end{aligned} \tag{A.10}$$

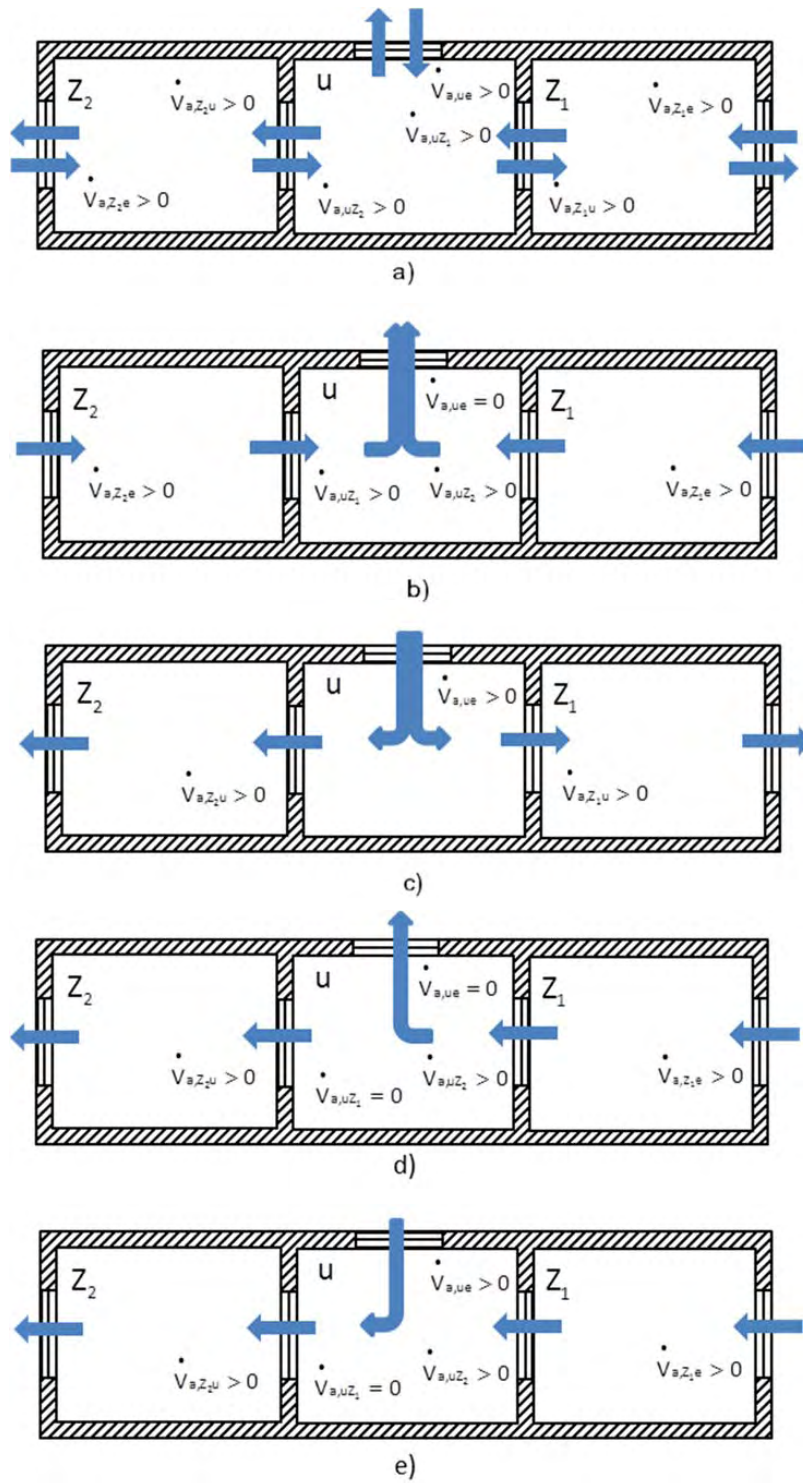


Figura A. 3 – Tipologie di flussi d’aria scambiati tra l’ambiente non climatizzato (u) e due zone climatizzate (int).

Caso d): flusso da esterno a Z_1 uscente da Z_2 attraverso u e da u stesso

- la zona climatizzata Z_1 immette l'aria di rinnovo direttamente dall'esterno e alimenta con la propria aria di espulsione la zona climatizzata Z_2 , attraverso l'ambiente non climatizzato e lo stesso ambiente u non climatizzato; questa condizione viene considerata inammissibile perché nella zona Z_2 non si avrebbe immissione di aria esterna ma di aria "inquinata" proveniente dalla zona Z_1 , cioè non si avrebbe ventilazione; quindi si ha:

$$\begin{aligned} H_{V,uZ_1} &= 0 \\ H_{V,uZ_2} &= 0 \\ H_{V,ue} &= \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_{a,ue} \end{aligned} \quad (A.11)$$

Caso e): flusso da esterno a Z_1 e Z_2 attraverso u , con parziale miscelamento dell'aria di espulsione da Z_1 con quella di rinnovo di Z_2

- la zona climatizzata Z_1 immette l'aria di rinnovo direttamente dall'esterno e alimenta con la propria aria di espulsione ambiente u non climatizzato e in parte la zona climatizzata Z_2 , attraverso l'ambiente non climatizzato; questa condizione viene considerata inammissibile perché nella zona Z_2 non si avrebbe immissione di sola aria esterna ma di una miscela con aria "inquinata" proveniente dalla zona Z_1 , cioè non si avrebbe ventilazione; quindi si ha:

$$\begin{aligned} H_{V,uZ_1} &= 0 \\ H_{V,uZ_2} &= 0 \\ H_{V,ue} &= \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_{a,ue} \end{aligned} \quad (A.12)$$

A.1.1.3. Calcolo delle portate per più zone connesse allo stesso ambiente non climatizzato

Come nel caso precedente, anche in questo caso le portate servono per determinare il bilancio termico dell'ambiente non climatizzato e non l'energia media scambiata per infiltrazione-ventilazione tra zona climatizzata e ambiente esterno; di conseguenza nella determinazione delle portate interessate, determinate con riferimento al paragrafo 3.3.6.3, **il fattore di correzione della temperatura, b_v , per questo e solo per questo calcolo, va posto sempre uguale a 1.**

Tenendo presente che $M_1 < N_1$, $M_2 < N_2$ sono il numero di ambienti delle zone climatizzate che scambiano flussi d'aria con la zona o ambiente non climatizzato, si ha:

Caso a): circolazioni separate tra Z_1 , Z_2 e u e tra u e esterno

$$\begin{aligned} \dot{V}_{a,Z_1} &= \sum_{k=1}^{M_1} \dot{V}_{a,k} \\ \dot{V}_{a,Z_2} &= \sum_{k=1}^{M_2} \dot{V}_{a,k} \\ \dot{V}_{a,ue} &= V_u \cdot n_u / 3600 \end{aligned} \quad (A.13)$$

dove

- $\dot{V}_{a,k}$ è la portata d'aria di rinnovo richiesta dall'ambiente k-esimo della zona climatizzata considerata [m³/s], calcolata come riportato al paragrafo 3.3.6.3, **con fattore di correzione della temperatura, b_v preso paria a 1;**
- V_u è il volume netto nell'ambiente non climatizzato [m³]
- n_u è il numero di ricambi ora per l'ambiente non climatizzato posto convenzionalmente pari a 0,5 volumi/ora;
- M_1 numero di ambienti della zona climatizzata Z_1 che scambiano flussi di massa con l'ambiente non climatizzato;
- M_2 numero di ambienti della zona climatizzata Z_2 che scambiano flussi di massa con l'ambiente non climatizzato.

Caso b): flusso da Z_1 e Z_2 a esterno attraverso u

$$\begin{aligned}\dot{V}_{a,uZ_1} &= \sum_{k=1}^{M_1} \dot{V}_{a,k} \\ \dot{V}_{a,uZ_2} &= \sum_{k=1}^{M_2} \dot{V}_{a,k}\end{aligned}\quad (\text{A.14})$$

dove

- $\dot{V}_{a,k}$ è la portata d'aria di rinnovo richiesta dall'ambiente k-esimo della zona climatizzata considerato [m³/s], calcolata come riportato al paragrafo 3.3.6.3, **con fattore di correzione della temperatura, b_v preso paria a 1;**
- M_1 numero di ambienti della zona climatizzata Z_1 che scambiano flussi di massa con l'ambiente non climatizzato;
- M_2 numero di ambienti della zona climatizzata Z_2 che scambiano flussi di massa con l'ambiente non climatizzato.

Caso c): flusso da esterno a Z_1 e Z_2 attraverso u

$$\dot{V}_{a,ue} = \sum_{k=1}^{M_1} \dot{V}_{a,k} + \sum_{k=1}^{M_2} \dot{V}_{a,k}\quad (\text{A.15})$$

dove

- $\dot{V}_{a,k}$ è la portata d'aria di rinnovo richiesta dall'ambiente k-esimo della zona climatizzata considerato [m³/s], calcolata come riportato al paragrafo 3.3.6.3, **con fattore di correzione della temperatura, b_v preso paria a 1;**
- M_1 numero di ambienti della zona climatizzata Z_1 che scambiano flussi di massa con l'ambiente non climatizzato;
- M_2 numero di ambienti della zona climatizzata Z_2 che scambiano flussi di massa con l'ambiente non climatizzato.

Caso d): flusso da esterno a Z_1 uscente da Z_2 attraverso u e da u stesso

$$\dot{V}_{a,ue} = V_u \cdot n_u / 3600\quad (\text{A.16})$$

dove

V_u è il volume netto nell'ambiente non climatizzato [m^3];

n_u è il numero di ricambi ora per l'ambiente non climatizzato posto convenzionalmente pari a 0,5 volumi/ora.

Caso e): flusso da esterno a Z_1 e Z_2 attraverso u , con parziale miscelamento dell'aria di espulsione da Z_1 con quella di rinnovo di Z_2

$$\dot{V}_{a,ue} = V_u \cdot n_u / 3600 \quad (A.17)$$

dove

V_u è il volume netto nell'ambiente non climatizzato [m^3];

n_u è il numero di ricambi ora per l'ambiente non climatizzato posto convenzionalmente pari a 0,5 volumi/ora.

A.1.1.4. Ripartizione della portata richiesta nel caso di contemporanea ventilazione diretta e indiretta

Nel caso in cui un ambiente appartenente ad una determinata zona climatizzata sia adiacente ad una zona o ambiente non climatizzato e provveda a soddisfare i propri requisiti di ventilazione, sia direttamente (prelevando dall'ambiente esterno), sia indirettamente (prelevando attraverso l'ambiente non climatizzato), occorre ripartire la portata d'aria media giornaliera di rinnovo, $\dot{V}_{a,k}$, calcolata come riportato al paragrafo 3.3.6.3, **con fattore di correzione della temperatura, b_v preso pari a 1**, tra flusso diretto e flusso indiretto, come segue:

$$\dot{V}_{a,k,dir} = \dot{V}_{a,k} \cdot \frac{1}{A_{Tot}} \sum_{i=1}^{N_{reg}} A_i \quad (A.18)$$

$$\dot{V}_{a,k,ind} = \dot{V}_{a,k} \cdot \frac{1}{A_{Tot}} \sum_{i=1}^{N_{nu}} A_i \quad (A.19)$$

con

$$A_{Tot} = \sum_{i=1}^{N_{reg}} A_i + \sum_{i=1}^{N_{nu}} A_i \quad (A.20)$$

dove

$\dot{V}_{a,k}$ è la portata d'aria di rinnovo richiesta dall'ambiente k -esimo della zona climatizzata considerato [m^3/s], calcolata come riportato al paragrafo 3.3.6.3, **con fattore di correzione della temperatura, b_v preso pari a 1**;

A_i è l'area dell' i -esimo serramento o apertura tra l'ambiente esterno e l'ambiente considerato o tra l'ambiente non climatizzato e l'ambiente considerato, [m^2];

A_{Tot} è l'area totale di tutti i serramenti o aperture tra l'ambiente esterno e l'ambiente considerato e l'ambiente non climatizzato e l'ambiente considerato, [m^2];

N_{we} è il numero di serramenti o aperture tra l'ambiente esterno e l'ambiente considerato, [-];

N_{wu} è il numero di serramenti o aperture tra l'ambiente non climatizzato e l'ambiente considerato, [-].

A.1.2. Temperatura di un ambiente soleggiato (serra) non servito da impianto termico

La temperatura media mensile dell'ambiente circostante in questo caso coincide con la temperatura di dell'ambiente soleggiato (serra) non servito da un impianto termico, θ_s , possibilmente anche confinante con altri ambienti e zone a temperatura controllata, e l'ambiente esterno ed è determinata attraverso l'equazione (A.1), dove però si aggiunge tra i termini sorgente il termine Q_{SPI} e si tiene conto che non tutta la radiazione entrante viene assorbita (la quota riflessa sfugge attraverso le superfici trasparenti che costituiscono la maggior parte dell'involucro), cioè:

$$\theta_a \equiv \theta_s = \frac{\left(\frac{\alpha \cdot Q_{SI} + Q_{SE} + Q_i - Q_{SPI} - \Delta Q_{T,R}}{\Delta t} \right) + \sum_{j=1}^{N_T} (H_{T,ju} \theta_j) + \sum_{j=1}^{N_V} (H_{V,ju} \theta_j)}{\sum_{j=1}^{N_T} (H_{T,ju}) + \sum_{j=1}^{N_V} (H_{V,ju})} \quad (A.21)$$

dove:

α è il coefficiente di assorbimento medio delle superfici opache che costituiscono lo spazio soleggiato (serra), [-], calcolato come:

$$\alpha = \frac{\sum_{j=1}^{N_S} (\alpha_j A_j)}{\sum_{j=1}^{N_S} A_j} \quad (A.22)$$

Q_{SPI} è l'energia solare mensile trasferita alle zone termiche adiacenti attraverso le pareti di separazione tra queste e l'ambiente soleggiato non servito dall'impianto termico per effetto della radiazione solare che, attraversato l'involucro trasparente, raggiunge direttamente tali pareti, [kWh].

Tutti i termini dell'equazione (A.21) sono analoghi a quelli della (A.1) e si calcolano nello stesso modo, tranne il termine sottrattivo Q_{SPI} che si calcola come segue:

$$Q_{SPI} = \sum_{j=1}^{N_z} Q_{SE,S_j} \quad (A.23)$$

dove

N_z è il numero di zone climatizzate o a temperatura controllata adiacenti allo spazio soleggiato, [-];

Q_{SE,S_j} è il contributo solare indiretto alla zona j-esima, come calcolato con l'equazione (3.95).

Il coefficiente di scambio termico per ventilazione tra le zone climatizzate o a temperatura controllata e lo spazio soleggiato, se prevista una ventilazione delle zone termiche attraverso lo spazio soleggiato, è calcolato nel modo descritto al paragrafo A.1.1 per la zona o locale non climatizzato.

La portata d'aria esterna di ricambio nello spazio soleggiato si calcola differentemente da quanto riportato nel paragrafo A.1.1 nel caso di assenza di ventilazione tra spazio soleggiato e zone climatizzate o a temperatura controllata adiacenti. In tal caso si considera che si ha comunque sempre una ventilazione di tale spazio, definita mediante la seguente relazione:

$$\dot{V}_s = V_s \cdot n / 3600 \quad (\text{A.24})$$

dove:

\dot{V}_s è la portata d'aria esterna di ventilazione nello spazio soleggiato, [m³/s];

V_s è il volume netto dello spazio soleggiato, [m³];

n è il numero di ricambi d'aria per cui si utilizzano i seguenti valori convenzionali: periodo di riscaldamento $n = 0,5$; altri periodi $n = 1,0$.

A.2. Temperatura di ambienti climatizzati o non climatizzati non appartenenti allo stesso edificio

La temperatura media mensile dell'ambiente circostante in questo caso si determina nel seguente modo:

- ambienti adiacenti appartenenti ad un altro edificio dotato di impianto di climatizzazione invernale e/o estivo:
si considerano con gli impianti sempre in funzione e si assumono quali temperature dell'ambiente circostante le temperature interne predefinite per la destinazione d'uso di tale edificio;
- ambienti adiacenti appartenenti ad un altro edificio non dotato di impianto di climatizzazione invernale e/o estivo:
si assume convenzionalmente quale temperatura dell'ambiente circostante la temperatura media annuale dell'aria esterna.

Appendice B

- Calcolo della trasmittanza termica equivalente del basamento

Il calcolo dell'energia termica scambiata su base mensile o annuale per trasmissione dagli elementi strutturali di un edificio verso il terreno (basamento) può essere fatto in prima approssimazione considerando il regime stazionario tra i valori medi mensili della temperatura dell'ambiente interno ed esterno e trascurando gli effetti capacitivi del terreno.

Si definisce a questo scopo una trasmittanza termica equivalente del basamento:

$$U_b \equiv \frac{\Phi_g}{A_b \Delta\theta_m} \quad (\text{B.1})$$

dove:

Φ_g è il flusso termico (potenza) in regime stazionario scambiato attraverso il terreno, [W];

$\Delta\theta_m$ è la differenza tra i valori medi mensili delle temperature ambiente interne ed esterne, [°C];

A_b l'area in pianta della proiezione del basamento sul piano orizzontale, [m²].

I parametri principali del basamento a cui fanno riferimento le formule sono gli spessore equivalenti totali di terreno d_t e d_w , rispettivamente per pavimenti e per pareti di piani interrati sotto il livello del terreno, e il fattore di forma del basamento:

$$B' = \frac{A}{P/2} \quad (\text{B.2})$$

dove:

A è l'area del pavimento, [m²];

P è il perimetro disperdente del pavimento, [m].

Il Prospetto B. I fornisce il quadro di riferimento per le formule da usare nei vari casi.

Tipo di pavimento	Per tutti i tipi di pavimento ricavare B' utilizzando l'equazione (B.2)	
Pavimento controterra	Calcolare d_t utilizzando (B.6) e U_0 utilizzando (B.4) o (B.5)	Nessun isolamento perimetrale: $U_g = U_0$
		Isolamento perimetrale: $U_g = U_0 + 2 \Psi / B'$ Isolamento orizzontale perimetrale: d' da (B.7) e Ψ da (B.8) Isolamento perimetrale verticale: d' da (B.7) e Ψ da (B.9)
Pavimento su intercapedine	Calcolare d_g utilizzando (B.11), U_g utilizzando (B.12), U_x utilizzando (B.14) e quindi U_b utilizzando (B.10)	
Piani interrati	Pavimenti di piani interrati: calcolare d_t utilizzando (B.6) calcolare U_{bf} utilizzando (B.16) o (B.17)	Interrati riscaldati: calcolare U' utilizzando (B.15) calcolare U_g utilizzando (B.20)
	Pareti di piani interrati: calcolare d_w utilizzando (B.19) e U_{bw} utilizzando (B.18)	

Prospetto B. I

- Quadro di riferimento per i vari casi

B.1. Proprietà termofisiche del terreno

Nel prospetto seguente sono riportati i valori rappresentativi delle proprietà termofisiche di differenti tipi di terreno. Tali valori devono essere utilizzati quando il terreno è identificabile come appartenente ad una delle categorie indicate.

Categoria	Descrizione	Conduktività Termica λ (W/m K)	Capacità termica per unità di volume c_{vol} (J/m ³ K)
1	argilla o limo	1,5	$3,0 \times 10^6$
2	Sabbia o ghiaia	2,0	$2,0 \times 10^6$
3	Roccia omogenea	3,5	$2,0 \times 10^6$
Quando non sono note le caratteristiche termofisiche del terreno devono essere considerati i valori relativi alla categoria 2.			

Prospetto B. II - Proprietà termofisiche del terreno.

B.2. Ponti termici e dimensioni considerate

Le formule riportate in questo documento sono ricavate per un pavimento che viene considerato isolato da ogni interazione tra lo stesso e le pareti perimetrali sovrastanti. Inoltre vengono considerate proprietà uniformi per il terreno.

Non sono inclusi quindi nei valori di trasmittanza ricavabili dalle suddette formule i ponti termici tra il basamento dell'edificio e le pareti perimetrali che vi si connettono. Per tenerne conto occorre associare ai valori di trasmittanza delle pareti perimetrali le relative trasmittanze termiche lineari, Ψ .

Infine lo scambio termico globale dell'edificio attraverso il basamento è calcolato tramite un preciso piano di separazione:

- al livello della superficie interna del pavimento per un pavimento su terreno, pavimenti sospesi e basamenti non riscaldati;
- a livello della superficie esterna del terreno per i basamenti riscaldati.

La trasmittanza termica degli elementi che si trovano sopra il piano di separazione deve essere calcolata secondo la ISO 6946.

B.3. Resistenze superficiali

Si usano i valori dati nella ISO 6946. R_{si} per i flussi termici discendenti si applica sia alla superficie superiore che inferiore dello spazio sotto il pavimento. R_{si} per i flussi termici ascendenti si applica ai pavimenti con pannelli radianti.

B.4. Pavimenti appoggiati sul terreno (controterra)

Sono considerati tali i pavimenti appoggiati direttamente sul terreno e situati allo stesso livello o in prossimità del livello della superficie del terreno esterno, Figura B. 1.

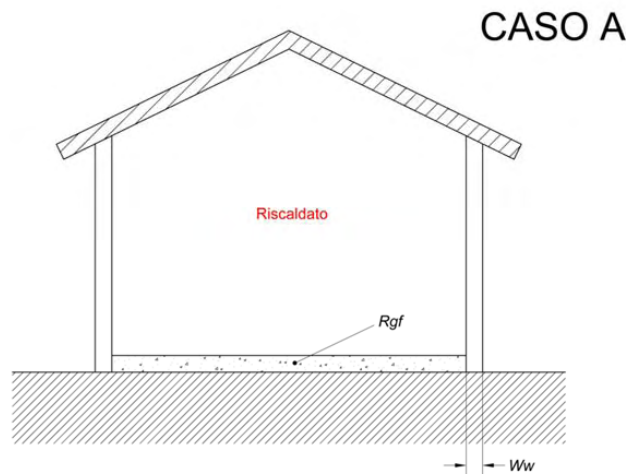


Figura B. 1 – Basamento CASO A –Pavimento su terreno

Costruttivamente essi possono essere:

- privi di isolamento;
 - uniformemente isolati su tutta la loro superficie;
 - isolati parzialmente solo lungo il perimetro (con isolamento perimetrale posto orizzontalmente o verticalmente o con fondazioni a bassa densità).

La trasmittanza termica equivalente del basamento è data da:

$$U_b = U_0 + \Psi (P / A) \quad (B.3)$$

dove:

U_0 è la trasmittanza termica del pavimento sul terreno, [W/ (m²K)];

A è l'area del pavimento, coincidente col l'area A_b , [m²]

Ψ è il fattore di correzione relativo al tipo di isolamento di bordo; [W/ (m K)]

P è il perimetro esposto del pavimento, [m].

La trasmittanza termica del pavimento U_0 tiene conto delle caratteristiche costruttive del pavimento e della eventuale presenza di strati isolanti uniformemente distribuiti su tutta la superficie.

Si ammette inoltre che:

- a) la conduttività termica della parete di fondazione (sotto il livello del terreno) se non precisato sia pari a quella del suolo;
- b) i ponti termici alla giunzione parete-pavimento siano calcolati separatamente.

Il parametro Ψ tiene conto della presenza di isolamento non uniforme sul pavimento e sugli elementi verticali di fondazione.

B.4.1 Determinazione del coefficiente U_0

Per il calcolo di U_0 si usa una delle seguenti formule in funzione del tipo di isolamento del pavimento.

- Se $d_t < B'$ (pavimenti non isolati o moderatamente isolati) si ottiene:

$$U_0 = \frac{2\lambda}{\pi \cdot B' + d_t} \ln \left(\frac{\pi \cdot B'}{d_t} + 1 \right) \quad (\text{B.4})$$

dove:

- λ è la conduttività termica del terreno, $[(\text{m K})]$;
- B' è la dimensione caratteristica del pavimento, $[\text{m}]$;
- d_t è lo spessore equivalente totale, $[\text{m}]$, di seguito definito.

- Se $d_t \geq B'$ (pavimenti ben isolati) si ottiene:

$$U_0 = \frac{\lambda}{0,457 \cdot B' + d_t} \quad (\text{B.5})$$

Lo spessore equivalente totale d_t è dato da:

$$d_t = w + \lambda \cdot (R_{si} + R_f + R_{se}) \quad (\text{B.6})$$

dove:

- w è lo spessore delle pareti perimetrali esterne dell'edificio, $[\text{m}]$;
- R_{si} è la resistenza termica superficiale interna, $[\text{m}^2 \text{K} / \text{W}]$;
- R_f è la resistenza termica del pavimento, $[\text{m}^2 \text{K} / \text{W}]$;
- R_{se} è la resistenza termica superficiale esterna, $[\text{m}^2 \text{K} / \text{W}]$.

B.4.2 Determinazione del coefficiente Ψ

Il fattore correttivo Ψ dipende dall'entità e dal posizionamento di eventuali strati di materiale isolante. Si possono considerare le tre situazioni:

- pavimento non isolato o uniformemente isolato;
- pavimento con isolamento perimetrale (orizzontale);
- isolamento delle pareti di fondazione (verticale).

Nel caso di pavimento non isolato o uniformemente isolato Ψ è uguale a zero.

Negli altri casi l'isolamento perimetrale produce una resistenza termica addizionale R' che porta all'introduzione di uno spessore equivalente aggiuntivo definito da:

$$d' = \lambda \cdot R' = \lambda (R_n - d_n / \lambda) = \lambda \cdot R_n - d_n \quad (\text{B.7})$$

dove:

R_n è la resistenza termica dell'isolamento di bordo, [$\text{m}^2 \text{K} / \text{W}$];

d_n è lo spessore di terreno che viene rimpiazzato dall'isolamento perimetrale (o dalla fondazione), [m].

B.4.2.1 Isolamento perimetrale orizzontale

Per isolamenti perimetrali o di bordo posizionati orizzontalmente (vedere Figura B. 2) si applica la seguente espressione:

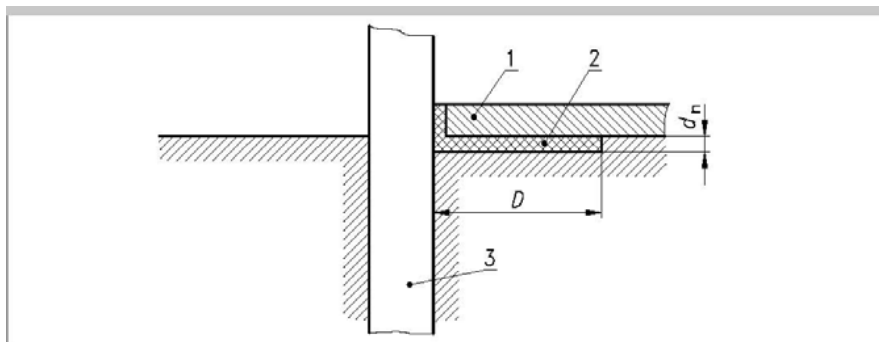
$$\Psi = -\frac{\lambda}{\pi} \left[\ln \left(\frac{D}{d_t} + 1 \right) - \ln \left(\frac{D}{d_t + d'} + 1 \right) \right] \quad (\text{B.8})$$

dove:

D è la larghezza dell'isolamento di bordo, [m];

d_t è lo spessore equivalente totale, come definito nella (B.6) , [m];

d' è lo spessore dello strato perimetrale di isolante, definito nella (B.7) , [m].



Legenda: 1 Soletta di pavimento, 2 Isolamento perimetrale orizzontale, 3 Parete di fondazione.

Figura B. 2 - Isolamento perimetrale orizzontale

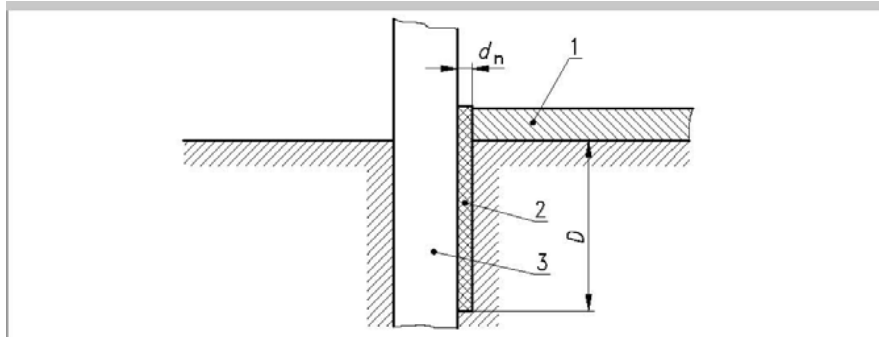
B.4.2.2 Isolamento perimetrale verticale

Si distinguono le due situazioni seguenti:

- isolamento delle pareti verticali di fondazione (Figura B. 3);
- elementi di fondazione costituiti da materiale a bassa densità e conduttività termica minore di quella del terreno ($\lambda_n < \lambda$) (Figura B. 4).

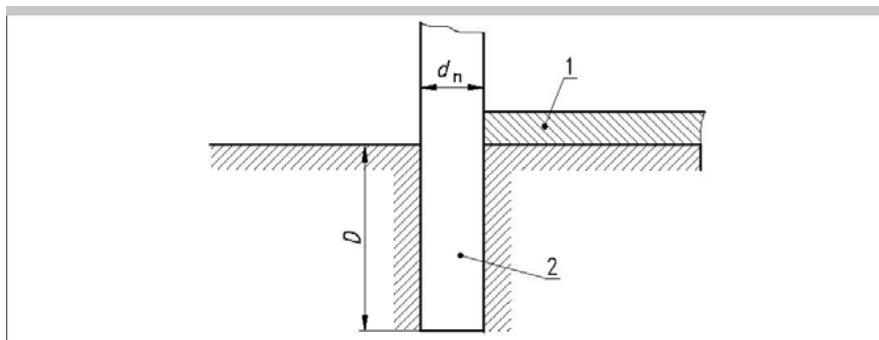
Per ambedue le situazioni il fattore $\Delta\Psi$ è dato da :

$$\Psi = -\frac{\lambda}{\pi} \left[\ln \left(\frac{2D}{d_t} + 1 \right) - \ln \left(\frac{2D}{d_t + R'\lambda} + 1 \right) \right] \quad (\text{B.9})$$



Legenda: 1 Soletta di pavimento, 2 Isolamento perimetrale orizzontale, 3 Parete di fondazione.

Figura B. 3 - Isolamento perimetrale verticale (strato di isolante)



Legenda: 1 Soletta di pavimento, 2 Parete di fondazione a bassa densità e conduttività $\lambda_n < \lambda$.

Figura B. 4 - Isolamento perimetrale verticale (strato di isolante)

B.5. Pavimenti su spazio aerato (intercapedine)

Sono considerati tali i pavimenti che si trovano a quota superiore rispetto a quella del terreno, per esempio un assito o un pavimento sorretto da travi su blocchi. La procedura riportata in questo punto consente il calcolo dei coefficienti di dispersione per pavimenti in cui lo spazio sottostante è ventilato in modo naturale.

L'energia termica viene trasmessa allo spazio sottostante il pavimento e poi all'ambiente esterno mediante tre meccanismi:

- a) attraverso il terreno,
- b) attraverso le pareti dello spazio sotto il pavimento,
- c) per ventilazione dello spazio sotto il pavimento.

In Figura B. 5 sono schematizzati i percorsi dei flussi termici.

La trasmittanza termica globale è data da:

$$U_b = \frac{1}{\frac{1}{U_f} + \frac{1}{U_g + U_x}} \quad (\text{B.10})$$

dove:

U_f è la trasmittanza termica media del pavimento al di sopra dello spazio aerato, che include l'eventuale presenza di ponti termici con le pareti, [W/ (m²K)];

U_g è la trasmittanza termica per il flusso termico attraverso il terreno, a), [W/ (m²K)];

U_x è la trasmittanza termica equivalente tra lo spazio aerato e l'ambiente esterno che tiene conto dei meccanismi b) e c), [W/ (m²K)].

Il valore di U_g è dato da una relazione analoga alla (B.6) per pavimenti controterra, dove d_t è sostituito da d_g , che tiene conto di un eventuale resistenza termica R_g di isolamenti sul fondo dell'intercapedine:

$$d_g = w + \lambda \cdot (R_{si} + R_g + R_{se}) \quad (B.11)$$

$$U_g = \frac{2\lambda}{\pi \cdot B' + d_g} \ln \left(\frac{\pi \cdot B'}{d_g} + 1 \right) \quad (B.12)$$

Usualmente la base dello spazio aerato è senza isolamento, e nella determinazione di d_g si usano solamente le resistenze superficiali interna ed esterna e lo spessore delle pareti.

Questa espressione di U_g non tiene conto di eventuali differenze di quota tra la base dello spazio aerato e la superficie del terreno esterno, Figura B. 6, né di eventuali isolamenti perimetrali; se vi fossero tale trasmittanza va calcolata come descritto nel paragrafo § B.4.

Se lo spazio sotto il pavimento si estende ad una profondità media maggiore di 0,5 m sotto il livello del terreno, Figura B. 6, U_g dovrebbe essere calcolata secondo l'equazione:

$$U_g = U_{bf} + z P U_{bw} / A \quad (B.13)$$

dove U_{bf} e U_{bw} si calcolano secondo le (B.16) o (B.17) e (B.18) .

Il coefficiente U_x è dato da:

$$U_x = 2h \frac{U_w}{B'} + 1450 \varepsilon v \frac{f_w}{B'} \quad (B.14)$$

dove:

h è l'altezza del pavimento sul livello del terreno esterno, [m];

U_w è la trasmittanza termica delle pareti dello spazio aerato, [W/ (m²K)];

B' è la dimensione caratteristica del pavimento, [m];

ε è l'area delle aperture di ventilazione per unità di perimetro dello spazio aerato, [m];

v è la velocità media giornaliera media annuale del vento, [m/s], che si desume dall'Allegato 1 - Prospetto V;

f_w è il coefficiente di protezione dal vento, [-].

Se h varia lungo il perimetro del pavimento, nella (B.14) si deve assumere un valore medio.

Il valore di U_w è calcolato in accordo con la UNI EN ISO 6946; f_w è un coefficiente che mette in relazione la velocità del vento a 10 m di altezza (assunto in moto indisturbato) con quella al livello del terreno, tenendo

conto della protezione offerta dagli edifici adiacenti ecc. Nel Prospetto B. III sono riportati valori rappresentativi di f_w .

Posizione	f_w
protetta (centro città)	0,02
media (periferie)	0,05
esposta (zone rurali)	0,10

Prospetto B. III – Coefficiente di protezione dal vento.

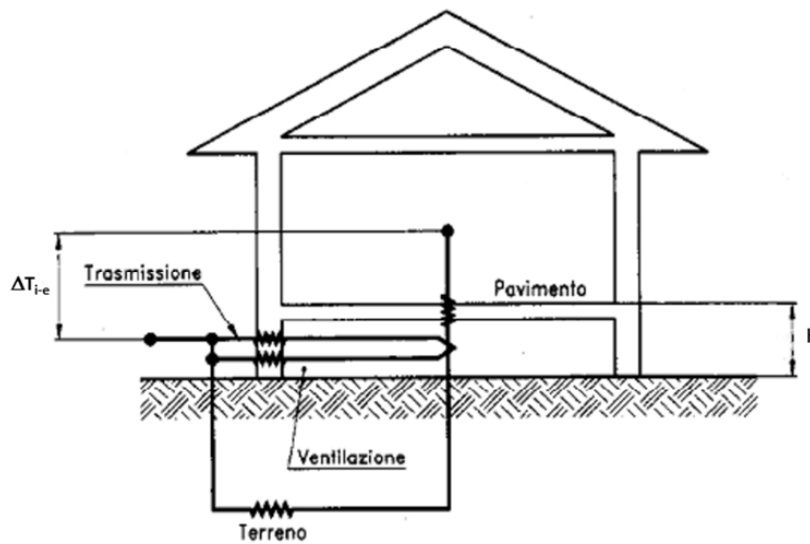


Figura B. 5 - Scambi termici in presenza di spazio aerato

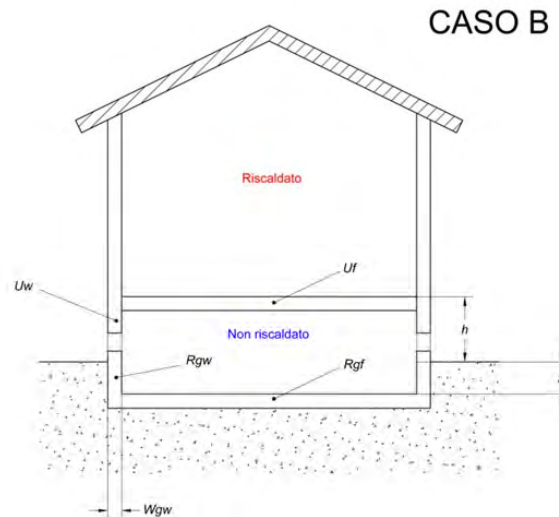


Figura B. 6 – Basamento CASO B - Pavimento su spazio aereo

B.6. Piano interrato riscaldato

Le procedure per il calcolo dei flussi termici verso il terreno nei piani interrati si applicano agli edifici in cui parte dello spazio abitabile si trova a livello inferiore a quello del terreno esterno (vedere Figura B. 7). La procedura di calcolo è analoga a quella introdotta per i pavimenti a livello del terreno esterno. Essa inoltre tiene conto di:

- profondità z del pavimento del piano interrato rispetto al terreno esterno;
- diverse caratteristiche di isolamento termico delle pareti interrate e del pavimento.

Se z varia lungo il perimetro dell'edificio, per il calcolo è opportuno assumere un valore medio.

Se $z = 0$ le formule si riducono, ovviamente, a quelle del caso di pavimento controterra (§ B.4).

Le procedure descritte forniscono il valore del totale flusso termico scambiato attraverso il terreno dalla parte di edificio interrata, cioè attraverso il pavimento e le parti di pareti del piano al di sotto della quota del terreno esterno.

Le parti di parete al di sopra del terreno devono essere considerate separatamente mediante la loro trasmittanza termica U calcolata secondo la UNI EN ISO 6946.

La trasmittanza termica equivalente del basamento è data da:

$$U_b = U_{bf} + (z P U_{bw}) / A + \Psi (P / A) \quad (\text{B.15})$$

dove

A è l'area del pavimento, $[\text{m}^2]$

- U_{bf} è la trasmittanza termica del pavimento del piano interrato, [W/ (m²K)];
- z è la profondità del pavimento al di sotto del livello del terreno esterno, [m];
- P è il perimetro disperdente del pavimento, [m];
- U_{bw} è la trasmittanza termica delle pareti interrate, [W/ (m²K)].
- Ψ è il fattore di correzione relativo al tipo di isolamento di bordo; [W/ (m K)]

L'equazione (B.15) consente il calcolo del flusso termico globale scambiato attraverso tutti gli elementi a contatto con il terreno. I flussi termici relativi alle pareti interrate e al pavimento sono interdipendenti e i due termini a secondo membro nella equazione (B.15) non rappresentano rispettivamente i singoli contributi delle pareti e del pavimento. In presenza di eventuali isolamenti perimetrali va calcolato il coefficiente Ψ come descritto nel paragrafo § B.4.2.

Il calcolo della trasmittanza termica U_{bf} viene fatto utilizzando una delle due seguenti formule:

- se $(d_t + z/2) < B'$ (pavimenti non isolati o moderatamente isolati) si ha:

$$U_{bf} = \frac{2\lambda}{\pi \cdot B' + d_t} \ln \left(\frac{\pi \cdot B'}{d_t + z/2} + 1 \right) \quad (B.16)$$

- se $(d_t + z/2) \geq B'$ (pavimenti ben isolati) si ha:

$$U_{bf} = \frac{\lambda}{0,457B' + d_t + z/2} \quad (B.17)$$

dove:

- λ è la conduttività termica del terreno, [W/(m K)];
- B' è la dimensione caratteristica del pavimento, definita nella (B.2), [m].
- d_t è lo spessore equivalente totale del pavimento, di definito dalla (B.6), [m].

Per il calcolo del coefficiente U_{bw} si utilizza la seguente formula:

$$U_{bw} = \frac{2\lambda}{\pi \cdot z} \left(1 + \frac{d_t/2}{d_t + z} \right) \ln \left(\frac{z}{d_w} + 1 \right) \quad (B.18)$$

dove d_w è lo spessore equivalente totale per la parete interrata definito come:

$$d_w = \lambda \cdot (R_{si} + R_w + R_{se}) \quad (B.19)$$

dove:

- R_{si} è la resistenza superficiale interna, [m² K / W];
- R_w è la resistenza termica della parete, [m² K / W];
- R_{se} è la resistenza termica superficiale esterna, [m² K / W].

La formula per U_{bw} utilizza sia d_w che d_t . Essa è valida $d_w \geq d_t$, come avviene di solito. Se, tuttavia, risulta $d_w < d_t$ nella formula (B.18) si deve sostituire d_w con d_t .

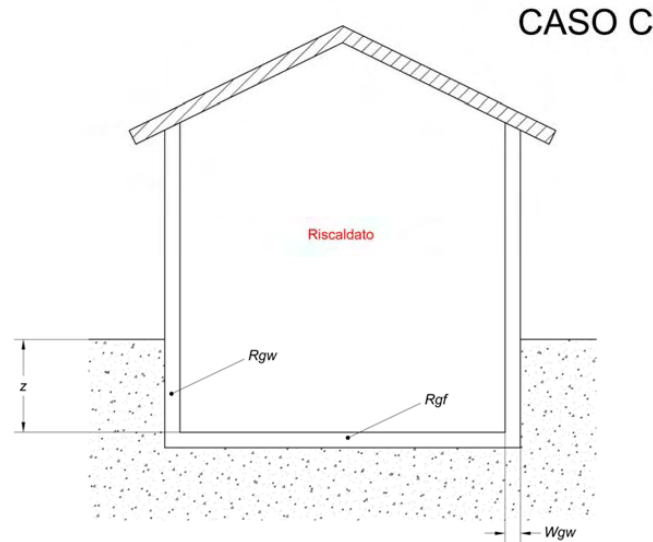


Figura B. 7 – Basamento CASO C - Piano interrato climatizzato

B.7. Piano interrato non riscaldato

Le formule presentate in questo paragrafo si applicano a piani anche parzialmente interrati non riscaldati ventilati dall'esterno.

La trasmittanza termica equivalente del basamento U_b si ricava da

$$\frac{1}{U_b} = \frac{1}{U_f} + \frac{A}{AU_{bf} + zPU_{bw} + hPU_w + 0,33nV} \quad (\text{B.20})$$

dove:

- U_f è la trasmittanza termica del pavimento dell'ambiente sopra il piano interrato, [W/ (m²K)];
- U_{bf} è la trasmittanza termica del pavimento del piano interrato, calcolata secondo la (B.16) o la (B.17), [W/ (m²K)];
- U_{bw} è la trasmittanza termica delle pareti interrate calcolata secondo la (B.18) , [W/ (m²K)];
- U_w è la trasmittanza termica delle parte del piano interrato sopra il livello del terreno, [W/ (m²K)];
- n è la portata d'aria di ventilazione nel piano interrato misurata in ricambi d'aria all'ora, in mancanza di dati specifici assumere un valore di $n=0,3$, [h⁻¹];
- V è il Volume d'aria del piano interrato, [m³].

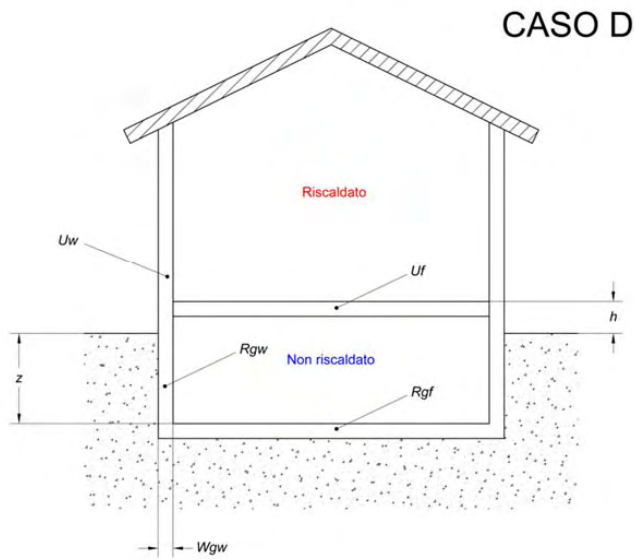


Figura B. 8 – Basamento CASO D - Piano interrato non climatizzato

B.8. Piano interrato parzialmente riscaldato

B.8.1 Solaio di separazione tra ambiente interrato non riscaldato e ambiente riscaldato sotto piano di campagna.

Le formule presentate in questo paragrafo si applicano ad ambienti riscaldati con solaio posto sotto il piano di campagna e posti sopra piani completamente interrati non riscaldati ventilati dall'esterno, Figura B. 9.

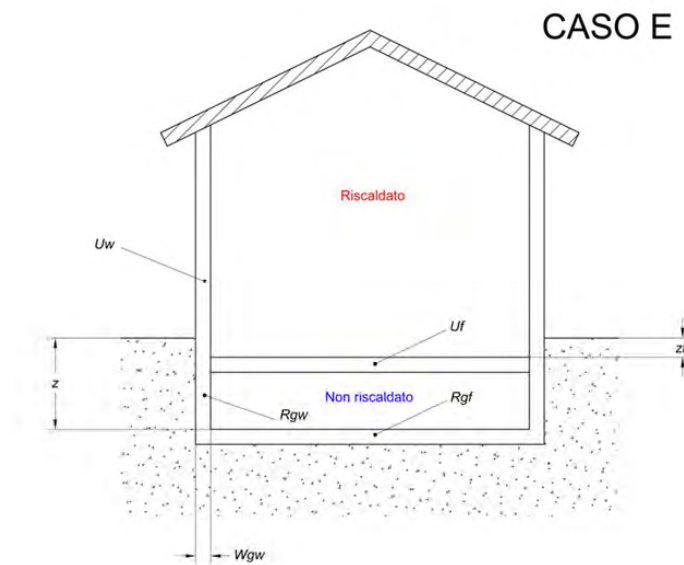


Figura B. 9- Basamento CASO E - Solaio tra ambiente interrato non riscaldato e ambiente riscaldato sotto piano di campagna.

La trasmittanza termica equivalente del basamento U_b si ricava da

$$U_b = U_{ftb} + \frac{z_h P}{A} U_{bw} \quad (\text{B.21})$$

dove:

U_{ftb} è la trasmittanza termica tra pavimento dell'ambiente sopra il piano completamente interrato e l'ambiente esterno, $[\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$;

U_{bw} è la trasmittanza termica delle pareti interrate secondo la (B.18) relativamente alla profondità z_h , $[\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$.

con

$$\frac{1}{U_{ftb}} = \frac{1}{U_f} + \frac{A}{A U_{bf} + (z - z_h) P U_{bw} + 0,33nV} \quad (\text{B.22})$$

dove:

U_f è la trasmittanza termica del pavimento dell'ambiente sopra il piano completamente interrato, $[\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$;

- U_{bf} è la trasmittanza termica del pavimento del piano interrato, calcolata secondo la (B.16) o la (B.17), [W/ (m²K)];
- U_{bw} è la trasmittanza termica delle pareti interrate calcolata secondo la (B.18) , [W/ (m²K)];
- n è la portata d'aria di ventilazione nel piano interrato misurata in ricambi d'aria all'ora, in mancanza di dati specifici assumere un valore di $n=0,3$, [h⁻¹];
- V è il Volume d'aria del piano interrato, [m³].

B.8.2 Ambiente non riscaldato affiancato da ambiente riscaldato

Gli scambi termici per piani interrati parzialmente riscaldati, Figura B. 10, si possono calcolare come segue:

- 1) calcolare il flusso termico per il piano interrato come completamente riscaldato;
- 2) calcolare il flusso termico per il piano interrato come completamente non riscaldato;
- 3) combinare i flussi termici dei punti 1) e 2) in proporzione alle aree, a contatto con il terreno, delle parti riscaldate e non riscaldate del piano interrato per ottenere il flusso termico per un piano interrato parzialmente riscaldato.

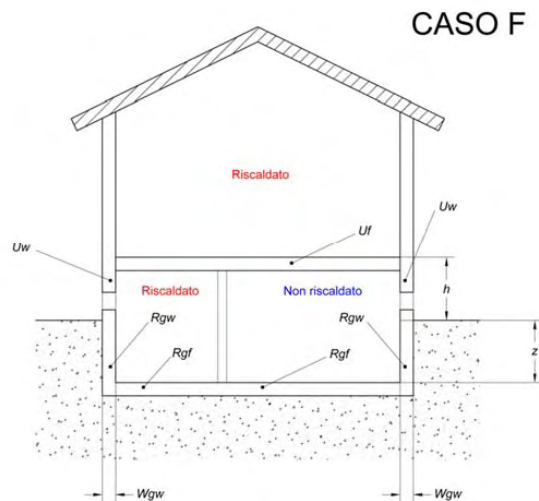


Figura B. 10 – Basamento CASO F - Piano interrato con ambiente non riscaldato affiancato da ambiente riscaldato

B.9. Trasmittanza termica equivalente per ambienti singoli

Le formule riportate in precedenza forniscono una trasmittanza media del basamento dell'intero edificio. Nel caso in cui sia richiesto di determinare con maggiore precisione lo scambio termico per singoli vani di un edificio, in cui alcuni vani hanno pareti esterne e alcuni no, si possono calcolare due distinte

trasmittanze termiche equivalenti, U_{be} e U_{bi} , applicabili rispettivamente a vani che hanno pareti esterne (zone perimetrali) e vani che non hanno pareti esterne (zone centrali).

Si calcola prima la trasmittanza termica equivalente per l'intero basamento, U_b , e poi si determina la trasmittanza termica equivalente relativa alla zona perimetrale, U_{be} , e relativa alla zona centrale, U_{bi} , come segue:

$$U_{be} = \frac{A_b}{A_i \frac{b+d_t}{0.5B'+d_t} + A_e} \cdot U_b \quad (\text{B.23})$$

$$U_{bi} = \frac{A_b U_b - A_e U_{be}}{A_i} \quad (\text{B.24})$$

dove:

A_b è l'area in pianta del basamento dell'edificio, [m²];

A_e è la superficie totale del pavimento di vani in corrispondenza del perimetro dell'edificio, [m²];

A_i è la superficie totale del pavimento di vani centrali dell'edificio, [m²];

b è la larghezza media dei vani perimetrali dell'edificio, [m];

B' è la dimensione caratteristica dell'intero pavimento come definita in (B.2).

Appendice C

- Fattori di ombreggiatura

I fattori di ombreggiatura sono dei fattori moltiplicatori dell'irradiazione solare che, riducendone il valore, tengono conto dell'ombreggiamento medio giornaliero medio mensile delle superfici a cui si riferiscono. Nei prospetti successivi i parametri di ingresso per determinare il valore del singolo fattore sono:

- un angolo caratteristico dell'aggetto;
- il mese dell'anno;
- l'esposizione della superficie considerata.

Il calcolo degli angoli caratterizzanti le ombreggiature si effettua nel seguente modo:

- componenti vetrati:
 - si considerare la superficie esterna degli elementi comprensiva del telaio,
 - si determina la posizione del baricentro di tale superficie e quindi la distanza (d) e la profondità (h), dell'aggetto, fermandosi all'intradosso dell'aggetto stesso,
 - si calcola analogamente l'angolo formato dalle ostruzioni partendo sempre dal baricentro dell'intero componente finestrato;
- superfici opache:
 - si considera la superficie esterna già definita per il calcolo dello scambio termico per trasmissione,
 - si determina la posizione del baricentro di tale superficie e quindi la distanza (d) e la profondità (h), dell'aggetto, fermandosi all'intradosso dell'aggetto stesso,
 - si calcola analogamente l'angolo formato dalle ostruzioni partendo sempre dal baricentro della superficie opaca.

Si ricorda che i prospetti relativi ad aggetti verticali (Prospetto C. 5, Prospetto C. 6) fanno riferimento ad un unico aggetto posizionato, per le esposizioni est e ovest, verso il sud. Quindi l'impiego di tali prospetti in presenza di doppio aggetto porta ad una leggera sottostima del fattore di ombreggiamento medio giornaliero.

Anche per l'esposizione sud nei prospetti viene riportato un fattore che considera un solo aggetto verticale, in questo caso indifferentemente posto a est o ovest. È in tal caso possibile calcolare il fattore di ombreggiamento per doppio aggetto verticale secondo la seguente formula:

$$F_{s,f} = F_{s,f,O} + F_{s,f,E} - 1 \quad (C.1)$$

dove:

$F_{s,f,O}$ fattore di ombreggiamento calcolato per l'aggetto verticale posto verso ovest, [-];

$F_{s,f,E}$ fattore di ombreggiamento calcolato per l'aggetto verticale posto verso est, [-].

Tale formula è applicabile per una deviazione rispetto alla direzione sud tra $- 15^\circ + 15^\circ$. Nel caso di esposizioni sud-est o sud-ovest di fatto risulta efficace solo l'aggetto verticale posto verso sud: se questo è

presente si interpola linearmente tra ovest e sud o tra est e sud, utilizzando i fattori riportati in tabella per oggetto singolo, se non è presente il fattore risultante è 1.

C.1. Fattori di ombreggiatura applicabili all'irradiazione giornaliera totale media mensile

Angolo α	GENNAIO			FEBBRAIO			MARZO			APRILE			MAGGIO			GIUGNO		
	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N
0°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
10°	0,91	0,80	0,83	0,90	0,78	0,83	0,96	0,86	0,83	0,93	0,86	0,84	0,90	0,84	0,79	0,89	0,87	0,84
20°	0,59	0,58	0,67	0,80	0,59	0,67	0,91	0,67	0,67	0,87	0,69	0,68	0,81	0,68	0,63	0,79	0,72	0,65
30°	0,09	0,44	0,52	0,47	0,43	0,52	0,87	0,50	0,52	0,80	0,52	0,54	0,73	0,53	0,51	0,69	0,56	0,52
40°	0,05	0,23	0,38	0,14	0,31	0,38	0,64	0,33	0,38	0,75	0,37	0,40	0,65	0,37	0,39	0,61	0,39	0,41

Angolo α	LUGLIO			AGOSTO			SETTEMBRE			OTTOBRE			NOVEMBRE			DICEMBRE		
	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N
0°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
10°	0,91	0,86	0,82	0,93	0,88	0,84	0,95	0,79	0,83	0,96	0,82	0,83	0,94	0,82	0,83	0,87	0,76	0,83
20°	0,82	0,71	0,63	0,86	0,71	0,69	0,91	0,64	0,67	0,91	0,64	0,67	0,72	0,61	0,67	0,46	0,55	0,67
30°	0,74	0,55	0,52	0,80	0,54	0,55	0,87	0,48	0,51	0,76	0,46	0,52	0,17	0,44	0,52	0,05	0,40	0,52
40°	0,66	0,38	0,41	0,74	0,40	0,42	0,83	0,32	0,37	0,11	0,34	0,38	0,05	0,27	0,38	0,04	0,22	0,38

Prospetto C. 1 - Fattore di riduzione dovuto ad ostruzioni esterne, F_n, a 44° latitudine nord.
(Fonte: UNI TS 11300-1:2014)

Angolo α	GENNAIO			FEBBRAIO			MARZO			APRILE			MAGGIO			GIUGNO		
	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N
0°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
10°	0,88	0,76	0,83	0,93	0,83	0,83	0,96	0,85	0,83	0,93	0,86	0,84	0,90	0,84	0,81	0,89	0,87	0,85
20°	0,47	0,54	0,67	0,80	0,63	0,67	0,92	0,66	0,67	0,87	0,69	0,68	0,81	0,69	0,64	0,79	0,72	0,66
30°	0,05	0,39	0,52	0,40	0,45	0,52	0,87	0,49	0,52	0,81	0,52	0,54	0,73	0,53	0,51	0,69	0,56	0,52
40°	0,04	0,21	0,38	0,14	0,32	0,38	0,49	0,33	0,38	0,75	0,37	0,40	0,65	0,38	0,39	0,60	0,39	0,41

Angolo α	LUGLIO			AGOSTO			SETTEMBRE			OTTOBRE			NOVEMBRE			DICEMBRE		
	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N
0°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
10°	0,91	0,87	0,83	0,93	0,88	0,84	0,95	0,81	0,83	0,96	0,81	0,83	0,93	0,81	0,83	0,84	0,71	0,83
20°	0,82	0,71	0,64	0,86	0,71	0,69	0,91	0,64	0,67	0,90	0,63	0,67	0,61	0,58	0,67	0,35	0,51	0,67
30°	0,73	0,55	0,52	0,79	0,54	0,55	0,87	0,48	0,51	0,64	0,44	0,52	0,09	0,43	0,52	0,04	0,35	0,52
40°	0,65	0,38	0,41	0,73	0,39	0,42	0,83	0,32	0,37	0,06	0,33	0,38	0,04	0,23	0,38	0,03	0,21	0,38

Prospetto C. 2 - Fattore di riduzione dovuto ad ostruzioni esterne, F_n, a 46° latitudine nord.
(Fonte: UNI TS 11300-1:2014)

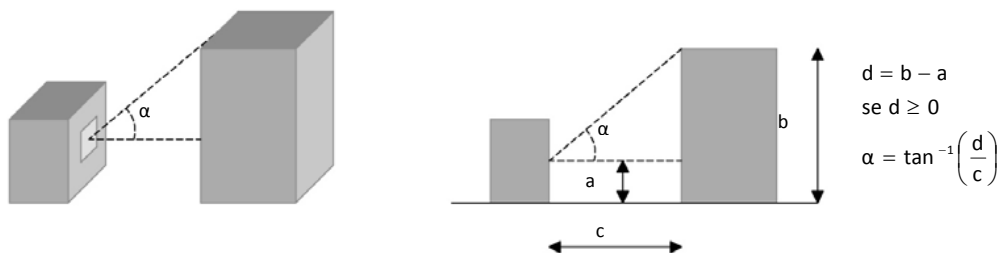


Figura C. 1 – Fattore di riduzione dovuto ad ostruzioni esterne, F_n: angolo dell'orizzonte α

Angolo α	GENNAIO			FEBBRAIO			MARZO			APRILE			MAGGIO			GIUGNO		
	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N
0°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
30°	0,89	0,87	0,80	0,84	0,84	0,80	0,79	0,82	0,80	0,71	0,80	0,81	0,67	0,79	0,82	0,64	0,78	0,82
45°	0,82	0,83	0,72	0,77	0,78	0,72	0,68	0,76	0,72	0,58	0,71	0,73	0,54	0,69	0,76	0,55	0,67	0,76
60°	0,74	0,81	0,65	0,68	0,73	0,65	0,56	0,70	0,65	0,49	0,63	0,66	0,50	0,59	0,70	0,51	0,56	0,70

Angolo α	LUGLIO			AGOSTO			SETTEMBRE			OTTOBRE			NOVEMBRE			DICEMBRE		
	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N
0°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
30°	0,63	0,78	0,83	0,68	0,79	0,81	0,75	0,82	0,80	0,83	0,85	0,80	0,88	0,86	0,80	0,90	0,88	0,80
45°	0,52	0,68	0,77	0,53	0,69	0,73	0,64	0,75	0,72	0,74	0,79	0,72	0,81	0,82	0,72	0,84	0,85	0,72
60°	0,48	0,56	0,71	0,47	0,59	0,67	0,50	0,69	0,65	0,63	0,75	0,65	0,72	0,79	0,65	0,77	0,82	0,65

Prospetto C. 3 – Fattore di riduzione parziale dovuto ad aggetti orizzontali, F_o , a 44° latitudine nord.
(Fonte: UNI TS 11300-1:2014)

Angolo α	GENNAIO			FEBBRAIO			MARZO			APRILE			MAGGIO			GIUGNO		
	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N
0°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
30°	0,90	0,88	0,80	0,84	0,83	0,80	0,80	0,83	0,80	0,72	0,80	0,80	0,68	0,79	0,82	0,66	0,78	0,82
45°	0,84	0,85	0,72	0,77	0,77	0,72	0,70	0,76	0,72	0,60	0,72	0,73	0,55	0,70	0,75	0,56	0,68	0,75
60°	0,77	0,83	0,65	0,68	0,72	0,65	0,58	0,71	0,65	0,49	0,63	0,66	0,50	0,60	0,69	0,51	0,57	0,69

Angolo α	LUGLIO			AGOSTO			SETTEMBRE			OTTOBRE			NOVEMBRE			DICEMBRE		
	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N
0°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
30°	0,65	0,78	0,82	0,69	0,79	0,81	0,77	0,83	0,80	0,84	0,85	0,80	0,89	0,87	0,80	0,91	0,90	0,80
45°	0,53	0,68	0,76	0,56	0,70	0,73	0,65	0,76	0,72	0,75	0,80	0,72	0,82	0,83	0,72	0,86	0,87	0,72
60°	0,49	0,57	0,70	0,48	0,60	0,66	0,52	0,69	0,65	0,65	0,76	0,65	0,74	0,81	0,65	0,79	0,85	0,65

Prospetto C. 4 – Fattore di riduzione parziale dovuto ad aggetti orizzontali, F_o , a 46° latitudine nord
(Fonte: UNI TS 11300-1:2014)

Angolo β	GENNAIO			FEBBRAIO			MARZO			APRILE			MAGGIO			GIUGNO		
	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N
0°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
30°	0,92	0,70	0,89	0,89	0,83	0,89	0,88	0,83	0,89	0,88	0,89	0,88	0,88	0,92	0,84	0,89	0,92	0,84
45°	0,87	0,56	0,85	0,83	0,74	0,85	0,83	0,75	0,85	0,83	0,84	0,83	0,85	0,88	0,79	0,85	0,89	0,78
60°	0,80	0,42	0,80	0,77	0,64	0,80	0,78	0,66	0,80	0,80	0,79	0,79	0,82	0,85	0,75	0,82	0,86	0,74

Angolo β	LUGLIO			AGOSTO			SETTEMBRE			OTTOBRE			NOVEMBRE			DICEMBRE		
	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N
0°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
30°	0,88	0,92	0,83	0,88	0,90	0,87	0,88	0,86	0,89	0,89	0,79	0,89	0,92	0,71	0,89	0,92	0,68	0,89
45°	0,85	0,89	0,77	0,84	0,86	0,82	0,83	0,80	0,84	0,83	0,69	0,85	0,86	0,58	0,85	0,87	0,53	0,85
60°	0,82	0,87	0,73	0,81	0,82	0,78	0,79	0,73	0,79	0,78	0,57	0,80	0,80	0,44	0,80	0,80	0,38	0,80

Prospetto C. 5 – Fattore di riduzione parziale dovuto ad aggetti verticali, F_v , a 44° latitudine nord
(Fonte: UNI TS 11300-1:2014)

Angolo β	GENNAIO			FEBBRAIO			MARZO			APRILE			MAGGIO			GIUGNO		
	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N
0°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
30°	0,92	0,68	0,89	0,90	0,82	0,89	0,88	0,83	0,89	0,88	0,88	0,88	0,88	0,91	0,85	0,89	0,92	0,85
45°	0,87	0,54	0,85	0,84	0,73	0,85	0,83	0,74	0,85	0,83	0,83	0,83	0,85	0,87	0,80	0,85	0,89	0,79
60°	0,80	0,38	0,80	0,78	0,63	0,80	0,78	0,65	0,80	0,80	0,78	0,79	0,82	0,84	0,75	0,82	0,85	0,75

Angolo β	LUGLIO			AGOSTO			SETTEMBRE			OTTOBRE			NOVEMBRE			DICEMBRE		
	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N	S	E/O	N
0°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
30°	0,88	0,92	0,84	0,88	0,90	0,87	0,88	0,86	0,89	0,89	0,78	0,89	0,92	0,70	0,89	0,92	0,66	0,89
45°	0,85	0,88	0,78	0,84	0,85	0,83	0,83	0,79	0,84	0,84	0,68	0,85	0,87	0,56	0,85	0,87	0,50	0,85
60°	0,82	0,85	0,74	0,81	0,81	0,78	0,79	0,72	0,79	0,78	0,56	0,80	0,80	0,42	0,80	0,80	0,34	0,80

Prospetto C. 6 – Fattore di riduzione parziale dovuto ad aggetti verticali, F_r , a 46° latitudine nord
(Fonte: UNI TS 11300-1:2014)

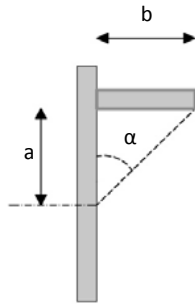


Figura C.2A

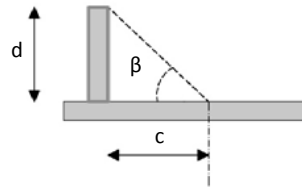


Figura C.2B

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{b}{a}\right)$$

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{d}{c}\right)$$

Figura C. 2– Pareti opache con aggetti orizzontali e verticali (A: sezione verticale; B: sezione orizzontale)

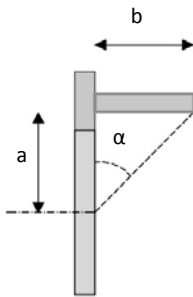


Figura C.3A

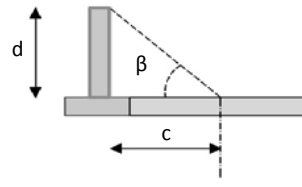


Figura C.3B

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{b}{a}\right)$$

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{d}{c}\right)$$

Figura C. 3 – Superfici trasparenti con aggetti orizzontali e verticali (A: sezione verticale; B: sezione orizzontale)

NOTA: Per condizioni al contorno diverse da quelle riportate nel Prospetto C. 1, Prospetto C. 2, Prospetto C. 3, Prospetto C. 4, Prospetto C. 5, Prospetto C. 6 si procede per interpolazione lineare.

C.2. Fattori di ombreggiatura applicabili all'irradiazione giornaliera diffusa media mensile

Angolo	$F_{h,d}$
0°	1,00
10°	0,83
20°	0,67
30°	0,52
40°	0,38

**Prospetto C. 7 – Fattore di ombreggiatura $F_{h,d}$ relativo alla sola radiazione diffusa per ostruzioni esterne
(Fonte: UNI TS 11300-1:2014)**

Angolo	$F_{o,d}$
0°	1,00
30°	0,80
45°	0,72
60°	0,65

**Prospetto C. 8 – Fattore di ombreggiatura $F_{o,d}$ relativo alla sola radiazione diffusa per aggetti orizzontali
(Fonte: UNI TS 11300-1:2014)**

Angolo	$F_{f,d}$
0°	1,00
30°	0,89
45°	0,85
60°	0,80

**Prospetto C. 9 – Fattore di ombreggiatura $F_{f,d}$ relativo alla sola radiazione diffusa per aggetti verticali
(Fonte: UNI TS 11300-1:2014)**

NOTA: Per condizioni al contorno diverse da quelle riportate nel Prospetto C. 7, Prospetto C. 8, Prospetto C. 9 si procede per interpolazione lineare.

Appendice D

- Capacità termica areica efficace del fabbricato

Ai soli fini della certificazione energetica, in assenza di dati di progetto attendibili o comunque di informazioni più precise, è possibile desumere la capacità termica efficace per unità di superficie del fabbricato, C_m , dal Prospetto D. I. La superficie del fabbricato a cui si riferiscono i dati del prospetto è l'area totale dell'involucro che delimita la zona, sia dall'ambiente esterno che dagli ambienti o zone interne limitrofe, definita come somma dell'area delle superfici verticali più due volte l'area in pianta per il numero di piani compresi nella zona.

Caratteristiche costruttive dei componenti edilizi				Numero di piani		
Intonaci	Isolamento	Pareti esterne	Pavimenti	1	2	≥3
				Capacità termica areica [kJ/(m²K)]		
gesso	interno ^{a)}	qualsiasi	tessile	75	75	85
	interno ^{a)}	qualsiasi	legno	85	95	105
	interno ^{a)}	qualsiasi	piastrelle	95	105	115
	assente/esterno	leggere/blocchi	tessile	95	95	95
	assente/esterno	medie/pesanti	tessile	105	95	95
	assente/esterno	leggere/blocchi	legno	115	115	115
	assente/esterno	medie/pesanti	legno	115	125	125
	assente/esterno	leggere/blocchi	piastrelle	115	125	135
malta	assente/esterno	medie/pesanti	piastrelle	125	135	135
	interno ^{a)}	qualsiasi	tessile	105	105	105
	interno ^{a)}	qualsiasi	legno	115	125	135
	interno ^{a)}	qualsiasi	piastrelle	125	135	135
	assente/esterno	leggere/blocchi	tessile	125	125	115
	assente/esterno	medie	tessile	135	135	125
	assente/esterno	pesanti	tessile	145	135	125
	assente/esterno	leggere/blocchi	legno	145	145	145
	assente/esterno	medie	legno	155	155	155
	assente/esterno	pesanti	legno	165	165	165
	assente/esterno	leggere/blocchi	piastrelle	145	155	155
	assente/esterno	medie	piastrelle	155	165	165
assente/esterno	pesanti	piastrelle	165	165	165	

a) Isolamento interno = posto sul lato interno del componente

*Prospetto D. I – Capacità termica per unità di superficie del fabbricato, C_m
(Fonte: UNI TS 11300-1:2014)*

Appendice E - Efficienza del sistema di recupero termico nell'impianto di ventilazione meccanica

L'efficienza del sistema di recupero è diversa da quella nominale del recuperatore in quanto tiene conto e delle perdite del sistema di distribuzione e dell'efficienza effettiva del recuperatore in funzione delle portate d'aria medie giornaliere circolanti nei due rami.

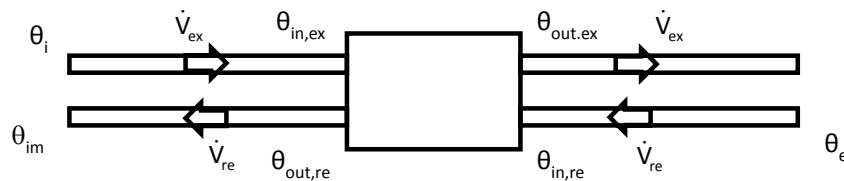


Figura E.1 – Schema sistema di ventilazione con recuperatore

Con riferimento allo schema di figura E.1, la temperatura dell'aria di rinnovo immessa nella zona a valle del sistema di ventilazione con recuperatore termico è data da:

$$\theta_{im} = \theta_{out,re} + \Delta\theta_{out,re}^{im} \quad (E.1)$$

$$\theta_{out,re} = \theta_{in,re} + \eta_{R,eff} \cdot (\theta_{in,ex} - \theta_{in,re}) \quad (E.2)$$

$$\theta_{in,ex} = \theta_i + \Delta\theta_i^{in,ex} \quad (E.3)$$

$$\theta_{in,re} = \theta_e + \Delta\theta_e^{in,re} \quad (E.4)$$

dove:

θ_{im} è la temperatura dell'aria a valle sistema recuperatore-condotti fornita alla zona termica, [°C];

θ_i è la temperatura interna prefissata della zona termica considerata, [°C];

θ_e è la temperatura media giornaliera media mensile dell'aria esterna, [°C];

$\eta_{R,eff}$ è l'efficienza termica effettiva del recuperatore termico;

$\Delta\theta_{out,re}^{im}$ è la differenza di temperatura tra la mandata del recuperatore alla zona e l'immissione in zona dovuta agli scambi termici del condotto con l'ambiente circostante, [°C]

$\Delta\theta_i^{in,ex}$ è la differenza di temperatura tra l'estrazione dalla zona e l'ingresso nel recuperatore dovuta agli scambi termici del condotto con l'ambiente circostante, [°C]

$\Delta\theta_e^{in,re}$ è la differenza di temperatura tra griglia di aspirazione dell'aria esterna e l'ingresso nel recuperatore dovuta agli scambi termici del condotto con l'ambiente circostante, [°C]

\dot{V}_{ex} è la portata massica dell'aria circolante nel condotto di estrazione-espulsione dell'aria interna, [kg/s]

\dot{V}_{re} è la portata massica dell'aria circolante nel condotto di aspirazione-immissione dell'aria esterna, [kg/s]

L'efficienza termica di un recuperatore, $\eta_{R,eff}$, dipende dalla portata d'aria circolante. La norma UNI EN 308 prevede che siano misurati i rendimenti termici per le sette condizioni di funzionamento riportate nel prospetto E.1.

Lato	Valori relativi delle portate rispetto al valore nominale						
	bilanciate			sbilanciate			
immissione	\dot{m}_{nm}	$0,67 \dot{m}_{nm}$	$1,5 \dot{m}_{nm}$	$0,67 \dot{m}_{nm}$	\dot{m}_{nm}	\dot{m}_{nm}	$1,5 \dot{m}_{nm}$
espulsione	\dot{m}_{nm}	$0,67 \dot{m}_{nm}$	$1,5 \dot{m}_{nm}$	\dot{m}_{nm}	$0,67 \dot{m}_{nm}$	$1,5 \dot{m}_{nm}$	\dot{m}_{nm}

Prospetto E.1 – Coppie delle portate massiche per le quali viene definito il rendimento termico

dove $\dot{m}_{nm} = \rho_a \cdot \dot{V}_{nm}$ è la portata in massa nominale del recuperatore in kg/s.

Se la portata d'aria circolante nel recuperatore non corrisponde alla portata d'aria nominale dello stesso, occorre calcolare l'efficienza termica effettiva interpolando linearmente tra il suo valore alla portata nominale e quello che si ha per una portata o subito maggiore o subito minore.

In assenza di altri valori di efficienza termica del recuperatore per portate diverse da quella nominale e quando la portata circolante è diversa da quella nominale, si assume come rendimento termico effettivo quello alla portata nominale ridotto di dieci punti percentuali.

Per il calcolo delle differenze di temperatura tra ingresso e uscita delle condotte si impiegano le relazioni riportate nell'Appendice J, assumendo che, ai fini del presente dispositivo, il calcolo delle perdite termiche si effettua solo nei tratti correnti in locali non riscaldati o all'esterno e solo per le condotte di adduzione dell'aria dal recuperatore agli ambienti serviti. Di conseguenza si considerano nulle le differenze di temperatura tra ingresso aria esterna e recuperatore, $\Delta\theta_e^{in,re}$ e estrazione dell'aria dagli ambienti serviti verso il recuperatore, $\Delta\theta_i^{in,ex}$.

Solo per applicazione di sistemi di ventilazione a doppio condotto con recuperatore a singole unità immobiliari, le differenze di temperatura tra recuperatore e i punti di immissione, estrazione e aspirazione possono essere considerate trascurabili e poste uguali a zero.

Efficienza di recupero per elementi d'involucro ventilati

Fare circolare l'aria di ventilazione all'interno di parti dell'involucro edilizio (parete, finestra, tetto) sebbene aumenti lo scambio termico per trasmissione in questi elementi dell'involucro edilizio, comporta un recupero termico sull'aria di ventilazione (preriscaldamento in inverno, preraffrescamento in estate) riducendo il fabbisogno termico per ventilazione. Questo effetto può essere espresso attraverso uno scambiatore di calore equivalente tra l'aria di espulsione e l'aria di mandata. L'efficienza di questo scambiatore di calore equivalente può essere calcolata con il metodo semplificato fornito nel seguito, che è applicabile nelle seguenti condizioni:

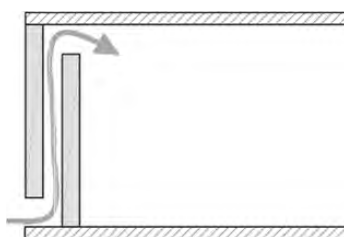


Figura E.1 – Percorso del flusso d'aria in una parete ventilata

- il flusso d'aria è parallelo alla superficie d'involucro (vedere Figura E.1);
- lo spessore dell'intercapedine d'aria è compreso tra 15 mm e 100 mm;
- la permeabilità all'aria delle restanti parti dell'involucro è bassa, in modo tale che la maggior parte (circa il 90%) dell'aria circolante attraverso l'edificio passi attraverso l'elemento d'involucro ventilato;
- l'impianto di ventilazione rispetta i requisiti del prospetto E.2;
- l'aria di mandata, se naturale, è controllata attraverso prese d'aria regolabili o auto-regolate localizzate sulla parte interna dell'involucro. Durante l'estate le prese d'aria sono chiuse.

Classe di schermatura	Requisiti
Nessuna schermatura	Mandata ed espulsione meccaniche
Schermatura moderata	Mandata o espulsione meccanica
Schermatura consistente	Nessun requisito

Prospetto E.2 – Requisiti di ventilazione per l'applicazione del metodo
(Fonte parziale: UNI EN ISO 13790-1:2008)

Nota: Tale metodo si applica principalmente quando l'aria di mandata circola all'interno degli elementi d'involucro edilizio. Si può anche utilizzare l'aria espulsa, a condizione che siano prese adeguate misure per evitare fenomeni di condensazione.

Il fattore di efficienza dello scambiatore di calore equivalente aria-aria è:

dove:

$$\eta_v = \frac{U_0^2}{U_i U_e} k_{sw} \quad (E.5)$$

U_0 è la trasmittanza termica della parete, i, nell'ipotesi che il canale sia una intercapedine chiusa, [W/m²K];

U_e è la trasmittanza termica esterna tra l'ambiente esterno e il nodo intercapedine d'aria, [m²K/W];

U_i è la trasmittanza termica interna tra l'ambiente interno e il nodo intercapedine d'aria, [m²K/W];

K_{sw} è un fattore adimensionale definito dall'equazione (3.26), [-];

Questo fattore di efficienza dello scambiatore di calore equivalente aria-aria è sempre minore di 0,25.

Le differenza di temperatura tra la mandata del recuperatore alla zona e l'immissione in zona, $\Delta\theta_{out, re}^{im}$, e quella tra l'estrazione dalla zona e l'ingresso nel recuperatore, $\Delta\theta_i^{in, ex}$, così come la differenza di temperatura tra griglia di aspirazione dell'aria esterna e l'ingresso nel recuperatore, $\Delta\theta_e^{in, re}$, sono considerate nulle.

Appendice F - Procedura per il calcolo della irradianza solare totale a cielo sereno e della irradiazione solare totale giornaliera su una superficie comunque orientata

F.1. Modello semplificato della radiazione solare a cielo sereno

Per il calcolo dell'irradianza diretta sulla generica superficie y all'ora i -esima nel giorno n di declinazione media mensile si impiega il seguente modello di radiazione¹, che restituisce il valore orario della irradianza solare diretta normale, G_{cnb} , e dell'irradianza solare diffusa isotropa, G_{cd} (riferita al piano orizzontale), in condizioni di cielo sereno, per il generico giorno n nel sito di latitudine ϕ .

$$G_{cnb}(t_i) = \tau_b(t_i) \cdot G_{on}(n) \quad (F.1)$$

$$G_{cd}(t_i) = \tau_d(t_i) \cdot G_{on}(n) \cdot \cos\theta_z(t_i) \quad (F.2)$$

con

$$G_{on} = G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos \left(\frac{360 \cdot n}{365} \right) \right] \quad (F.3)$$

$$\tau_b(t_i) = a_0 + a_1 \cdot \exp(-k/\cos\theta_z(t_i)) \quad (F.4)$$

$$\tau_d(t_i) = 0,271 - 0,294 \cdot \tau_b(t_i) \quad (F.5)$$

$$\cos\theta_z(t_i) = \cos\phi \cdot \cos\delta(n) \cdot \cos\omega(t_i) + \sin\phi \cdot \sin\delta(n) \quad (F.6)$$

$$\omega(t_i) = (t_i - 12) \cdot 15^\circ \quad (F.7)$$

con

τ_b coefficiente di trasmissione dell'atmosfera per la radiazione solare diretta normale, [-];

τ_d coefficiente di trasmissione dell'atmosfera per la radiazione solare diffusa isotropa, [-];

G_{on} irradianza solare normale extraterrestre al giorno n , [W/m²];

G_{sc} irradianza costante solare pari a 1367 [W/m²];

$\cos\theta_z$ coseno dell'angolo azimutale solare, [-];

ϕ latitudine del sito, [°];

δ angolo di declinazione, (da Prospetto F. III), [°];

ω angolo orario, [°];

t_i ora solare i -esima, [h];

Periodo	a_0	a_1	k
Estivo	$0.4110 - 0.00796 \cdot (6 - z/1000)^2$	$0.5004 + 0.00589 \cdot (6.5 - z/1000)^2$	$0.3253 + 0.02230 \cdot (2.5 - z/1000)^2$
Invernale	$0.4364 - 0.00846 \cdot (6 - z/1000)^2$	$0.5106 + 0.00601 \cdot (6.5 - z/1000)^2$	$0.2711 + 0.01858 \cdot (2.5 - z/1000)^2$
z altitudine del sito espressa in m			

Prospetto F. I – Valori dei coefficienti dell'equazione (F.4)

(Fonte: Duffie J.A., Beckman W.A. "Solar Engineering of Thermal Processes", - (1991) 2nd ed. J.Wiley&Sons.)

¹ Duffie J.A., Beckman W.A – Solar engineering thermal process

Convenzionalmente per periodo estivo si considerano i mesi da Aprile a Settembre (estremi inclusi); per periodo invernale si considerano i mesi da Ottobre a Marzo (estremi inclusi).

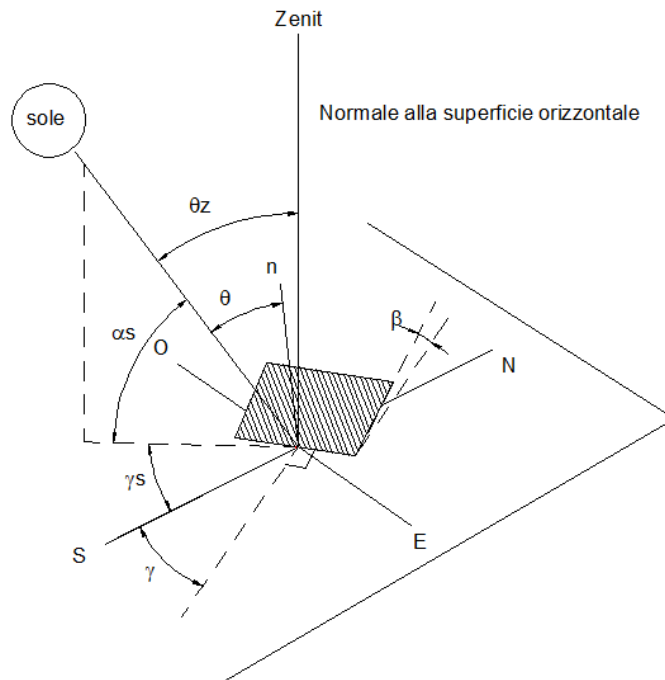


Figura F. 1 – Posizione del Sole rispetto a superfici di diversa inclinazione e orientamento

La posizione del sole nel cielo è individuata da due angoli, l'altezza solare α_s e l'azimut solare γ_s , che si calcolano come segue:

$$\alpha_s(t_i) = 90^\circ - \theta_z(t_i) \tag{F.8}$$

$$\gamma_s(t_i) = C_1 C_2 \gamma'_s(t_i) + C_3 \left(\frac{1 - C_1 C_2}{2} \right) \cdot 180 \quad [^\circ]$$

con
$$\sin \gamma'_s(t_i) = \frac{\sin \omega(t_i) \cos \delta(n)}{\sin \theta_z(t_i)}$$

$$C_1 = \begin{cases} 1 & \text{se } |\omega| \leq \omega_{ew} \\ -1 & \text{se } |\omega| > \omega_{ew} \end{cases} \quad C_2 = \begin{cases} 1 & \text{se } (\phi - \delta) \geq 0 \\ -1 & \text{se } (\phi - \delta) < 0 \end{cases} \tag{F.9}$$

$$C_3 = \begin{cases} 1 & \text{se } \omega \geq 0 \\ -1 & \text{se } \omega < 0 \end{cases} \quad \text{con} \quad \cos \omega_{ew} = \frac{\tan \delta(n)}{\tan \phi}$$

L'irradianza diretta sulla generica superficie y all'ora i -esima nel giorno n di declinazione media mensile, $G_{b,y,i}$ si calcola quindi come:

$$G_{d,y,i} = G_{d,y}(t_i) = G_{cnb}(t_i) \cdot \cos\theta(t_i) \quad (F.10)$$

con

$$\begin{aligned} \cos\theta(t_i) &= T + U \cdot \cos\omega(t_i) + V \cdot \sin\omega(t_i) \\ &\text{con} \\ T &= \sin\delta(n) \cdot (\sin\phi \cdot \cos\beta - \cos\phi \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma) \\ U &= \cos\delta(n) \cdot (\cos\phi \cdot \cos\beta + \sin\phi \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma) \\ V &= \cos\delta(n) \cdot (\sin\beta \cdot \sin\gamma) \end{aligned} \quad (F.11)$$

dove

$\cos\theta$ coseno dell'angolo di incidenza [-];

γ angolo azimutale della superficie y (0° se sud, -90° se est, $+90^\circ$ se ovest, $\pm 180^\circ$ se nord), [$^\circ$];

β angolo di inclinazione della superficie y sul piano dell'orizzonte (0° se orizzontale, 90° se verticale), [$^\circ$];

L'irradianza diffusa sulla generica superficie y all'ora i -esima nel giorno n di declinazione media mensile, $G_{d,y,i}$ si calcola invece come:

$$G_{d,y,i} = G_{d,y}(t_i) = G_{cd}(t_i) \cdot \frac{1 + \cos\beta}{2} + \rho \cdot (G_{cnb}(t_i) \cdot \cos\theta_z(t_i) + G_{cd}(t_i)) \cdot \frac{1 - \cos\beta}{2} \quad (F.12)$$

dove

ρ coefficiente di "albedo" del piano dell'orizzonte, Prospetto F. II; in assenza di dati più precisi assumere un valore convenzionale pari a 0,2 [-].

Superficie	Albedo
Neve (caduta di fresco o con un film di ghiaccio)	0,75
Superfici acquose	0,07
Suolo (creta, marne)	0,14
Strade sterrate	0,04
Bosco di conifere d'inverno	0,07
Bosco in autunno/campi con raccolti maturi e piante	0,26
Asfalto invecchiato	0,10
Calcestruzzo invecchiato	0,22
Foglie morte	0,30
Erba secca	0,20
Erba verde	0,26
Tetti e terrazze in bitume	0,13
Pietrisco	0,20
Superfici scure di edifici (mattoni scuri, vernici scure)	0,27
Superfici chiare di edifici (mattoni chiari, vernici chiare)	0,60

Prospetto F. II – Valori del fattore di riflessione solare (Fonte: prUNI 10349:2013)

dove il primo termine rappresenta la radiazione diffusa proveniente dal cielo e il secondo termine la radiazione diffusa proveniente dal piano dell'orizzonte per riflessione della radiazione totale su esso incidente.

Per la sola certificazione energetica il valore di albedo può essere ricondotto a due soli valori globali relativi all'intero edificio, specifici per la stagione estiva e per quella invernale.

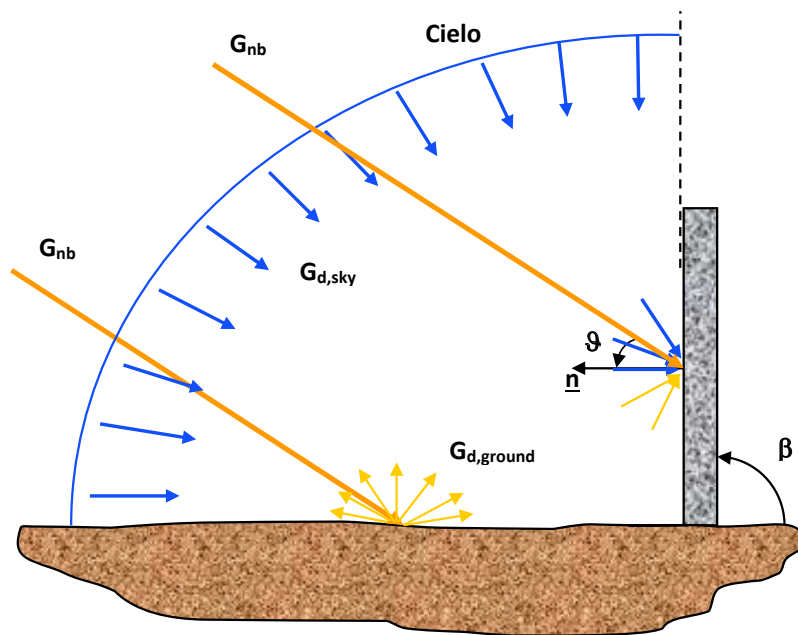


Figura F. 2 – Radiazione globale su un piano inclinato

La radiazione globale o totale sulla superficie orientata è poi data dalla somma del contributo diretto e del contributo diffuso, cioè:

$$G_{T,y,i} = G_{b,y}(t_i) + G_{d,y}(t_i) \quad (\text{F.13})$$

F.2. Calcolo dell'ora di alba e tramonto per una superficie orientata

Si definisce, per la generica superficie y , orientata (di azimut γ e inclinazione β):

- ora di alba, $t_{a,y}$, l'ora solare per cui la superficie inizia a vedere il disco solare;
- ora di tramonto, $t_{t,y}$, l'ora solare per cui la superficie termina di vedere il disco solare.

Tali ore, la cui differenza rappresenta il periodo temporale di visione del disco solare da parte della superficie y , si determinano verificando contemporaneamente le seguenti due condizioni:

- il sole è sopra il piano dell'orizzonte:

$$\begin{aligned} t_{a,y} &\geq t_a \\ t_{t,y} &\leq t_t \end{aligned} \quad (\text{F.14})$$

- il sole è visibile dalla superficie:

$$\cos \theta(t_i) \geq 0 \quad (F.15)$$

dove

t_a ora dell'alba del sito, [h];

t_t ora del tramonto del sito, [h];

che si determinano come:

$$\begin{aligned} t_a &= 12 - \frac{\omega_{ss}(n)}{15^\circ} \\ t_t &= 12 + \frac{\omega_{ss}(n)}{15^\circ} \\ \omega_{ss}(n) &= \cos^{-1}(-\tan \delta(n) \cdot \tan \phi) \end{aligned} \quad (F.16)$$

dove ω_{ss} è il modulo dell'angolo orario di alba e tramonto, espresso in gradi.

In termini di angolo orario, la condizione di visibilità del disco solare espressa dalla (F.15) e scritta nei termini della (F.11), si riduce alla determinazione dei valori iniziali, ω_1 (alba), e finali, ω_2 (tramonto), dell'arco orario ottenuti determinando le radici della seguente equazione di secondo grado:

$$[T-U] \cdot \tan^2(\omega/2) + [2V] \cdot \tan(\omega/2) + [T+U] = 0 \quad (F.17)$$

e quindi

$$\omega_{x,y} = 2 \cdot \tan^{-1} \left(\frac{-V(n) \pm \sqrt{U^2(n) + V^2(n) - T^2(n)}}{T(n) - U(n)} \right) \quad (F.18)$$

ordinate in modo tale che l'angolo orario di alba per la superficie y , $\omega_1 = \omega_x$ oppure, $\omega_1 = \omega_y$, risulti rispettare la seguente condizione:

$$V(n) \cdot \cos \omega_1 > U(n) \cdot \sin \omega_1 \quad (F.19)$$

Nella ricerca delle due radici vi possono essere due casi singolari:

- $\Delta = U^2(n) + V^2(n) - T^2(n) < 0$ (radici complesse) nel qual caso o la superficie non vede mai il sole oppure lo vede sempre (durante l'arco della giornata):

$$\begin{aligned} T(n) + U(n) < 0 &\Rightarrow \omega_{a,y} = \omega_{t,y} = 0 \\ T(n) + U(n) > 0 &\Rightarrow \omega_{a,y} = -\omega_{ss} ; \omega_{t,y} = +\omega_{ss} \end{aligned} \quad (F.20)$$

- $\Delta = U^2(n) + V^2(n) - T^2(n) \geq 0$, radici reali, ma con le ulteriori condizioni:

$$\begin{aligned} \beta = 90^\circ ; \gamma = 90^\circ &\Rightarrow \omega_1 = 0^\circ ; \omega_2 = 180^\circ \\ \beta = 90^\circ ; \gamma = -90^\circ &\Rightarrow \omega_1 = -180^\circ ; \omega_2 = 0^\circ \end{aligned} \quad (F.21)$$

Trovate le due radici ω_1 e ω_2 , ordinate secondo la (F.19), che rappresentano gli estremi dell'arco di visibilità del sole da parte della superficie, occorre verificare che questo sia contemporaneamente sopra l'orizzonte,

condizione espressa dalla (F.14). Tale verifica è poi definita, sempre in termini di angolo orario, dalle seguenti relazioni:

$$\omega_{a,y} = \max(-\omega_{ss}, \omega_1) ; \quad \omega_{t,y} = \min(+\omega_{ss}, \omega_2) \quad (F.22)$$

con le seguenti condizioni singolari:

$$\begin{aligned}
 (\omega_1 > \omega_2 \text{ e } \omega_1 > \omega_{ss}) & \left\{ \begin{array}{l} \omega_2 > -\omega_{ss} \\ \omega_2 \leq -\omega_{ss} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} \omega_{a,y} = \min(-\omega_{ss}, \omega_1) \\ \omega_{t,y} = \min(+\omega_{ss}, \omega_2) \\ \omega' = 0 \\ \omega'' = 0 \end{array} \right. \\
 (\omega_1 > \omega_2 \text{ e } \omega_1 \leq \omega_{ss}) & \left\{ \begin{array}{l} \omega_2 > -\omega_{ss} \\ \omega_2 \leq -\omega_{ss} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} \omega_{a,1,y} = -\omega_{ss} ; \omega_{a,2,y} = \omega_1 \\ \omega_{t,1,y} = \omega_2 ; \omega_{t,2,y} = \omega_{ss} \\ \omega_{a,y} = \max(-\omega_{ss}, \omega_1) \\ \omega_{t,y} = \max(+\omega_{ss}, \omega_2) \end{array} \right.
 \end{aligned} \quad (F.23)$$

Il terzo sottocaso della relazione (F.23) comporta la presenza di due archi di visibilità del sole da parte della superficie e rappresenta il caso di superficie verticale o inclinata esposta a nord nei mesi estivi: la superficie vede il sole per qualche ora subito dopo l'alba e per qualche ora subito prima del tramonto.

Determinati gli angoli orari di alba, $\omega_{a,y}$, e tramonto, $\omega_{t,y}$, per la superficie y il valore dell'ora di alba e tramonto vengono determinati come segue:

$$\begin{aligned}
 t_{a,y} &= 12 + \frac{\omega_{a,y}}{15^\circ} \\
 t_{t,y} &= 12 + \frac{\omega_{t,y}}{15^\circ}
 \end{aligned} \quad (F.24)$$

F.3. Calcolo dell'irradiazione solare totale giornaliera per una superficie orientata

L'irradiazione solare totale giornaliera, $H_{T,y}$ su una superficie y , inclinata di un angolo β sul piano dell'orizzonte e di azimut γ (angolo che la proiezione della normale sul piano dell'orizzonte forma con la direzione sud) è calcolabile come:

$$H_{T,y} = H_{bh} \cdot \bar{R}_{b,y} + H_{dh} \cdot \left(\frac{1 + \cos \beta_y}{2} \right) + \rho \cdot (H_{bh} + H_{dh}) \cdot \left(\frac{1 - \cos \beta_y}{2} \right) \quad (F.25)$$

dove

H_{bh} irradiazione solare giornaliera diretta sul piano orizzontale, [kWh/m²];

H_{dh} irradiazione solare giornaliera diffusa sul piano orizzontale, [kWh/m²];

$\bar{R}_{b,y}$ fattore angolare diretto medio giornaliero per la superficie y , [-];

- β angolo di inclinazione della superficie y sul piano dell'orizzonte (0° se orizzontale, 90° se verticale),
[°];
- ρ coefficiente di albedo dell'orizzonte, da Prospetto F. II, [-];

Il fattore angolare diretto medio giornaliero per la superficie y si calcola come:

$$\bar{R}_{b,y}(n) = \frac{T(n) \cdot (\omega_{t,y} - \omega_{a,y}) \cdot \pi/180 + U(n) \cdot (\sin \omega_{t,y} - \sin \omega_{a,y}) - V(n) \cdot (\cos \omega_{t,y} - \cos \omega_{a,y})}{2 \left(T_h(n) \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \omega_{ss} + U_h(n) \cdot \sin \omega_{ss} \right)} \quad (F.26)$$

dove

- n numero del giorno per il quale si calcola il fattore, [-];
- $T(n)$ termine definito in equazione(F.11) , [-];
- $U(n)$ termine definito in equazione(F.11) , [-];
- $V(n)$ termine definito in equazione(F.11) , [-];
- $T_h(n)$ termine definito in equazione(F.11) per $\beta = 0$, cioè riferito al piano orizzontale, [-];
- $U_h(n)$ termine definito in equazione(F.11) per $\beta = 0$, cioè riferito al piano orizzontale, [-];
- $\omega_{a,y}$ angolo orario di alba per la superficie y , [°], calcolato come dettagliato al paragrafo precedente;
- $\omega_{t,y}$ angolo orario di tramonto per la superficie y , [°], calcolato come dettagliato al paragrafo precedente;
- ω_{ss} modulo angolo orario di alba/tramonto per il sito considerato, [°], calcolato come dettagliato al paragrafo precedente.

Nel terzo sottocaso della relazione (F.23) , che comporta la presenza di due archi di visibilità del sole da parte della superficie, occorre utilizzare la seguente formula, in cui compaiono due angoli orari d'alba e due angoli orari di tramonto per la superficie y ,:

$$\bar{R}_{b,y}(n) = \frac{T(n) \cdot (\omega_{t,1,y} - \omega_{a,1,y}) \cdot \pi/180 + U(n) \cdot (\sin \omega_{t,1,y} - \sin \omega_{a,1,y}) - V(n) \cdot (\cos \omega_{t,1,y} - \cos \omega_{a,1,y})}{2 \left(T_h(n) \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \omega_{ss} + U_h(n) \cdot \sin \omega_{ss} \right)} + \frac{T(n) \cdot (\omega_{t,2,y} - \omega_{a,2,y}) \cdot \pi/180 + U(n) \cdot (\sin \omega_{t,2,y} - \sin \omega_{a,2,y}) - V(n) \cdot (\cos \omega_{t,2,y} - \cos \omega_{a,2,y})}{2 \left(T_h(n) \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \omega_{ss} + U_h(n) \cdot \sin \omega_{ss} \right)} \quad (F.27)$$

Per determinare il valore giornaliero medio mensile dell'irradiazione totale su una superficie y qualsiasi si adottano i valori di n che corrispondono alla declinazione media mensile riportati nel Prospetto F. III,

insieme con i valori di irradiazione giornaliera media mensile sul piano orizzontale ricavati come somma dei valori di irradiazione diretta e diffusa riportati nell'Allegato 1.

Mese	n per l'i-esimo giorno del mese	per il giorno medio nel mese		
		data	n-esimo giorno dell'anno	Declinazione δ
Gennaio	i	17	17	-20,9
Febbraio	31 + i	16	47	-13,0
Marzo	59 + i	16	75	-2,4
Aprile	90 + i	15	105	9,4
Maggio	120 + i	15	135	18,8
Giugno	151 + i	11	162	23,1
Luglio	181 + i	17	198	21,2
Agosto	212 + i	16	228	13,5
Settembre	243 + i	15	258	2,2
Ottobre	273 + i	15	288	-9,6
Novembre	304 + i	14	318	-18,9
Dicembre	334 + i	10	344	-23,1

Prospetto F. III – Valori medi mensili dell'angolo di declinazione (Fonte: prUNI 10349:2013)

Appendice G

- Procedura dettagliata per la valutazione dell'efficacia dei sistemi schermanti

La valutazione dell'efficacia dei sistemi schermanti la radiazione solare non può prescindere dal considerare la diversa intensità ed orientamento della radiazione solare diretta durante l'arco del giorno, specialmente in relazione a sistemi di schermatura fissi e dalla co-presenza di ombre portate da edifici adiacenti. Di conseguenza la verifica va effettuata considerando un modello orario **applicato al giorno di declinazione media mensile**, che calcoli il fattore di ombreggiamento medio giornaliero, relativo al sistema schermante di tipologia x e all'elemento trasparente y, $\overline{f_{sh,x,y}}$, per la radiazione diretta definito come segue:

$$\overline{f_{sh,x,y}} = \frac{\sum_{i=Nt_{a,y}}^{Nt_{t,y}} f_{sh,x,y,i} \cdot G_{b,y,i} \cdot p_i \cdot \Delta t}{\sum_{i=Nt_{a,y}}^{Nt_{t,y}} G_{b,y,i} \cdot \Delta t} \quad (G.1)$$

dove

$\overline{f_{sh,x,y}}$ fattore di ombreggiamento medio giornaliero per la radiazione diretta del sistema schermante x relativo alla superficie y, [-];

$f_{sh,x,y,i}$ fattore di ombreggiamento per la radiazione diretta valutato all'ora i del sistema schermante x relativo alla superficie y, [-];

$G_{b,y,i}$ irradianza solare diretta sulla superficie y a cielo sereno all'ora i, [W/m²];

p_i fattore di peso per correzione dell'intervallo temporale all'alba e al tramonto del sole rispetto alla superficie y, [-];

Δt intervallo temporale di integrazione pari a 1 ora, [h];

$Nt_{a,y}$ numero dell'ora dell'alba per la superficie y, [-];

$Nt_{t,y}$ numero dell'ora del tramonto per la superficie y, [-];

Per poter applicare l'equazione (G.1) per il calcolo del fattore di ombreggiamento medio giornaliero, occorre calcolare l'ora di alba e l'ora di tramonto per la superficie orientata y, che definiscono l'estremo inferiore e quello superiore della sommatoria oraria e un opportuno fattore di peso che tenga conto del fatto che all'alba e al tramonto del sole per la superficie l'intervallo temporale di visione del sole è minore dell'intervallo temporale di integrazione.

Determinati gli angoli orari di alba e tramonto per la superficie (Appendice F), i valori dell'ora di alba e tramonto vengono determinati come segue:

$$t_{a,y} = 12 + \frac{\omega_{a,y}}{15^\circ} \quad (G.2)$$

$$t_{t,y} = 12 + \frac{\omega_{t,y}}{15^\circ}$$

mentre numero dell'ora dell'alba e quello del tramonto vengono calcolati come:

$$\begin{cases} \Delta t_{a,y} = t_{a,y} - \text{int}(t_{a,y}) \geq 0,5 \\ \Delta t_{a,y} < 0,5 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} Nt_{a,y} = \text{int}(t_{a,y}) + 1 \\ Nt_{a,y} = \text{int}(t_{a,y}) \end{cases} \quad (G.3)$$

$$\begin{cases} \Delta t_{t,y} = t_{t,y} - \text{int}(t_{t,y}) \geq 0,5 \\ \Delta t_{t,y} < 0,5 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} Nt_{t,y} = \text{int}(t_{t,y}) + 1 \\ Nt_{t,y} = \text{int}(t_{t,y}) \end{cases}$$

dove la funzione $\text{int}()$ tronca all'intero inferiore.

Il fattore di peso viene determinato nel seguente modo:

- per $i = Nt_{a,y}$ (l'alba):

$$t_{a,y} = Nt_{a,y} \Rightarrow p = 0,5$$

$$t_{a,y} \neq Nt_{a,y} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \Delta t_{a,y} \leq 0,5 \Rightarrow p = \frac{\Delta t_{a,y}}{\Delta t} \\ \Delta t_{a,y} > 0,5 \Rightarrow p = \frac{\Delta t_{a,y} - \Delta t/2}{\Delta t} \end{array} \right\} \quad (G.4)$$

- per $i = Nt_{t,y}$ (il tramonto):

$$t_{t,y} = Nt_{t,y} \Rightarrow p = 0,5$$

$$t_{t,y} \neq Nt_{t,y} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \Delta t_{t,y} \leq 0,5 \Rightarrow p = \frac{\Delta t_{t,y} + \Delta t/2}{\Delta t} \\ \Delta t_{t,y} > 0,5 \Rightarrow p = \frac{\Delta t_{t,y} - \Delta t/2}{\Delta t} \end{array} \right\} \quad (G.5)$$

- per $Nt_{a,y} < i < Nt_{t,y}$ (superficie potenzialmente esposta al sole)

$$p = 1 \quad (G.6)$$

Nella formula (G.1) l'irradianza solare oraria è calcolata secondo la procedura riportata nell'Appendice F nel giorno di declinazione media mensile, così come gli angoli solari richiesti nei seguenti paragrafi, l'angolo di altezza solare α_s e l'azimut solare γ_s .

Viene nel seguito riportata la procedura per la valutazione quantitativa dell'equazione (G.1).

G.1. Calcolo dell'ombreggiamento su una facciata dovuto al contesto

La valutazione delle ombre portate da un edificio **B** su una superficie verticale y dell'edificio in esame **A** di azimut γ assegnato, **costituente l'intera facciata**, cioè il calcolo del fattore di ombreggiamento $f_{sh,h,y}$, si effettua con le seguenti relazioni:

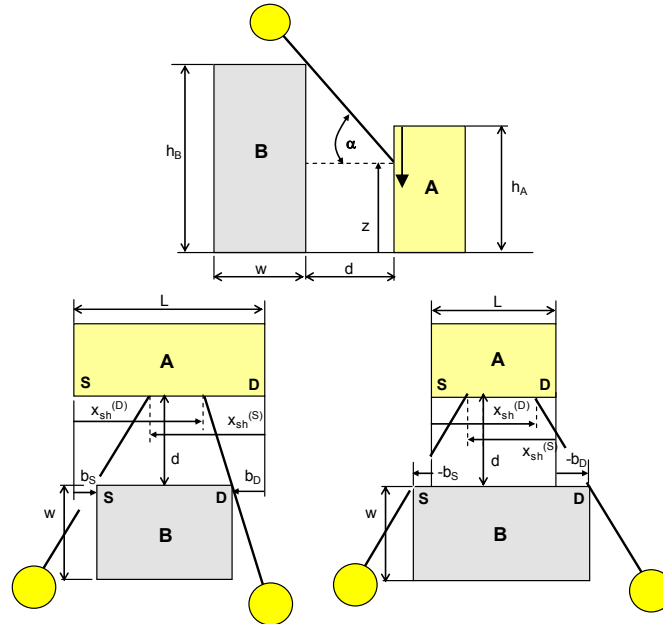


Figura G. 1- Ombre portate dovute a edifici prospicienti

$$f_{sh,h,y} = 1 - \frac{A_{sh,h}}{A} \tag{G.7}$$

$$A_{sh,h} = z \cdot \min[L; (x_{sh}^{(S)} + x_{sh}^{(D)})] \tag{G.8}$$

dove la quota z dell'ombra si calcola come:

$$z = h_B \cdot -d \cdot \frac{\tan(\alpha_s)}{\cos(\gamma_s - \gamma)} \tag{G.9}$$

con $0 \leq z \leq h_A$

mentre le profondità orizzontali dell'ombra portata da sinistra (S) e da destra (D) si calcolano come:

$$x_{sh}^{(S)} = L - x^{(S)} \quad ; \quad x_{sh}^{(D)} = L - x^{(D)} \tag{G.10}$$

con

$$b^{(S)} > 0 \quad \begin{cases} \Delta\gamma < 0 & x^{(S)} = \max[0; b^{(S)} + (d+w) \cdot \tan(\Delta\gamma)] \\ \Delta\gamma = 0 & x^{(S)} = b^{(S)} \\ \Delta\gamma > 0 & x^{(S)} = \min[L; b^{(S)} + d \cdot \tan(\Delta\gamma)] \end{cases}$$

$$b^{(S)} < 0 \quad \begin{cases} \Delta\gamma < 0 & x^{(S)} = 0 \\ \Delta\gamma = 0 & x^{(S)} = 0 \\ \Delta\gamma > 0 & x^{(S)} = \max[0; \min[L; d \cdot \tan(\Delta\gamma) + b^{(S)}]] \end{cases} \tag{G.11}$$

con $\Delta\gamma = \gamma_s - \gamma$

$$\begin{aligned}
 b^{(D)} > 0 & \begin{cases} \Delta\gamma < 0 & x^{(D)} = \min[L; b^{(D)} - d \cdot \tan(\Delta\gamma)] \\ \Delta\gamma = 0 & x^{(D)} = b^{(D)} \\ \Delta\gamma > 0 & x^{(D)} = \max[0; b^{(D)} - (d + w) \cdot \tan(\Delta\gamma)] \end{cases} \\
 b^{(D)} < 0 & \begin{cases} \Delta\gamma < 0 & x^{(D)} = \max[0; \min[L; b^{(D)} - d \cdot \tan(\Delta\gamma)]] \\ \Delta\gamma = 0 & x^{(D)} = 0 \\ \Delta\gamma > 0 & x^{(D)} = 0 \end{cases}
 \end{aligned} \tag{G.12}$$

con $\Delta\gamma = \gamma_s - \gamma$

dove

- L è la lunghezza in pianta della facciata dell'edificio A di cui si vuole calcolare l'ombra portata dall'edificio B, [m];
- h_B è l'altezza dell'edificio B, [m];
- h_A è l'altezza dell'edificio A, [m];
- d è la distanza in pianta tra la facciata dell'edificio A interessata e la facciata dell'edificio B prospiciente, supposte disposte parallelamente, [m];
- $b^{(D)}$ è la distanza tra lo spigolo destro dell'edificio A e lo spigolo destro dell'edificio B, presa positiva se la proiezione perpendicolare dello spigolo destro dell'edificio B è contenuta nella facciata dell'edificio A; altrimenti viene presa negativa, [m];
- $b^{(S)}$ è la distanza tra lo spigolo sinistro dell'edificio A e lo spigolo sinistro dell'edificio B, presa positiva se la proiezione perpendicolare dello spigolo sinistro dell'edificio B è contenuta nella facciata dell'edificio A; altrimenti viene presa negativa, [m];
- w è la profondità in pianta dell'edificio B prospiciente all'edificio A, [m];
- γ è l'angolo azimutale della facciata interessata dell'edificio A, [m];
- γ_s è l'angolo azimutale solare, [m];

G.2. Calcolo dell'ombreggiamento su un elemento di facciata dovuto al contesto

La valutazione delle ombre portate da un edificio B su una superficie verticale y dell'edificio in esame A di azimut γ assegnato, **che sia un elemento della facciata (ad esempio una finestra)**, cioè il calcolo del fattore di ombreggiamento $F_{h,\gamma}$, si effettua con le relazioni indicate al paragrafo precedente, avendo l'accortezza di sostituire le variabili indicate con le seguenti:

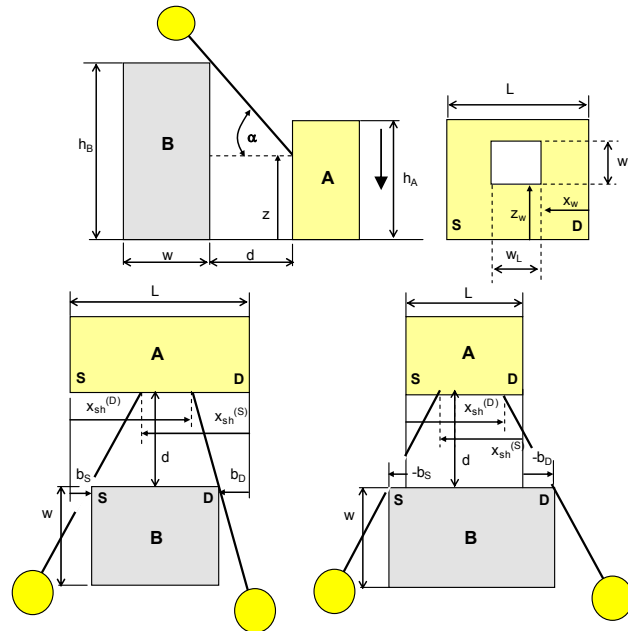


Figura G. 2 – Ombre portate su una finestra dovute a edifici prospicienti

$$\begin{aligned}
 h_A^{(*)} &= w_h \\
 h_B^{(*)} &= h_B - z_w \\
 L^{(*)} &= w_L \\
 b_d^{(*)} &= b_d - x_w \\
 b_s^{(*)} &= b_s - (L - w_L - x_w)
 \end{aligned}
 \tag{G.13}$$

dove

w_L è la larghezza della finestra, [m];

w_h è l'altezza della finestra, [m];

x_w è la coordinata orizzontale dello spigolo inferiore destro della finestra misurata dallo spigolo destro della facciata dell'edificio A, [m];

z_w è la coordinata verticale dello spigolo inferiore destro della finestra misurata dal piano di campagna dell'edificio A, [m].

Il coefficiente di ombreggiamento calcolato in tal modo viene indicato con il simbolo $f_{sh,hw,y}$.

G.3. Valutazione delle ombre proprie portate da aggetti orizzontali e verticali

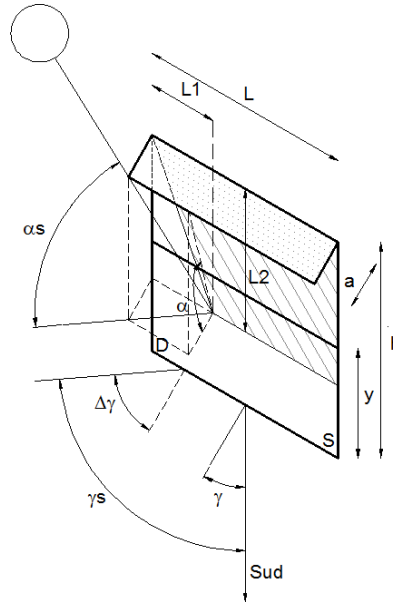


Figura G. 3 – Ombre proprie dovute a schermi orizzontali

In figura è rappresentato un elemento di facciata di edificio di dimensioni (L x h), nel quale è inserito un serramento di dimensioni (L x y), munito di uno **schermo orizzontale** di larghezza L e profondità a. L’algoritmo di calcolo non valuta l’ombra portata sulle superfici esterne all’elemento (L x h).

La posizione del sole è individuata dall’angolo di altezza solare α_s e dall’azimut solare γ_s ; l’orientazione della parete dal suo angolo azimutale γ , la parete è verticale. Dati i riferimenti di Figura G. 3, il fattore di ombreggiamento per aggetto orizzontale, $f_{sh,o}$, che è definito come il complemento all’unità del rapporto tra l’area dell’ombra portata dall’aggetto orizzontale sulla superficie sottesa di area $A = L \times y$, è :

$$f_{sh,o} = 1 - \frac{A_{sh,o}}{A} \tag{G.14}$$

con $A_{sh,o}$ calcolabile come:

$$\begin{aligned}
 L_x < L; L_2 < h; L_2 > (h-y) &\Rightarrow A_{sh,o} = L_2 \cdot \left(L - \frac{L_x}{2} \right) - (h-y) \cdot \left[L - \frac{(h-y) \cdot L_x}{2 \cdot L_2} \right] \\
 L_x > L; L_2 > h &\Rightarrow \begin{cases} L \cdot \frac{L_2}{L_x} \geq h \Rightarrow A_{sh,o} = h \cdot \left(L - \frac{h}{2} \cdot \frac{L_x}{L_2} \right) - (h-y) \cdot \left[L - \frac{(h-y) \cdot L_x}{2 \cdot L_2} \right] \\ L \cdot \frac{L_2}{L_x} < h \Rightarrow A_{sh,o} = \frac{L^2}{2} \cdot \frac{L_2}{L_x} - (h-y) \cdot \left[L - \frac{(h-y) \cdot L_x}{2 \cdot L_2} \right] \end{cases} \quad (G.15) \\
 L_x > L; L_2 < h; L_2 > (h-y) &\Rightarrow A_{sh,o} = \frac{L^2}{2} \cdot \frac{L_2}{L_x} - (h-y) \cdot \left[L - \frac{(h-y) \cdot L_x}{2 \cdot L_2} \right] \\
 L_x < L; L_2 > h &\Rightarrow A_{sh,o} = h \cdot \left(L - \frac{h}{2} \cdot \frac{L_x}{L_2} \right) - (h-y) \cdot \left[L - \frac{(h-y) \cdot L_x}{2 \cdot L_2} \right]
 \end{aligned}$$

dove

- L_2 lunghezza dell'ombra nella direzione verticale al generico tempo t , [m];
- L_x distanza orizzontale dal vertice sinistro o destro dell'inizio dell'ombra, [m];
- L larghezza dell'oggetto orizzontale, [m].

Le lunghezze L_2 e L_x si calcolano come:

$$\begin{aligned}
 L_2 &= a \cdot \tan(\alpha) \\
 \text{con} \\
 \tan(\alpha) &= \frac{\tan(\alpha_s)}{\cos(\Delta\gamma)} \quad (G.16)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta\gamma &= \gamma_s - \gamma \\
 L_x &= a \cdot |\tan(\Delta\gamma)| \quad (G.17)
 \end{aligned}$$

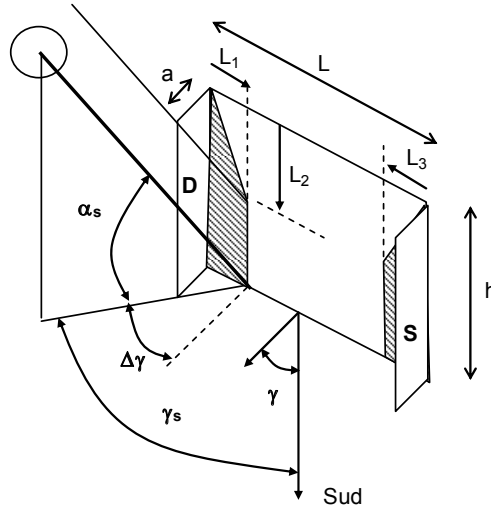


Figura G. 4 – Ombre proprie dovute a schermi verticali

In figura è rappresentato un generico elemento di facciata di edificio di dimensioni (L x h) munito di due **schermi verticali** di larghezza L e profondità a. L’algoritmo di calcolo non valuta l’ombra portata sulle superfici esterne all’elemento (L x h).

La posizione del sole è individuata dall’angolo di altezza solare α_s e dall’azimut solare γ_s ; l’orientazione della parete dal suo angolo azimutale γ , la parete è verticale. Dati i riferimenti di Figura G. 4 , il fattore di ombreggiamento per aggetto verticale, $f_{sh,v}$, che è definito come il complemento all’unità del rapporto tra l’area dell’ombra portata dall’aggetto verticale sulla superficie sottesa di area $A = L \times h$, è :

$$f_{sh,v} = 1 - \frac{A_{sh,v}}{A} \tag{G.18}$$

con $A_{sh,v}$ calcolabile come:

$$\begin{aligned} L_x < L; L_2 < h &\Rightarrow A_{sh,v} = L_x \cdot \left(h - \frac{L_2}{2} \right) \\ L_x > L; L_2 > h &\Rightarrow \begin{cases} L \cdot \frac{L_2}{L_x} \geq h \Rightarrow A_{sh,v} = \frac{L^2}{2} \cdot \frac{L_x}{L_2} \\ L \cdot \frac{L_2}{L_x} < h \Rightarrow A_{sh,v} = L \cdot \left(h - \frac{L}{2} \cdot \frac{L_2}{L_x} \right) \end{cases} \\ L_x > L; L_2 < h &\Rightarrow A_{sh,v} = L \cdot \left(h - \frac{L}{2} \cdot \frac{L_2}{L_x} \right) \\ L_x < L; L_2 > h &\Rightarrow A_{sh,v} = \frac{L^2}{2} \cdot \frac{L_x}{L_2} \end{aligned} \tag{G.19}$$

dove

- L_2 lunghezza dell'attacco dell'ombra nella direzione verticale al generico tempo t , [m];
- L_x distanza orizzontale dal vertice sinistro o destro dell'inizio dell'ombra, [m];
- L larghezza dell'aggetto orizzontale, [m].

Le lunghezze L_2 e L_x si calcolano come:

$$L_2 = a \cdot \tan(\alpha)$$

con

$$\tan(\alpha) = \frac{\tan(\alpha_s)}{\cos(\Delta\gamma)} \tag{G.20}$$

$$\Delta\gamma = \gamma_s - \gamma$$

e per l'aggetto posizionato a sinistra (S):

$$\begin{aligned} \Delta\gamma > 0 & \quad L_x = a \cdot \tan(\Delta\gamma) \\ \Delta\gamma \leq 0 & \quad L_x = 0 \end{aligned} \tag{G.21}$$

mentre per l'aggetto posizionato a destra (D):

$$\begin{aligned} \Delta\gamma < 0 & \quad L_x = -a \cdot \tan(\Delta\gamma) \\ \Delta\gamma \geq 0 & \quad L_x = 0 \end{aligned} \tag{G.22}$$

Se si ha solo l'aggetto di sinistra o di destra, oppure entrambi, si avrà:

$$L_x = a \cdot |\tan(\Delta\gamma)| \tag{G.23}$$

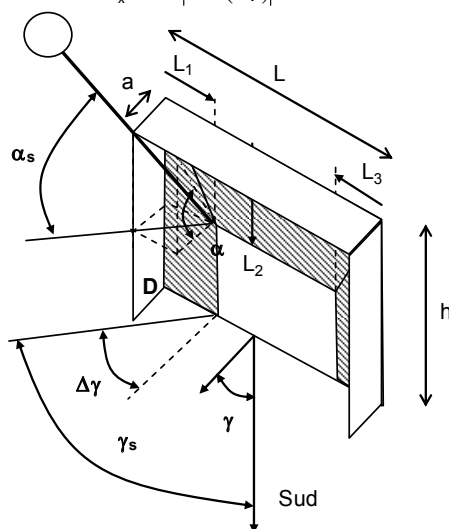


Figura G. 5 – Ombre proprie dovute sia a schermi verticali che orizzontale

In figura è rappresentato un generico elemento di facciata di edificio di dimensioni (L x h) munito sia di **due schermi verticali** di larghezza L e profondità a che di **uno schermo orizzontale** della stessa larghezza e profondità. L'algoritmo di calcolo non valuta l'ombra portata sulle superfici esterne all'elemento (L x h).

La posizione del sole è individuata dall'angolo di altezza solare α_s e dall'azimut solare γ_s ; l'orientazione della parete dal suo angolo azimutale γ , la parete è verticale. Dati i riferimenti di Figura G. 5, il fattore di ombreggiamento per il sistema di aggetti (due verticali e uno orizzontale), $f_{sh,v+o}$, che è definito come il complemento all'unità del rapporto tra l'area dell'ombra portata sistema di aggetti sulla superficie sottesa di area $A = L h$, è :

$$f_{sh,v+o} = 1 - \frac{A_{sh,v+o}}{A} \quad (G.24)$$

con $A_{sh,o}$ calcolabile come:

$$A_{sh,v+o} = L_x \cdot (h - L_2) + L_2 \cdot L \quad (G.25)$$

dove L_x e L_2 si calcolano come:

$$L_x = \min[L; a \cdot |\tan(\Delta\gamma)|] \quad (G.26)$$

$$L_2 = \min[h; a \cdot \tan(\alpha)] \quad (G.27)$$

G.4. Valutazione delle ombre proprie portate da aggetti orizzontali e verticali su un elemento di facciata soggetto ad ombre portate dal contesto

La valutazione delle ombre portate da un edificio **B** su una superficie verticale y dell'edificio in esame **A** di azimut γ assegnato, **che sia un elemento della facciata (ad esempio una finestra)**, e delle ombre contestualmente portate dalla presenza di aggetti orizzontali e/o verticali posizionali attorno a tale elemento, cioè il calcolo del fattore di ombreggiamento $f_{sh,mix,y}$, si effettua con le relazioni indicate ai paragrafi G.2 e G.3 precedenti, separatamente per l'ombra portata dagli aggetti orizzontali e/o verticali, $f_{sh,o,y}$ o $f_{sh,v,y}$ o $f_{sh,v+o,y}$, e per l'ombra portata sull'elemento di facciata, $f_{sh,hw,y}$, si calcola come:

$$f_{sh,mix,y} = \min[f_{sh,hw,y}; f_{sh,x,y}] \quad (G.28)$$

con $x = o; v; v + o$

Appendice H

- Procedura per il calcolo delle caratteristiche termiche dinamiche dei componenti edili

Viene di seguito riportato il metodo per il calcolo del comportamento termico in regime dinamico di componenti edilizi completi, con il quale si determina in particolare la trasmittanza termica periodica, in ampiezza e fase.

H.1. Generalità

La procedura di cui al punto H.2 si applica a componenti costituiti da strati piani omogenei. I ponti termici in genere presenti in questo tipo di componenti edilizi non influenzano in modo significativo le caratteristiche termiche dinamiche e quindi possono essere trascurati.

H.2. Procedura

La procedura per la determinazione delle quantità caratterizzanti le prestazioni dinamiche è la seguente:

- a) identificare i materiali costituenti gli strati del componente edilizio a partire dallo strato più interno (relativamente alla zona considerata²), lo spessore di questi strati e determinare le caratteristiche termiche dei materiali;
- b) specificare il periodo delle variazioni in corrispondenza delle superfici;
- c) calcolare la profondità di penetrazione per il materiale di ogni strato;
- d) determinare gli elementi della matrice di trasferimento termico armonico per ciascuno strato;
- e) moltiplicare le matrici di trasferimento termico di ogni strato, includendo quelle degli strati superficiali, nell'ordine corretto, per ottenere la matrice di trasferimento del componente;
- f) determinare i vari parametri caratterizzanti le prestazioni dinamiche del componente in funzione dei termini della matrice di trasferimento del componente.

H.3. Matrice di trasferimento termico di uno strato omogeneo

La profondità di penetrazione periodica per il materiale dello strato i -esimo, δ_i , è calcolata a partire dalle sue proprietà termiche e dal periodo T attraverso l'equazione:

² Ad esempio se si ha un solaio di separazione tra due zone Z_1 e Z_2 , se il calcolo è riferito alla zona Z_1 il primo strato è quello verso la zona Z_1 ; se invece il calcolo è riferito alla zona Z_2 il primo strato è quello verso la zona Z_2 .

$$\delta_i = \sqrt{\frac{2a_i}{\omega}} = \sqrt{\frac{T \lambda_i}{\pi \rho_i c_i}} \quad (\text{H.1})$$

dove

T è il periodo relativo al ciclo giornaliero e pari a 86.400 s, [s];

λ_i è la conduttività termica dello strato i -esimo, [W/m K];

ρ_i è la massa volumica dello strato i -esimo, [kg/m³];

c_i è la capacità termica specifica massica dello strato i -esimo, [J/(kg K)].

Il parametro adimensionale ξ_i , rapporto tra lo spessore dello strato i -esimo, L_i , e la sua profondità di penetrazione, δ_i , è allora:

$$\xi_i = \frac{L_i}{\delta_i} = L_i \cdot \sqrt{\frac{\pi \rho_i c_i}{T \lambda_i}} \quad (\text{H.2})$$

dove

L_i spessore dello strato omogeneo i -esimo, [m].

I termini della matrice di trasferimento armonico per lo strato omogeneo i -esimo, $\tilde{\mathbf{Z}}_i$, matrice complessa di rango 2,

$$\tilde{\mathbf{Z}}_i = \begin{bmatrix} \tilde{z}_{11} & \tilde{z}_{12} \\ \tilde{z}_{21} & \tilde{z}_{22} \end{bmatrix} \quad (\text{H.3})$$

si calcolano come:

$$\begin{aligned} \tilde{z}_{11} &= \tilde{z}_{22} = \cosh(\xi_i) \cos(\xi_i) + i \sinh(\xi_i) \sin(\xi_i) \\ \tilde{z}_{12} &= -\frac{\delta_i}{2\lambda_i} [\sinh(\xi_i) \cos(\xi_i) + \cosh(\xi_i) \sin(\xi_i)] + i \frac{\delta_i}{2\lambda_i} [\sinh(\xi_i) \cos(\xi_i) - \cosh(\xi_i) \sin(\xi_i)] \\ \tilde{z}_{21} &= -\frac{\lambda_i}{\delta_i} [\sinh(\xi_i) \cos(\xi_i) - \cosh(\xi_i) \sin(\xi_i)] - i \frac{\lambda_i}{\delta_i} [\sinh(\xi_i) \cos(\xi_i) + \cosh(\xi_i) \sin(\xi_i)] \end{aligned} \quad (\text{H.4})$$

dove

i è l'unità immaginaria ($i = \sqrt{-1}$), [-].

Tale matrice complessa può anche essere separata nella sue componenti reale e immaginaria come segue:

$$\tilde{\mathbf{Z}}_i = \mathbf{A}_i + i \mathbf{B}_i \quad (\text{H.5})$$

dove

$$\mathbf{A}_i = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\xi_i) \cos(\xi_i) & -\frac{\delta_i}{2\lambda_i} [\sinh(\xi_i) \cos(\xi_i) + \cosh(\xi_i) \sin(\xi_i)] \\ -\frac{\lambda_i}{\delta_i} [\sinh(\xi_i) \cos(\xi_i) - \cosh(\xi_i) \sin(\xi_i)] & \cosh(\xi_i) \cos(\xi_i) \end{bmatrix} \quad (\text{H.6})$$

$$\mathbf{B}_i = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sinh(\xi_i) \sin(\xi_i) & \frac{\delta_i}{2\lambda_i} [\sinh(\xi_i) \cos(\xi_i) - \cosh(\xi_i) \sin(\xi_i)] \\ -\frac{\lambda_i}{\delta_i} [\sinh(\xi_i) \cos(\xi_i) + \cosh(\xi_i) \sin(\xi_i)] & \sinh(\xi_i) \sin(\xi_i) \end{bmatrix} \quad (\text{H.7})$$

H.4. Matrice di trasferimento termico di una intercapedine d'aria o di uno strato superficiale non capacitivo

La matrice di trasferimento armonico per un'intercapedine d'aria, $\tilde{\mathbf{Z}}_a$ o di uno strato superficiale non capacitivo, $\tilde{\mathbf{Z}}_s$, intendendo con questo la superficie di accoppiamento del componente con l'ambiente circostante, hanno la seguente medesima forma:

$$\tilde{\mathbf{Z}}_{a/s} = \begin{bmatrix} 1 & -R_{a/s} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} = \mathbf{A}_{a/s} \quad (\text{H.8})$$

dove

R_a resistenza termica areica mista convettivo-radiativa dell'intercapedine, [K m²/W];

R_s resistenza termica areica mista convettivo-radiativa superficiale, [K m²/W];

La resistenza termica areica mista convettivo-radiativa dell'intercapedine, R_a , è desumibile per intercapedini d'aria dal Prospetto 3.II.

Per le resistenze termiche areiche mista convettivo-radiative superficiali, ai fini del presente dispositivo, si adottano i valori convenzionali del Prospetto 3.III.

H.5. Matrice di trasferimento termico di un componente edilizio

La matrice di trasferimento termico armonico del componente edilizio, $\tilde{\mathbf{Z}}$, composto da N strati di cui anche intercapedini d'aria, è dato dal prodotto matriciale ordinato delle singole matrici di strato, dove lo strato 1 è quello verso l'ambiente interno e lo strato N quello verso l'ambiente esterno o comunque verso altra zona:

$$\tilde{\mathbf{Z}} = \begin{bmatrix} \tilde{z}_{11} & \tilde{z}_{12} \\ \tilde{z}_{21} & \tilde{z}_{22} \end{bmatrix} = \prod_{i=N}^1 (\tilde{\mathbf{Z}}_i) = \tilde{\mathbf{Z}}_N \cdot \tilde{\mathbf{Z}}_{N-1} \cdot \tilde{\mathbf{Z}}_{N-2} \cdot \dots \cdot \tilde{\mathbf{Z}}_2 \cdot \tilde{\mathbf{Z}}_1 \quad (\text{H.9})$$

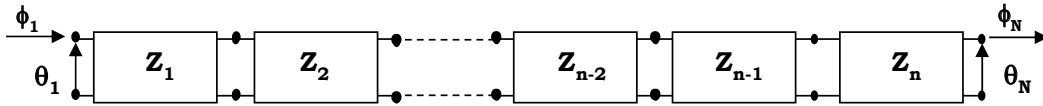


Figura H. 1 – Rete di quadripoli armonici rappresentante la matrice di trasferimento di un componente multistrato

La matrice di trasferimento termico armonico del componente edilizio interposto tra due ambienti A₁ e A₂, $\tilde{Z}_{A_1A_2}$, è dato dal prodotto matriciale ordinato della matrice di trasferimento termico armonico del componente per le due matrici di strato superficiale:

$$\tilde{Z}_{A_1A_2} = \tilde{Z}_{S2} \cdot \tilde{Z} \cdot \tilde{Z}_{S1} \tag{H.10}$$

dove

\tilde{Z}_{S1} è la matrice di strato superficiale verso l'ambiente considerato interno;

\tilde{Z}_{S2} è la matrice di strato superficiale verso l'ambiente considerato esterno.

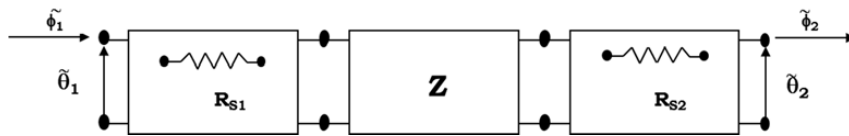


Figura H. 2 – Rete di quadripoli armonici rappresentante la matrice di trasferimento di un componente multistrato tra ambienti

Il prodotto di matrici complesse può essere decomposto in somme e differenze delle loro parti reali e immaginarie secondo la formula:

$$\tilde{Z}_1 \cdot \tilde{Z}_2 = (\mathbf{A}_1 \cdot \mathbf{A}_2 - \mathbf{B}_1 \cdot \mathbf{B}_2) + i(\mathbf{A}_1 \cdot \mathbf{B}_2 + \mathbf{B}_1 \cdot \mathbf{A}_2) \tag{H.11}$$

dove il prodotto tra due matrici reali di rango 2 è dato da:

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{B} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11}b_{11} + a_{12}b_{21} & a_{11}b_{12} + a_{12}b_{22} \\ a_{21}b_{11} + a_{22}b_{21} & a_{21}b_{12} + a_{22}b_{22} \end{bmatrix} \tag{H.12}$$

ottenendo quindi alla fine una matrice di trasferimento termico armonico del componente edilizio interposto tra due ambienti, $\tilde{Z}_{A_1A_2}$, espressa in termini di parte reale e parte immaginaria, come:

$$\tilde{Z}_{A_1A_2} = \mathbf{A}_{A_1A_2} + i\mathbf{B}_{A_1A_2} \tag{H.13}$$

Quindi, in termini di componenti:

$$\tilde{Z}_{A_1A_2} = \begin{bmatrix} \tilde{z}_{11} & \tilde{z}_{12} \\ \tilde{z}_{21} & \tilde{z}_{22} \end{bmatrix}_{A_1A_2} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}_{A_1A_2} + i \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix}_{A_1A_2} \tag{H.14}$$

H.6. Caratteristiche termiche dinamiche per componenti costituiti da strati piani e omogenei

H.6.1 Trasmittanza termica periodica e fattore di decremento

La trasmittanza termica periodica di un componente edilizio è una quantità complessa che si calcola a partire dalla matrice di trasferimento termico armonico del componente edilizio interposto tra due ambienti, $\tilde{\mathbf{Z}}_{A_1A_2}$, utilizzando la decomposizione (H.14):

$$\tilde{U}_p = \tilde{Y}_{IE} = \tilde{Y}_{12} \Big|_{A_1A_2} = -\frac{1}{\tilde{Z}_{12} \Big|_{A_1A_2}} = -\left[\frac{a_{12}}{(a_{12})^2 + (b_{12})^2} - i \frac{b_{12}}{(a_{12})^2 + (b_{12})^2} \right] \Big|_{A_1A_2} \quad (H.15)$$

che può essere direttamente espressa in termini di modulo e fase come:

$$U_p = |\tilde{U}_p| = \frac{1}{\sqrt{(a_{12})^2 + (b_{12})^2} \Big|_{A_1A_2}} \quad (H.16)$$

$$\alpha_{U_p} = \arctan \left(\frac{-b_{12}}{a_{12}} \Big|_{A_1A_2} \right) + \alpha_0 \quad (H.17)$$

dove per i casi singolari:

$$\begin{aligned} \text{se } a_{12} = 0; -b_{12} > 0 &\Rightarrow \alpha_{U_p} = -3\pi/2 \\ \text{se } a_{12} = 0; -b_{12} < 0 &\Rightarrow \alpha_{U_p} = -\pi/2 \end{aligned} \quad (H.18)$$

e negli altri casi

$$\begin{aligned} \text{se } b_{12} = 0 &\Rightarrow \alpha_0 = 0 \\ \text{se } a_{12} > 0; -b_{12} > 0 &\Rightarrow \alpha_0 = -2\pi \\ \text{se } a_{12} < 0; -b_{12} < 0 &\Rightarrow \alpha_0 = -\pi \\ \text{se } a_{12} < 0; -b_{12} > 0 &\Rightarrow \alpha_0 = -\pi \\ \text{se } a_{12} > 0; -b_{12} < 0 &\Rightarrow \alpha_0 = 0 \end{aligned} \quad (H.19)$$

Per esprimere la fase (espressa in radianti) in termini di sfasamento temporale espresso in ore si usa la seguente formula:

$$\Delta t_{U_p} = \frac{T}{2\pi} \alpha_{U_p} \quad (H.20)$$

dove

T è il periodo relativo al ciclo giornaliero e pari a 24 ore, [h].

Il fattore di decremento è un fattore adimensionale che si calcola dividendo la trasmittanza termica periodica per la trasmittanza termica stazionaria, cioè:

$$\tilde{f} = \frac{\tilde{U}_p}{U} \quad (\text{H.21})$$

da cui

$$f = |\tilde{f}| = \frac{|\tilde{U}_p|}{U} \quad (\text{H.22})$$

$$\Delta t_f = \Delta t_{U_p} \quad (\text{H.23})$$

H.6.2 Ammettenze termiche periodiche

Per un componente edilizio si possono calcolare due ammettenze termiche, una per ogni lato. Queste sono quantità complesse che si determinano a partire dalla matrice di trasferimento termico armonico del componente edilizio interposto tra due ambienti, $\tilde{Z}_{A_1A_2}$, utilizzando la decomposizione (H.14),:

$$\tilde{Y}_{II} = \tilde{Y}_{11}|_{A_1A_2} = -\frac{\tilde{Z}_{11}|_{A_1A_2}}{\tilde{Z}_{12}|_{A_1A_2}} = -\left[\frac{a_{11}a_{12} + b_{11}b_{12}}{(a_{12})^2 + (b_{12})^2} + i \frac{b_{11}a_{12} - a_{11}b_{12}}{(a_{12})^2 + (b_{12})^2} \right]_{A_1A_2} \quad (\text{H.24})$$

$$\tilde{Y}_{EE} = \tilde{Y}_{22}|_{A_1A_2} = -\frac{\tilde{Z}_{22}|_{A_1A_2}}{\tilde{Z}_{12}|_{A_1A_2}} = -\left[\frac{a_{22}a_{12} + b_{22}b_{12}}{(a_{12})^2 + (b_{12})^2} + i \frac{b_{22}a_{12} - a_{22}b_{12}}{(a_{12})^2 + (b_{12})^2} \right]_{A_1A_2} \quad (\text{H.25})$$

Esprese in termini di moduli e fasi:

$$Y_{II} = |\tilde{Y}_{II}| = \sqrt{\frac{(a_{11})^2 + (b_{11})^2}{(a_{12})^2 + (b_{12})^2}}_{A_1A_2} \quad (\text{H.26})$$

$$Y_{EE} = |\tilde{Y}_{EE}| = \sqrt{\frac{(a_{22})^2 + (b_{22})^2}{(a_{12})^2 + (b_{12})^2}}_{A_1A_2} \quad (\text{H.27})$$

$$\alpha_{Y_{II}} = \arctan\left(\frac{b_{11}a_{12} - a_{11}b_{12}}{a_{11}a_{12} + b_{11}b_{12}}\right)_{A_1A_2} + \alpha_0 \quad (\text{H.28})$$

$$\alpha_{Y_{EE}} = \arctan\left(\frac{b_{22}a_{12} - a_{22}b_{12}}{a_{22}a_{12} + b_{22}b_{12}}\right)_{A_1A_2} + \alpha_0 \quad (\text{H.29})$$

Dove, posto per N = numeratore e D = denominatore della frazione in argomento all'arcotangente, per i casi singolari:

$$\begin{aligned} \text{se } D = 0; N > 0 &\Rightarrow \alpha_{U_p} = \pi/2 \\ \text{se } D = 0; N < 0 &\Rightarrow \alpha_{U_p} = 3\pi/2 \end{aligned} \quad (\text{H.30})$$

e negli altri casi

$$\begin{aligned} \text{se } N = 0 &\Rightarrow \alpha_0 = 0 \\ \text{se } D > 0; N > 0 &\Rightarrow \alpha_0 = 0 \\ \text{se } D < 0; N < 0 &\Rightarrow \alpha_0 = \pi \\ \text{se } D < 0; N > 0 &\Rightarrow \alpha_0 = \pi \\ \text{se } D > 0; N < 0 &\Rightarrow \alpha_0 = 2\pi \end{aligned} \quad (\text{H.31})$$

Per esprimere la fase (espressa in radianti) in termini di sfasamento temporale espresso in ore si usa la seguente formula:

$$\Delta t_{Y_{II}} = \frac{T}{2\pi} \alpha_{Y_{II}} \quad ; \quad \Delta t_{Y_{EE}} = \frac{T}{2\pi} \alpha_{Y_{EE}} \quad (\text{H.32})$$

H.6.3 Capacità termiche areiche

Le capacità termiche areiche sono quantità reali e sono quindi definite solo in termini di modulo di componenti della matrice di trasferimento termico armonico del componente edilizio interposto tra due ambienti, $\tilde{Z}_{A_1A_2}$, utilizzando la decomposizione (H.14):

$$\kappa_I = \kappa_1|_{A_1A_2} = \frac{T}{2\pi} |\tilde{Y}_I - \tilde{Y}_{IE}| = \frac{1}{\omega} \left| \frac{\tilde{z}_{11} - 1}{\tilde{z}_{12}} \right|_{A_1A_2} = \sqrt{\frac{(a_{11} - 1)^2 + (b_{11})^2}{(a_{12})^2 + (b_{12})^2}} \Big|_{A_1A_2} \quad (\text{H.33})$$

$$\kappa_E = \kappa_2|_{A_1A_2} = \frac{T}{2\pi} |\tilde{Y}_E - \tilde{Y}_{IE}| = \frac{1}{\omega} \left| \frac{\tilde{z}_{22} - 1}{\tilde{z}_{12}} \right|_{A_1A_2} = \sqrt{\frac{(a_{22} - 1)^2 + (b_{22})^2}{(a_{12})^2 + (b_{12})^2}} \Big|_{A_1A_2} \quad (\text{H.34})$$

La capacità termica areica di un componente edilizio che sia interno alla zona termica, e quindi sollecitato da ambo le parti dalla stessa oscillazione di temperatura, è data da un unico termine (non è più distinguibile quale sia il contributo di una superficie rispetto all'altra) e si calcola come:

$$\kappa_{int} = \frac{T}{2\pi} |\tilde{Y}_I + \tilde{Y}_E - 2\tilde{Y}_{IE}| = \frac{1}{\omega} \left| \frac{\tilde{z}_{11} + \tilde{z}_{22} - 2}{\tilde{z}_{12}} \right|_{A_1A_2} = \sqrt{\frac{(a_{11} + a_{22})^2 + (b_{11} + b_{22})^2 - 4(a_{11} + a_{22} - 1)}{(a_{12})^2 + (b_{12})^2}} \Big|_{A_1A_2} \quad (\text{H.35})$$

Se il componente separa due zone termiche climatizzate, Z_1 e Z_2 , (quindi interno all'edificio ma di separazione tra due zone) l'attribuzione della capacità termica areica alla singola zona viene fatta nel seguente modo:

- a) si calcola per la zona Z_1 sia la capacità areica interna che esterna (equazioni (H.33) e (H.34));
- b) si calcola la capacità termica areica per componente posto internamente alla zona, equazione (H.35);

c) si determina la capacità termica superficiale effettiva da attribuire alla zona come:

$$K_{i,Z_1}^{(eff)} = K_{i,Z_1} \cdot \frac{K_{int}}{K_{i,Z_1} + K_{E,Z_1}} \quad (H.36)$$

H.6.3.1. Capacità termiche areiche per pavimenti e pareti controterra

Nel caso di pavimenti e pareti controterra la capacità termica areica interna va calcolata come per una parete rivolta verso l'ambiente esterno, equazione (H.33), avendo cura di inserire per il calcolo la stratigrafia del pavimento o della parete, partendo dall'interno, e aggiungendo uno strato esterno di 20 cm di terreno con le caratteristiche definite nel Prospetto B. II - Proprietà termofisiche del terreno dell'Appendice B.

H.7. Capacità termica areica efficace del fabbricato

I componenti del fabbricato che concorrono a definire la capacità termica efficace complessiva sono i seguenti:

- per la zona priva di elementi interni di separazione: gli elementi di involucro che delimitano la zona e i solai inferiore e superiore, ovvero il pavimento su basamento e il tetto;
- per la zona costituita da più ambienti o unità immobiliari mantenute alla stessa temperatura ma separate tra di loro da componenti edilizie (partizioni verticali interne, solai): tutti gli elementi che delimitano la zona da quelle adiacenti, cioè gli elementi di involucro, il pavimento su basamento e il tetto, e gli elementi interni alla zona sia orizzontali che verticali.

In quest'ultimo caso, le pareti verticali interne di separazione e i solai interni alla zona sono considerati elementi interni e per il calcolo della capacità termica areica efficace va considerata l'equazione (H.35).

I solai di separazione tra due zone devono essere invece considerati sia come elementi di soffitto per il piano inferiore che come elementi di pavimento per il piano superiore, e, così come le pareti verticali di separazione, occorre calcolare due volte la capacità termica areica efficace utilizzando l'equazione (H.36).

La capacità termica dell'insieme di componenti che delimitano un ambiente climatizzato o a temperatura controllata, espressa in [kJ/K], è data da:

$$C = \frac{\sum_{j=1}^n (A \cdot \kappa_i)_j}{1000} \quad (\text{H.37})$$

dove:

- n è il numero dei componenti edilizi presenti (pareti esterne, divisori interni e solai di separazione);
- A è la superficie netta di ciascun componente, [m²], che anche nel caso di componente completamente immerso nella zona va considerata solo una volta (se poi si usa la capacità termica areica calcolata secondo la (H.36));
- κ_i è la capacità termica efficace lato interno per unità di superficie di ciascun componente, ovvero interna per quei componenti completamente interni alla zona [J/m²K].

Appendice I

- Procedura per la verifica del rischio condensa

Viene di seguito riportato il metodo per poter verificare la presenza di rischio di condensa superficiale sulle strutture opache nonché per calcolare il bilancio di vapore annuale e la massima quantità di umidità accumulata dovuta alla condensa interstiziale.

I.1. Generalità

I.1.1 Proprietà dei materiali e dei prodotti

Per i calcoli devono essere utilizzati i valori di progetto riportati nelle specifiche di prodotto, o, in assenza, quelli tabulati forniti nelle norme indicate nel Prospetto I. I.

Proprietà	Simbolo	Valori di progetto
Conduktività termica	λ	Riportati nella UNI 10351 o nella UNI 10355, o determinate in accordo con la UNI EN ISO 10456
Resistenza termica	R	
Fattore di resistenza al vapore	μ	Ottenuti tramite la UNI 10351 o riportati nella UNI EN ISO 10456, o determinate in accordo con la UNI EN ISO 12572
Spessore equivalente di aria	s_d	

Prospetto I. I – Riferimenti normativi per le proprietà dei materiali

La conduttività termica λ e il fattore di resistenza al vapore μ sono applicabili per materiali omogenei mentre la resistenza termica R e lo spessore equivalente di aria per la diffusione del vapore s_d soprattutto per prodotti composti o di spessore non ben definito.

$$R = \frac{d}{\lambda} \quad (I.1)$$

$$s_d = \mu \cdot d \quad (I.2)$$

Per strati d'aria il valore di R è desunto dal Prospetto 3. Il mentre s_d è assunto pari a 0,01 m indipendentemente dallo spessore dello strato d'aria e dalla sua inclinazione.

1.2. Procedura

1.2.1 Calcolo della condensazione superficiale

I passi principali nella procedura di verifica del rischio condensa superficiale sono rappresentati dal calcolo dell'umidità relativa dell'aria interna e quindi dal calcolo del valore accettabile della pressione del vapore di saturazione p_{sat} sulla superficie sulla base dell'umidità relativa superficiale richiesta. Da questo valore si determina la temperatura minima superficiale e quindi la "qualità termica" dell'involucro edilizio affinché non vi sia rischio di condensa.

Per ciascuno dei mesi dell'anno e per il k-esimo elemento edilizio eseguire i seguenti passi:

- Definire la temperatura dell'aria esterna e la pressione di vapore esterna secondo quanto previsto in § 3.3.5.1 e in Allegato ;
- Definire l'umidità esterna secondo la relazione:

$$\varphi_e = \frac{p_e}{p_{sat}(\theta_e)} \quad (1.3)$$

Con:

$$p_{sat}(\theta_e) = 610,5 \cdot e^{\frac{17,269(\theta_e)}{237,3+(\theta_e)}} \quad \text{per } \theta_e \geq 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{sat}(\theta_e) = 610,5 \cdot e^{\frac{21,875(\theta_e)}{265,5+(\theta_e)}} \quad \text{per } \theta_e < 0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.4)$$

- Valutare le condizioni interne di utilizzazione secondo il metodo delle classi di concentrazione riportato nelle Appendici A e NA (Appendice Nazionale) della norma UNI EN ISO 13788;
- Calcolare la pressione di vapore interna p_i secondo la:

$$p_i = p_{sat}(\theta_i) \cdot \varphi_i \quad (1.5)$$

Dove

$$p_{sat}(\theta_i) = 610,5 \cdot e^{\frac{17,269(\theta_i)}{237,3+(\theta_i)}} \quad \text{per } \theta_i \geq 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{sat}(\theta_i) = 610,5 \cdot e^{\frac{21,875(\theta_i)}{265,5+(\theta_i)}} \quad \text{per } \theta_i < 0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.6)$$

- Con un valore massimo accettabile di umidità relativa in corrispondenza della superficie $\varphi_{si} = \varphi_{sigr}$, calcolare il valore minimo accettabile della pressione di saturazione:

$$p_{sat}(\theta_{si}) = \frac{p_i}{\varphi_{sigr}} \quad (1.7)$$

In assenza di prescrizioni normative utilizzare $\varphi_{sigr} = 0,8$.

- f) Determinare la temperatura superficiale minima accettabile $\theta_{si,min}$ a partire dalla pressione di saturazione minima accettabile:

$$\theta_{si,min} = \frac{237,3 \cdot \log_e \left(\frac{p_{sat}(\theta_{si})}{610,5} \right)}{17,269 - \log_e \left(\frac{p_{sat}(\theta_{si})}{610,5} \right)} \quad \text{per } p_{sat}(\theta_{si}) \geq 610,5 \text{ Pa}$$

$$\theta_{si,min} = \frac{265,5 \cdot \log_e \left(\frac{p_{sat}(\theta_{si})}{610,5} \right)}{21,875 - \log_e \left(\frac{p_{sat}(\theta_{si})}{610,5} \right)} \quad \text{per } p_{sat}(\theta_{si}) < 610,5 \text{ Pa}$$
(I.8)

Dalla temperatura superficiale minima accettabile $\theta_{si,min}$, dalla temperatura dell'aria interna assunta θ_i e dalla temperatura esterna θ_e calcolare il fattore di temperatura minimo $f_{Rsi,min}$ calcolato come:

$$f_{Rsi,min} = \frac{\theta_{si,min} - \theta_e}{\theta_i - \theta_e} \quad (I.9)$$

Si definisce mese critico quello con il più alto valore richiesto di $f_{Rsi,min}$. Il fattore di temperatura per questo mese viene indicato con $f_{Rsi,max}$ e il componente edilizio k-esimo deve avere un fattore f_{Rsi} sempre maggiore di $f_{Rsi,max}$ affinché non vi sia rischio condensa superficiale, ovvero:

$$f_{Rsi} > f_{Rsi,max} \quad (I.10)$$

con

$$f_{Rsi} = 1 - R_{si} \cdot U \quad (I.11)$$

dove

U è la trasmittanza termica dell'elemento k-esimo, [W/m² K];

R_{si} è la resistenza superficiale convenzionale (Prospetto 3.III), [m² K/W].

1.2.2 Calcolo della condensazione interstiziale

Questo punto fornisce un metodo per calcolare il bilancio di vapore annuale e la massima quantità di umidità accumulata dovuta alla condensazione interstiziale. Il metodo assume che l'umidità di costruzione si sia asciugata.

Si divide l'elemento edilizio k-esimo in una serie di strati omogenei con facce piane parallele e si definiscono le proprietà del materiale per ciascuno di essi, sulla base di quanto prescritto al § I.1.1, e i coefficienti superficiali in base al Prospetto 3.III.

Ogni singolo strato di componenti o prodotti multistrato, inclusi quelli con finiture o coperture superficiali, deve essere trattato individualmente, considerando per ciascuno separatamente le proprietà di trasmissione del calore e del vapore. Si calcola la resistenza termica R e lo spessore equivalente s_d di ogni singolo strato dell'elemento edilizio. Si suddividono gli elementi ad alta resistenza termica, come gli isolanti, in un numero di strati caratterizzati ciascuno da una resistenza termica non maggiore di $0,25 \text{ m}^2 \text{ K/W}$; ciascuno di questi deve essere considerato come singolo strato di materiale in tutti i calcoli.

Se il componente edilizio contiene un'intercapedine d'aria fortemente ventilata³ la sua resistenza termica deve essere ottenuta trascurando la resistenza termica dell'intercapedine d'aria e di tutti gli altri strati che separano detta intercapedine dall'ambiente esterno, e includendo una resistenza superficiale esterna corrispondente a R_{se} e ricavabile dal Prospetto 3.III.

Si calcolano i valori cumulati della resistenza termica e dello spessore equivalente di aria per la diffusione del vapore, tra l'esterno e ciascuna interfaccia n :

$$R'_n = R_{se} + \sum_{j=1}^n R_j \quad (1.12)$$

$$s'_{d,n} = \sum_{j=1}^n s_{d,j} \quad (1.13)$$

La resistenza termica totale e lo spessore totale equivalente di aria per la diffusione del vapore sono forniti dalle equazioni:

$$R'_T = R_{si} + \sum_{j=1}^n R_j + R_{se} \quad (1.14)$$

$$s'_{d,T} = \sum_{j=1}^n s_{d,j} \quad (1.15)$$

Per ciascuno dei mesi dell'anno si definiscono le condizioni dell'ambiente esterno sulla base di quanto prescritto al § I.2.1 punti a) e b), e valutare le condizioni interne di utilizzazione secondo il metodo delle

³ Un'intercapedine d'aria è fortemente ventilata se le aperture tra l'intercapedine d'aria e l'ambiente esterno sono uguali o maggiori di:

- 1.500 mm^2 per metro di lunghezza (in direzione orizzontale) per le intercapedini d'aria verticali;
- 1.500 mm^2 per metro quadrato di area superficiale per le intercapedini d'aria orizzontali.

classi di concentrazione riportate nelle Appendici A e NA (Appendice Nazionale) della norma UNI EN ISO 13788.

A partire da un qualsiasi mese dell'anno (mese di tentativo) calcolare la distribuzione della temperatura, della pressione di saturazione e della distribuzione di vapore attraverso il componente edilizio k-esimo e determinare quindi se è prevista condensazione.

Se non è prevista alcuna condensazione nel mese di tentativo ripetere il calcolo con i mesi seguenti in successione fino a che:

- i. Non si trova condensazione in nessuno dei dodici mesi, ed allora si assume che il componente sia esente da fenomeni di condensazione superficiale; oppure
- ii. Si individua un mese con condensazione che viene considerato il mese di partenza.

Se si prevede condensazione nel mese di tentativo ripetere il calcolo con i mesi precedenti a ritroso fino a che:

- a) Si prevede condensazione in tutti i dodici mesi ed allora a partire da un mese qualunque calcolare la condensa accumulata complessivamente nell'anno secondo quanto riportato ai paragrafi successivi, oppure
- b) Si individua un mese senza condensazione e si considera quindi il mese seguente come mese di partenza.

Se è stato determinato un mese di partenza procedere con i calcoli seguenti per ciascun mese dell'anno a partire dal mese di partenza.

Calcolare la temperatura in corrispondenza di ciascuna interfaccia tra i materiali costituenti il componente edilizio k-esimo:

$$\theta_n' = \theta_e + \frac{R_n'}{R_T'} \cdot (\theta_i - \theta_e) \quad (1.16)$$

Calcolare la pressione di vapore di saturazione a partire dalla temperatura in ciascuna interfaccia tra gli strati di materiale utilizzando la (1.4).

Si rappresenta una sezione trasversale dell'elemento edilizio, riportando gli spessori di ciascuno strato d'aria equivalente per la diffusione del vapore s_{di} calcolato con la (1.2) e si tracciano i segmenti di retta che uniscono i valori delle pressioni di saturazione in corrispondenza di ciascuna interfaccia tra gli strati.

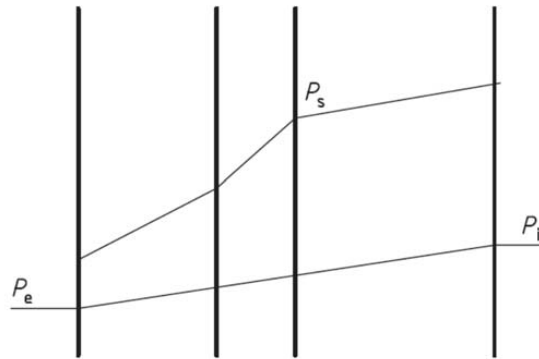


Figura I.1 – Diffusione del vapore in un elemento edilizio multistrato in cui non si verifica condensazione interstiziale

Se non c'è condensa accumulata nel mese precedente si traccia il profilo della pressione parziale del vapore come un segmento di retta tra la pressione parziale del vapore esterna p_e e quella interna p_i calcolata secondo la (1.5). Se questo segmento di retta non supera l'andamento della pressione di saturazione in corrispondenza di nessuna interfaccia non si ha condensazione. Se la pressione parziale di vapore supera in una qualsiasi interfaccia la pressione di saturazione ritracciare la pressione di saturazione come segmenti di retta tangenti al profilo della pressione di saturazione del vapore, senza oltrepassarla; i punti di contatto rappresentano le interfacce di condensazione.

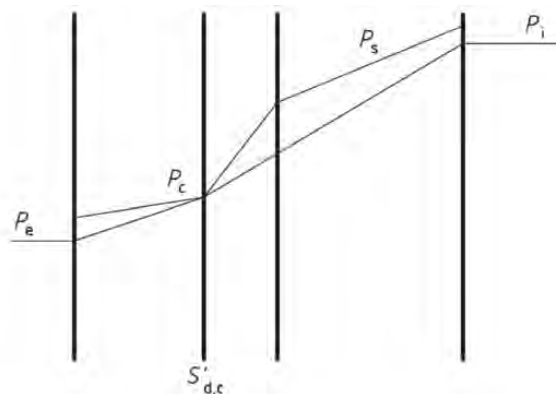


Figura I.2 – Diffusione del vapore in un elemento edilizio multistrato con condensazione interstiziale in un singolo piano di interfaccia

In presenza di condensa accumulata nei mesi precedenti in una o più interfacce la pressione parziale di vapore deve essere uguale a quella di saturazione e il profilo della pressione parziale di vapore deve essere

tracciato con segmenti di retta tra la pressione parziale di vapore interna, quelle in corrispondenza dell'interfaccia di condensazione, quella del vapore esterna. Se il profilo di pressione parziale di vapore così tracciato supera in un'interfaccia quello della pressione di saturazione ritracciare la pressione di vapore con segmenti di retta tangenti al profilo della pressione di saturazione del vapore, senza oltrepassarla; i punti di contatto rappresentano le interfacce di condensazione.

Il flusso specifico di vapore attraverso il generico elemento edilizio può essere calcolato come:

$$g = \delta_0 \cdot \frac{p_i - p_e}{s_{d,T}} \quad (I.17)$$

Il flusso specifico di vapore che condensa è rappresentato dalla differenza tra la quantità di vapore che giunge all'interfaccia di condensazione c e quella trasportata oltre questa:

$$g_c = \delta_0 \cdot \left(\frac{p_i - p_c}{s_{d,T} - s_{d,c}} - \frac{p_c - p_e}{s_{d,c}} \right) \quad (I.18)$$

Qualora la quantità di vapore trasportata oltre l'interfaccia di condensazione sia superiore alla quantità che vi giunge, il risultato dell'equazione precedente è negativo e si ha il fenomeno dell'evaporazione; in tale ipotesi la (I.18) diventa:

$$g_{ev} = \delta_0 \cdot \left(\frac{p_i - p_c}{s_{d,T} - s_{d,c}} - \frac{p_c - p_e}{s_{d,c}} \right) \quad (I.19)$$

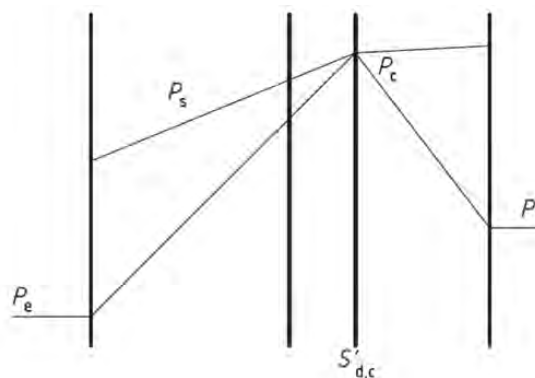


Figura I.3 – Diffusione del vapore in un elemento edilizio multistrato con evaporazione in un singolo piano di interfaccia

In un componente edilizio con più di un'interfaccia di condensazione il flusso specifico di condensato viene calcolato separatamente per ogni interfaccia ed è dato dalla differenza di pendenza tra due successivi segmenti di retta; nel caso di due interfacce si ha:

interfaccia c1
$$g_{c1} = \delta_0 \cdot \left(\frac{p_{c2} - p_{c1}}{s'_{d,c2} - s'_{d,c1}} - \frac{p_{c1} - p_e}{s'_{d,c1}} \right) \quad (1.20)$$

interfaccia c2
$$g_{c2} = \delta_0 \cdot \left(\frac{p_i - p_{c2}}{s'_{d,T} - s'_{d,c2}} - \frac{p_{c2} - p_{c1}}{s'_{d,c2} - s'_{d,c1}} \right) \quad (1.21)$$

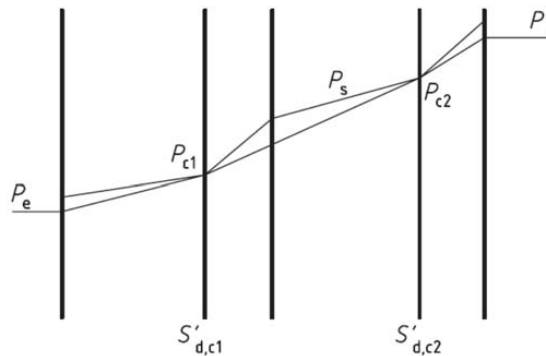


Figura I.4 – Diffusione del vapore in un elemento edilizio multistrato con condensazione interstiziale in due piani di interfaccia

Analogo calcolo viene eseguito in presenza di evaporazione su due interfacce:

interfaccia c1
$$g_{ev1} = \delta_0 \cdot \left(\frac{p_{c2} - p_{c1}}{s'_{d,c2} - s'_{d,c1}} - \frac{p_{c1} - p_e}{s'_{d,c1}} \right) \quad (1.22)$$

interfaccia c2
$$g_{ev2} = \delta_0 \cdot \left(\frac{p_i - p_{c2}}{s'_{d,T} - s'_{d,c2}} - \frac{p_{c2} - p_{c1}}{s'_{d,c2} - s'_{d,c1}} \right) \quad (1.23)$$

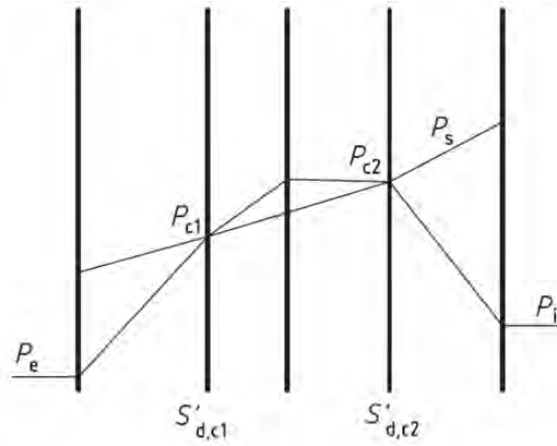


Figura I.5 – Diffusione del vapore in un elemento edilizio multistrato con evaporazione in due piani di interfaccia

Per un componente edilizio con più di una interfaccia di condensazione ci potrebbero essere mesi con condensazione in un'interfaccia ed evaporazione in un'altra; in tal caso i flussi specifici vengono calcolati separatamente per ciascuna interfaccia:

interfaccia c1
$$g_{c1} = \delta_0 \cdot \left(\frac{p_{c2} - p_{c1}}{s'_{d,c2} - s'_{d,c1}} - \frac{p_{c1} - p_e}{s'_{d,c1}} \right) \quad (1.24)$$

interfaccia c2
$$g_{ev2} = \delta_0 \cdot \left(\frac{p_i - p_{c2}}{s'_{d,T} - s'_{d,c2}} - \frac{p_{c2} - p_{c1}}{s'_{d,c2} - s'_{d,c1}} \right) \quad (1.25)$$

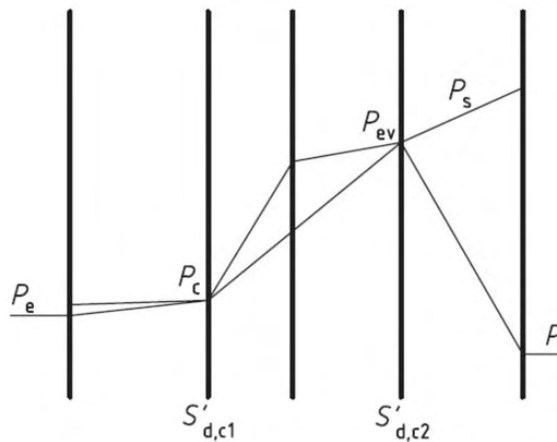


Figura I.6 – Diffusione del vapore in un elemento edilizio multistrato con condensazione interstiziale in un' interfaccia ed evaporazione in un'altra

Appendice J - Perdite termiche della distribuzione

La presente Appendice descrive i metodi di calcolo delle perdite di distribuzione delle seguenti tipologie di distribuzione di fluido termovettore:

- circuiti con fluido termovettore acqua: circuiti idronici;
- reti con fluido termovettore aria: reti aerauliche.

I metodi descritti si applicano sia quando il fluido termovettore è a temperatura superiore a quella ambiente (riscaldamento), sia quando è a temperatura inferiore a quella ambiente (raffrescamento).

J.1. Perdite di distribuzione di circuiti idronici

Le perdite totali di una rete di distribuzione sono date dalla sommatoria delle perdite dei singoli tratti che la compongono:

$$Q_{d,ls} = \sum_i Q_{d,ls,i} = \sum_i L_i \cdot \psi_i \cdot (\theta_{w,avg,i} - \theta_{a,i}) \cdot \Delta t \quad (J.1)$$

dove:

- $Q_{d,ls,i}$ è la perdita termica di processo del tratto di distribuzione i-esimo, [kWh];
 L_i è la lunghezza del tratto i-esimo della rete di distribuzione considerato, [m];
 ψ_i è la trasmittanza lineica del tratto i-esimo della rete di distribuzione considerato, [W/m K];
 $\theta_{w,avg}$ è la temperatura media dell'acqua nei tratti della rete di distribuzione (valore medio giornaliero), [°C], la cui determinazione è riportata al § J.1.3;
 θ_a è la temperatura media dell'ambiente in cui sono installate le tubazioni, [°C]; si veda il Prospetto J.I.;
 Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

Posizione della tubazione	Temperatura [°C]
Corrente in ambienti climatizzati	Temperatura dell'ambiente climatizzato (§ 1.4)
Incassata in struttura isolata delimitante l'involucro, all'interno dello strato di isolamento principale	Temperatura dell'ambiente climatizzato (§ 1.4)
Incassata in struttura isolata delimitante l'involucro, all'esterno dello strato di isolamento principale	Temperatura media mensile dell'aria esterna
Incassata in struttura non isolata delimitante l'involucro	Temperatura media mensile dell'aria esterna
Incassata in struttura interna all'involucro	Temperatura dell'ambiente climatizzato (§ 1.4)
Corrente all'esterno	Temperatura media mensile dell'aria esterna
Corrente in ambiente non climatizzato adiacente ad ambienti climatizzati	Temperatura dell'ambiente non climatizzato calcolata secondo l'Appendice A
Corrente in altri ambienti non climatizzati	Temperatura dell'ambiente non climatizzato calcolata secondo l'Appendice A
Interrata (a profondità minore di 1m)	Temperatura media mensile aria esterna
In centrale termica (nel caso in cui non sia adiacente ad ambienti non climatizzati)	Temperatura media mensile aria esterna + 5 °C

Prospetto J.I – Temperature ambiente
(Fonte: UNI TS 11300-2:2014)

J.1.1. Perdite recuperabili e recuperate

Le perdite di ciascun tratto calcolate nella (J.1) possono essere recuperate in misura diversa a seconda della locazione della tubazione e, nel caso di tratti incassati nelle strutture, a seconda della posizione della tubazione in relazione all'isolamento della struttura.

Le perdite di distribuzione recuperabili si calcolano, in funzione delle perdite di ciascun tratto di tubazione, come segue:

$$Q_{d,ls,rbl} = \sum_i Q_{d,ls,i} \cdot k_{rbl,i} \quad (J.2)$$

dove:

$k_{rbl,i}$ è il coefficiente di recuperabilità delle perdite di distribuzione del tratto i-esimo determinato secondo il Prospetto J. II.

Posizione della tubazione	k_{rbl}
In ambiente climatizzato	1
Incassata in struttura interna all'involucro	0,95
Incassata in struttura isolata delimitante l'involucro, all'interno dello strato di isolamento principale	0,95
Incassata in struttura isolata delimitante l'involucro, all'esterno dello strato di isolamento principale	0,05
Incassata in struttura non isolata delimitante l'involucro	$U_i / (U_e + U_i)^{(*)}$
All'esterno dell'ambiente climatizzato	0

(*) U_i trasmittanza parete tra tubazione e ambiente interno; U_e trasmittanza parete tra tubazione e ambiente esterno

Prospetto J. II – Coefficienti di recuperabilità delle perdite di distribuzione
(Fonte: UNI TS 11300-2:2014)

Le perdite di distribuzione recuperate dalle zone climatizzate (che sono una frazione delle perdite recuperabili) dipendono dal tipo di regolazione delle zone. Si considera un coefficiente di recupero, k_r , pari a:

- $k_r = 0,95$ in presenza di regolazione di zona o per singolo ambiente;
- $k_r = 0,8$ in presenza di sola regolazione climatica compensata.

In tutti gli altri casi si considera un coefficiente k_r pari a 0,8.

Le perdite di distribuzione recuperate si calcolano come segue:

$$Q_{d,ls,rvd} = \sum_i Q_{d,ls,i} \cdot k_{rbl,i} \cdot k_{r,i} \quad (J.3)$$

J.1.2. Calcolo delle trasmittanze termiche lineiche delle tubazioni

J.1.2.1. Tubazioni non isolate correnti in aria

Per tubazioni correnti all'esterno dell'edificio:

$$\Psi_i = 16,5 \cdot \pi \cdot d_i \quad (J.4)$$

dove:

- d_i è il diametro esterno della tubazione, [m];
 $16,5$ è il coefficiente di scambio termico superficiale, [W/(m² K)].

Per tubazioni correnti all'interno dell'edificio:

$$\Psi_i = 3,24 \cdot \pi \cdot d_i \cdot (\theta_{w,i} - \theta_{a,i})^{0,3} \quad (J.5)$$

dove:

- d_i è il diametro esterno della tubazione, [m];
 $\theta_{w,i}$ è la temperatura del fluido all'interno della tubazione, [K];
 $\theta_{a,i}$ è la temperatura dell'ambiente circostante, [K];
 $3,24$ è il coefficiente che tiene conto sia del coefficiente di scambio termico che della differenza di temperatura elevata alla 0,3, [W/(m² K^{1,3})].

J.1.2.2. Tubazioni isolate correnti in aria

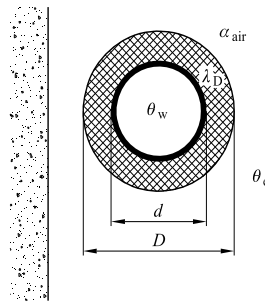


Figura J. 1 – Tubazione isolata corrente in aria
(Fonte: UNI TS 11300-2:2014)

La trasmittanza lineica Ψ_i è data da:

$$\Psi_i = \frac{\pi}{\frac{\ln(D_i/d_i)}{2 \cdot \lambda_i} + \frac{1}{h_e \cdot D_i}} \quad (J.6)$$

dove:

- d_i è il diametro esterno della tubazione, [m];
 D_i è il diametro esterno dell'isolamento, [m];
 λ è la conduttività dello strato isolante, [W/(m K)];
 h_e è il coefficiente di scambio termico superficiale esterno [W/(m² K)] pari a:
4 W/(m² K) se la tubazione è corrente in ambienti interni;
10 W/(m² K) se la tubazione è corrente in ambienti esterni.

La conduttività deve essere ricavata dai dati dichiarati dal fornitore del materiale. In mancanza di tale informazione si utilizzano i valori indicativi riportati nel Prospetto J. III.

Materiale	Conduttività λ [W/(m K)]
Materiali espansi organici a cella chiusa	0,04
Lana di vetro, massa volumica 50 kg/m ³	0,045
Lana di vetro, massa volumica 100 kg/m ³	0,042
Lana di roccia	0,060
Poliuretano espanso (preformati)	0,042

Prospetto J. III – Valori indicativi della conduttività di alcuni materiali isolanti
(Fonte: UNI 11300-2:2014)

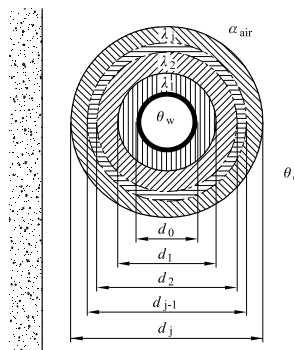


Figura J. 2 – Tubazione isolata corrente in aria con più strati di isolante
(Fonte: UNI TS 11300-2:2014)

Se vi sono più strati di materiale isolante la trasmittanza lineica ψ_i è data da:

$$\psi_i = \frac{\pi}{\sum_{j=1}^n \frac{\ln(d_j/d_{j-1})}{2 \cdot \lambda_j} + \frac{1}{h_e \cdot d_n}} \quad (J.7)$$

dove, oltre ai simboli già definiti:

- n è il numero di strati isolanti significativi;
- d_j è il diametro esterno dello strato isolante j, iniziando dal più interno, [m];
- d_0 è il diametro esterno della tubazione, [m];
- d_n è il diametro esterno complessivo della tubazione isolata, [m];
- λ_j è la conduttività dello strato isolante j, [W/(m K)].
- h_e è il coefficiente di scambio termico superficiale esterno [W/(m² K)] pari a:
4 W/(m² K) se la tubazione è corrente in ambienti interni;
10 W/(m² K) se la tubazione è corrente in ambienti esterni.

J.1.2.3. Tubazione singola incassata nella muratura

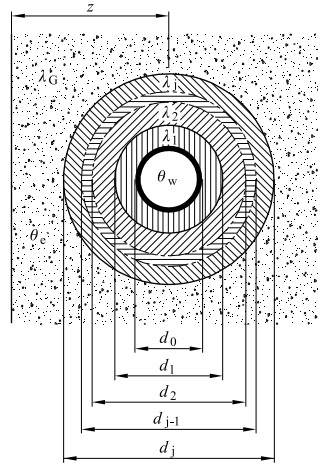


Figura J. 3 – Tubazione singola incassata nella muratura
(Fonte: UNI TS 11300-2:2014)

La trasmittanza lineica ψ_i è data da:

$$\psi_i = \frac{\pi}{\sum_{j=1}^n \frac{\ln(d_j/d_{j-1})}{2 \cdot \lambda_j} + \frac{\ln(4 \cdot z/d_n)}{2 \cdot \lambda_G}} \quad (J.8)$$

dove, oltre ai simboli già definiti:

λ_G è la conduttività del materiale attorno alla tubazione [W/(m K)]; in assenza di informazioni più precise, si assume $\lambda_G = 0,7$ W/(m × K);

z è la profondità di incasso [m]; in assenza di informazioni più precise si assume $z = 0,1$.

J.1.2.4. Tubazioni in coppia incassate nella muratura

La trasmittanza lineica ψ_i è data da:

$$\psi_i = \frac{\pi}{\sum_{j=1}^n \frac{\ln(d_j/d_{j-1})}{2 \cdot \lambda_j} + \frac{\ln(4 \cdot z/d_n)}{2 \cdot \lambda_G} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_G} \cdot \ln \sqrt{1 + \frac{4 \cdot z^2}{E^2}}} \quad (J.9)$$

dove, oltre ai simboli già definiti:

E è l'interasse delle tubazioni, [m].

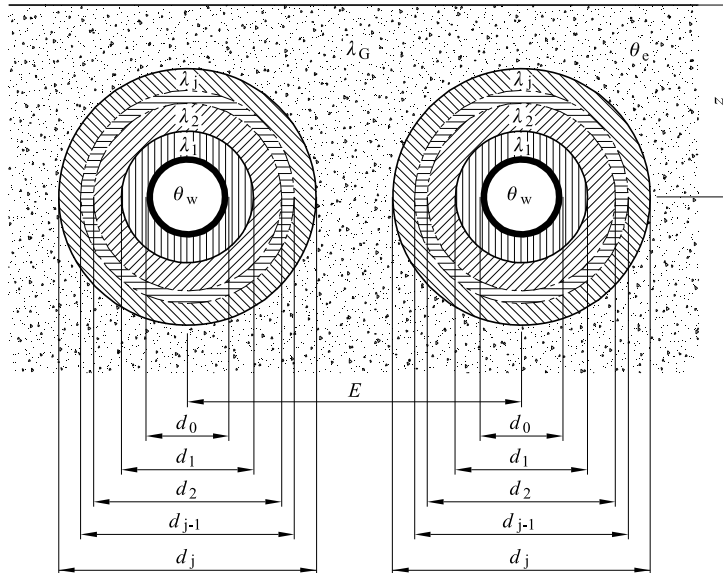


Figura J. 4 – Tubazioni in coppia, incassate nella muratura
(Fonte: UNI TS 11300-2:2014)

J.1.2.5. Tubazioni interrate

Si applicano le formule relative alle tubazioni incassate nella muratura, dove λ_G è in questo caso la conduttività del terreno.

In assenza di informazioni più precise, si assume λ_G pari a:

- 1,5 W/(m K) per argilla o limo;
- 2,0 W/(m K) per sabbia o ghiaia;
- 3,5 W/(m K) per roccia omogenea.

J.1.2.6. Valori precalcolati di trasmittanze lineiche

Per tubazioni correnti in aria e con uno spessore di isolante conforme a quello indicato nell'Allegato B del D.P.R. 412/93 la trasmittanza lineica ψ_i , espressa in W/(m K), in funzione del diametro esterno della tubazione (senza isolante) d , è calcolabile come:

$$\psi_i = 0,143 + 0,0018 \cdot d \quad (J.10)$$

con d , diametro esterno della tubazione senza isolamento, espresso in millimetri.

Per montanti verticali posti verso l'interno del fabbricato in intercapedini che, procedendo dall'interno verso l'esterno, precedono lo strato di isolamento termico avente uno spessore conforme a quello indicato nell'Allegato B del D.P.R. 412/93 moltiplicato per 0,5, la trasmittanza lineica ψ_i , espressa in W/(m K), è calcolabile in funzione del diametro esterno della tubazione (senza isolante) d , espresso in mm, come:

$$\psi_i = 0,19 + 0,0034 d \quad (J.11)$$

Per tubazioni correnti entro strutture non affacciate né all'esterno né su locali non riscaldati e con uno spessore di isolante conforme a quello indicato nell'Allegato B del D.P.R. 412/93 moltiplicato per 0,3, la trasmittanza lineica ψ_i , espressa in W/(m K), in funzione del diametro esterno della tubazione (senza isolante) d , espresso in mm, è calcolabile come:

$$\psi_i = 0,225 + 0,00532 d \quad (J.12)$$

J.1.2.6.1. Ponti termici e singolarità

Si tiene conto delle seguenti tipologie di interruzioni dell'isolamento della tubazione:

- per staffaggi di linea non isolati (con interruzione dell'isolamento, scoperti), maggiorare del 10% la lunghezza totale della tubazione;
- per singolarità in centrale termica: lunghezza equivalente di tubazione non isolata dello stesso diametro del componente scoperto, come da Prospetto J. IV.

Componente non isolato	Lunghezza equivalente non isolata
Pompa di circolazione	0,3 m
Valvola miscelatrice	0,6 m
Flangia, bocchettone	0,1 m
<i>Nota: Le tubazioni non isolate devono essere valutate a parte, conformemente al punto A.2.3.1. La lunghezza equivalente riportata nel presente prospetto si riferisce esclusivamente alla singolarità, assumendo che la tubazione sia per il resto isolata.</i>	

Prospetto J. IV – Lunghezze equivalenti
(Fonte: UNI TS 11300-2:2014)

J.1.3. Temperature nella rete di distribuzione idronica

La temperatura richiesta per il calcolo della perdita termica di un tratto di rete idronica è la temperatura media del fluido termovettore (normalmente acqua liquida) nel circuito di mandata e ritorno che appartiene al tratto di rete considerato. A causa delle stesse perdite termiche del circuito sia la temperatura di mandata che la temperatura di ritorno variano tra l'ingresso e l'uscita del circuito. Per il calcolo delle perdite termiche, ai fini del presente dispositivo, si assume che tale variazione di temperatura

sia trascurabile e si considera quale temperatura media dell'acqua per il calcolo la temperatura media aritmetica tra la temperatura della mandata e quella del ritorno definite a valle del tratto di rete considerato, cioè:

$$\theta_{w,avg} = \left(\frac{\theta_f + \theta_r}{2} \right)_{end,avg} \quad (J.13)$$

dove:

$\theta_{w,avg}$ è il valore medio giornaliero o mensile della temperatura media dell'acqua o altro fluido termovettore nei tratti della rete di distribuzione considerata, [K];

θ_f è la temperatura di mandata del fluido termovettore a valle della rete considerata, [°C];

θ_r è la temperatura di ritorno del fluido termovettore a valle della rete considerata. [°C];

Per determinare tale temperatura occorre, in generale, conoscere o calcolare le temperature dell'acqua nelle diverse reti idroniche e, in particolare,:

- le temperature di mandata e ritorno delle unità terminali (em);
- le temperature di mandata e ritorno dei circuiti di distribuzione (d);
- le temperature di mandata e ritorno dei circuiti tra sottosistema di generazione e sottosistema di accumulo termico o disaccoppiatore di massa (G-S);
- le temperature di mandata e ritorno dei circuiti dei sottosistemi di generazione (g);
- le temperature di mandata e ritorno dei singoli generatori di calore (gn).

In parentesi sono indicati i pedici utilizzati nelle formule.

Ai fini del presente dispositivo, si considerano separatamente:

- le reti di distribuzione finale agli emettitori di zona (*distribuzione terziaria*), di distribuzione alle zone (*distribuzione secondaria*) e comune tra le zone e il sottosistema di accumulo o generazione (di *distribuzione primaria*);
- i circuiti idronici tra sottosistema di accumulo e di generazione, ovvero i circuiti idronici interni al sottosistema di generazione.

NOTA: il sottosistema di accumulo può essere sostituito da un disaccoppiatore di massa (compensatore idraulico o scambiatore di calore). In tal caso non vi sono perdite termiche significative, ma per semplicità il circuito tra sottosistema di generazione e disaccoppiatore di massa vien chiamato ancora circuito G-S.

Un impianto termico può comprendere reti secondarie a temperature diverse alimentate da un circuito comune di distribuzione (rete primaria). A titolo di esempio, la **Figura J. 5** seguente illustra un impianto comprendente:

- un sottosistema di distribuzione collegato ad un circuito di distribuzione mediante accumulatore termico o compensatore idraulico;
- un circuito primario che alimenta diverse reti secondarie;
- reti secondarie con differenti terminali con o senza relative reti terziarie di distribuzione ai terminali all'interno della zona.

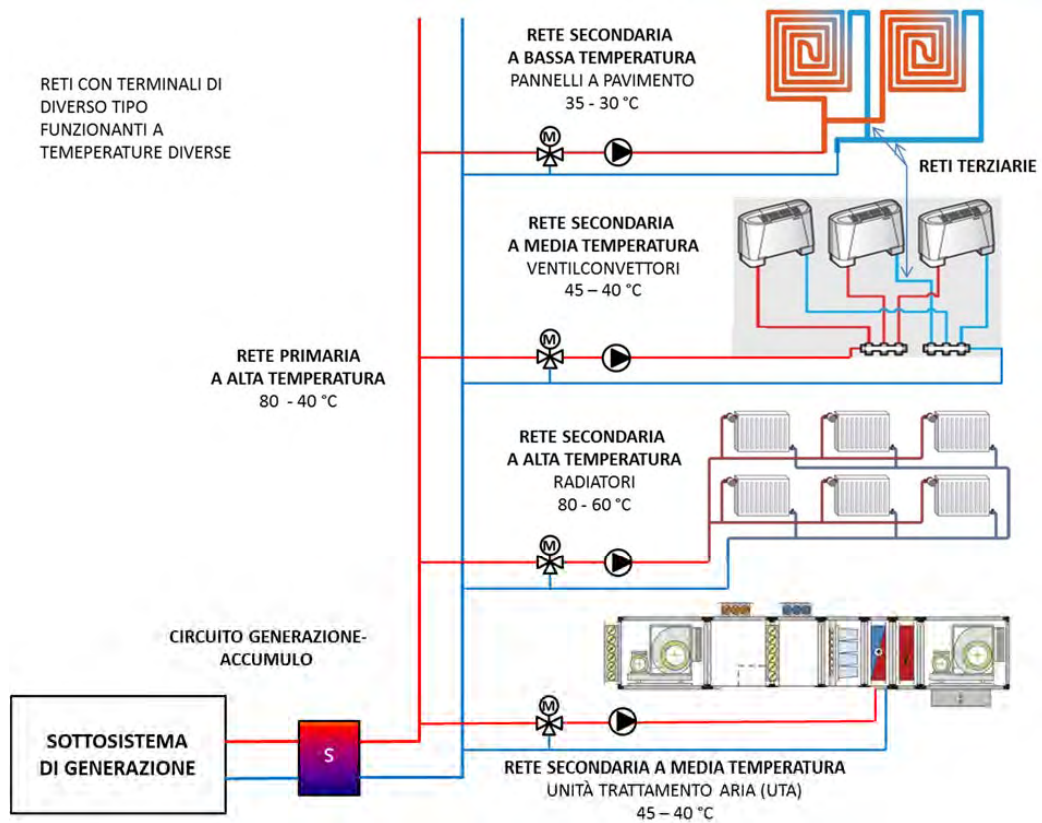


Figura J. 5 – Esempio di reti idroniche di diverso livello con terminali di tipo differente funzionanti a temperature diverse.

La portata complessiva di una rete secondaria è la somma delle portate delle reti terziarie alimentate, così come la portata complessiva della rete primaria è la somma delle portate delle reti secondarie e, infine, la portata totale alla rete di distribuzione è la somma delle portate delle reti primarie, cioè:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{d2,i,j} &= \sum_{k=1}^{N_{3,i,j}} \dot{m}_{d3,i,j,k} \\
 \dot{m}_{d1,i} &= \sum_{j=1}^{N_{2,i}} \dot{m}_{d2,i,j} \\
 \dot{m}_d &= \sum_{i=1}^{N_1} \dot{m}_{d1,i}
 \end{aligned}
 \tag{J.14}$$

dove:

- \dot{m}_d è la portata massica complessiva della rete di distribuzione, [kg/s];
- $\dot{m}_{d1,i}$ è la portata massica della rete primaria i-esima, [kg/s];
- $\dot{m}_{d2,i,j}$ è la portata massica della rete secondaria j-esima alimentata dalla rete primaria i-esima, [kg/s];
- $\dot{m}_{d3,i,j,k}$ è la portata massica della rete terziaria k-esima alimentata dalla rete secondaria j-esima alimentata dalla rete primaria i-esima, [kg/s];

- N_{r1} è il numero delle reti primarie, [-];
- $N_{r2,i}$ è il numero delle reti secondarie alimentate dalla rete primaria i-esima, [-];
- $N_{r3,i,j}$ è il numero delle reti terziarie servite dalla rete secondaria j-esima alimentate dalla rete primaria i-esima, [-].

La potenza termica complessiva richiesta dal sottosistema di distribuzione è data dalla somma delle potenze richiesta dalle reti primarie, che per ognuna di esse è la somma delle potenze richieste dalle reti secondarie, che a loro volta sono somma delle potenze richieste dalle reti terziarie (se presenti), cioè:

$$\begin{aligned} \Phi_{d2,i,j} &= \sum_{k=1}^{N_{r3,i,j}} \Phi_{d3,i,j,k} \\ \Phi_{d1,i} &= \sum_{j=1}^{N_{r2,i}} \Phi_{d2,i,j} \\ \Phi_d &= \sum_{i=1}^{N_{r1}} \Phi_{d1,i} \end{aligned} \tag{J.15}$$

dove:

- Φ_d è la potenza termica complessiva richiesta dal sottosistema di distribuzione, [W];
- Φ_{d1} è la potenza termica richiesta dalla rete primaria, [W];
- $\Phi_{d2,i}$ è la potenza termica richiesta dalla rete secondaria i-esima, [W];
- $\Phi_{d3,i,j}$ è la potenza termica richiesta dalla rete terziaria alimentata dalla rete secondaria i-esima, [W];
- N_{r1} è il numero delle reti primarie, [-];
- $N_{r2,i}$ è il numero delle reti secondarie alimentate dalla rete primaria i-esima, [-];
- $N_{r3,i,j}$ è il numero delle reti terziarie servite dalla rete secondaria j-esima alimentate dalla rete primaria i-esima, [-].

Nel procedimento di calcolo si deve procedere da valle a monte, cioè, nel periodo di calcolo considerato, si devono determinare le temperature partendo dai terminali di emissione, cioè dalle reti terziarie, se presenti, e proseguendo sino ai singoli generatori all'interno del sottosistema di generazione.

In particolare, in funzione della modalità collegamento dei terminali di emissione, la portata massica della rete che li alimenta (secondaria o terziaria) è data da:

- disposizione in parallelo:

$$\dot{m}_{d2/d3} = \sum_{k=1}^{N_{te}} \dot{m}_{em,k} \tag{J.16}$$

- disposizione in serie:

$$\dot{m}_{d2/d3} = \dot{m}_{em} \tag{J.17}$$

mentre la potenza termica richiesta è indipendente dalla tipologia del collegamento ed è sempre data da:

$$\Phi_{d3/d2} = \sum_{k=1}^{N_{te}} \Phi_{em,k} \tag{J.18}$$

dove:

- $\dot{m}_{d2/d3}$ è la portata massica della rete secondaria o terziaria che alimenta i terminali di emissione, [kg/s];
- $\dot{m}_{em,k}$ è la portata massica richiesta dal k-esimo terminale di emissione, [kg/s];

- \dot{m}_{em} è la portata massica richiesta dai terminali di emissione disposti in serie, [kg/s];
 $\Phi_{d2/d3}$ è la potenza termica richiesta alla rete secondaria o terziaria che alimenta i terminali di emissione, [W];
 $\Phi_{em,k}$ è la potenza termica richiesta dal k-esimo terminale di emissione, [W];
 N_{te} è il numero dei terminali di emissione, [-].

Per il calcolo della temperatura media del fluido termovettore in una rete idronica, così come definita dalla (J.13), occorre conoscere i valori medi mensili delle temperature di mandata e di ritorno della rete. In generale, **se è nota la temperatura di mandata, e se le perdite termiche della rete sono considerate trascurabili rispetto alla potenza termica trasportata**, la temperatura di ritorno di una rete di distribuzione si può calcolare in funzione della potenza termica trasportata e della portata massica circolante come:

$$\theta_{d,r} = \theta_{d,f} - \frac{\Phi_d}{\dot{m}_d \cdot c} \quad (J.19)$$

dove:

- Φ_d è la potenza termica complessiva richiesta dal sottosistema di distribuzione, [W];
 $\theta_{d,f}$ è la temperatura di mandata del fluido termovettore, [°C];
 $\theta_{d,r}$ è la temperatura di ritorno del fluido termovettore, [°C];
 \dot{m}_d è la portata massica complessiva della rete di distribuzione, [kg/s];
 c è la capacità termica massica del fluido termovettore (liquido, solitamente acqua), [J/(kg K)].

Analogamente la temperatura di ritorno della rete di distribuzione primaria i-esima si calcola con la formula:

$$\theta_{d1,r,i} = \theta_{d1,f,i} - \frac{\Phi_{d1,i}}{\dot{m}_{d1} \cdot c} \quad (J.20)$$

la temperatura di ritorno della rete secondaria j-esima servita dalla rete primaria i-esima come:

$$\theta_{d2,r,i,j} = \theta_{d2,f,i,j} - \frac{\Phi_{d2,i,j}}{\dot{m}_{d2,i,j} \cdot c} \quad (J.21)$$

e la temperatura di ritorno della rete terziaria k-esima j-esima servita dalla rete secondaria j-esima alimentata dalla rete primaria i-esima, se del caso, come:

$$\theta_{d3,r,i,j,k} = \theta_{d3,f,i,j,k} - \frac{\Phi_{d3,i,j,k}}{\dot{m}_{d3,i,j,k} \cdot c} \quad (J.22)$$

In un impianto senza regolazione sugli emettitori e sulla distribuzione, la temperatura di mandata $\theta_{d,f}$ è uguale in tutte le reti alimentate, primarie $\theta_{d1,f}$, secondarie, $\theta_{d2,f}$, e terziarie, $\theta_{d3,f}$, ed è paria a:

- se il sistema di generazione funziona a temperatura di mandata fissa, alla temperatura di mandata di progetto dei terminali di emissione, $\theta_{em,f,des}$, che deve coincidere con la temperatura di mandata di progetto del sistema di generazione, $\theta_{g,f,des}$;

- se il sistema di generazione funziona a temperatura di mandata variabile, alla temperatura di mandata media mensile dei terminali di emissione, $\theta_{em,f,av}$, che deve coincidere con la temperatura di mandata media mensile del sistema di generazione, $\theta_{g,f,av}$.

Se le unità terminali di alcune reti richiedono una temperatura di mandata inferiore, in questo caso si deve tenere conto della presenza di un sistema di regolazione (una valvola miscelatrice o deviatrice), che consenta di alimentare con temperature diverse le reti secondarie a partire da un'unica rete primaria a temperatura prefissata.

In presenza di un impianto con regolazione sulla distribuzione, quando ad esempio un circuito di distribuzione primaria alimenta in parallelo reti secondarie a differenti temperature di mandata, come riportato in Figura J. 5, **la temperatura di mandata $\theta_{d,f}$ delle vari reti si determina nel seguente modo:**

- nelle reti terziarie e secondarie, la temperatura di mandata è pari alla temperatura di mandata richiesta dai terminali di emissione, sia in condizioni di progetto che in esercizio (valori medi mensili): $\theta_{d3,f} = \theta_{d2,f} = \theta_{em,f}$;
- nella rete primaria, la temperatura di mandata media mensile è pari a:
 - o se il sistema di generazione è a temperatura di mandata costante, alla temperatura di mandata di progetto del sistema di generazione, che deve risultare essere maggiore di almeno 5 °C della massima tra le temperature di mandata di progetto delle reti secondarie, $\theta_{d2,f,des,j}$ alimentate:

$$\theta_{d1,f,av} = \theta_{d1,f,des} \equiv \theta_{g,f,des} \geq \max[\theta_{d2,f,des,j}, j = 1 \div N] + 5 \quad (J.23)$$

- o se il sistema di generazione è a temperatura di mandata variabile, al massimo tra le temperature richieste dalle reti secondarie, $\theta_{d2,f,av,j}$ incrementate di 5 °C:

$$\theta_{d1,f,av} \equiv \theta_{g,f,av} = \max[\theta_{d2,f,av,j}, j = 1 \div N] + 5 \quad (J.24)$$

NOTA: in funzione delle modalità di regolazione della singola rete secondaria, la temperatura media mensile di mandata di tale rete può coincidere con la temperatura di mandata di progetto della stessa.

Nel circuito idronico G-S la portata circolante può essere diversa da quella del circuito di distribuzione primaria servito per la presenza di un accumulatore termico, come nella Figura J. 5, o di un compensatore idraulico o di scambiatore di calore. I vari casi sono trattati al § J.1.3.2.

J.1.3.1. Calcolo delle temperature delle unità terminali e nelle reti di distribuzione

Le temperature nelle reti secondarie o terziarie, e quindi nelle reti primarie, dipendono dalle caratteristiche delle unità terminali e dai dati di progettazione di tutto l'impianto (temperature di generazione e sistemi di controllo).

J.1.3.1.1. Caratteristiche delle unità terminali

Le norme tecniche relative ai vari tipi di terminali di emissione⁴⁾ forniscono le curve caratteristiche, le potenze termiche nominali e il valore dell'esponente n della curva caratteristica, la cui equazione è data da:

$$\Phi_{em} = B \cdot \Delta\theta_{em}^n \quad (J.25)$$

dove:

- Φ_{em} è la potenza termica dell'unità terminale, [W];
- B è una costante, dichiarata dal fabbricante, [W/ Kⁿ];
- $\Delta\theta_{em}$ è la differenza di temperatura media fluido termovettore-ambiente, [K];
- n è l'esponente della curva caratteristica, dichiarato dal fabbricante, [-].

Definita la temperatura media del terminale di emissione come la media aritmetica delle temperature di mandata e di ritorno del fluido termovettore, cioè:

$$\theta_{em} = \frac{\theta_{em,f} + \theta_{em,r}}{2} \quad (J.26)$$

la differenza di temperatura media fluido termovettore-ambiente impiegata nella definizione della curva caratteristica dei terminali di emissione è la differenza tra la temperatura media dell'emettitore e la temperatura ambiente, cioè:

$$\Delta\theta_{em} = \theta_{em} - \theta_a = \frac{\theta_{em,f} + \theta_{em,r}}{2} - \theta_a \quad (J.27)$$

dove:

- $\Delta\theta_{em}$ è la differenza di temperatura media fluido termovettore-ambiente, [K];
- θ_{em} è la temperatura media dell'emettitore, [K];
- $\theta_{em,f}$ è la temperatura di mandata del fluido termovettore al terminale di emissione, [°C];
- $\theta_{em,r}$ è la temperatura di ritorno del fluido termovettore dal terminale di emissione, [°C];
- θ_a è la temperatura dell'ambiente in cui si trova il terminale, [°C].

La potenza termica nominale, $\Phi_{em,nom}$, definita nelle norme tecniche di prodotto è la potenza ottenuta sulla curva caratteristica in corrispondenza della differenza di temperatura media fluido termovettore-ambiente nominale, $\Delta\theta_{em,nom}$, fissata dalla stessa normativa tecnica, e non deve essere confusa con la potenza di progetto, che deve essere determinata sulla stessa curva caratteristica in corrispondenza della differenza $\Delta\theta_{em,des}$ di progetto. Se sono note la potenza termica nominale e la differenza di temperatura nominale, la potenza termica in condizioni di progetto è ricavabile come:

$$\Phi_{em,des} = B \cdot \Delta\theta_{em,des}^n = \frac{\Phi_{em,nom}}{\Delta\theta_{em,nom}^n} \cdot \Delta\theta_{em,des}^n = \Phi_{em,nom} \cdot \left(\frac{\Delta\theta_{em,des}}{\Delta\theta_{em,nom}} \right)^n \quad (J.28)$$

dove:

- $\Phi_{em,nom}$ è la potenza termica nominale dichiarata dal fabbricante, [W];

⁴⁾ UNI EN 442-2, UNI EN 1264, UNI EN 14037-1

$\Delta\theta_{em,nom}$ è la differenza di temperatura media fluido termovettore-ambiente nominale definita nelle norme tecniche di prodotto, [K];

$\Delta\theta_{em,des}$ è la differenza di temperatura media fluido termovettore-ambiente di progetto, [°C].

Ad esempio, nel caso di radiatori, il $\Delta\theta_{em,nom}$ fissati dalla UNI EN 442 è pari a 50 K e in corrispondenza di tale valore la curva caratteristica fornisce il valore nominale di potenza termica $\Phi_{em,nom}$ dichiarato nella documentazione tecnica, unitamente al valore dell'esponente n della curva caratteristica.

Se la temperatura media di progetto $\Delta\theta_{em,des}$ sulla base della quale è assunta la potenza di progetto $\Phi_{em,des}$ è pari a 30 K, si avrà:

$$\Phi_{em,des} = \Phi_{em,nom} \cdot \left(\frac{\Delta\theta_{em,des}}{\Delta\theta_{em,nom}} \right)^n = \Phi_{em,nom} \cdot \left(\frac{30}{50} \right)^n \quad (J.29)$$

Nel caso in cui non sia noto il valore dell'esponente n (unità terminali per le quali non sia prescritta la marcatura CE o unità terminali di costruzione antecedente alla emanazione delle specifiche norme tecniche) è possibile utilizzare i valori riportati nel Prospetto J. V.

Tipo di unità terminale	n
Radiatori	1,30
Termoconvettori	1,40
Pannelli radianti	1,10
Aerotermi e ventilconvettori	1,00
Batterie alettate	1,00

Prospetto J. V – Valori medi dell'esponente caratteristico n
(Fonte: UNI TS 11300-2:2014)

La potenza termica dei terminali di emissione è anche determinabile tramite il bilancio entalpico sul fluido termovettore, cioè come:

$$\Phi_{em} = \dot{m}_{em} \cdot c \cdot (\theta_{em,f} - \theta_{em,r}) \quad (J.30)$$

Φ_{em} è la potenza termica dell'unità terminale, [W];

\dot{m}_{em} è la portata massica di fluido termovettore, [kg/s];

c è la capacità termica massica del fluido termovettore (liquido, normalmente acqua), [J/(kg K)];

$\theta_{em,f}$ è la temperatura di mandata del fluido termovettore al terminale di emissione, [°C];

$\theta_{em,r}$ è la temperatura di ritorno del fluido termovettore dal terminale di emissione, [°C].

Eguagliando le due espressioni della potenza termica, equazioni (J.25) e (J.30), e tenuto conto della definizione data dalla (J.27), si ottiene la seguente relazione:

$$\dot{m}_{em} \cdot c \cdot (\theta_{em,f} - \theta_{em,r}) = \frac{B}{2^n} \cdot (\theta_{em,f} + \theta_{em,r} - 2\theta_a)^n \quad (J.31)$$

che lega tra di loro la portata circolante e le temperature di mandata, ritorno e ambiente attraverso il coefficiente caratteristico del terminale di emissione, B , e il suo esponente n .

Se si conoscono la portata e la temperatura di mandata del fluido termovettore ed è assegnato il tipo di terminale di emissione (noti B e n) e la temperatura dell'ambiente con cui scambia termicamente,

l'equazione (J.31) può essere risolta in modo approssimato rispetto all'unica incognita, la temperatura di ritorno.

Definita una temperatura di ritorno adimensionale, Θ , come:

$$\Theta = \frac{\theta_{em,r}}{\theta_{em,f} - 2\theta_a} \quad (J.32)$$

dalla (J.31) sostituendo si ottiene:

$$\frac{2^n \cdot \dot{m}_{em} \cdot c \cdot \theta_{em,f}}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^n} - \frac{2^n \cdot \dot{m}_{em} \cdot c}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^{n-1}} \cdot \Theta = (1 + \Theta)^n \quad (J.33)$$

un'equazione in Θ che può essere risolta in modo approssimato sostituendo al termine $(1 + \Theta)^n$ la sua espansione in serie troncata al terzo ordine, cioè:

$$(1 + \Theta)^n \cong 1 + n \cdot \Theta + \frac{n \cdot (n-1)}{2} \cdot \Theta^2 + \frac{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)}{6} \cdot \Theta^3 \quad (J.34)$$

ottenendo un'equazione algebrica di terzo grado:

$$\left[\frac{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)}{6} \right] \cdot \Theta^3 + \left[\frac{n \cdot (n-1)}{2} \right] \cdot \Theta^2 + \left[n + \frac{2^n \cdot \dot{m}_{em} \cdot c}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^{n-1}} \right] \cdot \Theta + \left[1 - \frac{2^n \cdot \dot{m}_{em} \cdot c \cdot \theta_{em,f}}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^n} \right] = 0 \quad (J.35)$$

Tale equazione, valida per $n > 1$, per $n = 1$ si riduce alla seguente semplice relazione lineare esatta (non più approssimata):

$$\left[1 + \frac{2 \cdot \dot{m}_{em} \cdot c}{B} \right] \cdot \Theta + \left[1 - \frac{2 \cdot \dot{m}_{em} \cdot c \cdot \theta_{em,f}}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)} \right] = 0 \quad (J.36)$$

per la quale si trova immediatamente la soluzione come:

$$\theta_{em,r} = \Theta \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a) = \frac{2 \cdot \dot{m}_{em} \cdot c \cdot \theta_{em,f} - B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)}{B + 2 \cdot \dot{m}_{em} \cdot c} \quad (J.37)$$

Se Θ_1 , Θ_2 e Θ_3 sono invece le tre radici reali e distinte dell'equazione (J.35), la temperatura di ritorno effettiva alle condizioni date è quella che soddisfa la condizione:

$$\theta_a \leq (\theta_{em,f} - 2\theta_a) \cdot \Theta_x \leq \theta_{em,f} \quad (J.38)$$

cioè

$$\theta_{em,r} = (\theta_{em,f} - 2\theta_a) \cdot \Theta_x \quad (J.39)$$

con $x = 1$ o 2 o 3 , che indica quale delle tre radici Θ_1 , Θ_2 e Θ_3 soddisfa la condizione (J.38).

Posto

$$\begin{aligned}
 a &= \left[\frac{3}{(n-2)} \right] \\
 b &= \left[n + \frac{2^n \cdot \dot{m}_{em} \cdot c}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^{n-1}} \right] / \left[\frac{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)}{6} \right] \\
 c &= \left[1 - \frac{2^n \cdot \dot{m}_{em} \cdot c \cdot \theta_f}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^n} \right] / \left[\frac{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)}{6} \right]
 \end{aligned} \tag{J.40}$$

le equazioni che consentono di determinare le radici del polinomio di 3° grado sono:

$$\begin{aligned}
 \Theta_1 &= S + T - \frac{1}{3}a \\
 \Theta_2 &= -\frac{1}{2}(S+T) - \frac{1}{3}a + i\frac{\sqrt{3}}{2}(S-T) \\
 \Theta_3 &= -\frac{1}{2}(S+T) - \frac{1}{3}a - i\frac{\sqrt{3}}{2}(S-T)
 \end{aligned}$$

con

$$\begin{aligned}
 S &= \sqrt[3]{R + \sqrt{Q^3 + R^2}} \\
 T &= \sqrt[3]{R - \sqrt{Q^3 + R^2}} \\
 Q &= \frac{3b - a^2}{9} \\
 R &= \frac{9ab - 27c - 2a^3}{54}
 \end{aligned} \tag{J.41}$$

NOTA: S e T possono essere numeri complessi anche se poi le radici risultano tutte reali.

Se il discriminante $\Delta = Q^3 + R^2$ è definito positivo ($\Delta > 0$), la soluzione possibile è la sola Θ_1 , se il discriminante è nullo ($\Delta = 0$) si hanno due soluzioni reali ($\Theta_2 = \Theta_3$ essendo $S - T = 0$) e occorre verificare qual è la radice che soddisfa la condizione (J.38).

Se il discriminante $\Delta = Q^3 + R^2$ è definito negativo ($\Delta < 0$), si hanno tre radici reali che si determinano più rapidamente come:

$$\begin{aligned}
 \Theta_1 &= 2\sqrt{-Q} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{3}\right) - \frac{a}{3} \\
 \Theta_2 &= 2\sqrt{-Q} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{3} + 120^\circ\right) - \frac{a}{3} \\
 \Theta_3 &= 2\sqrt{-Q} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{3} + 240^\circ\right) - \frac{a}{3}
 \end{aligned} \tag{J.42}$$

con

$$\cos(\alpha) = R/\sqrt{-Q}$$

J.1.3.1.2. Calcolo delle temperature richieste alla rete di alimentazione delle unità terminali

Le temperature di mandata e ritorno delle unità terminali dipendono, oltre che dalla curva caratteristica del terminale, anche dalle temperature di progetto e dalle modalità di installazione e di regolazione.

Nel caso di unità terminali a funzionamento continuo con regolazione della portata o della temperatura, la temperatura media si calcola in base alla potenza media richiesta nell'intervallo di calcolo considerato.

Nel caso di regolazione termostatica on-off dei terminali, la potenza erogata dal terminale, quando è attivo (ON), è costante e potenza erogata, temperature e la portata sono quelle di progetto; quando invece è disattivo (OFF) la potenza erogata è nulla, mentre la portata circolante nella rete di adduzione e le temperature di mandata e ritorno sono determinate in accordo al sistema di regolazione adottato.

Nel seguito, per maggiore chiarezza, si distingue tra terminale di emissione e apparato di emissione, intendendo con il primo l'insieme dell'apparato e degli organi di regolazione dello stesso; questo perché le temperature e le portate all'ingresso e uscita del primo possono essere, in funzione del sistema di regolazione adottato, diverse da quelle all'ingresso e uscita del secondo.

Si distinguono quindi i seguenti casi, con o senza regolazione climatica della temperatura di mandata,:

- a) regolazione modulante idronica;
- b) regolazione ON-OFF idronica
- c) regolazione modulante sul ventilatore dei ventilconvettori.

a) Regolazione modulante

In questo caso si intende con regolazione modulante la regolazione continua della portata e/o della temperatura degli apparati di emissione, attivi per l'intero periodo di calcolo.

In particolare vengono presi in considerazione i seguenti tipi di regolazione modulante:

- a portata variabile e temperatura di mandata costante (la temperatura di ritorno varia in funzione del carico) (Figura J. 6, schemi R1, R2, R3 e R4) ;
- a portata costante e temperatura di mandata variabile (la temperatura di ritorno varia in funzione del carico) (Figura J. 6, schemi R5 e R6).

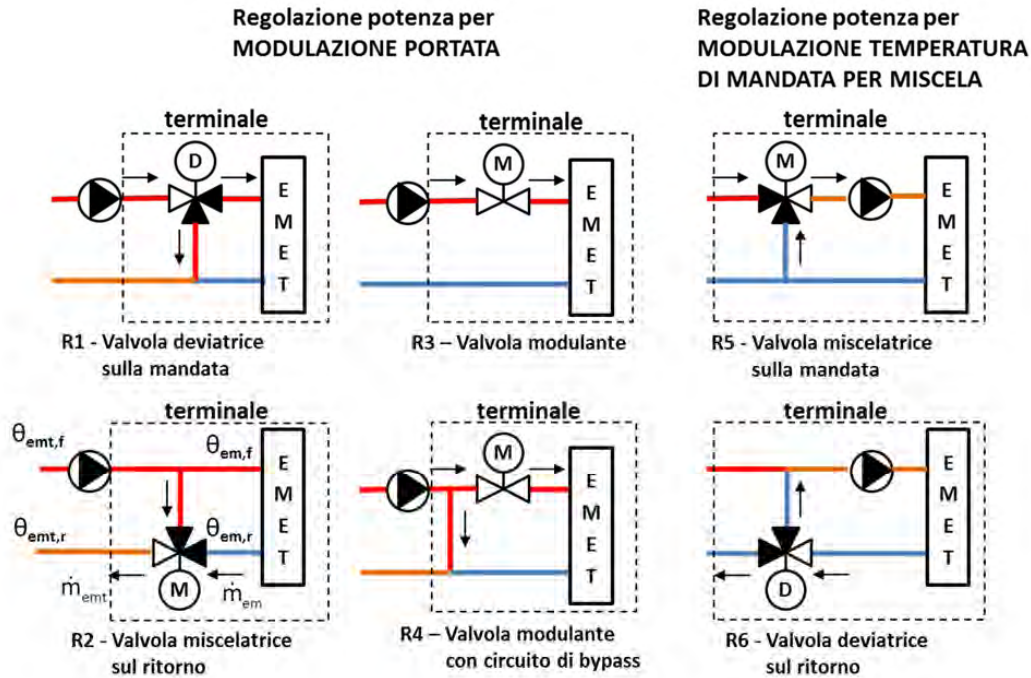


Figura J. 6 – Esempio di terminali controllati in portata e in temperatura di mandata: riscaldamento.

La temperatura media nel periodo di calcolo delle unità terminali, $\theta_{em,av,i}$, della zona i-esima, si calcola, indipendentemente dal tipo di controllo adottato, in funzione della potenza termica media $\Phi_{em,av,i}$ nell'intervallo di calcolo considerato, che è data da:

per il riscaldamento
$$\Phi_{em,av,i,j} = \frac{Q_{NH,adj,i,j}^*}{\eta_{eH,j} \cdot \Delta t_{em}} = \frac{Q_{H,dis,out,i,j}}{\Delta t_{em}} \quad (J.43)$$

per il raffrescamento
$$\Phi_{em,av,i,j} = \frac{Q_{NC,adj,i,j}^*}{\eta_{eC,j} \cdot \Delta t_{em}} = \frac{Q_{C,dis,out,i,j}}{\Delta t_{em}} \quad (J.44)$$

dove:

- $\Phi_{em,av,i,j}$ è la potenza termica media mensile erogata complessivamente dai terminali del sistema impiantistico j-esimo nella zona i-esima, considerati nel periodo di tempo di attivazione, [W];
- $Q_{NH,adj,i,j}^*$ è il fabbisogno mensile di energia termica sensibile netto corretto per il riscaldamento o la climatizzazione invernale della zona termica i-esima coperto dalla tipologia d'impianto j-esima considerata, calcolato con l'equazione (8.6), [kWh];
- $Q_{NC,adj,i,j}^*$ è il fabbisogno mensile di energia termica sensibile netto corretto per il raffrescamento o la climatizzazione estiva della zona termica i-esima coperto dalla tipologia d'impianto j-esima considerata, [kWh];
- $Q_{H,dis,out,i,j}$ è l'energia totale per riscaldamento fornita dal sottosistema di distribuzione nella zona i-esima servita dal gruppo di unità terminali del sistema j-esimo considerato, [kWh];

$Q_{C,dis,out,i,j}$ è l'energia totale per raffrescamento fornita dal sottosistema di distribuzione nella zona i-esima servita dal gruppo di unità terminali del sistema j-esimo considerato, [kWh];

Δt_{em} è il tempo di attivazione delle unità terminali durante l'intervallo di calcolo, assunto ai fini del presente dispositivo pari alla durata del mese considerato, Δt (si veda la (3.13)), [kh].

NOTA: Nelle precedenti equazioni è stato ritenuto trascurabile il contributo termoenergetico di eventuali ausiliari presenti nei terminali di emissione.

Nota la potenza termica media richiesta dal complesso dei terminali di tipo j-esimo nella zona i-esima, la potenza richiesta al singolo terminale è calcolabile come:

$$\Phi_{em,av,i,j,k} = \Phi_{em,av,i,j} \cdot f_{i,j,k} \quad (J.45)$$

con

$$f_{i,j,k} = \frac{\Phi_{N,i,j,k}}{\Phi_{N,i,j,Tot}} \quad \text{con} \quad \Phi_{N,i,j,Tot} = \sum_{k=1}^{N_{t,i,j}} \Phi_{N,i,j,k} \quad (J.46)$$

dove:

$f_{i,j,k}$ è la frazione di potenza termica media complessiva soddisfatta dal terminale k-esimo del sistema impiantistico j-esimo presente nella zona i-esima;

$\Phi_{N,i,j,k}$ è la potenza di progetto del terminale k-esimo del sistema impiantistico j-esimo della zona i-esima, [W];

$\Phi_{N,i,j,Tot}$ è la potenza di progetto complessiva di tutti i terminali dell'impianto j-esimo presenti nella zona i-esima, [W];

$N_{t,i,j}$ è il numero di terminali del sistema impiantistico j-esimo che serve la zona i-esima.

La temperatura media, media mensile, della generica unità terminale $\theta_{em,av}$ è quindi data (trascurando i pedici i e j) da:

$$\theta_{em,av} = \theta_a + \left(\frac{\Phi_{em,av}}{\Phi_{em,nom}} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot \Delta\theta_{nom} \quad (J.47)$$

dove:

θ_a è la temperatura interna del locale di installazione dell'unità terminali [°C];

$\theta_{em,nom}$ è la potenza dei terminali in condizioni di nominali [W];

$\Delta\theta_{nom}$ è il salto termico dell'unità terminale in condizioni di nominali [°C];

n è l'esponente caratteristico dell'unità terminale.

Questa risulta essere indipendente dalla modalità di regolazione adottata (portata variabile o temperatura di mandata variabile), mentre risultano diverse nei due casi le temperature di ritorno, **che sono sempre valutate a valle dell'eventuale miscelazione con la mandata** (Figura J. 6, schemi R1, R2 e R4); cioè la temperatura di ritorno del terminale di emissione non è la temperatura di uscita dall'apparato di emissione,

ma quella a valle del sistema di regolazione del terminale di emissione, intendendo con tale termine l'insieme dell'apparato di emissione e del suo sistema di regolazione. Tale temperatura è l'effettiva temperatura di ritorno alla rete di distribuzione che alimenta il terminale.

Anche la portata di fluido termovettore che circola nell'apparato emettitore può essere diversa da quella richiesta alla rete di adduzione in funzione del sistema di regolazione adottato. Infatti nei casi R1, R2 e R4 di **Figura J. 6** la portata nella rete di alimentazione del terminale \dot{m}_{emt} resta costante, mentre varia nell'apparato emettitore, \dot{m}_{em} . Invece nel caso R3 varia allo stesso modo sia nell'apparato emettitore sia nella rete. Infine nel caso R5 e R6 la portata nell'apparato di emissione \dot{m}_{em} resta costante, mentre varia all'ingresso del terminale di erogazione, \dot{m}_{emt} .

Per determinare la portata media mensile, $\dot{m}_{em,av}$, o la temperatura di mandata media mensile, $\theta_{em,f,av}$, e la temperatura di ritorno media mensile, $\theta_{em,r,av}$, si utilizzano le seguenti relazioni, che tengono conto di una ulteriore possibilità di controllo, quello climatico,:

a.1) a portata costante e temperatura di mandata variabile all'emettitore (R5 e R6, **Figura J. 6**):

$$\begin{aligned} \theta_{em,f,av} &= \theta_{em,av} + \Phi_{em,av} / (2 \dot{m}_{em,des} c) \\ \theta_{em,r,av} &= \theta_{em,av} - \Phi_{em,av} / (2 \dot{m}_{em,des} c) \\ \text{per } \dot{m}_{em,av} = \dot{m}_{em,des} = \text{cost} \rightarrow \theta_{emt,f,av} &= \theta_{em,f,des} \\ \theta_{emt,r,av} &= \theta_{em,r,av} \\ \dot{m}_{emt,av} &= \dot{m}_{em,av} \cdot \frac{\theta_{em,t,av} - \theta_{em,r,av}}{\theta_{emt,f,av} - \theta_{em,r,av}} \end{aligned} \quad (J.48)$$

NOTA: nelle equazioni precedenti, così come nelle successive, occorre sempre verificare la consistenza dei dati impiegati (potenze e portate) onde evitare che i valori delle temperature medie di mandata risultino maggiori di quelli di progetto (o minori nel caso delle temperature di ritorno).

Nel caso in cui sia presente una regolazione climatica che modifica la temperatura di mandata della rete al terminale si riutilizzano le formule precedenti sostituendo alla temperatura di mandata di progetto all'apparato di emissione, $\theta_{em,f,des}$, il profilo di controllo $\theta_{emt,f,av}$ (θ_e). In assenza di tale profilo si può usare la seguente temperatura:

$$\theta_{em,f,des}^* = \min[\theta_{em,f,des}; \theta_{em,av} + \Delta\theta_{em,f}] \quad (J.49)$$

dove

$\theta_{em,av}$ è la temperatura media, valore medio mensile, dell'apparato di emissione calcolata con l'equazione (J.47), [°C];

$\Delta\theta_{em,f}$ è una sovratemperatura di mandata è posta pari a 10°C.

a.2) a portata variabile sia nell'apparato di emissione sia nel terminale e temperatura di mandata costante (R3, **Figura J. 6**), eventualmente, se è noto il profilo di controllo climatico, $\theta_{emt,f,av}$ (θ_e):

$$\text{per } \begin{cases} \theta_{em,t,f,av} = \theta_{em,f,av} = \theta_{f,em,des} \\ \dot{m}_{em,t,av} = \dot{m}_{em,av} \end{cases} \quad o = f(\theta_e) \rightarrow \begin{cases} \dot{m}_{em,av} = \frac{\Phi_{em,av}}{2c(\theta_{em,t,f,av} - \theta_{em,av})} \\ \theta_{em,r,av} = \theta_{em,av} - \frac{\Phi_{em,av}}{2\dot{m}_{em,av}c} \\ \theta_{em,t,r,av} = \theta_{em,r,av} \end{cases} \quad (J.50)$$

a.3) a portata variabile nell'apparato di emissione e portata della rete di alimentazione e temperatura di mandata costanti (R1 R2 e R4 , **Figura J. 6**) , e eventualmente, se è noto il profilo di controllo climatico, $\theta_{em,t,f,av}(\theta_e)$,:

$$\text{per } \begin{cases} \theta_{em,t,f,av} = \theta_{em,f,av} = \theta_{em,f,des} \\ \dot{m}_{em,av} < \dot{m}_{em,t,av} = \dot{m}_{em,des} \end{cases} \quad o = f(\theta_e) \rightarrow \begin{cases} \dot{m}_{em,av} = \frac{\Phi_{em,av}}{2c(\theta_{em,t,f,av} - \theta_{em,av})} \\ \theta_{em,r,av} = \theta_{em,av} - \frac{\Phi_{em,av}}{2\dot{m}_{em,av}c} \\ MR = \dot{m}_{em,av} / \dot{m}_{em,des} \\ \theta_{em,t,r,av} = MR \cdot \theta_{em,r,av} + (1 - MR) \cdot \theta_{em,t,f,av} \end{cases} \quad (J.51)$$

a.4) a portata variabile e temperatura di mandata regolata dalla temperatura esterna (**controllo climatico**) in assenza di conoscenza del profilo di controllo climatico $\theta_{em,t,f,av}(\theta_e)$:

$$\begin{cases} \theta_{em,t,f,av} = \theta_{em,f,av} = \theta_{em,av} + \frac{\Delta\theta_{em,fr}}{2} \\ \theta_{em,r,av} = \max [2 \cdot \theta_{em,av} - \theta_{em,t,f,av} ; \theta_a] \end{cases} \quad (J.52)$$

$$\dot{m}_{em,av} = \frac{\Phi_{em,av}}{c(\theta_{em,t,f,av} - \theta_{em,r,av})}$$

se caso a.2) $\dot{m}_{em,t,av} = \dot{m}_{em,av} \leq \dot{m}_{em,des}$ (J.53)
 $\theta_{em,t,r,av} = \theta_{em,r,av}$

se caso a.3) $MR = \dot{m}_{em,av} / \dot{m}_{em,des}$ (J.54)
 $\theta_{em,t,r,av} = MR \cdot \theta_{em,r,av} + (1 - MR) \cdot \theta_{em,t,f,av}$

con

$$\Delta\theta_{em,fr} = \theta_{em,f,des} - \theta_{em,r,des} = \begin{cases} = 20 \text{ K con valvole termostati che} \\ = 10 \text{ K negli altri casi} \end{cases} \quad (J.55)$$

dove

- $\theta_{em,f,av}$ è la temperatura di mandata media mensile all'apparato di emissione, [°C];
- $\theta_{em,f,des}$ è la temperatura di mandata di progetto all'apparato di emissione, [°C];
- $\theta_{em,r,av}$ è la temperatura di ritorno media mensile dall'apparato di emissione, [°C];
- $\theta_{em,r,des}$ è la temperatura di ritorno di progetto dall'apparato di emissione, [°C];
- $\theta_{em,av}$ è la temperatura media, valore medio mensile, dell'apparato di emissione, [°C];
- $\theta_{em,t,f,av}$ è la temperatura di mandata media mensile alle unità terminali, [°C];
- $\theta_{em,t,r,av}$ è la temperatura di ritorno media mensile dalle unità terminali, [°C];
- $\Delta\theta_{em,fr}$ è la differenza di temperatura tra mandata e ritorno di progetto dalle unità terminali, [°C];
- $\Phi_{em,av}$ è la potenza termica media mensile erogata dai terminali d'impianto considerati nel periodo di tempo di attivazione, [W];

- $\dot{m}_{em,des}$ è la portata massica nell'apparato di emissione in condizioni di progetto, [kg/s];
- $\dot{m}_{em,av}$ è la portata massica media mensile nell'apparato di emissione, [kg/s];
- $\dot{m}_{emt,av}$ è la portata massica media mensile nella rete di alimentazione del terminale, [kg/s];
- c è la capacità termica massica del fluido termovettore (liquido, normalmente acqua), [J/(kg K)].

b) Regolazione ON-OFF

Nel caso di regolazione on/off, la potenza delle unità terminali è costante durante il funzionamento (condizione ON) ed è funzione della temperatura di mandata $\theta_{em,f}$ e della portata (valori di progetto), mentre è nulla nei periodi di non funzionamento (condizione OFF). In questo caso la regolazione determina la lunghezza del periodo di attivazione Δt_e rispetto al periodo di calcolo Δt (durata del mese considerato), e, in funzione della tipologia di regolazione on-off adottata, anche la temperatura media mensile del ritorno e quindi la temperatura media, media mensile, del terminale di emissione.

In particolare vengono presi in considerazioni i seguenti tipi di regolazione ON-OFF:

- senza circuito di bypass (Figura J. 7, schema R1).
- con circuito di bypass (Figura J. 7, schema R2e R3) ;

In entrambi i casi durante lo stato OFF la valvola di intercettazione impedisce l'alimentazione dell'apparato emettitore del terminale, ma, mentre nel secondo caso (circuito di bypass sull'apparato emettitore) il circuito di alimentazione non vede arrestarsi la portata (che a meno della variazione legata alle diverse perdite di carico resta praticamente costante), nel primo caso questa si annulla. Tale diverso comportamento influenza il valore medio mensile della temperatura di ritorno e della portata nella rete.

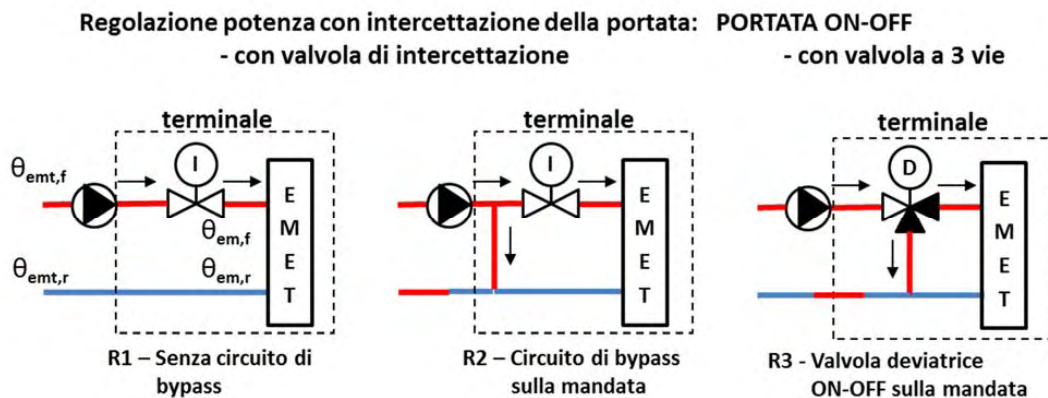


Figura J. 7 – Esempio di terminali controllati ON-OFF in portata: riscaldamento.

Per il calcolo della temperatura media, media mensile, del terminale ai fini del calcolo delle dispersioni termiche della rete si procede quindi come segue:

- senza circuito di bypass (schema R1, Figura J. 6) :

$$\text{per } \Delta t_{\text{on}} \begin{cases} \theta_{\text{em},f,\text{av}} = \theta_{\text{em},f,\text{des}} \\ \theta_{\text{em},r,\text{av}} = \theta_{\text{em},r,\text{des}} \end{cases} ; \Delta t_{\text{off}} \begin{cases} \theta_{\text{em},f,\text{av}} = \theta_a \\ \theta_{\text{em},r,\text{av}} = \theta_a \end{cases} \quad (\text{J.56})$$

si ha

$$\theta_{\text{emt,av}} \equiv \theta_{\text{em,av}} = (1 - FC_{\text{em}}) \cdot \theta_a + (FC_{\text{em}}) \cdot \theta_{\text{em,des}} \quad (\text{J.57})$$

e per le temperature di mandata e ritorno e la portata medie mensili nella rete di alimentazione si ha

$$\begin{aligned} \theta_{\text{emt},f,\text{av}} &\equiv \theta_{\text{em},f,\text{av}} = (1 - FC_{\text{em}}) \cdot \theta_a + (FC_{\text{em}}) \cdot \theta_{\text{em},f,\text{des}} \\ \theta_{\text{emt},r,\text{av}} &\equiv \theta_{\text{em},r,\text{av}} = (1 - FC_{\text{em}}) \cdot \theta_a + (FC_{\text{em}}) \cdot \theta_{\text{em},r,\text{des}} \\ \dot{m}_{\text{emt,av}} &\equiv \dot{m}_{\text{em,av}} = FC_{\text{em}} \cdot \dot{m}_{\text{em,des}} \end{aligned} \quad (\text{J.58})$$

- con circuito di bypass (schema R2 e R3, **Figura J. 6**):

$$\text{per } \Delta t_{\text{on}} \begin{cases} \theta_{\text{em},f,\text{av}} = \theta_{\text{em},f,\text{des}} \\ \theta_{\text{em},r,\text{av}} = \theta_{\text{em},r,\text{des}} \\ \theta_{\text{emt},f,\text{av}} = \theta_{\text{em},f,\text{des}} \\ \theta_{\text{emt},r,\text{av}} = \theta_{\text{em},r,\text{des}} \end{cases} ; \Delta t_{\text{off}} \begin{cases} \theta_{\text{em},f,\text{av}} = \theta_a \\ \theta_{\text{em},r,\text{av}} = \theta_a \\ \theta_{\text{emt},f,\text{av}} = \theta_{f,\text{em,des}} \\ \theta_{\text{emt},r,\text{av}} = \theta_{f,\text{em,des}} \end{cases} \quad (\text{J.59})$$

si ha

$$\theta_{\text{em,av}} = (1 - FC_{\text{em}}) \cdot \theta_a + (FC_{\text{em}}) \cdot \theta_{\text{em,des}} \quad (\text{J.60})$$

$$\theta_{\text{emt,av}} = (1 - FC_{\text{em}}/2) \cdot \theta_{\text{em},f,\text{des}} + (FC_{\text{em}}/2) \cdot \theta_{\text{em},r,\text{des}} \quad (\text{J.61})$$

e per le temperature di mandata e ritorno e la portata medie mensili **della rete di alimentazione** si ha

$$\begin{aligned} \theta_{\text{emt},f,\text{av}} &= \theta_{\text{em},f,\text{des}} \\ \theta_{\text{emt},r,\text{av}} &= (1 - FC_{\text{em}}) \cdot \theta_{\text{em},f,\text{des}} + (FC_{\text{em}}) \cdot \theta_{\text{em},r,\text{des}} \\ \dot{m}_{\text{emt,av}} &= \dot{m}_{\text{em,des}} \end{aligned} \quad (\text{J.62})$$

dove

- $\theta_{\text{em},f,\text{av}}$ è la temperatura di mandata media mensile all'apparato di emissione, [°C];
- $\theta_{\text{em},f,\text{des}}$ è la temperatura di mandata di progetto all'apparato di emissione, [°C];
- $\theta_{\text{em},r,\text{av}}$ è la temperatura di ritorno media mensile dall'apparato di emissione, [°C];
- $\theta_{\text{em},r,\text{des}}$ è la temperatura di ritorno di progetto dall'apparato di emissione, [°C];
- $\theta_{\text{em,av}}$ è la temperatura media, valore medio mensile, dell'apparato di emissione, [°C];
- $\theta_{\text{em,des}}$ è la temperatura media di progetto dell'apparato di emissione, [°C];
- $\theta_{\text{emt},f,\text{av}}$ è la temperatura di mandata media mensile alle unità terminali, [°C];
- $\theta_{\text{emt},r,\text{av}}$ è la temperatura di ritorno media mensile dalle unità terminali, [°C];
- $\theta_{\text{emt,av}}$ è la temperatura media, valore medio mensile, delle unità terminali, [°C];
- θ_a è la temperatura interna del locale di installazione delle unità terminali, [°C];
- $\dot{m}_{\text{em,des}}$ è la portata massica nell'apparato di emissione in condizioni di progetto, [kg/s];
- $\dot{m}_{\text{em,av}}$ è la portata massica media mensile nell'apparato di emissione, [kg/s];
- $\dot{m}_{\text{emt,av}}$ è la portata massica media mensile nella rete di alimentazione del terminale, [kg/s];
- FC_{em} è il fattore di carico delle unità terminali, [-], definito come:

$$FC_{\text{em}} = \Delta t_{\text{on}} / (\Delta t_{\text{on}} + \Delta t_{\text{off}}) = \Phi_{\text{em,av}} / \Phi_{\text{em,des}} \quad (\text{J.63})$$

con

$\Phi_{em,av}$ è la potenza termica media mensile erogata dai terminali d'impianto considerati nel periodo di tempo di attivazione, [W];

$\Phi_{em,des}$ è la potenza termica di progetto terminali d'impianto, [W].

Nel caso in cui sia presente una **regolazione climatica** sulla temperatura di mandata, si riutilizzano le formule precedenti sostituendo alla temperatura di mandata di progetto all'apparato di emissione, $\theta_{em,f,des}$, la seguente temperatura:

$$\theta_{em,f,des}^* = \theta_{em,av} + \Delta\theta_{em,f} \quad (J.64)$$

dove

$\theta_{em,av}$ è la temperatura media, valore medio mensile, dell'apparato di emissione calcolata con l'equazione (J.47), [°C];

$\Delta\theta_{em,f}$ è la differenza tra la temperatura di mandata in certe condizioni di temperatura esterna e la relativa temperatura media, media mensile, dell'apparato di emissione, [°C]; che in assenza di dati di progetto specifici è posta pari a 10°C.

c) Regolazione modulante sul ventilatore del ventilconvettore

Mentre la regolazione ON-OFF sul ventilatore di un ventilconvettore, alimentato a portata e temperatura costante, è assimilabile alla regolazione di un terminale di emissione con bypass sulla mandata con valvola a 3 vie ON-OFF, (Figura J. 7, schema R3), una regolazione a velocità variabile del ventilatore (tramite inverter o discreta) non è assimilabile ad alcuno dei casi precedentemente riportati. Ciò è dovuto al fatto che l'equazione (J.47) in questo caso non è più valida. Infatti la variazione di velocità del ventilatore modifica il coefficiente di proporzionalità B dell'equazione (J.25), che quindi diventa, ricordando che per il ventilconvettore è $n = 1$, :

$$\Phi_{em} = B(v_{ven}) \cdot \Delta\theta_{em} \quad (J.65)$$

Adottando la semplificazione che, per sistemi a portata e temperatura di mandata di fluido termovettore costanti, al variare della richiesta termica la velocità del ventilatore vari in modo da mantenere invariato il salto termico tra batteria alettata e aria, si può determinare il coefficiente di proporzionalità medio mensile come segue:

$$B_{av} = B_{nom} \cdot \Phi_{em,av} / \Phi_{em,nom} \quad (J.66)$$

dove se B_{nom} non è direttamente noto si può ricavare come:

$$B_{nom} = \frac{\dot{m}_{nom} \cdot c \cdot (\theta_{em,f,nom} - \theta_{em,r,nom})}{\Delta\theta_{em,nom}} \quad (J.67)$$

La temperatura media mensile di ritorno si calcola tramite l'equazione (J.37) come:

$$\theta_{em,r,av} = \frac{2 \cdot \dot{m}_{em,des} \cdot c \cdot \theta_{em,f,des} - B_{av} \cdot (\theta_{em,f,des} - 2\theta_a)}{B_{av} + 2 \cdot \dot{m}_{em,des} \cdot c} \quad (J.68)$$

Da cui la temperatura media, media mensile, del terminale di emissione è pari a:

$$\theta_{em,av} = \frac{\theta_{em,f,des} + \theta_{em,r,av}}{2} \quad (J.69)$$

Nel caso di **controllo climatico** della temperatura di mandata, basta sostituire alla temperatura di mandata di progetto all'apparato di emissione, $\theta_{em,f,des}$, la temperatura calcolata con l'equazione (J.64).

J.1.3.1.3. Temperature e portate delle reti di distribuzione

a) Reti terziarie

In una rete terziaria (distribuzione interna alla zona) con unità terminali omogenee, con o senza dispositivi individuali di regolazione, le temperature di mandata e di ritorno dei singoli tratti della rete coincidono con le rispettive temperature delle singole unità terminali. La temperatura media mensile di mandata alla rete terziaria (ad esempio all'ingresso del collettore di distribuzione di zona) coincide sempre con le temperature di mandata dei singoli terminali (non degli apparati di emissione, se regolati a temperatura variabile), mentre la temperatura media mensile di ritorno (ad esempio all'uscita dal collettore di ripresa), se le potenze termiche medie mensili richieste ai singoli terminali sono diverse, corrisponde alla media pesata tra le temperature di ritorno dei singoli terminali rispetto alle potenze erogate, cioè:

$$\theta_{d3,r,av} = \theta_{emt,f,des}$$

$$\theta_{d3,r,av} = \frac{\sum_{k=1}^{N_{t,i,j}} (\theta_{emt,r,av} \cdot \Phi_{em,av})_k}{\sum_{k=1}^{N_{t,i,j}} (\Phi_{em,av})_k} \quad (J.70)$$

dove

$\theta_{emt,f,av}$ è la temperatura di mandata media mensile alle unità terminali, [°C];

$\theta_{emt,r,av}$ è la temperatura di ritorno media mensile dalle unità terminali, [°C];

$\Phi_{em,av,k}$ è la potenza di progetto del terminale k-esimo del sistema impiantistico j-esimo della zona i-esima, [W];

$N_{t,i,j}$ è il numero di terminali del sistema impiantistico j-esimo che serve la zona i-esima.

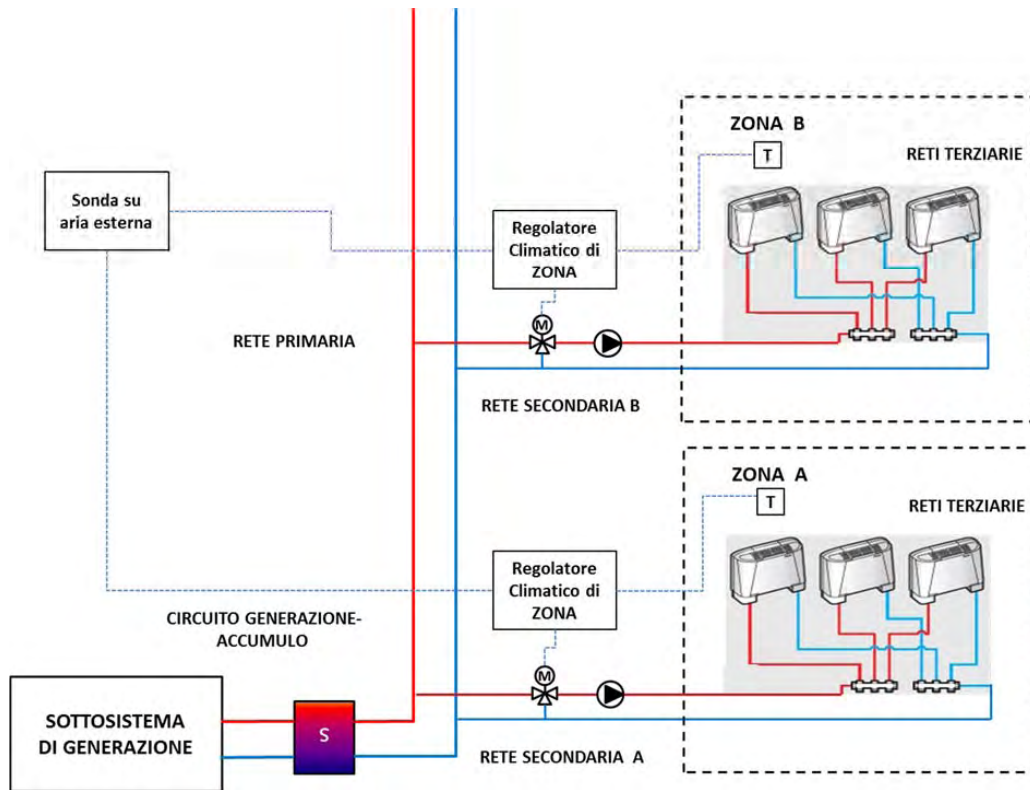


Figura J. 8 – Reti terziarie, secondarie e primarie e regolatori climatici di zona: riscaldamento.

oppure in alternativa

$$\theta_{d3,f,av} = \theta_{emt,f,des}$$

$$\theta_{d3,r,av} = \theta_{d3,f,av} - \frac{\sum_{k=1}^{N_{t,j}} (\Phi_{em,av})_k}{\dot{m}_{d3,av} c} \quad (J.71)$$

con

$$\dot{m}_{d3,av} = \sum_i (\dot{m}_{emt,av})_i \quad \text{se terminali in parallelo}$$

$$\dot{m}_{d3,av} = \dot{m}_{emt,av} \quad \text{se terminali in serie} \quad (J.72)$$

Una rete terziaria di norma non dispone di una propria regolazione, né sulla temperatura di mandata, né sulla portata circolante. Ogni modifica alla portata circolante dipende esclusivamente dalle azioni di eventuali organi di regolazione presenti sui terminali di erogazione; ogni variazione sulla temperatura di mandata dipende esclusivamente da un eventuale variazione della sua temperatura di alimentazione, cioè dalla temperatura di mandata del circuito secondario che l'alimenta, in genere per effetto di una regolazione climatica. Tale possibilità è stata già tenuta in conto nel calcolo della temperatura di mandata e

di ritorno delle unità terminali, e quindi, in modo implicito anche nelle temperature della rete terziaria, il cui valore medio, medio mensile, necessario per il calcolo delle perdite termiche è quindi dato da:

$$\theta_{d3,av} = \frac{\theta_{d3,f,av} + \theta_{d3,r,av}}{2} \quad (J.73)$$

b) Reti secondarie

Una rete secondaria (circuito comune che connette una o più reti terziarie alla rete primaria) serve una singola zona termica e, a differenza di una rete terziaria, può prevedere dispositivi di miscelazione, by-pass o ricircolo, per poter differenziare, rispetto alla rete primaria, la temperatura di mandata a zone e sistemi di emissione di zona diversi (vedasi Figura J. 5). Una rete secondaria può anche essere dotata di regolazione della temperatura di mandata per attuare la **regolazione climatica di zona** (vedasi Figura J. 8). In tal caso la temperatura di mandata a valle dell'organo di regolazione è determinata dalla temperatura di mandata della rete terziaria (che come detto tiene già eventualmente conto della regolazione climatica), mentre la temperatura di mandata a monte di tale organo è pari alla temperatura di mandata della rete primaria. La temperatura di ritorno è sempre derivata dalla media pesata delle temperature di ritorno delle reti terziarie servite (se più di una) rispetto alle potenze medie richieste. La portata è determinata in funzione e del sistema di regolazione presente e delle temperature di mandata e ritorno.

Ai fini del calcolo delle perdite termiche della rete è inoltre importante definire la posizione dell'organo regolante rispetto all'allacciamento con la rete primaria e alla rete terziaria.

In presenza di una valvola miscelatrice sul circuito (Figura J. 9):

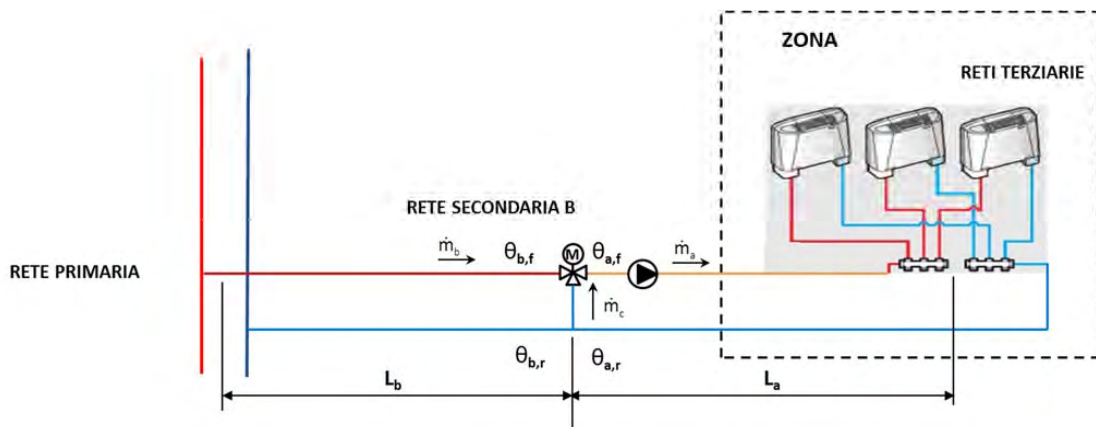


Figura J. 9 – Rete secondaria con controllo climatico di zona, tratti di rete prima e dopo l'organo regolante (valvola a e vie).

- la temperatura di mandata a monte della valvola miscelatrice $\theta_{b,f}$ è quella imposta dalla rete di distribuzione primaria;
- la temperatura di mandata a valle della valvola miscelatrice $\theta_{a,f}$ è quella richiesta dalla/e rete/i di distribuzione terziaria da questa alimentate;

- la temperatura di ritorno a monte della valvola miscelatrice $\theta_{b,r}$ è uguale a quella a valle $\theta_{a,r}$;
- la portata a valle della valvola \dot{m}_a è data dalla somma delle portate richieste dai circuiti terziari da questa alimentati;
- la portata a monte della valvola \dot{m}_b è data da:

$$\dot{m}_b = \dot{m}_a \cdot \frac{\theta_{a,f} - \theta_{a,r}}{\theta_{b,f} - \theta_{a,r}} \quad (J.74)$$

Sia che la valvola sia presente per mantenere costante nel tempo la temperatura di mandata del circuito secondario considerato, sia che ne vari la temperatura per effettuare un controllo climatico di zona, la parte di circuito a valle dell'organo di regolazione ha una temperatura di mandata diversa da quello che si trova a monte, con conseguenti diverse temperature medie della rete nei due tratti, L_a e L_b (vedasi **Figura J. 9**). Non è inoltre, in generale, possibile assimilare il tratto di circuito secondario a valle dell'organo di regolazione al circuito primario, in quanto se si hanno più reti secondarie non è detto che le loro temperature di ritorno siano tutte uguali e pari alla temperatura di ritorno del primario.

Di conseguenza si ha:

- b.1) tratto di circuito secondario a valle dell'organo di regolazione (L_a , **Figura J. 9**):

$$\begin{aligned} \theta_{d2,f,av} &= \theta_{d3,f,av} \\ \theta_{d2,r,av} &= \frac{\sum_i (\dot{m}_{d3,av} \cdot \theta_{d3,r,av})_i}{\sum_i (\dot{m}_{d3,av})_i} \\ \dot{m}_{d2,av} &= \sum_i (\dot{m}_{d3,av})_i \end{aligned} \quad (J.75)$$

- b.2) tratto di circuito secondario a monte dell'organo di regolazione (L_b , **Figura J. 9**):

$$\begin{aligned} \theta_{d2,f,av} &= \theta_{d1,f,av} \\ \theta_{d2,r,av} &= \frac{\sum_i (\dot{m}_{d3,av} \cdot \theta_{d3,r,av})_i}{\sum_i (\dot{m}_{d3,av})_i} \\ \dot{m}_{d2,av} &= \sum_i (\dot{m}_{d3,av})_i \cdot \frac{\theta_{d3,f,av} - \theta_{d2,r,av}}{\theta_{d1,f,av} - \theta_{d2,r,av}} \end{aligned} \quad (J.76)$$

Per la determinazione della temperatura media mensile di mandata della rete primaria, $\theta_{d1,f,av}$, si faccia riferimento al paragrafo successivo.

c) Rete primaria

La rete primaria è costituita dal circuito idronico che alimenta i circuiti secondari, ed è normalmente una rete a temperatura e portata costante che, nel caso alimenti reti secondarie a temperature diverse, deve avere una temperatura di mandata maggiore o uguale a quella della rete secondaria a temperatura maggiore (vedasi **Figura J. 5**). In particolare, in presenza di valvole miscelatrici sui circuiti secondari alimentati, la temperatura di mandata alla valvola (e quindi la temperatura di mandata del circuito primario) deve essere maggiore di 5°C rispetto alla temperatura di mandata richiesta alla rete secondaria

dalla rete terziaria o direttamente dalle unità terminali, sia che il primario sia alimentato dal sistema di generazione a temperatura costante (condiziono di progetto, pedice des), sia che venga alimentato a temperatura variabile (condizioni di esercizio medie mensili, pedice av); cioè:

$$\theta_{d1,f,des/av} = \theta_{d2,f,des/av} + 5 = \theta_{d3,f,des/av} + 5 = \theta_{emt,f,des/av} + 5 \quad (J.77)$$

NOTA: se lo stesso circuito primario alimenta più circuiti secondari a temperature diverse, la temperatura di mandata del primario deve essere almeno 5 °C più elevata della massima tra le temperature di mandata richieste alle varie reti secondarie alimentate da tale rete primaria (vedasi equazioni (J.23) e (J.24)).

Per una rete primaria a **portata e temperatura di mandata costante** si ha quindi, all'imbocco della rete:

- in assenza di valvole a tre vie sulle reti secondarie alimentate (connessione diretta):

$$\begin{aligned} \theta_{d1,f,av} &= \theta_{d1,f,des} = \theta_{d2,f,des} \\ \theta_{d1,r,av} &= \frac{\sum_i (\dot{m}_{d2,av} \cdot \theta_{d2,r,av})_i}{\sum_i (\dot{m}_{d2,av})_i} \\ \dot{m}_{d1,av} &= \sum_i (\dot{m}_{d2,av})_i \end{aligned} \quad (J.78)$$

- in presenza di circuiti secondari controllati da valvole a tre vie, la temperatura di mandata è:

$$\theta_{d1,f,av} = \theta_{d1,f,des} = \max[\theta_{d2,f,des,j} + 5] \quad (J.79)$$

Per una rete primaria a **portata costante e temperatura di mandata variabile** si ha:

- in assenza di valvole a tre vie sulle reti secondarie alimentate (connessione diretta):

$$\begin{aligned} \theta_{d1,f,av} &= \theta_{d2,f,av} \\ \theta_{d1,r,av} &= \frac{\sum_i (\dot{m}_{d2,av} \cdot \theta_{d2,r,av})_i}{\sum_i (\dot{m}_{d2,av})_i} \\ \dot{m}_{d1,av} &= \sum_i (\dot{m}_{d2,av})_i \end{aligned} \quad (J.80)$$

- in presenza di circuiti secondari controllati da valvole a tre vie, la temperatura di mandata è:

$$\theta_{d1,f,av} = \max[\theta_{d2,f,av,j} + 5] \quad (J.81)$$

NOTA: una temperatura variabile di mandata della rete primaria corrisponde, in assenza di un accumulo termico interposto tra generazione e distribuzione, alla necessaria presenza di un sistema di generazione a temperatura variabile.

La temperatura di mandata della rete primaria, in assenza di accumulo termico, deve coincidere con la temperatura di mandata del sistema di generazione; per cui se il sistema di generazione è a temperatura fissa e questa fosse maggiore di quanto calcolato in condizioni di progetto con l'equazione (J.77), la temperatura di mandata della rete primaria viene assunta essere pari a quella del sistema di generazione.

Se il sistema di generazione è invece a temperatura variabile, la temperatura di mandata della rete primaria è quella determinata con l'equazione (J.77).

Se è presente un sistema di accumulo tra la generazione e la distribuzione, la temperatura di mandata del sistema di generazione può essere diversa da quella del sistema di distribuzione. In tal caso, anche se il sistema di generazione è a temperatura costante e maggiore rispetto a quella richiesta in condizioni di progetto dalle reti secondarie, si assume come temperatura di mandata della rete primaria, ai fini del calcolo delle perdite termiche delle reti, quella determinata con l'equazione (J.81).

J.1.3.2. Circuito generazione-accumulo (G-S).

Ai fini del calcolo delle temperature nei circuiti idronici tra i generatori (sistema di generazione) e un accumulatore termico o un compensatore idraulico o uno scambiatore di calore si considerano i seguenti tipi di collegamento:

- collegamento diretto (assenza del sottosistema di accumulo o equivalente);
- collegamento in parallelo (accumulo posto in parallelo a uno o più generatori termici);

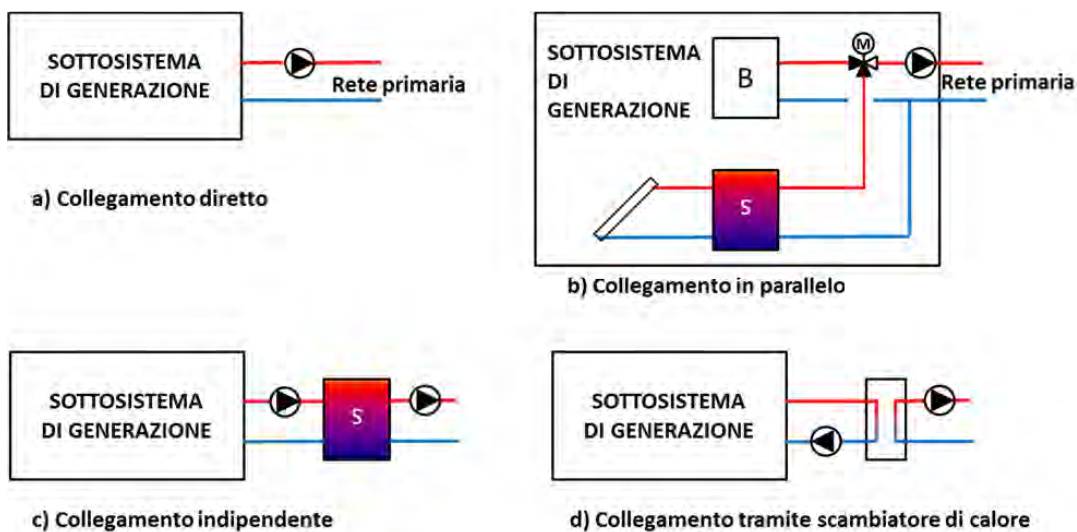


Figura J. 10 – Tipologie collegamento sottosistema di generazione a rete primaria.

- collegamento indipendente;
- collegamento tramite scambiatore di calore.

J.1.3.2.1. Collegamento diretto

La portata nel circuito di generazione \dot{m}_g è la stessa che nel circuito primario \dot{m}_{d1} ; quindi si ha:

$$\begin{aligned}
 \theta_{g,f,av} &= \theta_{d1,f,av} \\
 \theta_{g,r,av} &= \theta_{d1,r,av} \\
 \dot{m}_{g,av} &= \dot{m}_{d1,av}
 \end{aligned}
 \tag{J.82}$$

Ciò è verificato quando ci sia una connessione diretta tra sistema di generazione e rete di distribuzione primaria, **Figura J. 10-a**.

J.1.3.2.2. Collegamento in parallelo

È un caso particolare, nel quale il sottosistema di accumulo è integrato nel sottosistema di generazione e, alimentato ad esempio da collettori solari o altra sorgente termica, è posto in parallelo a uno o più generatori termici. In tal caso il sottosistema di generazione è di fatto collegato alla rete primaria o direttamente o indirettamente tramite compensatore idraulico o scambiatore di calore e quindi si ricade nei casi a), c) e d) di **Figura J. 10**.

J.1.3.2.3. Circuito con portata indipendente

È il caso in cui la portata nel sistema di generazione è indipendente da quella della rete primaria alla quale è collegato tramite un accumulatore termico o un compensatore idraulico, in cui i fluidi dei due circuiti si mischiano parzialmente (non c'è separazione materiale) generando dei circuiti di bypass in funzione delle portate circolanti.

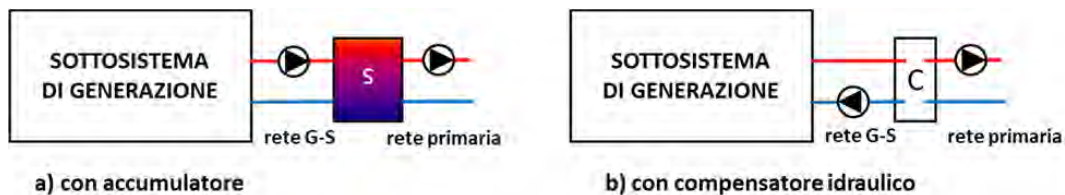


Figura J. 11 – Sottosistema di generazione collegato alla rete primaria tramite accumulatore o compensatore idraulico.

Occorre distinguere tra i due casi:

a) accumulatore termico

La presenza dell'accumulatore termico tra il sottosistema di generazione e la rete primaria disaccoppia, a causa della propria capacità termica, le temperature di mandata dei due circuiti (G-S e primario), indipendentemente dall'equilibrio delle portate circolanti. Inoltre spesso l'immissione dell'acqua proveniente dal generatore avviene ad un livello superiore di quella estratta e indirizzata all'utenza. Questo effetto è meno pronunciato per le temperature di ritorno, che corrispondono in genere a immissione e prelievo nella parte inferiore del volume di accumulo.

Di conseguenza le temperature medie mensili di mandata e di ritorno del circuito tra generatore e accumulatore, ai fini del calcolo delle perdite termiche del circuito, vengono definite come segue:

$$\begin{aligned} \theta_{g,f,av} &= \theta_{g,f,des} > \theta_s > \theta_{d1,f,av} \\ m_{g,av} > m_{d1,av} &\Rightarrow \theta_{g,r,av} = \theta_{d1,r,av} + \frac{\dot{m}_{g,av} - \dot{m}_{d1,av}}{\dot{m}_{g,av}} (\theta_s - \theta_{d1,r,av}) \\ m_{g,av} \leq m_{d1,av} &\Rightarrow \theta_{g,r,av} = \theta_{d1,r,av} \end{aligned} \quad (J.83)$$

NOTA: $\theta_{g,r,av}$ sarà maggiore di $\theta_{d1,r,av}$, per $\dot{m}_g \geq \dot{m}_{d1}$, a causa del bypass generato dal compensatore. Per determinare il problema è necessario comunque conoscere la portata media fornita dal sottosistema di generazione, \dot{m}_g , la temperatura di mandata di progetto del sistema di generazione, $\theta_{g,f,des}$, e la temperatura dell'accumulo utilizzata per il calcolo delle perdite termiche dello stesso, θ_s (§ 8.7).

b) compensatore idraulico

Se risulta $\dot{m}_g \geq \dot{m}_{d1}$ (la portata erogata dal sottosistema di generazione è maggiore di quella nel circuito primario) allora:

$$\begin{aligned} \theta_{g,f,av} &= \theta_{d1,f,av} \\ \theta_{g,r,av} &= \theta_{g,f,av} - \frac{\dot{m}_{d1,av}}{\dot{m}_{g,av}} (\theta_{d1,f,av} - \theta_{d1,r,av}) \end{aligned} \quad (J.84)$$

NOTA: $\theta_{g,r,av}$ sarà maggiore di $\theta_{d1,r,av}$, a causa del bypass generato dal compensatore. Per determinare il problema è necessario comunque conoscere la portata media fornita dal sottosistema di generazione, \dot{m}_g .

Se risulta $\dot{m}_g < \dot{m}_{d1}$ (la portata erogata dal sottosistema di generazione è minore di quella nel circuito primario) allora:

$$\begin{aligned} \theta_{g,r,av} &= \theta_{d1,r,av} \\ \theta_{g,f,av} &= \theta_{g,r,av} + \frac{\dot{m}_{d1,av}}{\dot{m}_{g,av}} (\theta_{d1,f,av} - \theta_{d1,r,av}) \end{aligned} \quad (J.85)$$

NOTA: $\theta_{g,f,av}$ sarà maggiore di $\theta_{d1,f,av}$, a causa del bypass generato dal compensatore. Per determinare il problema è necessario comunque conoscere la portata media fornita dal sottosistema di generazione, \dot{m}_g .

J.1.3.2.4. Circuito con scambiatore di calore

Nel caso in cui il collegamento tra sottosistema di generazione e rete primaria sia ottenuto tramite interposizione di uno scambiatore di calore, o lo scambiatore sia interposto tra generatore e accumulatore termico, le temperature a monte dello scambiatore (circuito primario scambiatore) si determinano in funzione della temperatura di ritorno a valle dello stesso (circuito secondario scambiatore) e dell'efficienza dello scambiatore.

Le temperature di mandata e di ritorno nel circuito primario dello scambiatore (quello che lo collega al sottosistema di generazione o al singolo generatore), nota la portata \dot{m}_g , si calcolano come:

$$\begin{aligned}\theta_{g,f,av} &= \theta_{d1,r,av} + \Phi_{exc,av} / (\epsilon_{exc,av} \cdot C_{min,av}) \\ \theta_{g,r,av} &= \theta_{g,f,av} - \Phi_{exc,av} / C_{g,av}\end{aligned}\quad (J.86)$$

con

$$\begin{aligned}C_{g,av} &= \dot{m}_{g,av} \cdot c \\ C_{d1,av} &= \dot{m}_{d1,av} \cdot c \\ C_{min,av} &= \min[C_{g,av}; C_{d1,av}] \\ C_{max,av} &= \max[C_{g,av}; C_{d1,av}] \\ C_{r,av} &= C_{min,av} / C_{max,av} \\ NTU_{av} &= K_{exc} / C_{min,av}\end{aligned}\quad (J.87)$$

e

scambiatore equicorrente
$$\epsilon_{exc,av} = \frac{1 - e^{-NTU_{av} \cdot (1 + C_{r,av})}}{1 + C_{r,av}} \quad (J.88)$$

scambiatore controcorrente
$$\epsilon_{exc,av} = \frac{1 - e^{-NTU_{av} \cdot (1 - C_{r,av})}}{1 - C_r \cdot e^{-NTU_{av} \cdot (1 - C_{r,av})}} \quad (J.89)$$

dove:

- $\theta_{g,f,av}$ è la temperatura di mandata media mensile al primario dello scambiatore (lato generatore), [°C];
- $\theta_{g,r,av}$ è la temperatura di ritorno media mensile al primario dello scambiatore (lato generatore), [°C];
- $\theta_{d1,r,av}$ è la temperatura di ritorno media mensile al secondario dello scambiatore (lato utenza), [°C];
- $\Phi_{exc,av}$ è la potenza media mensile richiesta allo scambiatore, [W];
- $\epsilon_{exc,av}$ è l'efficienza media mensile dello scambiatore, [-];
- $C_{g,av}$ è la portata di capacità termica media mensile al primario dello scambiatore, [W/K];
- $C_{d1,av}$ è la portata di capacità termica media mensile al secondario dello scambiatore, [W/K];
- $C_{min,av}$ è la portata di capacità termica media mensile minima, [W/K];
- $C_{max,av}$ è la portata di capacità termica media mensile massima, [W/K];
- $C_{r,av}$ è il rapporto di capacità termica media mensile, [-];
- $\dot{m}_{g,av}$ è la portata massica media mensile al primario dello scambiatore, [kg/s];
- $\dot{m}_{d1,av}$ è la portata massica media mensile al secondario dello scambiatore, [kg/s];
- c è la capacità termica massica del fluido termovettore (liquido, normalmente acqua), [J/(kg K)];
- NTU_{av} è il numero di unità di trasferimento termico medio mensile dello scambiatore, [-];
- K_{sc} è il coefficiente di scambio globale dello scambiatore, [W/K].

NOTA: La potenza media mensile richiesta allo scambiatore $\Phi_{exc,av}$ coincide con la potenza media mensile richiesta dal sistema di distribuzione e con quella fornita dal sistema di generazione, considerando trascurabili le perdite termiche dello scambiatore di calore.

J.1.3.2.5. Temperatura di mandata dei singoli generatori del sistema di generazione

Nel caso di più generatori collegati in parallelo, le temperature medie mensili comuni di ritorno $\theta_{g,r,av}$ e di mandata $\theta_{g,f,av}$, cioè le temperature dell'intero sottosistema di generazione, si calcolano come specificato nei paragrafi precedenti in funzione delle temperature richieste dal sistema di emissione.

Mentre la temperatura di ritorno al singolo generatore coincide con la temperatura di ritorno del sottosistema di generazione, le temperature di mandata possono essere diverse tra generatore e generatore purché soddisfino la seguente relazione:

$$\frac{\sum_{i=1}^{N_g} (\dot{m}_{gn,av,i} \cdot \theta_{gn,f,av,i})}{\sum_{i=1}^{N_g} \dot{m}_{gn,av,i}} = \theta_{g,f,av} \quad (J.90)$$

$$\theta_{gn,r,av,i} \equiv \theta_{g,r,av}$$

In funzione della tipologia di controllo del generatore i-esimo si opera diversamente:

a) modulazione della temperatura di mandata

La portata circolante in ogni i-esimo generatore, $\dot{m}_{gn,av,i}$, è costante e nota e pari a quella di progetto; la temperatura media mensile fornita dal generatore i-esimo si determina come:

$$\theta_{gn,f,av,i} = \theta_{g,r,av} + \frac{\Phi_{gn,av,i}}{c \cdot \dot{m}_{gn,des,i}}$$

$$\theta_{gn,r,av,i} \equiv \theta_{g,r,av} \quad (J.91)$$

$$\dot{m}_{gn,av,i} = \dot{m}_{gn,des,i}$$

b) modulazione della portata a temperatura di mandata costante o regolazione ON-OFF

La temperatura di mandata di ogni i-esimo generatore, $\theta_{gn,f,av}$, è costante e nota e pari a quella di progetto; la portata media mensile circolante nel generatore i-esimo si determina come:

$$\dot{m}_{gn,av,i} = \frac{\Phi_{gn,av,i}}{c \cdot (\theta_{gn,f,des,i} - \theta_{g,r,av})}$$

$$\theta_{gn,f,av,i} \equiv \theta_{gn,f,des,i} \quad (J.92)$$

$$\theta_{gn,r,av,i} \equiv \theta_{g,r,av}$$

dove

- $\Phi_{gn,av,i}$ è la potenza media mensile richiesta al generatore i-esimo, [W];
- $\theta_{gn,f,des,i}$ è la temperatura di mandata di progetto del generatore i-esimo, [°C];
- $\theta_{gn,f,des,i}$ è la temperatura di mandata media mensile al generatore i-esimo, [°C];
- $\theta_{gn,r,av,i}$ è la temperatura di ritorno media mensile al generatore i-esimo, [°C];
- $\theta_{g,r,av}$ è la temperatura di ritorno media mensile al sottosistema di generazione, [°C];
- $\dot{m}_{gn,av,i}$ è la portata massica media mensile nel generatore i-esimo, [kg/s];
- $\dot{m}_{gn,des,i}$ è la portata massica di progetto del generatore i-esimo, [kg/s];
- c è la capacità termica massica del fluido termovettore (liquido, normalmente acqua), [J/(kg K)].

NOTA: La potenza media mensile richiesta all'i-esimo generatore $\Phi_{gn,av,i}$ è determinata in funzione della logica di gestione del sistema multi generatore (in parallelo, in cascata, ecc.) nel §10. Calcolando le portate con l'equazione (J.92) il vincolo espresso dall'equazione (J.90) potrebbe non risultare rispettato; altrettanto calcolando le singole temperature di mandata con la (J.91). Ciò è dovuto alla semplificazione adottata nel calcolo delle temperature della rete ai fini del calcolo delle perdite termiche (trascurare la caduta di temperatura lungo le tubazioni), che corrisponde a non tener conto proprio delle perdite, mentre il bilancio energetico che consente di determinare le potenze medie richieste ne tiene conto.

J.2. Perdite di distribuzione di circuiti con fluido termovettore aria

Ai fini dell'applicazione del presente dispositivo, non sono prese in considerazione le perdite energetiche di massa legate alle esfiltrazioni di aria dalla canalizzazione, in quanto calcolate come incremento di portata che deve essere fornita dal ventilatore per compensare le esfiltrazioni stesse, risultando quindi energeticamente a carico dell'unità ventilante.

Il calcolo delle perdite termiche si effettua solo nei tratti correnti in locali non riscaldati o all'esterno, con il metodo analitico o con il metodo semplificato descritti nei successivi paragrafi.

J.2.1. Metodo analitico

La determinazione delle perdite di energia termica per trasmissione $Q_{d,ls}$ è effettuata con la seguente formula:

$$Q_{d,ls,j} = \left(\sum_k \rho_a c_a \cdot \dot{V}_{v,duct,k} \cdot \Delta\theta_{duct,k} \right) \cdot \Delta t \quad (J.93)$$

dove per la zona j-esima:

$\rho_a \cdot c_a$ è la capacità termica volumica dell'aria, pari a 1.210 J/(m³K) a 20 °C;

$\dot{V}_{v,duct,k}$ è la portata d'aria che attraversa la condotta k-esima, [m³/s];

$\Delta\theta_{duct,k}$ è la differenza tra la temperatura dell'aria in ingresso e quella in uscita alla condotta k-esima, [°C];

k è l'indice che indica la condotta k-esima del sistema di distribuzione considerato, [-];

Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

J.2.1.1. Portate d'aria nelle condotte $\dot{V}_{v,duct,k}$

La portata d'aria nelle condotte $\dot{V}_{v,duct,k}$ è la frazione della portata media giornaliera media mensile per la zona j, $\dot{V}_{v,av,j}$, che viene distribuita dal k-esimo canale della zona j, che corre in locali non riscaldati o all'esterno.

La portata media giornaliera media mensile per la zona j , $\dot{V}_{v,av,j}$, si determina in modo differente se il sistema di distribuzione dell'aria è asservito al servizio ventilazione meccanica o al servizio climatizzazione ambientale tramite impianto aeraulico:

- per il servizio ventilazione è data dall'equazione ;

$$\dot{V}_{v,av,j} = \left(\sum_k (\dot{V}_{a,f} \cdot FC_v \cdot \beta)_k \right)_j \quad (J.94)$$

con:

- $\dot{V}_{a,f,k}$ è la portata nominale della ventilazione meccanica k-esima dovuta, [m³/s], così come definita dall'equazione (3.55);
- FC_v il fattore di efficienza della regolazione dell'impianto di ventilazione meccanica rilevabile dal Prospetto 3.XXIV, [-];
- β_k è la frazione dell'intervallo temporale di calcolo con ventilazione meccanica funzionante per il flusso d'aria k-esimo, come riportato alla lettera c) o d) del § 3.3.6.3, oppure la frazione di ore settimanali in cui l'impianto di climatizzazione serve solo come sistema per la ventilazione meccanica, come riportato alla lettera e) del § 3.3.6.3.

- per il servizio riscaldamento e/o climatizzazione invernale come riportato in al § 8.6.1;
- per il servizio raffrescamento e/o climatizzazione estiva;

Se i vari tratti di canale k-esimi sono disposti tutti in serie, la portata, prima della prima bocchetta di immissione, sarà uguale in ogni tratto e pari a:

$$\dot{V}_{v,duckk,j} \equiv \dot{V}_{x,im,j} \quad (J.95)$$

dove $\dot{V}_{x,im,j}$ è la portata d'aria media giornaliera di immissione nella zona j-esima relativa al servizio X.

A valle della prima bocchetta di immissione o di ogni diramazione la portata risulterà ridotta, e se non vi sono specifiche progettuali sulla ripartizione delle portate sui diversi tratti di canale k che servono la zona j-esima, occorre determinare la portata attribuibile ad ogni ambiente i della zona j, cioè quella erogata da ogni insieme di bocchette per l'ambiente i-esimo.

Si procede in due modi distinti, per ognuno dei due casi (condizionamento dell'aria, 1; ventilazione meccanica, 2):

- a.1 si è fatto un calcolo analitico del fabbisogno termico sensibile e latente per ogni ambiente i della zona j-esima;
- b.1 si è calcolato solo il fabbisogno termico sensibile e latente per l'intera zona j;
- a.2. si è fatto un calcolo analitico del fabbisogno di ventilazione per ogni ambiente i della zona j-esima;

b.2. si è calcolato solo il fabbisogno di ventilazione per l'intera zona j.

Caso a.1) e a.2)

Si conoscono le portate d'aria richieste da ogni ambiente della zona e si può quindi determinare, in funzione del progetto o dello stato di fatto dei canali (diramazioni e punti di estrazione), la portata circolante in ogni tratto k, e quindi nel canale che corre in locali non riscaldati o all'esterno.

Caso b.1) e b.2)

Non si conoscono le portate d'aria richieste da ogni ambiente della zona ma solo il loro valore complessivo; in questo caso si procede nel seguente modo:

- per la certificazione energetica,
si assume per il calcolo l'intera portata richiesta dalla zona j, anche se il tratto di canale k che corre in locali non riscaldati o all'esterno serve solo una parte della zona;
- per la verifica dei limiti di legge,
si assume per il calcolo l'intera portata richiesta dalla zona j moltiplicata per il rapporto tra il volume netto dei locali serviti dal tratto di canale k, che corre in locali non riscaldati o all'esterno, e il volume totale netto della zona j.

J.2.1.2. Calcolo di $\Delta\theta_{\text{duct}}$

Nell'ipotesi che non vi siano fenomeni di condensazione interna tali da modificare l'umidità assoluta tra ingresso e uscita della rete aeraulica considerata, cioè:

$$x_{\text{out}} = x_{\text{in}} \quad (\text{J.96})$$

la temperatura dell'aria, per effetto delle interazioni termiche con l'ambiente circostante subisce tra ingresso e uscita una variazione, indicata come:

$$\Delta\theta_{\text{duct}} = \theta_{\text{in}} - \theta_{\text{out}} \quad (\text{J.97})$$

dove:

$\Delta\theta_{\text{duct}}$ è la differenza di temperatura tra la temperatura dell'aria in ingresso e in uscita alla condotta, [°];

$\theta_{\text{in}}, x_{\text{in}}$ sono rispettivamente la temperatura e l'umidità assoluta all'ingresso della condotta considerata espresse rispettivamente in °C e g/kg di aria secca;

$\theta_{\text{out}}, x_{\text{out}}$ sono rispettivamente la temperatura e l'umidità assoluta all'uscita della condotta considerata e immessa nell'ambiente espresse rispettivamente in °C e g/kg di aria secca;

A seconda dei casi trattati, è noto θ_{in} o è noto θ_{out} ; per il calcolo della temperatura corrispondente si usano le seguenti formule:

$$\theta_{out,j} = \theta_{in,i} \cdot \left(e^{\frac{U_i \cdot L_{rete,i}}{1224 \cdot \dot{V}_{v,i}}} \right) + \theta_{surduct,i} \cdot \left(1 - e^{\frac{U_i \cdot L_{rete,i}}{1224 \cdot \dot{V}_{v,i}}} \right) \quad (J.98)$$

$$\theta_{in,i} = \frac{\theta_{out,j} - \theta_{surduct,i} \cdot \left(1 - e^{\frac{U_i \cdot L_{rete,i}}{1224 \cdot \dot{V}_{v,i}}} \right)}{e^{\frac{U_i \cdot L_{rete,i}}{1224 \cdot \dot{V}_{v,i}}}} \quad (J.99)$$

dove:

$\theta_{in,i}$ è la temperatura all'ingresso nel tratto i-esimo di condotta considerata, [°C];

$\theta_{surduct,i}$ è la temperatura dell'ambiente esterno in cui è installato il tratto i-esimo della rete aerea considerata, [°]; si determina come segue:

- nel caso di ambiente esterno assumendo una temperatura esterna media mensile, definita come la temperatura media pesata tra la temperatura media mensile sole-aria e la temperatura media mensile dell'aria, cioè:

$$\theta_{surduct,j} = k_{e,i} \cdot \theta_e + (1 - k_{e,i}) \cdot \theta_{SA} \quad (J.100)$$

dove:

θ_e è la temperatura media giornaliera media mensile dell'aria dell'ambiente esterno, [°C];

k_e è il fattore di peso preso sempre pari a 1 se l'aria trasportata è calda (riscaldamento e/o climatizzazione invernale), altrimenti preso pari a 1/2 se il canale è completamente esposto al sole, pari a ¼ se solo parzialmente esposto al sole, [-];

θ_{SA} è la temperatura sole aria media giornaliera media mensile, [°], calcolata come:

$$\theta_{SA} = \theta_e + \alpha \cdot \frac{G_{av,m}}{h_e} \quad (J.101)$$

dove:

θ_{SA} è la temperatura sole-aria [°C];

θ_e è la temperatura aria esterna [°C];

α è il coefficiente di assorbimento della radiazione solare della superficie;

$G_{av,m}$ è l'irradianza totale media mensile sul piano orizzontale nel mese m [W/m²];

h_e è il coefficiente di scambio termico sulla superficie esterna del canale [W/(m² K)];

con l'irradianza totale media mensile sul piano orizzontale data dalla:

$$G_{av,m} = \frac{H_{Tot} \cdot 10^6}{86\,400} \quad (J.102)$$

dove:

H_{Tot} è la irradiazione solare giornaliera totale media mensile (diretta più diffusa) su piano orizzontale, ricavabile dalla UNI 10349;

- nel caso di ambiente non climatizzato:

- in base ai fattori $F_{T,i}$ determinati secondo il Prospetto 3.I., per la sola certificazione energetica, ricordando che:

$$\theta_U = \theta_i - F_{T,i} \cdot (\theta_i - \theta_e)$$

- in base all'Appendice A per la verifica dei limiti di legge;

$L_{rete,i}$ è la lunghezza del tratto i-esimo della rete aerea considerata, [m];

U'_i è la trasmittanza termica lineare del tratto i-esimo della condotta, [W/(m² K)];

$\dot{V}_{v,i}$ è la portata d'aria che attraversa il tratto i-esimo della condotta aerea considerata, [m³/s].

J.2.1.3. Calcolo di U'

La trasmittanza termica lineare U'_i per le condotte, considerate circondate da aria su tutti i lati, si determina come:

- per condotte circolari:

$$U'_i = \frac{\pi}{\frac{1}{2\lambda_{d,i}} \ln \frac{D_{e,i}}{D_{int,i}} + \frac{R_{se,i}}{D_{e,i}}} \quad (J.103)$$

dove:

U'_i è la trasmittanza termica lineare del tratto i-esimo della condotta considerata, [W/(m² K)];

$\lambda_{d,i}$ è la conduttività del materiale isolante del tratto i-esimo della condotta considerata, [W/(m K)];

$R_{se,i}$ è la resistenza areica superficiale esterna del tratto i-esimo della condotta considerata, determinata secondo la UNI EN ISO 6946, [m² K/W];

$D_{e,i}$ è il diametro esterno del tratto i-esimo della condotta considerata, [m];

$D_{int,i}$ è il diametro interno del tratto i-esimo della condotta considerata, [m].

- per condotte rettangolari:

$$U'_i = \frac{2(a_i + b_i + 4s_i)}{\frac{s_i}{\lambda_{d,i}} + R_{se,i}} \quad (J.104)$$

dove:

$\lambda_{d,i}$ è la conduttività del materiale isolante del tratto i-esimo della condotta considerata, [W/(m K)];

$R_{se,i}$ è la resistenza areica superficiale esterna del tratto i-esimo della condotta considerata, determinata secondo la UNI EN ISO 6946, [m² K/W];

a_i è una delle due dimensioni interne della sezione del tratto i-esimo della condotta considerata, [m];

b_i è l'altra delle due dimensioni interne della sezione del tratto i-esimo della condotta considerata, [m];

s_i è lo spessore dello strato di isolante posto all'esterno o lo spessore della canalizzazione stessa se composta da materiale isolante (polistirolo, polistirene, ecc.), [m].

In alternativa all'equazione (J.104), solo quando il rapporto di forma della condotta $F_f = \frac{a}{b}$ sia inferiore o uguale a 4, è possibile usare l'equazione (J.103) con i diametri equivalenti ricavati dalle seguenti relazioni:

$$D_{int,i} = 1,30 \cdot \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,250}} \quad (J.105)$$

$$D_{e,i} = D_{int,i} + 2 s_i \quad (J.106)$$

Per la certificazione energetica, si può ricorrere alla metodologia semplificata di cui al § J.2.2.

J.2.1.4. Calcolo di L_{rete}

Ai fini del calcolo del presente dispositivo, la lunghezza della rete aeraulica da considerare per la determinazione delle perdite termiche è riferita solo ai tratti posti all'esterno o in ambienti non riscaldati.

Tale lunghezza può essere valutata come il percorso più probabile della rete aeraulica in funzione della distribuzione dell'aria all'interno degli ambienti.

J.2.2. Metodo semplificato

Il seguente metodo introduce semplificazioni nel metodo di calcolo analitico precedentemente descritto. Le semplificazioni possono essere adottate in caso di certificazione energetica, qualora non siano disponibili altri dati.

- 1) Le portate d'aria di rinnovo, qualora non siano disponibili, si determinano come specificato al § J.2.1.1;
- 2) Le dimensioni delle condotte costituenti la rete aeraulica, qualora non disponibili possono essere determinate come descritto al § J.2.3;
- 3) Le trasmittanze termiche lineari (U') si attribuiscono in base ai dati del Prospetto J. VI;
- 4) La lunghezza della rete aeraulica presa in considerazione si può stimare in base al percorso più probabile in pianta e sezioni, tenendo conto solo dei tratti in ambienti non riscaldati o all'esterno;
- 5) le temperature in ingresso e in uscita della rete aeraulica sono determinate secondo le formule (J.98) e (J.99).

Diametro equivalente medio canali principali	Trasmittanza lineare condotta (lamiere + Isolante) e in materiale preisolato
D [m]	U' [W/(m K)]
0,376	0,14
0,461	0,21
0,532	0,27
0,651	0,40
0,752	0,53
0,841	0,66
0,921	0,79
0,995	0,92
1,064	1,04
1,128	1,17
1,189	1,30
1,303	1,56
1,407	1,81

Nota: Le trasmittanze termiche considerate tengono conto degli spessori minimi di isolante (avente una conducibilità termica utile pari a 0,04 W/(m K)), necessari per impedire la formazione di condensa in presenza di aria ambiente a 30°C con l'80% e, rispettivamente, l'85% di umidità relativa, con aria veicolata all'interno della condotta con temperatura di 10 e 15°C.

Prospetto J. VI – Trasmittanze termiche lineari delle condotte
(Fonte: UNI TS 11300-2:2014)

J.2.3. Stima delle dimensioni della rete aeraulica

In mancanza di valori di progetto, le dimensioni delle condotte della rete aeraulica si possono stimare partendo dai dati di portata e velocità dell'aria con la procedura di seguito descritta.

Vale la seguente relazione tra portata e velocità dell'aria nella condotta:

$$\dot{V}_v = A \cdot v \quad (\text{J.107})$$

dove:

\dot{V}_v è la portata di aria di progetto trasportata dalla condotta; in mancanza di valori di progetto si determina come specificato in § J.2.1.1;

A è l'area della sezione trasversale della condotta, [m²];

v è la velocità dell'aria di progetto all'interno della condotta, [m/s]; in mancanza di dati di progetto i valori di riferimento sono contenuti nel Prospetto J. VII, Prospetto J. VIII, Prospetto J. IX, Prospetto J. X, Prospetto J. XI, Prospetto J. XII, e Prospetto J. XIII.

La dimensione della sezione trasversale della condotta, qualora non disponibile, viene stimata tramite la relazione:

$$D_{eq,av,i} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_{v,i}}{\pi \cdot v_i}} \quad (\text{J.108})$$

dove:

$\dot{V}_{v,i}$ è la portata d'aria del tratto i-esimo della rete aeraulica considerata, [m³/s];
 v_i è la velocità media nel tratto i-esimo della condotta considerata, [m/s]; in mancanza di dati di progetto fare riferimento ai valori suggeriti nel Prospetto J. VII.

La procedura per determinare la dimensione della sezione trasversale di una rete aeraulica, partendo dai dati di portata e velocità dell'aria, è la seguente:

- 1) identificare la zona termica servita dall'impianto di ventilazione/climatizzazione;
- 2) calcolare la portata d'aria minima di progetto in funzione della destinazione d'uso come specificato;
- 3) ricavare il valore di velocità dai prospetti in funzione del componente che si sta analizzando;
- 4) determinare il diametro equivalente medio della condotta aeraulica mediante la (J.108);
- 5) ripetere i punti 1,2,3,4 per ogni tratto di rete aeraulica da considerare.

Applicazioni	Velocità dell'aria nelle condotte principali (m/s)	Velocità dell'aria nelle condotte secondarie (m/s)
Teatri e auditorium	3,5	2,5
Appartamenti, alberghi e ospedali	4,0	3,0
Uffici privati, uffici direzionali e biblioteche	5,0	4,0
Uffici aperti, ristoranti e banche	6,0	5,0
Bar e magazzini	6,0	5,0
Industrie	6,5	5,0

Prospetto J. VII – Velocità dell'aria nelle condotte

(Fonte: miniguia Aicarr 2010)

Vengono riportati di seguito degli altri prospetti che indicano le velocità medie in altri componenti di una rete aeraulica che non siano le condotte e che comunque possono essere utili per la determinazione delle loro dimensioni medie o per un eventuale calcolo delle perdite di carico.

Posizione griglia	Velocità (m/s)
Al di sopra di zone occupate	4,0
Entro le zone occupate, ma non vicino ai posti a sedere	3,0 ÷ 4,0
Entro le zone occupate, vicino ai posti a sedere	2,0 ÷ 3,0
Griglia a parete o su porte	1,0 ÷ 1,5
Passaggio sotto le porte sopraelevate	1,0 ÷ 1,5
Nota: le velocità sono riferite alla sezione frontale lorda della griglia.	

Prospetto J. VIII – Velocità raccomandate sulle griglie di ripresa aria

(Fonte: miniguia Aicarr 2010)

Griglia	Velocità (m/s)
Ripresa o estrazione	
per $v \geq 3300$ L/s	2,0
per $v < 3300$ L/s	2,0 ÷ 1,0 (figura J.14)
Espulsione	
per $v \geq 2400$ L/s	2,5
per $v < 2400$ L/s	2,5 (figura J.14)
Nota: Le velocità sono riferite alla sezione frontale lorda della griglia; la sezione libera è quasi sempre pari a circa 45 % di quella frontale. Non si dovrebbe mai scendere ad di sotto del 40%.	

Prospetto J. IX – Velocità frontale per griglie di presa aria e per griglie di espulsione aria

(Fonte: miniguia Aicarr 2010)

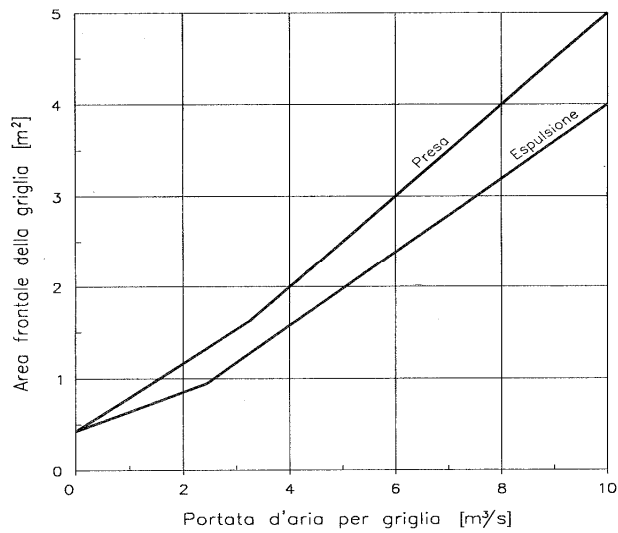


Figura J.9 - Diagramma per la scelta delle griglie

(Fonte: miniguia Aicarr 2010)

Tipologia Filtri	Velocità frontale (m/s)
Filtri a pannelli	
con mezzi filtranti impregnati	1,0 ÷ 4,0
a secco ad ampia superficie	
- piani (bassa efficienza)	uguale alla velocità del canale
- pieghettati (media efficienza)	fino a 3,8
- HEPA (alta efficienza)	1,3
Filtri rotanti	
con materassino impregnato	fino a 2,5
con materassino a secco	1,0
Filtri elettronici	
a ionizzazione	0,8 ÷ 1,8

Prospetto J. X – Velocità di attraversamento dei filtri
(Fonte: miniguia Aicarr 2010)

Batteria	Velocità frontale (m/s)
Batteria di riscaldamento a vapore o ad acqua calda (1 m/s velocità minima; 7,6 m/s velocità massima)	2,5 ÷ 5,0
Batteria di raffreddamento e deumidificazione	2,0 ÷ 3,0

Prospetto J. XI – Velocità di attraversamento delle batterie
(Fonte: miniguia Aicarr 2010)

Umidificatori	Velocità frontale (m/s)
Lavoratori di aria con ugelli	1,5 ÷ 3,0
Umidificatori a pacco	2,5 ÷ 3,0

Prospetto J. XII – Velocità di attraversamento delle sezioni di umidificazione
(Fonte: miniguia Aicarr 2010)

Destinazione	Velocità (m/s)
Studi radiofonici, sale da concerto	1,5 ÷ 2,0
Abitazioni e camere	2,5 ÷ 3,0
Teatri, uffici privati	2,5 ÷ 3,5
Cinematografi, uffici normali	5,0 ÷ 6,0
saloni impiegati, ristoranti, negozi	6,0 ÷ 7,0
Fabbricati industriali	7,0 ÷ 10

Prospetto J. XIII – Velocità massime di efflusso dell'aria da bocchette
(Fonte: miniguia Aicarr 2010)

Appendice K – Temperatura del terreno

La presente Appendice descrive il metodo di calcolo della temperatura del terreno (sottosuolo) per il suo impiego come sorgente fredda o pozzo caldo utilizzate da pompe di calore e/o frigoriferi.

Trascurando la possibile presenza d'acqua di percolazione meteorica e i regimi di sfruttamento del sottosuolo, l'assorbimento diretto di radiazione solare e lo scambio radiativo con il cielo (effetti parzialmente auto compensanti), la temperatura del terreno - temperatura $\theta_g(x,t)$ - ad una certa profondità x e al tempo t può essere approssimata con la seguente equazione:

$$\theta_g(x,t) = \theta_{a,av} + \frac{\Delta\theta_a}{\sqrt{(1+1/Bi)^2 + (1/Bi)^2}} e^{-\beta x} \cos(\omega t - \beta x + \psi_a - \alpha) \quad (K.1)$$

dove

- x è la coordinata verticale dal piano di campagna presa positiva verso il basso, [m];
 - t è il tempo al quale si valuta la temperatura del terreno nel sottosuolo, [s];
 - $\theta_{a,av}$ è la temperatura media annuale dell'aria del sito considerato, [°C];
 - $\Delta\theta_a$ è l'ampiezza di oscillazione massima della temperatura dell'aria nell'arco dell'anno, [°C];
 - β è il fattore di smorzamento della propagazione termica nel mezzo, [m⁻¹];
 - ω è la frequenza angolare annuale, pari a $\omega = 2\pi/(365 \cdot 24 \cdot 3600) = 1.9924E - 07$, [rd/s];
 - ψ_a è la fase della variazione sinusoidale annuale della temperatura dell'aria esterna, [rd];
 - α è lo sfasamento introdotto dallo scambio termico convettivo superficiale, [rd];
- con

$$\theta_{a,av} = (\theta_{a,max} + \theta_{a,min})/2 \quad (K.2)$$

$$\Delta\theta_{a,av} = \theta_{a,max} - \theta_{a,min} \quad (K.3)$$

$$\beta = \sqrt{\omega/(2a)} \quad (K.4)$$

$$\psi_a = -\omega \cdot t_0 \quad (K.5)$$

$$Bi = \frac{h_{CR,e}}{\beta \cdot \lambda} \quad (K.6)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{1/Bi}{1+1/Bi}\right) \quad (K.7)$$

dove

- $\theta_{a,max}$ è la temperatura massima annuale dell'aria del sito considerato, [°C];
- $\theta_{a,min}$ è la temperatura minima annuale dell'aria del sito considerato, [°C];
- a è la diffusività termica del terreno considerato, [m²/s], calcolabile con la (K.8);
- t_0 è lo sfasamento temporale tra la temperatura minima e quella massima annuali, assunto pari a 182 giorni e quindi pari a 15.724.800 secondi, [s]

$h_{CR,e}$ è il coefficiente di scambio termico convettivo radiativo superficiale del terreno assunto pari a 25, [W/(m² K)];

λ è la conduttività termica del terreno, [W/m K];

Bi è il numero di Biot relativo allo scambio termico convettivo superficiale dato dalla (K.6), [-].

La diffusività termica di un mezzo omogeneo si calcola come:

$$a = \lambda / (\rho \cdot c) \quad (K.8)$$

dove

ρ è la massa volumica, [kg/m³];

c è la capacità termica specifica massica, [J/ (kg K)]

In assenza di dati specifici per le proprietà del sottosuolo si può fare ricorso al seguente prospetto.

Roccia	Massa volumica	Conduttività termica		Capacità termica volumetrica
	[kg/m ³]	[W/(m K)]		[MJ/(m ³ K)]
		Valor medio		
Rocce magmatiche				
Basalto	2,6-3,2	1,3-2,3	1,7	2,3-2,6
Diorite	2,9-3,0	2,0-2,9	2,5	2,9
Gabbro	2,8-3,1	1,7-2,9	2,0	2,6
Granito	2,4-3,0	2,1-4,1	3,2	2,1-3,0
Riolite	2,6	3,1-3,4	3,3	2,1
Rocce metamorfiche				
Gneiss	2,4-2,7	1,9-4,0	2,9	1,8-2,4
Marmo	2,5-2,8	2,1-3,1	2,5	2,0
Quarzite	2,5-2,7	5,0-6,0	5,5	2,1
Micascisti	2,4-2,7	1,5-3,1	2,2	2,2-2,4
Anfibolite	2,6-2,9	2,1-3,6	2,9	2,0-2,3
Rocce sedimentarie				
Arenaria	2,2-2,7	1,9-4,6	2,8	1,8-2,6
Calcare	2,4-2,7	2,0-3,9	2,7	2,1-2,4
Marna	2,3-2,6	1,8-2,9	2,3	2,2-2,3
Rocce argillose/limose	2,4-2,6	1,1-3,4	2,2	2,1-2,4
Materiale non consolidato				
Argilla/limo - secco	1,8-2,0	0,4-1,0	0,5	1,5-1,6
Argilla/limo - umida	2,0-2,2	1,1-3,1	1,8	2,0-2,8
Ghiaia secca	1,8-2,2	0,4-0,9	0,4	1,3-1,6
Ghiaia umida	1,9-2,3	1,6-2,5	1,8	2,2-2,6
Depositi morenici	1,8-2,3	1,1-2,9	2,4	1,5-2,5
Sabbia secca	1,8-2,2	0,3-0,9	0,4	1,3-1,6
Sabbia umida	1,9-2,3	2,0-3,0	2,4	2,2-2,8
Torba	0,5-1,1	0,2-0,7	0,4	0,5-3,8

Prospetto K.I – Proprietà termofisiche del sottosuolo

(Fonte: UNI TS 11466:2012)

In presenza di pompe di calore che utilizzano scambiatori fluido termovettore-terreno di tipo orizzontale (serpentine poste in trincea o adagiate sul terreno) la quota x che occorre prendere in considerazione è la distanza tra il piano di campagna e l'asse mediano delle serpentine, se disposte verticalmente in trincea, ovvero il piano di giacitura delle stesse, se disposte orizzontalmente; se vi fossero piani di giacitura orizzontali (serpentine sovrapposte), prassi sconsigliata, si prende il valore medio aritmetico il meno profondo e il più profondo.

In presenza di pompe di calore che utilizzano scambiatori fluido termovettore-terreno di tipo verticale, la quota x che occorre prendere in considerazione è la distanza media aritmetica tra la parte meno profonda della superficie di scambio e quella più profonda, a partire dal piano di campagna. Ad esempio la se superficie utile di scambio inizia a 1 m di profondità e lo scambiatore arriva fino a 11 m di profondità, la quota da considerare è $(11-1)/2+1 = 6$ m.

Rispetto alla variabile temporale t , considerando che si può assumere sufficientemente stabile nell'intervallo temporale mensile la temperatura del sottosuolo, si impiega il seguente prospetto di correlazione tra numero del mese e tempo t da impiegare nella formula (K.1).

Mese	N. Giorno	Tempo [s]
Gennaio	17	1.468.800
Febbraio	47	4.060.800
Marzo	75	6.480.000
Aprile	105	9.072.000
Maggio	135	11.664.000
Giugno	162	13.996.800
Luglio	198	17.107.200
Agosto	228	19.699.200
Settembre	258	22.291.200
Ottobre	288	24.883.200
Novembre	318	27.475.200
Dicembre	344	29.721.600

Prospetto K.II – Proprietà termofisiche del sottosuolo

Allegato 1

Dati Climatici

Comune	Alt. [m]	Ott. [°C]	Nov. [°C]	Dic. [°C]	Gen. [°C]	Feb. [°C]	Mar. [°C]	Apr. [°C]	Mag. [°C]	Giu. [°C]	Lug. [°C]	Ago. [°C]	Set. [°C]
Bergamo	290	12,8	7,2	3,3	2,7	5,0	8,4	11,4	16,5	21,6	22,5	21,7	17,7
Brescia	93	13,0	7,7	3,5	3,0	3,5	8,6	12,1	17,8	21,1	22,2	22,0	18,4
Como	322	11,3	7,0	3,6	-0,2	3,9	8,6	11,9	17,1	20,7	22,5	19,8	17,7
Cremona	96	12,9	6,0	3,2	1,8	3,1	7,6	12,3	17,4	21,8	22,6	21,6	17,6
Lecco	237	14,5	8,2	4,2	4,9	4,2	10,0	13,9	17,5	22,3	24,6	23,7	19,5
Lodi	60	14,3	6,6	1,7	1,6	4,7	9,6	12,8	18,6	22,6	24,3	22,8	18,0
Mantova	22	12,7	7,5	3,4	1,5	2,3	8,4	12,9	18,0	22,1	23,5	24,6	19,3
Milano	122	14,1	7,5	3,5	4,0	7,1	10,6	13,4	19,4	22,8	24,5	24,3	19,8
Monza e Brianza	142	13,8	9,3	2,8	2,9	4,8	8,0	13,1	18,0	22,9	24,9	23,9	19,1
Pavia	106	14,2	7,1	2,5	4,9	1,2	9,4	12,5	18,9	22,8	23,8	22,6	18,4
Sondrio	307	11,3	5,9	0,6	-0,6	3,0	7,7	11,5	17,2	20,5	22,1	21,0	15,5
Varese	193	12,9	7,3	3,3	1,9	5,3	8,4	12,5	16,5	20,1	22,9	21,9	18,7

Allegato 1 - Prospetto I – Valori medi mensili della temperatura media giornaliera dell'aria esterna, θ_e '
(Fonte: UNI 10349-1:2015)

Comune	Alt. [m]	Gen. [°C]	Feb. [°C]	Mar. [°C]	Apr. [°C]	Mag. [°C]	Giu. [°C]	Lug. [°C]	Ago. [°C]	Set. [°C]	Ott. [°C]	Nov. [°C]	Dic. [°C]
		$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$
Bergamo	290	6,6	9,0	10,0	9,0	9,7	10,0	10,9	9,7	10,8	6,9	6,7	6,1
Brescia	93	6,1	10,5	11,4	11,4	12,4	14,2	13,3	14,6	13,1	11,2	9,3	7,0
Como	322	8,0	11,7	11,7	12,5	12,6	14,9	13,8	13,1	13,6	11,8	7,2	8,6
Cremona	96	7,3	10,9	11,4	12,8	11,6	14,5	12,8	12,7	11,3	9,0	7,7	7,9
Lecco	237	6,8	7,0	9,4	9,5	8,8	10,1	10,9	11,1	8,3	6,6	6,3	6,5
Lodi	60	8,4	11,3	12,7	11,0	12,5	13,5	13,1	11,8	13,5	10,9	9,6	7,4
Mantova	22	6,8	9,7	11,5	11,8	11,8	14,0	12,8	14,4	11,4	8,2	8,0	7,1
Milano	122	6,6	6,4	8,1	7,6	8,4	8,5	8,6	8,5	8,3	5,8	3,7	4,8
Monza e Brianza	142	7,9	8,1	8,6	10,7	9,7	10,2	14,7	13,1	12,1	9,9	8,3	5,9
Pavia	106	7,5	12,5	13,1	10,6	11,6	13,9	12,0	12,8	13,8	11,1	9,8	8,7
Sondrio	307	9,8	13,3	13,0	12,6	14,5	13,3	15,0	14,5	12,5	12,3	11,2	9,5
Varese	193	6,0	9,1	8,7	9,9	10,3	9,1	10,5	9,7	8,5	8,2	5,9	5,6

Allegato 1 - Prospetto II – Valori medi mensili dell'escursione termica giornaliera, $\Delta\theta_e$ '
(Fonte: elaborazione Politecnico di Milano su dati orari anno tipo secondo UNI EN ISO 15927-4 predisposti dal CTI)

Località	Alt. m	Latitudine °		Longitudine °		Insolazione Annuale MJ/m ²	Media Giornaliera MJ/m ²
		o'	"	'	"		
Bergamo	290	45	43	9	41	4 564	12.5
Brescia	93	45	26	10	02	4 883	13.4
Como	322	45	43	9	5	4 729	13.0
Cremona	96	45	27	9	39	4 455	12.2
Lecco	237	45	50	9	21	4 610	12.6
Lodi	60	45	14	9	24	4 984	13.7
Mantova	22	44	58	10	46	4 888	13.4
Milano	122	45	28	9	13	4 740	13.0
Monza-B.	142	45	33	9	12	4 598	12.6
Pavia	106	45	14	8	41	4 798	13.1
Sondrio	307	46	10	9	52	4 501	12.3
Varese	193	45	49	8	37	4 906	13.4

(continua)

GENNAIO MJ/m ²		FEBBRAIO MJ/m ²		MARZO MJ/m ²		APRILE MJ/m ²		MAGGIO MJ/m ²		GIUGNO MJ/m ²		LUGLIO MJ/m ²		AGOSTO MJ/m ²		SETTEMB. MJ/m ²		OTTOBRE MJ/m ²		NOVEMB. MJ/m ²		DICEMBRE MJ/m ²	
H _d	H _b	H _d	H _b	H _d	H _b	H _d	H _b	H _d	H _b	H _d	H _b	H _d	H _b	H _d	H _b	H _d	H _b	H _d	H _b	H _d	H _b	H _d	H _b
2,2	2,7	2,9	5,4	4,4	7,8	6,3	8,4	9,3	8,6	10,2	10,3	9,2	12,4	7,7	11,2	5,4	9,3	3,4	4,4	2,4	2,3	1,6	2,0
2,0	1,4	3,3	4,4	5,1	6,9	6,5	8,8	8,2	12,2	9,2	15,4	9,1	14,7	7,7	13,6	5,7	9,0	4,2	4,2	2,6	2,6	1,8	1,6
2,2	1,9	3,1	5,5	4,9	7,1	5,9	10,1	7,6	11,6	9,5	13,2	8,8	13,7	7,1	10,8	5,6	8,6	3,7	7,0	2,1	1,8	1,9	1,5
2,1	2,1	2,9	4,6	4,3	8,2	5,9	8,8	7,8	10,4	7,8	14,6	8,4	12,7	7,5	10,4	5,7	7,7	3,4	3,2	2,1	2,2	1,4	2,0
2,0	2,4	2,8	3,9	3,7	8,8	5,9	8,8	8,6	9,0	8,9	12,3	8,0	15,4	7,2	13,3	4,7	9,1	3,6	4,7	2,1	2,5	1,5	1,9
2,1	2,9	3,2	4,6	4,7	8,6	6,6	9,5	9,5	11,1	9,6	14,1	9,0	15,1	7,5	12,2	5,7	9,8	4,1	3,8	2,5	3,5	1,9	1,9
2,1	2,5	3,5	4,4	4,8	7,4	6,8	9,5	8,6	11,0	9,5	14,6	9,2	13,5	7,9	13,1	6,1	8,9	3,8	3,9	2,9	2,3	1,7	2,4
2,2	2,7	3,2	4,2	5,0	6,8	6,5	9,5	8,3	10,7	9,8	13,1	8,8	14,5	7,5	11,6	5,8	9,4	3,6	4,4	2,1	2,2	1,9	1,7
2,0	1,9	3,1	3,6	5,1	5,8	7,1	8,3	8,2	11,5	9,9	10,1	8,5	15,5	7,9	13,0	5,5	8,3	3,9	3,8	2,4	2,4	1,8	1,1
2,1	1,6	3,4	4,6	5,0	8,3	6,4	8,1	8,8	11,9	10,2	13,5	9,5	13,8	8,2	11,3	6,3	7,8	4,0	4,1	2,7	2,3	1,8	1,7
2,0	2,7	3,0	5,7	4,6	7,9	6,3	9,1	8,6	9,2	9,3	11,6	8,9	11,1	7,3	10,0	5,6	7,4	3,7	4,9	2,2	3,1	1,3	2,3
1,9	2,7	2,9	5,0	4,3	7,5	5,8	11,0	7,5	13,0	8,5	12,8	8,4	16,2	7,5	12,3	5,3	9,5	3,7	6,1	2,3	3,0	1,6	2,1

Allegato 1 - Prospetto III- Irradiazione giornaliera media mensile diffusa (H_d) e diretta (H_b) incidente nelle province lombarde, [MJ/m²]

(Fonte: UNI 10349-1:2015)

Pressione parziale di vapore p _v [Pa]												
me	ott	nov	dic	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	ago	set
Bergamo	1374	959	644	666	689	862	1054	1376	2042	2208	2180	1438
Brescia	1203	971	769	708	675	833	1018	1357	1457	1902	1868	1646
Como	1112	962	719	536	535	718	940	1264	1737	1748	1677	1574
Cremona	1364	880	450	657	628	704	985	1548	1497	2003	1994	1611
Lecco	1335	922	687	645	624	636	1072	1134	1511	1701	1710	1477
Lodi	1372	817	650	568	756	818	1075	1228	1669	1997	2222	1398
Mantova	1351	1014	723	675	667	793	1096	1692	1697	2121	2307	1670
Milano	1323	822	633	682	766	810	1048	1523	1548	1775	1864	1265
Monza e Brianza	1411	1064	649	686	632	746	1001	1407	1904	1906	1640	1652
Pavia	1440	963	720	796	510	717	946	1649	1636	2125	2370	1812
Sondrio	1124	695	582	437	536	509	827	1066	1708	1559	1486	1361
Varese	1144	894	657	592	692	817	908	1249	1615	1459	1750	1597

Allegato 1 - Prospetto IV - Valori medi mensili della pressione parziale di vapore d'acqua nell'aria esterna

(Fonte: UNI 10349-1:2015)

Località	Alt. [m]	Gen m/s	Feb m/s	Mar m/s	Apr m/s	Mag m/s	Giu m/s	Lug m/s	Ago m/s	Set m/s	Ott m/s	Nov m/s	Dic m/s	Media annua [m/s]	Zona di vento	Direz. preval. vento
Bergamo	290	0,6	0,7	1,1	1,1	1,1	1,0	0,9	0,9	0,9	0,8	0,7	0,9	0,9	1	NE
Brescia	93	1,2	1,1	1,6	1,6	1,5	1,5	1,2	1,0	1,2	1,1	1,1	1,2	1,3	1	E
Como	322	0,6	1,1	1,4	1,3	1,4	1,3	1,0	1,0	1,0	0,8	0,8	0,8	1,0	1	S
Cremona	96	0,7	0,8	1,3	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,8	1,1	0,8	1	E
Lecco	237	1,7	1,3	2,2	1,5	1,3	1,9	1,7	1,8	1,8	1,4	1,2	1,2	1,6	1	S
Lodi	60	0,6	0,5	0,9	0,9	1,0	1,0	0,8	0,5	0,7	0,4	0,5	0,5	0,7	1	SW
Mantova	22	1,2	1,0	1,6	1,2	1,3	1,0	1,1	0,8	0,8	0,8	0,9	1,2	1,1	1	E
Milano	122	1,5	1,6	2,2	1,9	1,8	2,0	1,9	1,5	1,6	1,4	1,2	1,5	1,7	1	SW
Monza-B.	142	1,2	1,7	1,7	1,8	1,5	1,7	1,7	1,5	1,4	1,2	1,1	1,4	1,5	1	ND
Pavia	106	1,5	2,2	2,3	2,4	2,1	2,1	1,6	1,6	1,7	1,2	1,7	1,2	1,8	1	S
Sondrio	307	0,6	0,9	1,3	1,4	1,6	1,5	1,5	1,4	1,0	0,7	0,6	0,3	1,1	1	E
Varese	193	0,9	0,7	1,2	1,0	1,2	0,8	0,8	0,8	0,7	0,7	0,8	1,0	0,9	1	E

Allegato 1 - Prospetto V – Valori medi giornalieri medi mensili e annuali della velocità del vento
 (Fonte: UNI 10349-1:2015)

Località	Alt. [m]	Temperatura di progetto θ_e [°C]	Temperatura media annua $\theta_{e,av}$ [°C]
Bergamo	290	-5	12,6
Brescia	93	-7	12,8
Como	322	-5	12,0
Cremona	96	-5	12,4
Lecco	237	-5	14,0
Lodi	60	-5	13,2
Mantova	22	-5	13,1
Milano	122	-5	14,3
Monza-B.	142	-5	13,7
Pavia	106	-5	13,3
Sondrio	307	-10	11,4
Varese	193	-5	12,7

Allegato 1 - Prospetto VI – Valori di progetto per il riscaldamento, θ_e , e valore medio annuale della temperatura esterna
 (Fonte: UNI10349-2:2015)

NOTE al prospetto:

- La temperatura convenzionale di progetto dell'aria esterna è quella prevista dalla UNI 5364;
- la temperatura esterna media annuale è la media aritmetica delle temperature medie mensili fornite dalla UNI 10349-1;
- i dati relativi agli altri comuni vanno ricavati con i criteri previsti nel paragrafo § 3.3.5.1 per la determinazione della temperatura dell'aria esterna media giornaliera media mensile.

Le tabelle seguenti su frequenza in ore di permanenza di una data temperatura dell'aria sono state ricavate dal Politecnico di Milano su dati orari anno tipo secondo UNI EN ISO 15927-4 predisposti dal CTI, stessa base dati delle UNI 10349:2015.

θ _e [°C]	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dice.	TOTALE
40													
39													
38													
37													
36													
35													
34													
33	0	0	0	0	0	3	4	0	0	0	0	0	7
32	0	0	0	0	0	13	8	0	0	0	0	0	21
31	0	0	0	0	0	28	13	0	0	0	0	0	41
30	0	0	0	0	0	29	16	5	0	0	0	0	50
29	0	0	0	0	0	18	27	8	0	0	0	0	53
28	0	0	0	0	0	14	32	21	5	0	0	0	72
27	0	0	0	0	2	26	44	59	19	0	0	0	150
26	0	0	0	0	6	39	57	51	18	0	0	0	171
25	0	0	0	0	13	39	57	54	23	0	0	0	186
24	0	0	1	0	20	46	50	47	24	0	0	0	188
23	0	0	2	4	23	48	55	51	37	0	0	0	220
22	0	0	0	4	37	52	59	50	26	1	0	0	229
21	0	0	1	11	49	42	63	65	31	12	0	0	274
20	0	0	2	12	58	43	59	92	43	15	0	0	324
19	0	0	5	19	57	34	45	75	52	20	0	0	307
18	0	0	2	28	44	64	44	69	57	33	0	0	341
17	0	0	6	27	45	51	38	58	53	43	0	0	321
16	0	2	12	31	58	41	26	19	80	58	3	0	330
15	0	4	27	35	67	36	19	11	75	54	9	0	337
14	0	4	33	47	66	18	13	7	53	72	19	0	332
13	0	19	36	45	52	16	12	1	40	97	20	0	338
12	0	18	44	60	54	9	3	1	48	90	28	1	356
11	4	27	44	61	33	11	0	0	24	54	26	3	287
10	5	33	58	65	24	0	0	0	8	51	44	15	303
9	21	33	63	67	17	0	0	0	4	41	77	18	341
8	13	60	52	59	13	0	0	0	0	20	125	45	387
7	31	45	72	51	5	0	0	0	0	19	87	45	355
6	38	52	91	46	1	0	0	0	0	43	67	45	383
5	60	45	73	14	0	0	0	0	0	19	46	70	327
4	120	52	53	20	0	0	0	0	0	2	49	104	400
3	107	56	35	6	0	0	0	0	0	0	34	96	334
2	92	54	20	6	0	0	0	0	0	0	61	86	319
1	91	61	10	2	0	0	0	0	0	0	20	59	243
0	55	51	2	0	0	0	0	0	0	0	4	48	160
-1	48	31	0	0	0	0	0	0	0	0	1	68	148
-2	20	18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	53
-3	24	7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	14	45
-4	14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	21
-5	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	6
-6													
-7													
-8													
-9													
-10													
-11													
-12													
-13													
-14													
-15													

Allegato 1 - Prospetto VII – BERGAMO: frequenza in ore di permanenza di una data temperatura dell'aria

Serie Ordinaria n. 12 - Lunedì 20 marzo 2017

θ _e [°C]	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dice.	TOTALE
40													
39													
38													
37													
36													
35													
34	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0	0	0	3
33	0	0	0	0	0	4	0	0	0	0	0	0	4
32	0	0	0	0	0	23	3	1	0	0	0	0	27
31	0	0	0	0	6	22	10	18	1	0	0	0	57
30	0	0	0	0	10	26	36	38	10	0	0	0	120
29	0	0	0	0	13	27	44	48	12	0	0	0	144
28	0	0	0	0	11	36	44	58	8	0	0	0	157
27	0	0	0	0	23	25	55	46	9	0	0	0	158
26	0	0	0	0	23	26	45	42	30	0	0	0	166
25	0	0	0	0	26	29	42	36	35	0	0	0	168
24	0	0	0	6	33	25	37	31	44	0	0	0	176
23	0	0	0	9	24	43	35	20	38	15	0	0	184
22	0	0	0	16	30	43	37	22	29	19	6	0	202
21	0	0	0	13	41	43	39	43	33	15	9	0	236
20	0	0	4	16	38	45	54	53	32	19	3	0	264
19	0	0	12	34	31	53	47	46	32	31	8	0	294
18	0	0	10	27	37	39	69	52	31	36	13	0	314
17	0	0	22	22	46	37	52	49	41	32	13	0	314
16	0	0	18	27	43	37	28	43	61	25	19	0	301
15	0	0	21	36	53	31	28	39	82	29	20	0	339
14	0	5	27	40	46	22	20	22	66	62	38	0	348
13	0	3	38	55	53	13	13	23	61	84	26	2	371
12	2	12	47	52	58	18	4	10	26	78	31	6	344
11	5	17	54	71	50	11	2	4	13	80	35	19	361
10	8	19	46	64	32	15	0	0	20	63	30	15	312
9	21	33	52	51	15	13	0	0	3	49	26	42	305
8	23	34	50	61	2	3	0	0	3	40	54	56	326
7	36	31	48	35	0	4	0	0	0	27	50	76	307
6	41	53	70	22	0	4	0	0	0	23	66	64	343
5	69	55	82	18	0	0	0	0	0	5	84	52	365
4	96	64	45	18	0	0	0	0	0	4	30	49	306
3	104	51	34	16	0	0	0	0	0	3	17	32	257
2	89	50	25	11	0	0	0	0	0	5	29	56	265
1	92	61	23	0	0	0	0	0	0	0	23	64	263
0	72	53	11	0	0	0	0	0	0	0	36	41	213
-1	56	54	4	0	0	0	0	0	0	0	36	64	214
-2	20	35	1	0	0	0	0	0	0	0	10	64	130
-3	1	23	0	0	0	0	0	0	0	0	2	36	62
-4	1	10	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	21
-5	7	5	0	0	0	0	0	0	0	0	2	0	14
-6	1	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5
-7													
-8													
-9													
-10													
-11													
-12													
-13													
-14													
-15													

Allegato 1 - Prospetto VIII – BRESCIA: frequenza in ore di permanenza di una data temperatura dell'aria

θ _e [°C]	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dice.	TOTALE
40													
39													
38													
37													
36													
35													
34	0	0	0	0	0	1	3	0	0	0	0	0	4
33	0	0	0	0	0	5	1	0	0	0	0	0	6
32	0	0	0	0	0	6	12	0	0	0	0	0	18
31	0	0	0	0	5	12	20	1	4	0	0	0	42
30	0	0	0	0	7	29	49	16	2	0	0	0	103
29	0	0	0	0	16	21	36	24	12	0	0	0	109
28	0	0	0	0	13	31	42	29	10	0	0	0	125
27	0	0	0	0	17	40	34	38	18	0	0	0	147
26	0	0	0	0	15	33	44	31	25	0	0	0	148
25	0	0	0	0	19	35	40	33	21	2	0	0	150
24	0	0	0	1	29	30	38	29	25	9	0	0	161
23	0	0	0	14	24	36	41	33	38	7	0	0	193
22	0	0	0	15	27	39	40	28	34	12	0	0	195
21	0	0	0	22	42	33	46	41	33	10	0	0	227
20	0	0	8	23	27	30	57	39	30	19	0	0	233
19	0	0	15	24	40	39	42	54	48	22	1	0	285
18	0	0	16	30	31	47	46	66	29	30	3	0	298
17	0	0	12	21	37	50	43	53	51	38	5	0	310
16	0	2	23	34	44	45	26	44	79	27	7	0	331
15	0	4	19	32	54	44	34	48	54	30	7	0	326
14	0	8	25	49	48	42	27	53	50	38	8	1	349
13	0	9	35	47	61	29	12	54	36	33	11	5	332
12	0	22	33	44	49	25	4	22	30	49	10	11	299
11	0	30	38	40	62	10	3	8	21	52	28	9	301
10	2	30	47	49	37	8	4	0	23	55	60	24	339
9	4	33	58	71	24	0	0	0	9	82	79	51	411
8	18	32	66	59	15	0	0	0	11	56	66	55	378
7	20	23	56	33	1	0	0	0	14	46	75	74	342
6	16	30	90	44	0	0	0	0	8	41	117	91	437
5	18	46	64	22	0	0	0	0	5	24	72	42	293
4	23	63	45	14	0	0	0	0	10	67	46	46	268
3	29	70	38	13	0	0	0	0	13	47	30	30	240
2	44	48	27	7	0	0	0	0	0	8	37	27	198
1	101	36	17	7	0	0	0	0	0	9	7	39	216
0	113	57	8	5	0	0	0	0	0	11	3	58	255
-1	88	38	3	0	0	0	0	0	0	7	7	51	194
-2	95	34	1	0	0	0	0	0	0	4	3	60	197
-3	53	28	0	0	0	0	0	0	0	0	0	43	124
-4	45	17	0	0	0	0	0	0	0	0	0	14	76
-5	22	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	31
-6	16	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6	26
-7	14	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	18
-8	22	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	24
-9	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
-10													
-11													
-12													
-13													
-14													
-15													

Allegato 1 - Prospetto IX- COMO: frequenza in ore di permanenza di una data temperatura dell'aria

Serie Ordinaria n. 12 - Lunedì 20 marzo 2017

θ _e [°C]	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dice.	TOTALE
40													
39													
38													
37													
36													
35	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1
34	0	0	0	0	0	7	0	0	0	0	0	0	7
33	0	0	0	0	0	14	6	0	0	0	0	0	20
32	0	0	0	0	0	24	11	1	0	0	0	0	36
31	0	0	0	0	0	17	25	18	0	0	0	0	60
30	0	0	0	0	0	28	33	36	2	0	0	0	99
29	0	0	0	0	3	25	43	41	5	0	0	0	117
28	0	0	0	0	15	26	43	34	6	0	0	0	124
27	0	0	0	0	8	28	42	38	15	0	0	0	131
26	0	0	0	0	28	35	49	40	25	0	0	0	177
25	0	0	0	8	29	35	22	25	27	0	0	0	146
24	0	0	0	9	33	40	27	26	28	0	0	0	163
23	0	0	1	8	31	47	35	34	29	0	0	0	185
22	0	0	2	20	29	43	36	28	21	4	0	0	183
21	0	0	1	19	21	38	46	35	34	10	0	0	204
20	0	0	2	26	26	54	63	49	34	19	0	0	273
19	0	0	2	23	42	38	64	56	50	30	0	0	305
18	0	0	5	17	40	38	82	105	61	32	0	0	380
17	0	0	22	24	52	41	73	88	74	23	0	0	397
16	0	0	17	34	72	33	20	41	65	29	2	0	313
15	0	0	18	30	70	24	11	28	50	44	9	3	287
14	1	0	20	45	63	20	10	12	40	74	21	0	306
13	3	4	31	48	72	15	3	6	36	118	27	12	375
12	4	8	28	70	45	10	0	3	37	107	43	16	371
11	5	22	39	61	21	10	0	0	33	104	40	29	364
10	11	28	51	53	23	10	0	0	16	41	36	28	297
9	6	26	51	56	15	9	0	0	6	32	99	26	326
8	10	37	63	56	4	5	0	0	6	28	74	24	307
7	13	29	68	27	2	5	0	0	10	24	36	49	263
6	19	40	61	19	0	0	0	0	6	21	35	26	227
5	36	43	55	17	0	0	0	0	4	4	23	41	223
4	71	60	44	15	0	0	0	0	0	0	36	46	272
3	97	68	51	13	0	0	0	0	0	0	33	99	361
2	93	60	41	7	0	0	0	0	0	0	29	87	317
1	97	45	28	14	0	0	0	0	0	0	40	75	299
0	97	43	16	1	0	0	0	0	0	0	31	44	232
-1	78	44	14	0	0	0	0	0	0	0	50	32	218
-2	44	43	9	0	0	0	0	0	0	0	21	17	134
-3	41	28	3	0	0	0	0	0	0	0	18	33	123
-4	9	25	1	0	0	0	0	0	0	0	17	25	77
-5	5	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	22
-6	4	6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	17
-7	0	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8	11
-8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	10
-9													
-10													
-11													
-12													
-13													
-14													
-15													

Allegato 1 - Prospetto X – CREMONA: frequenza in ore di permanenza di una data temperatura dell'aria

θ _e [°C]	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dice.	TOTALE
40													
39													
38													
37													
36													
35	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1
34	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0	0	0	4
33	0	0	0	0	0	1	9	1	0	0	0	0	11
32	0	0	0	0	0	5	15	17	0	0	0	0	37
31	0	0	0	0	0	17	27	23	0	0	0	0	67
30	0	0	0	0	2	19	43	35	3	0	0	0	102
29	0	0	0	0	1	30	39	48	16	0	0	0	134
28	0	0	0	0	2	15	48	29	11	0	0	0	105
27	0	0	0	0	4	37	61	47	10	0	0	0	159
26	0	0	0	0	7	59	51	37	7	0	0	0	161
25	0	0	0	0	12	56	65	39	21	0	0	0	193
24	0	0	0	14	19	45	76	57	29	1	0	0	241
23	1	0	0	15	27	49	55	72	30	12	0	0	261
22	4	0	1	14	39	59	69	66	44	20	0	0	316
21	4	0	7	19	61	69	58	85	63	11	0	0	377
20	8	0	6	30	62	54	49	89	102	31	1	0	432
19	6	0	3	23	51	59	42	56	94	38	0	1	373
18	5	0	21	27	62	47	17	23	75	54	3	0	334
17	3	0	14	30	58	33	5	15	63	68	3	2	294
16	5	0	27	41	82	18	6	5	51	79	13	1	328
15	7	1	33	34	79	12	4	0	51	80	12	4	317
14	5	3	35	54	47	10	0	0	41	77	19	5	296
13	9	8	46	60	53	11	0	0	8	78	44	5	322
12	6	12	54	94	39	14	0	0	0	64	54	12	349
11	5	11	63	118	21	1	0	0	1	22	86	10	338
10	5	20	57	91	14	0	0	0	0	16	88	11	302
9	17	19	64	31	2	0	0	0	0	15	72	13	233
8	22	33	81	18	0	0	0	0	0	18	44	25	241
7	26	46	76	7	0	0	0	0	0	23	61	70	309
6	52	81	68	0	0	0	0	0	0	12	39	65	317
5	102	53	43	0	0	0	0	0	0	6	34	80	318
4	111	78	21	0	0	0	0	0	0	10	27	100	347
3	149	77	8	0	0	0	0	0	0	9	24	93	360
2	89	65	5	0	0	0	0	0	0	0	19	84	262
1	57	66	5	0	0	0	0	0	0	0	35	64	227
0	31	58	4	0	0	0	0	0	0	0	29	55	177
-1	13	28	2	0	0	0	0	0	0	0	13	19	75
-2	2	13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8	23
-3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	15
-4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2
-5													
-6													
-7													
-8													
-9													
-10													
-11													
-12													
-13													
-14													
-15													

Allegato 1 - Prospetto XI – LECCO: frequenza in ore di permanenza di una data temperatura dell'aria

Serie Ordinaria n. 12 - Lunedì 20 marzo 2017

θ _e [°C]	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dice.	TOTALE
40													
39													
38													
37													
36													
35	0	0	0	0	0	2	1	0	0	0	0	0	3
34	0	0	0	0	0	8	2	1	0	0	0	0	11
33	0	0	0	0	0	12	7	7	0	0	0	0	26
32	0	0	0	0	1	24	26	23	0	0	0	0	74
31	0	0	0	0	2	20	48	30	0	0	0	0	100
30	0	0	0	0	3	17	51	25	1	0	0	0	97
29	0	0	0	0	12	34	57	30	10	0	0	0	143
28	0	0	0	0	11	37	53	43	29	0	0	0	173
27	0	0	0	3	18	35	33	29	33	0	0	0	151
26	0	0	0	2	33	33	38	32	23	0	0	0	161
25	0	0	3	3	36	37	41	28	24	9	0	0	181
24	0	0	1	6	40	46	32	33	34	12	0	0	204
23	0	0	0	12	41	38	44	44	27	11	0	0	217
22	0	0	6	12	35	43	60	48	30	22	0	0	256
21	0	0	8	18	31	38	55	69	22	24	0	0	265
20	0	0	11	25	38	56	66	80	30	27	0	0	333
19	0	0	20	19	50	39	42	81	44	33	1	0	329
18	3	0	10	46	58	52	24	60	57	30	6	0	346
17	0	1	25	26	47	50	22	41	31	31	8	0	282
16	0	1	27	27	51	48	18	18	55	35	14	1	295
15	2	6	29	42	60	35	14	22	48	92	18	0	368
14	3	11	31	34	52	16	5	0	33	83	16	2	286
13	4	20	33	56	38	0	5	0	46	63	15	0	280
12	1	21	34	53	34	0	0	0	48	65	11	4	271
11	5	24	46	64	28	0	0	0	35	53	17	4	276
10	10	35	44	56	10	0	0	0	30	53	40	9	287
9	9	25	71	64	4	0	0	0	27	54	50	16	320
8	10	44	61	59	10	0	0	0	3	15	74	17	293
7	29	42	75	45	1	0	0	0	0	8	85	25	310
6	29	47	49	20	0	0	0	0	0	10	58	40	253
5	43	72	43	11	0	0	0	0	0	8	86	38	301
4	40	46	42	15	0	0	0	0	0	4	91	51	289
3	60	45	23	2	0	0	0	0	0	2	39	64	235
2	67	44	22	0	0	0	0	0	0	0	23	108	264
1	107	38	7	0	0	0	0	0	0	0	9	84	245
0	93	44	10	0	0	0	0	0	0	0	13	60	220
-1	104	31	7	0	0	0	0	0	0	0	15	46	203
-2	44	40	6	0	0	0	0	0	0	0	15	51	156
-3	23	26	0	0	0	0	0	0	0	0	13	57	119
-4	19	7	0	0	0	0	0	0	0	0	3	57	86
-5	23	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	35
-6	13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	13
-7	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3
-8													
-9													
-10													
-11													
-12													
-13													
-14													
-15													

Allegato 1 - Prospetto XII – LODI: frequenza in ore di permanenza di una data temperatura dell'aria

θ _e [°C]	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dice.	TOTALE
40													
39													
38													
37													
36	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0	0	0	3
35	0	0	0	0	0	2	0	6	0	0	0	0	8
34	0	0	0	0	0	3	4	23	0	0	0	0	30
33	0	0	0	0	0	9	4	35	1	0	0	0	49
32	0	0	0	0	0	14	31	41	3	0	0	0	89
31	0	0	0	0	0	23	31	51	5	0	0	0	110
30	0	0	0	0	2	27	45	24	4	0	0	0	102
29	0	0	0	0	7	29	40	44	11	0	0	0	131
28	0	0	0	0	13	32	47	26	12	0	0	0	130
27	0	0	0	3	21	32	41	33	21	0	0	0	151
26	0	0	1	2	23	38	39	34	24	0	0	0	161
25	0	0	3	11	29	34	24	35	26	0	0	0	162
24	0	0	1	5	29	39	41	43	38	1	0	0	197
23	0	0	1	13	29	39	39	32	41	3	0	0	197
22	0	0	1	13	27	42	36	43	46	12	0	0	220
21	0	0	1	15	25	43	59	61	44	16	0	0	264
20	0	0	5	27	46	41	56	61	42	18	3	0	299
19	0	0	11	30	42	30	76	57	51	17	6	0	320
18	0	0	11	31	50	50	52	40	51	27	8	0	320
17	0	0	16	28	56	56	54	19	57	29	11	0	326
16	0	0	16	27	73	56	13	11	54	34	43	0	327
15	0	0	16	34	98	29	9	7	69	53	26	1	342
14	0	0	28	48	48	28	3	7	51	62	24	7	306
13	0	0	38	35	50	13	0	8	36	90	26	12	308
12	1	3	33	45	33	6	0	3	20	113	32	19	308
11	4	17	46	61	22	2	0	0	11	67	24	41	295
10	5	26	43	76	5	0	0	0	2	49	30	18	254
9	9	13	46	67	4	0	0	0	0	44	38	23	244
8	8	20	71	56	7	0	0	0	0	30	63	18	273
7	10	20	69	63	4	0	0	0	0	31	53	30	280
6	19	23	65	4	1	0	0	0	0	35	46	46	239
5	73	61	54	8	0	0	0	0	0	10	61	47	314
4	75	53	51	6	0	0	0	0	0	3	65	49	302
3	83	56	41	6	0	0	0	0	0	0	38	78	302
2	59	76	27	5	0	0	0	0	0	0	26	87	280
1	84	63	24	1	0	0	0	0	0	0	31	95	298
0	115	69	13	0	0	0	0	0	0	0	27	48	272
-1	85	58	6	0	0	0	0	0	0	0	25	23	197
-2	33	47	6	0	0	0	0	0	0	0	9	31	126
-3	25	33	0	0	0	0	0	0	0	0	4	26	88
-4	29	20	0	0	0	0	0	0	0	0	1	15	65
-5	17	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11	33
-6	3	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6	14
-7	6	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	15
-8	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	5
-9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	4
-10													
-11													
-12													
-13													
-14													
-15													

Allegato 1 - Prospetto XIII – MANTOVA: frequenza in ore di permanenza di una data temperatura dell'aria

Serie Ordinaria n. 12 - Lunedì 20 marzo 2017

θ _e [°C]	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dice.	TOTALE
40													
39													
38													
37													
36													
35													
34	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	2
33	0	0	0	0	0	3	0	9	0	0	0	0	12
32	0	0	0	0	4	6	0	11	0	0	0	0	21
31	0	0	0	0	7	10	21	33	0	0	0	0	71
30	0	0	0	0	3	22	40	34	0	0	0	0	99
29	0	0	0	0	13	25	50	51	7	0	0	0	146
28	0	0	0	0	12	32	54	48	10	0	0	0	156
27	0	0	0	0	13	35	51	57	20	0	0	0	176
26	0	0	0	0	13	62	63	51	20	0	0	0	209
25	0	0	0	5	25	46	70	56	28	0	0	0	230
24	0	0	0	2	34	68	75	65	33	0	0	0	277
23	0	0	1	7	47	61	78	67	47	3	0	0	311
22	0	0	2	8	42	47	83	60	41	7	0	0	290
21	0	0	0	15	59	77	71	44	60	23	0	0	349
20	0	0	5	20	55	55	46	40	73	25	0	0	319
19	0	2	9	36	66	63	26	48	84	25	0	0	359
18	0	2	16	40	55	36	16	18	88	41	0	0	312
17	1	5	19	47	65	46	0	14	66	48	0	0	311
16	1	0	19	50	79	22	0	18	73	85	3	0	350
15	1	6	31	47	64	3	0	14	41	80	11	0	298
14	5	18	40	53	52	1	0	4	27	74	17	0	291
13	4	20	49	63	27	0	0	0	2	97	33	0	295
12	8	31	64	73	9	0	0	0	0	87	107	0	379
11	14	32	81	62	0	0	0	0	0	31	40	3	263
10	14	46	97	53	0	0	0	0	0	35	59	12	316
9	21	47	78	56	0	0	0	0	0	19	74	21	316
8	28	69	73	27	0	0	0	0	0	22	60	24	303
7	36	98	80	24	0	0	0	0	0	21	48	30	337
6	40	76	56	17	0	0	0	0	0	21	28	52	290
5	72	52	19	15	0	0	0	0	0	0	31	82	271
4	120	46	5	0	0	0	0	0	0	0	37	105	313
3	123	45	0	0	0	0	0	0	0	0	38	143	349
2	96	43	0	0	0	0	0	0	0	0	38	111	288
1	92	25	0	0	0	0	0	0	0	0	46	77	240
0	44	9	0	0	0	0	0	0	0	0	46	56	155
-1	23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	26	53
-2	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	3
-3													
-4													
-5													
-6													
-7													
-8													
-9													
-10													
-11													
-12													
-13													
-14													
-15													

Allegato 1 - Prospetto XIV – MILANO: frequenza in ore di permanenza di una data temperatura dell'aria

θ _e [°C]	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dice.	TOTALE
40													
39													
38													
37													
36													
35	0	0	0	0	0	0	5	6	0	0	0	0	11
34	0	0	0	0	0	3	10	16	0	0	0	0	29
33	0	0	0	0	0	14	29	12	0	0	0	0	55
32	0	0	0	0	0	9	45	21	0	0	0	0	75
31	0	0	0	0	0	32	56	18	1	0	0	0	107
30	0	0	0	0	0	29	46	29	19	0	0	0	123
29	0	0	0	0	0	20	44	35	13	0	0	0	112
28	0	0	0	0	0	31	48	50	11	0	0	0	140
27	0	0	0	0	2	49	32	50	9	0	0	0	142
26	0	0	0	0	11	41	34	50	18	0	0	0	154
25	0	0	0	3	18	49	37	50	28	1	0	0	186
24	0	0	0	11	29	46	38	42	28	7	0	0	201
23	0	0	0	13	45	49	45	45	35	20	0	0	252
22	0	0	1	22	43	38	42	64	43	27	0	0	280
21	0	0	8	19	55	43	30	58	42	28	0	0	283
20	0	0	5	19	53	63	58	54	31	24	0	0	307
19	0	0	3	29	65	60	49	38	68	28	0	0	340
18	0	0	8	36	68	38	36	31	87	28	6	0	338
17	0	0	11	34	60	25	25	20	72	32	6	0	285
16	0	1	16	37	74	22	14	17	65	55	16	0	317
15	2	3	24	41	82	18	7	19	27	58	19	0	300
14	0	9	22	47	57	23	6	13	41	78	25	0	321
13	1	12	35	57	26	17	4	4	31	82	36	1	306
12	3	16	44	54	25	1	2	2	24	64	56	7	298
11	4	18	37	48	15	0	2	0	13	32	90	12	271
10	8	33	52	53	7	0	0	0	7	34	140	19	353
9	8	30	51	59	5	0	0	0	2	42	79	19	295
8	17	42	51	53	4	0	0	0	4	29	44	30	274
7	23	28	59	34	0	0	0	0	1	18	46	37	246
6	53	47	68	24	0	0	0	0	0	20	42	72	326
5	90	72	62	9	0	0	0	0	0	17	37	47	334
4	116	67	49	6	0	0	0	0	0	3	30	73	344
3	87	59	50	5	0	0	0	0	0	6	22	101	330
2	108	97	34	3	0	0	0	0	0	3	20	78	343
1	81	59	20	4	0	0	0	0	0	2	6	38	210
0	45	59	16	0	0	0	0	0	0	6	0	42	168
-1	36	7	14	0	0	0	0	0	0	0	0	34	91
-2	33	11	4	0	0	0	0	0	0	0	0	43	91
-3	15	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	24	41
-4	6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	29	35
-5	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	27	31
-6	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6	10
-7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
-8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2
-9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2
-10													
-11													
-12													
-13													
-14													
-15													

Allegato 1 - Prospetto XV – MONZA-BRIANZA: frequenza in ore di permanenza di una data temperatura dell'aria

Serie Ordinaria n. 12 - Lunedì 20 marzo 2017

θ _e [°C]	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dice.	TOTALE
40													
39													
38													
37													
36													
35													
34	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0	0	0	3
33	0	0	0	0	0	20	3	2	0	0	0	0	25
32	0	0	0	0	0	23	16	11	0	0	0	0	50
31	0	0	0	0	3	25	26	8	7	0	0	0	69
30	0	0	0	0	17	27	42	24	6	0	0	0	116
29	0	0	0	0	16	27	42	35	10	0	0	0	130
28	0	0	0	0	16	37	55	62	18	0	0	0	188
27	0	0	0	0	14	37	39	62	19	0	0	0	171
26	0	0	0	0	21	37	57	42	25	0	0	0	182
25	0	0	0	3	29	46	48	32	32	2	0	0	192
24	0	0	2	6	35	37	50	32	32	5	0	0	199
23	0	0	1	5	45	42	43	41	31	24	0	0	232
22	0	0	4	11	34	51	51	40	38	27	1	0	257
21	1	0	8	17	43	47	66	68	24	26	5	0	305
20	1	0	11	19	50	48	75	73	27	28	5	0	337
19	1	0	13	22	45	37	52	63	51	33	4	0	321
18	0	0	26	31	47	45	22	41	64	47	3	0	326
17	2	0	21	29	47	35	27	37	70	37	10	0	315
16	1	3	24	41	67	34	17	25	58	29	18	0	317
15	2	4	26	44	50	21	8	16	47	45	31	0	294
14	5	2	30	45	44	11	5	8	28	79	41	2	300
13	6	8	40	40	30	8	0	10	26	52	36	3	259
12	5	3	28	44	45	8	0	10	26	74	22	7	272
11	11	11	47	83	31	9	0	2	18	73	27	10	322
10	16	11	40	77	10	5	0	0	12	50	28	7	256
9	27	23	66	76	5	0	0	0	13	44	28	16	298
8	59	12	58	47	0	0	0	0	15	38	29	29	287
7	99	22	67	26	0	0	0	0	9	23	53	55	354
6	120	34	51	19	0	0	0	0	10	8	58	61	361
5	85	29	62	13	0	0	0	0	4	0	85	66	344
4	62	28	38	13	0	0	0	0	0	0	50	65	256
3	45	29	27	7	0	0	0	0	0	0	40	56	204
2	53	33	14	2	0	0	0	0	0	0	32	56	190
1	49	79	7	0	0	0	0	0	0	0	22	49	206
0	37	82	16	0	0	0	0	0	0	0	33	90	258
-1	28	56	7	0	0	0	0	0	0	0	18	26	135
-2	17	50	6	0	0	0	0	0	0	0	19	38	130
-3	12	41	4	0	0	0	0	0	0	0	12	51	120
-4	0	19	0	0	0	0	0	0	0	0	9	27	55
-5	0	38	0	0	0	0	0	0	0	0	1	12	51
-6	0	32	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11	43
-7	0	19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	26
-8	0	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
-9													
-10													
-11													
-12													
-13													
-14													
-15													

Allegato 1 - Prospetto XVI – PAVIA: frequenza in ore di permanenza di una data temperatura dell'aria

θ _e [°C]	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dice.	TOTALE
40													
39													
38													
37													
36	0	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0	0	3
35	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0	0	0	4
34	0	0	0	0	2	0	4	0	0	0	0	0	6
33	0	0	0	0	0	5	13	0	0	0	0	0	18
32	0	0	0	0	2	7	18	12	0	0	0	0	39
31	0	0	0	0	5	18	21	23	0	0	0	0	67
30	0	0	0	0	11	20	34	26	0	0	0	0	91
29	0	0	0	0	14	22	36	34	0	0	0	0	106
28	0	0	0	0	21	16	35	29	2	0	0	0	103
27	0	0	0	0	16	41	35	29	1	0	0	0	122
26	0	0	0	0	21	32	31	22	11	0	0	0	117
25	0	0	2	0	24	38	32	41	20	0	0	0	157
24	0	0	0	4	21	41	31	32	23	0	0	0	152
23	0	0	2	7	31	27	31	35	30	7	0	0	170
22	0	0	0	7	22	34	40	37	20	13	0	0	173
21	0	0	1	13	34	33	31	41	40	16	0	0	209
20	0	0	6	13	37	44	48	38	34	19	1	0	240
19	0	0	9	25	34	49	56	59	29	14	2	0	277
18	0	0	17	30	20	49	61	45	33	28	1	0	284
17	0	0	19	38	35	42	57	68	44	23	5	0	331
16	0	0	17	29	43	50	36	61	41	26	7	0	310
15	0	10	21	49	55	30	24	41	77	33	12	0	352
14	0	8	26	36	49	35	22	19	66	22	11	0	294
13	0	12	24	38	45	24	19	17	51	43	17	0	290
12	0	25	38	48	49	32	10	18	43	57	22	0	342
11	0	20	31	62	49	13	4	7	26	96	32	0	340
10	1	20	36	48	33	11	4	9	30	84	35	4	315
9	4	25	53	44	24	4	4	1	22	53	56	19	309
8	5	21	65	47	31	3	0	0	21	49	64	25	331
7	21	27	43	43	8	0	0	0	20	55	60	40	317
6	21	30	55	43	4	0	0	0	7	31	51	47	289
5	19	31	58	40	3	0	0	0	5	31	67	38	292
4	24	44	60	32	1	0	0	0	11	12	49	48	281
3	35	39	43	9	0	0	0	0	8	19	55	59	267
2	52	63	23	13	0	0	0	0	5	8	41	39	244
1	73	56	24	2	0	0	0	0	0	4	42	46	247
0	104	53	27	0	0	0	0	0	0	1	39	36	260
-1	100	45	12	0	0	0	0	0	0	18	35	210	
-2	66	35	13	0	0	0	0	0	0	12	53	179	
-3	54	35	11	0	0	0	0	0	0	11	85	196	
-4	53	51	5	0	0	0	0	0	0	8	49	166	
-5	44	19	3	0	0	0	0	0	0	2	56	124	
-6	33	3	0	0	0	0	0	0	0	0	49	85	
-7	23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	13	36	
-8	12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	15	
-9													
-10													
-11													
-12													
-13													
-14													
-15													

Allegato 1 - Prospetto XVII – SONDRIO: frequenza in ore di permanenza di una data temperatura dell'aria

Serie Ordinaria n. 12 - Lunedì 20 marzo 2017

θ _e [°C]	Gen.	Feb.	Mar.	Apr.	Mag.	Giu.	Lug.	Ago.	Set.	Ott.	Nov.	Dice.	TOTALE
40													
39													
38													
37													
36													
35													
34													
33	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1
32	0	0	0	0	0	0	14	2	0	0	0	0	16
31	0	0	0	0	0	0	25	3	0	0	0	0	28
30	0	0	0	0	0	3	25	5	0	0	0	0	33
29	0	0	0	0	8	7	34	14	0	0	0	0	63
28	0	0	0	0	8	19	32	29	9	0	0	0	97
27	0	0	0	0	13	28	37	48	4	0	0	0	130
26	0	0	0	0	17	25	32	46	13	0	0	0	133
25	0	0	0	1	17	41	54	40	24	0	0	0	177
24	0	0	0	2	21	48	47	54	35	0	0	0	207
23	0	0	0	16	26	42	64	50	45	9	0	0	252
22	0	0	0	20	20	37	73	70	55	10	0	0	285
21	0	0	2	24	40	47	65	79	36	11	0	0	304
20	0	0	12	24	34	68	57	71	51	17	0	0	334
19	0	0	7	26	44	64	53	78	62	28	1	0	363
18	0	0	14	29	47	72	61	90	69	32	1	0	415
17	0	5	12	30	50	63	39	36	78	40	1	0	354
16	0	1	17	33	49	66	16	17	93	58	2	2	354
15	0	8	16	37	42	37	8	11	80	40	5	5	289
14	0	9	26	42	53	26	1	1	35	58	19	1	271
13	0	11	26	52	56	23	5	0	18	62	27	3	283
12	0	16	33	49	43	4	1	0	13	65	44	3	271
11	1	16	40	57	67	0	0	0	0	78	51	9	319
10	2	17	56	40	46	0	0	0	0	88	63	13	325
9	9	26	61	49	35	0	0	0	0	59	112	9	360
8	19	37	87	40	4	0	0	0	0	30	75	18	310
7	21	56	66	48	4	0	0	0	0	37	59	36	327
6	33	60	68	48	0	0	0	0	0	11	41	57	318
5	34	113	56	24	0	0	0	0	0	4	32	68	331
4	57	93	53	20	0	0	0	0	0	3	32	112	370
3	64	71	30	8	0	0	0	0	0	4	44	92	313
2	118	51	32	1	0	0	0	0	0	0	30	101	333
1	146	34	18	0	0	0	0	0	0	0	36	79	313
0	105	28	7	0	0	0	0	0	0	0	31	64	235
-1	78	14	4	0	0	0	0	0	0	0	14	37	147
-2	32	3	1	0	0	0	0	0	0	0	0	12	48
-3	14	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	13	30
-4	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	16
-5	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	5
-6													
-7													
-8													
-9													
-10													
-11													
-12													
-13													
-14													
-15													

Allegato 1 - Prospetto XVIII – VARESE: frequenza in ore di permanenza di una data temperatura dell'aria

Allegato 2

Fattori di conversione in energia primaria			
Vettore energetico	$f_{p,nren}$	$f_{p,ren}$	$f_{p,tot}$
Gas naturale	1,05	0	1,05
GPL	1,05	0	1,05
Gasolio e Olio combustibile	1,07	0	1,07
Carbone	1,10	0	1,10
Biomasse solide	0,20	0,80	1,00
Biomasse liquide e gassose	0,40	0,60	1,00
Energia elettrica da rete	1,95	0,47	2,42
Teleriscaldamento (*)	1,50	0	1,50
Teleraffrescamento (*)	0,50	0	0,50
RSU (<i>Valori a uso teleriscaldamento</i>)	0,20	0,20	0,40
Solare termico	0	1,00	1,00
Fotovoltaico, mini-eolico e mini- idraulico	0	1,00	1,00
Energia termica dall'ambiente esterno – free cooling	0	1,00	1,00
Energia termica dall'ambiente esterno – pompa di calore	0	1,00	1,00
(*) In assenza di valori dichiarati e asseverati dal fornitore			

Allegato 2 - Prospetto I- Fattori di conversione in energia primaria

Rendimenti di riferimento	
Rendimento elettrico ($\eta_{el,ref}$)	Rendimento termico ($\eta_{th,ref}$)
0,413	0,9

Allegato 2 - Prospetto II- Rendimenti di riferimento

Tipo di combustibile	Fattore di emissione	Valore [kg CO _{2eq} /kWh]
Gas naturale	$f_{em,fuel}$	0,1998
GPL		0,2254
Gasolio		0,2642
Olio combustibile		0,2704
Carbone		0,3402
Biomasse	$f_{em,fuel,ren}$	0
RSU		0,1703
Energia elettrica	$f_{em,el}$	0,4332
Teleriscaldamento (*)	f_{em}	0,360
Teleraffrescamento (*)	f_{em}	0,1688
(*) In assenza di valori dichiarati e asseverati dal fornitore		

Allegato 2 - Prospetto III – Fattori di emissione per il calcolo della quantità di CO_{2eq}

(Fonte: Piano d'Azione per l'Energia della Regione Lombardia D.G.R. VIII/4916 e s.m.i.; Terna, UNI EN 15603)