

Impianti Energetici

Disegno e Progettazione

IMPIANTI TERMOTECNICI (parte 2)

INDICE PARTE 2

4	PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA AD ACCUMULO	58
4.1.	CONSIDERAZIONI GENERALI	58
4.2.	CRITERI DI DIMENSIONAMENTO	61
6.5.1	CALCOLO DEL FABBISOGNO IDRICO SANITARIO	61
6.5.2	CALCOLO DEL VOLUME DEI BOLLITORI	63
6.5.3	CALCOLO SCAMBIATORI	64
6.5.4	PRODUZIONE ACQUA CALDA SANITARIA – SOLARE TERMICO	72
6	IMPIANTI con il “SOLARE TERMICO”	76
6.8	IL PANNELLO SOLARE-TERMICO	76
	76
6.8	RADIAZIONE SOLARE ED ANGOLO DI INCLINAZIONE OTTIMALE	77
6.8	DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA	82
6.5.1	CALCOLO DELLA SUPERFICIE DEI PANNELLI	82
6.5.2	POTENZA SPECIFICA DI PROGETTO	85
6.5.3	SCELTA DEL SALTO TERMICO DEL FLUIDO VETTORE	85
6.5.4	CALCOLO APPROSSIMATIVO DEL VOLUME DEI SERBATOI DI ACCUMULO	85
6.5.5	CALCOLO APPROSSIMATIVO DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE	86
6.5.6	SCHEMI FANZIONALI CONVENZIONALI	87
6.5.7	ESEMPIO DI CALCOLO-PROGETTO	94
	Dati INPUT per Calcolo del fabbisogno idrico sanitario	94
	Portata totale/Portata di progetto:	94
	DATI DI PROGETTO	96
	CALCOLO VOLUME DEL BOLLITORE	97
	CALCOLO DELLA SUPERFICIE DEI PANNELLI	98
6	IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE ESTIVA	100
6.8	ASPETTI GENERALI	100
6.2	CANALI	101
6.3	TERMINALI DI EROGAZIONE DEL “FREDDO”	107
6.4	U.T.A. UNITÀ TRATTAMENTO ARIA	108
6.8	GRUPPO FRIGO	109
6.5.1	SCHEMA FANZIONALE	109
6.5.2	CICLO TERMODINAMICO DI UNA MACCHINA FRIGORIFERA	113
6.5.3	LE PRESTAZIONI DI UN IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE	117
6.5.4	EFFICIENZA-RENDIMENTO	117
6.5.5	IL COEFFICIENTE DI PRESTAZIONE (COP)	118

6.5.6	IL C.O.P. DELLE POMPE DI CALORE ELETTRICHE ED A GAS	118
6.5.7	L'INDICE DI EFFICIENZA ENERGETICA (EER) DEI CLIMATIZZATORI.....	119
6.5.8	LA DIFFERENZA TRA EFFICIENZA ENERGETICA E COP.....	120
6.8	IMPIANTI MISTI (ARIA PRIMARIA E FAN COILS).....	121
6.8	IMPIANTI AD ESPANSIONE DIRETTA (MULTISPLIT)	122
6.8	IMPIANTI A TUTT'ARIA.....	124

4 PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA AD ACCUMULO

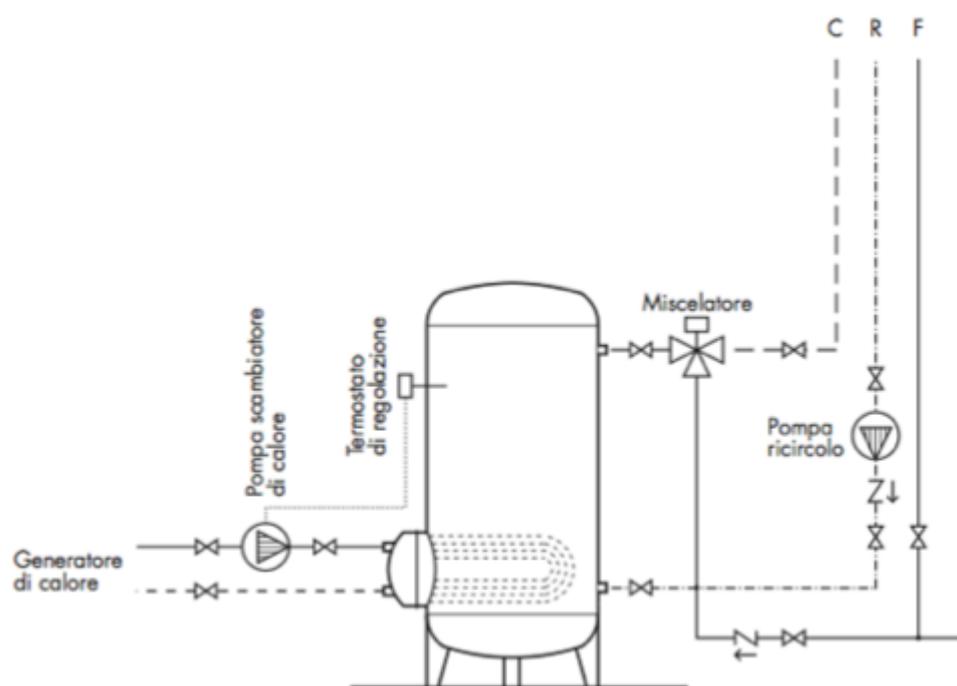
4.1. CONSIDERAZIONI GENERALI

Due sono i sistemi normalmente utilizzati per produrre acqua calda sanitaria: quello istantaneo e quello ad accumulo. Il sistema istantaneo è concepito e dimensionato per far fronte alle richieste d'acqua calda con una produzione diretta, cioè istantanea.

Il sistema ad accumulo è invece concepito e dimensionato per far fronte alle richieste d'acqua calda sia con una produzione diretta, sia con l'aiuto di una riserva d'acqua preriscaldata.

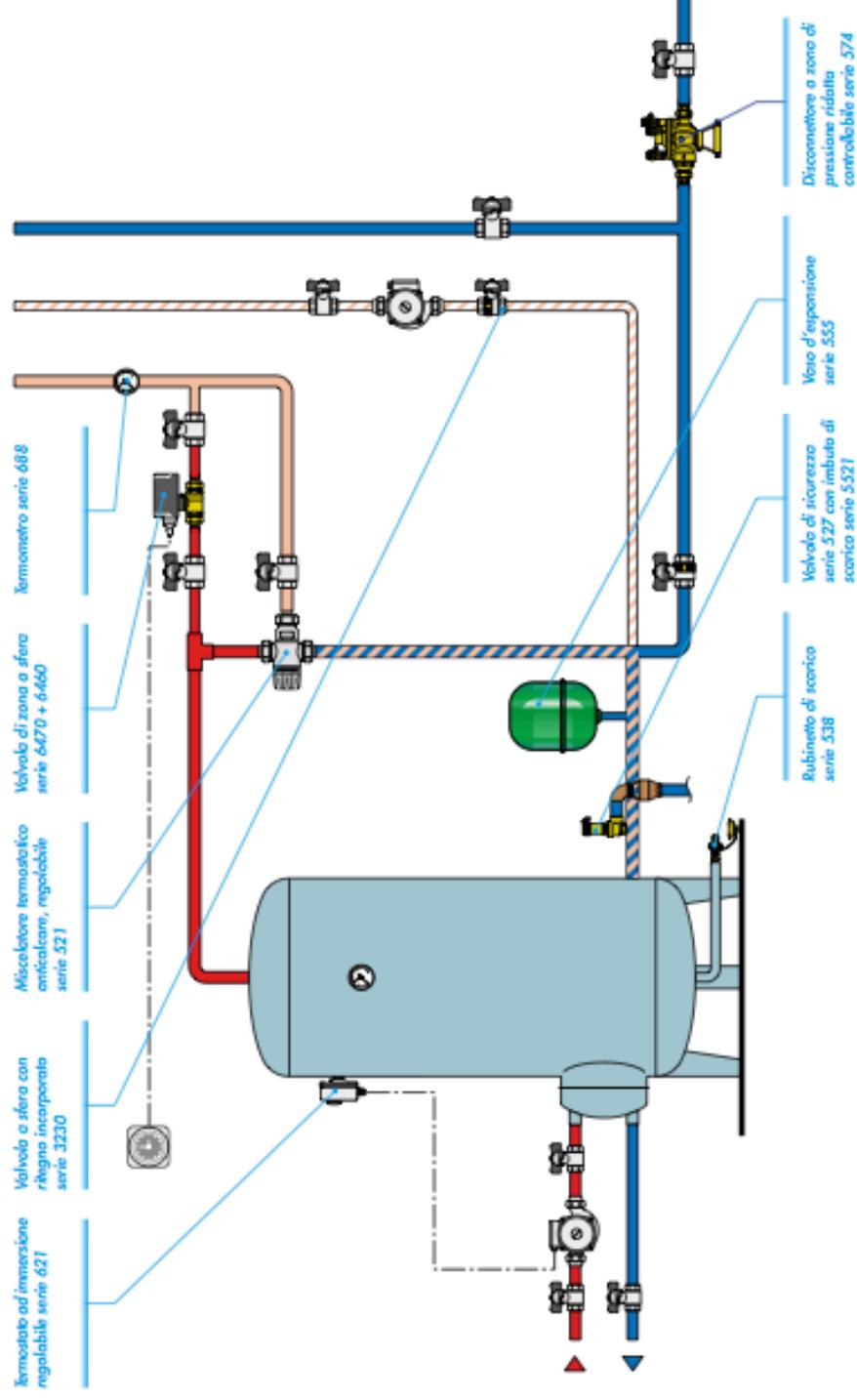
Rispetto a quello istantaneo, il sistema ad accumulo consente l'utilizzo di generatori molto meno potenti. Consente inoltre un funzionamento dell'impianto più continuo e regolare e quindi a maggior resa termica.

Pertanto nei sistemi ad accumulo, l'acqua calda è prodotta e accumulata in appositi serbatoi ad una temperatura di circa 15-20°C più elevata rispetto a quella di utilizzo. L'accumulo serve per poter far fronte al fabbisogno dei periodi di massima richiesta senza dover impegnare potenze termiche troppo elevate.

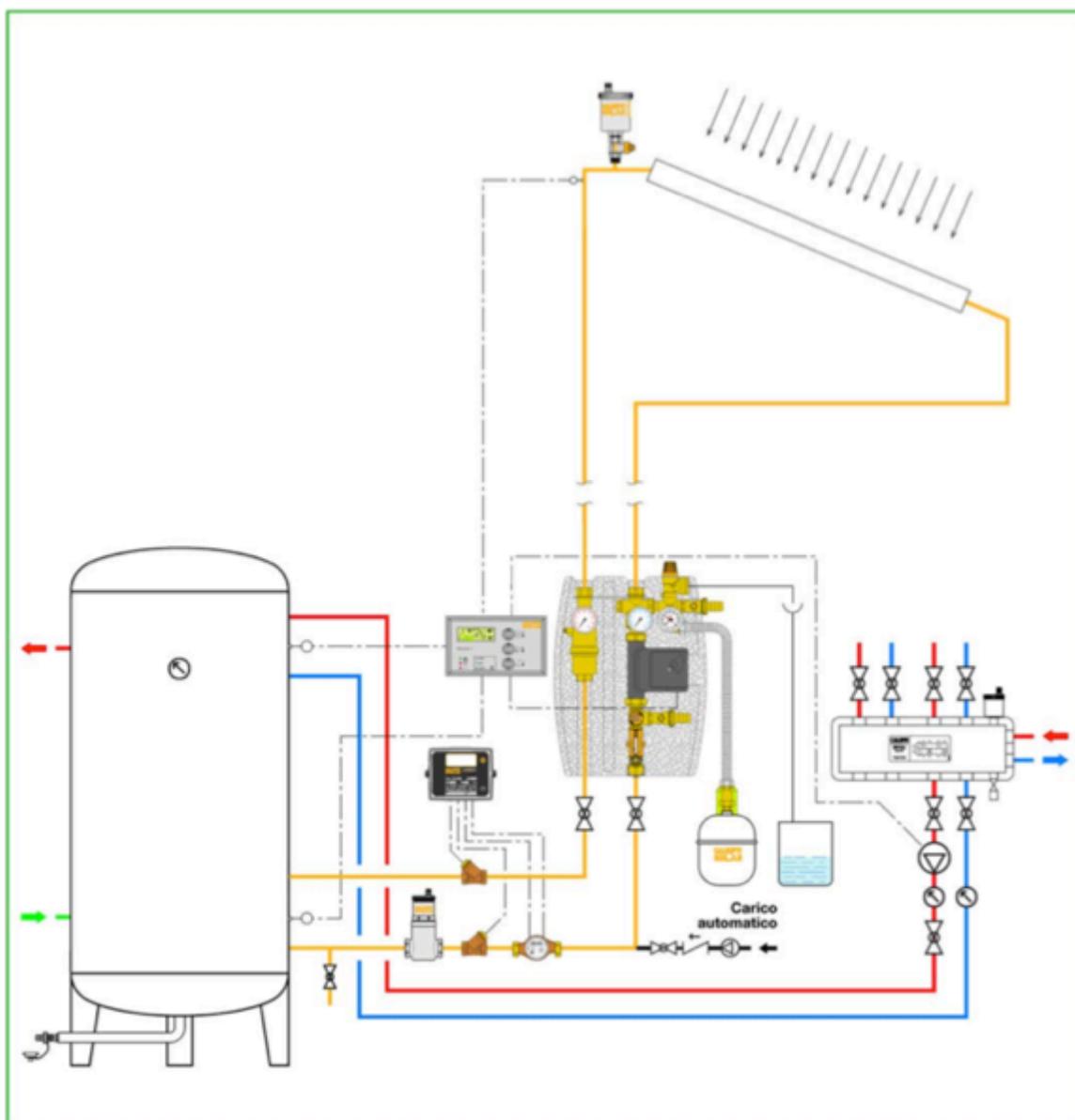


Il termostato di regolazione attiva o disattiva la pompa dello scambiatore di calore in relazione alla temperatura d'accumulo prefissata sul termostato stesso. Il miscelatore provvede poi a regolare la temperatura d'invio dell'acqua calda agli apparecchi utilizzatori.

COMPONENTI PER LA REGOLAZIONE E LA DISINFEZIONE TERMICA IN IMPIANTI AD ACCUMULO DI MEDIE DIMENSIONI



Nel caso si volesse sfruttare il "solare termico", lo schema tipico è il seguente:



4.2. CRITERI DI DIMENSIONAMENTO

6.5.1 CALCOLO DEL FABBISOGNO IDRICO SANITARIO

Il calcolo delle tubazioni relative alla distribuzione dell'acqua destinata all'impianto idrosanitario può essere fatto tenendo conto delle seguenti portate minime di ciascun rubinetto:

PORTATE NOMINALI PER RUBINETTI D'USO SANITARIO			
Apparecchi	acqua fredda [l/s]	acqua calda [l/s]	pressione [m c.a.]
Lavabo	0,10	0,10	5
Bidet	0,10	0,10	5
Vaso a cassetta	0,10	—	5
Vaso con passo rapido	1,50	—	15
Vaso con flussometro	1,50	—	15
Vasca da bagno	0,20	0,20	5
Doccia	0,15	0,15	5
Lavello da cucina	0,20	0,20	5
Lavatrice	0,10	—	5
Lavastoviglie	0,20	—	5
Orinatoio comandato	0,10	—	5
Orinatoio continuo	0,05	—	5
Vuotatoio con cassetta	0,15	—	5

Pertanto la portata totale di ogni gruppo bagno è pari alla somma delle singole portate; quando un impianto serve più gruppi bagno, la portata totale è funzione dei coefficienti di contemporaneità (vedere ad esempio “Quaderno CALEFFI” : IMPIANTI IDROTERMOSANITARI).

I parametri che occorre considerare ai fini del calcolo sono i seguenti:

□ **Periodo di punta** È il periodo in cui risulta più elevato il consumo d'acqua calda. Per utenze normali, il suo valore può essere ricavato da apposite tabelle di tipo sperimentale. Per utenze atipiche, invece, il suo valore deve essere valutato in base alle modalità con cui si presume l'impianto sia utilizzato.

□ **Consumo d'acqua calda nel periodo di punta** È il consumo globale d'acqua calda nel periodo di punta. Come nel caso precedente, per utenze normali, il suo valore può essere ricavato da apposite tabelle di tipo sperimentale. Per utenze atipiche, invece, il suo valore deve essere valutato in base agli apparecchi installati e alla frequenze d'uso ipotizzate.

□ **Periodo di preriscaldamento** È il tempo che può essere impiegato per portare l'acqua (fredda) immessa nel bollitore fino alla temperatura di accumulo richiesta.

□ **Temperatura dell'acqua fredda** Il suo valore dipende da molti fattori, quali ad esempio: la temperatura del terreno, la temperatura esterna, la zona di provenienza dell'acqua. In pratica, tuttavia, si può assumere:

10 ÷ 12°C nell'Italia settentrionale,

12 ÷ 15°C nell'Italia centrale,

15 ÷ 18°C nell'Italia meridionale.

□ **Temperatura di utilizzo dell'acqua calda** Per le utenze più comuni, il suo valore può essere ricavato dalle tabelle di seguito allegate. Per altri tipi di utenza, deve essere invece stabilito in relazione alle specifiche condizioni con cui l'acqua è utilizzata.

□ **Temperatura di accumulo dell'acqua calda** Il suo valore deve essere stabilito in relazione a diverse esigenze fra loro contrastanti ed in particolare deve essere scelto in modo da:

- evitare (o almeno limitare) fenomeni di corrosione e deposito del calcare: fenomeni che possono crescere notevolmente quando l'acqua supera i 60÷65°C;
- limitare le dimensioni dei bollitori, considerando che basse temperature di accumulo fanno aumentare notevolmente tali dimensioni;
- impedire lo sviluppo dei batteri, che in genere possono sopportare a lungo temperature fino a 50°C, mentre invece muoiono in tempi rapidi oltre i 55°C.

In considerazione di questi aspetti, per le normali utenze è in genere un buon compromesso **accumulare acqua a 60°C**.

□ **Temperatura del fluido scaldante** Il suo valore deve essere scelto essenzialmente in relazione a due esigenze fra loro contrastanti:

- evitare (o almeno limitare) il deposito del calcare sul serpentino;
- limitare la superficie dello scambiatore di calore.

È bene quindi non utilizzare temperature del fluido scaldante troppo elevate e tenere basso il salto termico di progetto, cioè il salto termico previsto tra l'andata e il ritorno. Per le normali utenze si può ad esempio prevedere una temperatura di mandata del fluido scaldante pari a 75°C e un salto termico di progetto pari a 5°C.

6.5.2 CALCOLO DEL VOLUME DEI BOLLITORI

Come consigliato dalla **CALEFFI** per determinare il volume TEORICO di progetto dei bollitori si possono usare i seguenti simboli:

C = Consumo d'acqua calda nel periodo di punta [litri]

Q_t = Calore totale necessario per riscaldare l'acqua erogata nel periodo di punta [kcal]

Q_h = Calore orario che deve essere ceduto all'acqua [kcal/h]

Q_a = Calore da accumulare nel periodo di preriscaldamento [kcal]

t_{pu} = Durata del periodo di punta [h]

t_{pr} = Durata del periodo di preriscaldamento [h]

T_f = Temperatura dell'acqua fredda [°C]

T_u = Temperatura di utilizzo dell'acqua calda [°C]

T_a = Temperatura d'accumulo dell'acqua calda [°C]

V = Volume del bollitore [litri]

Per il calcolo si può procedere nel seguente modo:

- (1) si calcola il **calore totale** necessario per riscaldare l'acqua da erogarsi nel periodo di punta, moltiplicando tale quantità per il salto termico che sussiste tra la temperatura dell'acqua di utilizzo e la temperatura dell'acqua fredda;

$$Q_t = C (T_u - T_f)$$

- (2) si calcola il calore orario che deve essere ceduto all'acqua, dividendo il calore totale (sopra determinato) per il tempo in cui quest'ultimo deve essere ceduto: cioè per il tempo dato dalla somma fra il periodo di preriscaldamento e quello di punta;

$$Q_h = \frac{Q_t}{(t_{pr} + t_{pu})}$$

- (3) si determina il calore da accumulare nella fase di preriscaldamento, moltiplicando il calore orario per il periodo di preriscaldamento;

$$Q_a = Q_h t_{pr}$$

- (4) si calcola infine il volume del bollitore dividendo il calore da accumulare per la differenza fra la temperatura di accumulo e quella dell'acqua fredda.

$$V = \frac{Q_a}{(T_a - T_f)}$$

6.5.3 CALCOLO SCAMBIATORI

Per i bollitori a serpentino e a fascio tubiero, le superfici di scambio termico si possono invece calcolare con la formula:

$$S = \frac{Q_h}{K (T_{m1} - T_{m2})}$$

dove:

S = Superficie di scambio termico del serpentino o del fascio tubiero [m²]

Q_h = Calore orario che deve essere ceduto all'acqua [kcal/h]

k = Coefficiente di scambio termico, [kcal/h / m² °C]

normalmente si può considerare: k = 500 per tubi in acciaio

k = 520 per tubi in rame.

T_{m1} = Temperatura media del fluido scaldante [°C] è la media fra le temperature di mandata e di ritorno del fluido scaldante

T_{m2} = Temperatura media del fluido riscaldato, [°C] è la media fra le temperature dell'acqua fredda e quella di accumulo.

Per favorire un calcolo secondo al “buona regola dell’arte” la **CALEFFI** consiglia alcuni parametri di calcolo che sono di seguito riportati, suddivisi per destinazione d’uso dell’edificio (edifici residenziali, Uffici, Alberghi, Ospedali, Caserme, Centri sportivi).

EDIFICI RESIDENZIALI

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

Per il dimensionamento dei bollitori negli edifici ad uso residenziale si può considerare:

- Consumo nel periodo di punta: = 260 l per alloggi con 1 locale servizi,
340 l per alloggi con 2 locali servizi.
- Fattore di contemporaneità = ved. tab. 2
- Temperatura di utilizzo = 40°C
- Durata del periodo di punta = 1,5 h
- Durata del preriscaldamento = 2,0 h

TAB. 2
FATTORE DI CONTEMPORANEITÀ

Numero alloggi	F
1 ÷ 5	1,00
6 ÷ 12	0,95
13 ÷ 20	0,90
21 ÷ 30	0,85
31 ÷ 45	0,80
46 ÷ 60	0,75
61 ÷ 80	0,70
81 ÷ 110	0,65
111 ÷ 150	0,60
151 ÷ 200	0,55
> 200	0,50

Per la determinazione rapida di questi bollitori si può utilizzare anche la tabella seguente, redatta considerando $t_f = 10^\circ\text{C}$ e $t_a = 60^\circ\text{C}$. In base ai valori ricavati dalla tabella si effettua poi la scelta dei bollitori commercialmente disponibili.

**TAB. 3 - VOLUME DEI BOLLITORI E POTENZA DELLO SCAMBIATORE
PER EDIFICI RESIDENZIALI**

Numero alloggi	Alloggi con 1 servizio	Alloggi con 2 servizi	Numero alloggi	Alloggi con 1 servizio	Alloggi con 2 servizi
	Volume [l] <i>Potenza scambiatore (kcal/h)</i>			Volume [l] <i>Potenza scambiatore (kcal/h)</i>	
5	446 11.143	583 14.571	110	6.374 159.343	8.335 208.371
10	847 21.171	1.107 27.686	120	6.418 160.457	8.393 209.829
15	1.203 30.086	1.574 39.343	130	6.953 173.829	9.093 227.314
20	1.605 40.114	2.098 52.457	140	7.488 187.200	9.792 244.800
25	1.894 47.357	2.477 61.929	150	8.023 200.571	10.491 262.286
30	2.273 56.829	2.973 74.314	160	7.845 196.114	10.258 256.457
35	2.496 62.400	3.264 81.600	170	8.335 208.371	10.899 272.486
40	2.853 71.314	3.730 93.257	180	8.825 220.629	11.541 288.514
45	3.009 75.214	3.934 98.357	190	9.315 232.886	12.182 304.543
50	3.343 83.571	4.371 109.286	200	9.806 245.143	12.823 320.571
55	3.677 91.929	4.809 120.214	225	10.029 250.714	13.114 327.857
60	4.011 100.286	5.246 131.143	250	11.143 278.571	14.571 364.286
65	4.056 101.400	5.304 132.600	275	12.257 306.429	16.029 400.714
70	4.368 109.200	5.712 142.800	300	13.371 334.286	17.486 437.143
75	4.680 117.000	6.120 153.000	325	14.486 362.143	18.943 473.571
80	4.992 124.800	6.528 163.200	350	15.600 390.000	20.400 510.000
90	5.215 130.371	6.819 170.486	375	16.714 417.857	21.857 546.429
100	5.794 144.857	7.577 189.429	400	17.829 445.714	23.314 582.857

UFFICI E SIMILI

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

Per il dimensionamento dei bollitori negli uffici e negli ambienti simili si può considerare:

- Consumo nel periodo di punta: = 40 l per servizi (WC + lavabo) produzione,
25 l per servizi (WC + lavabo) dirigenza.
- Fattore di contemporaneità = 1 (valutato rispetto al periodo di punta)
- Temperatura di utilizzo = 40°C
- Durata del periodo di punta = 1,5 h
- Durata del preriscaldamento = 2,0 h

Per la determinazione rapida di questi bollitori si può utilizzare anche la tab. 4, redatta considerando $t_f = 10^\circ\text{C}$ e $t_a = 60^\circ\text{C}$. In base ai valori ricavati dalla tabella si effettua poi la scelta dei bollitori commercialmente disponibili.

**TAB. 4 - VOLUME DEI BOLLITORI E POTENZA DELLO SCAMBIATORE
PER UFFICI E SIMILI**

Numero servizi	Servizi produzione	Servizi dirigenza	Numero servizi	Servizi produzione	Servizi dirigenza
	Volume [l]			Volume [l]	
	Potenza scambiatore (kcal/h)			Potenza scambiatore (kcal/h)	
5	69 1.714	43 1.071	70	960 24.000	600 15.000
10	137 3.429	86 2.143	80	1.097 27.429	686 17.143
15	206 5.143	129 3.214	90	1.234 30.857	771 19.286
20	274 6.857	171 4.286	100	1.371 34.286	857 21.429
30	411 10.286	257 6.429	125	1.714 42.857	1.071 26.786
40	549 13.714	343 8.571	150	2.057 51.429	1.286 32.143
50	686 17.143	429 10.714	175	2.400 60.000	1.500 37.500
60	823 20.571	514 12.857	200	2.743 68.571	1.714 42.857

ALBERGHI, PENSIONI E SIMILI

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

Per il dimensionamento dei bollitori negli alberghi, nelle pensioni e simili si può considerare:

- Consumo nel periodo di punta: = 180 l per camere con vasca,
130 l per camere con doccia.

Tali valori non comprendono i consumi di cucine e lavanderie, per i quali si rinvia ai dati di seguito riportati.
- Fattore di contemporaneità = 1 (valutato rispetto al periodo di punta)
- Temperatura di utilizzo = 40°C
- Durata del periodo di punta = 2,5 h per alberghi e pensioni con consumo d'acqua calda normale: ad esempio gli alberghi commerciali di città;

1,5 h per alberghi e pensioni con consumo d'acqua calda concentrato: ad esempio quelli posti in zone di sport invernali o frequentati da comitive turistiche.
- Durata del preriscaldamento = 2,0 h

Per la determinazione rapida di questi bollitori si possono utilizzare anche le tab. 5 e 6, redatte considerando $t_f = 10^\circ\text{C}$ e $t_a = 60^\circ\text{C}$. In base ai valori ricavati dalle tabelle si effettua poi la scelta dei bollitori commercialmente disponibili.

TAB. 5 - VOLUME DEI BOLLITORI E POTENZA DELLO SCAMBIATORE PER ALBERGHI E PENSIONI CON CONSUMO D'ACQUA CALDA NORMALE

Numero camere	Camere con vasca	Camere con doccia	Numero camere	Camere con vasca	Camere con doccia
Volume [l]			Volume [l]		
<i>Potenza scambiatore { kcal/h }</i>			<i>Potenza scambiatore { kcal/h }</i>		
5	240 6.000	173 4.333	70	3.360 84.000	2.427 60.667
10	480 12.000	347 8.667	80	3.840 96.000	2.773 69.333
15	720 18.000	520 13.000	90	4.320 108.000	3.120 78.000
20	960 24.000	693 17.333	100	4.800 120.000	3.467 86.667
30	1.440 36.000	1.040 26.000	125	6.000 150.000	4.333 108.333
40	1.920 48.000	1.387 34.667	150	7.200 180.000	5.200 130.000
50	2.400 60.000	1.733 43.333	175	8.400 210.000	6.067 151.667
60	2.880 72.000	2.080 52.000	200	9.600 240.000	6.933 173.333

OSPEDALI, CLINICHE E SIMILI

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

Per il dimensionamento dei bollitori negli ospedali, nelle cliniche e simili si può considerare:

- Consumo nel periodo di punta: = 120 l per ogni posto letto in ospedali,
130 l per ogni posto letto in cliniche.
Tali valori non comprendono i consumi di cucine e lavanderie, per i quali si rinvia ai dati di seguito riportati.
- Fattore di contemporaneità = 1 (valutato rispetto al periodo di punta)
- Temperatura di utilizzo = 40°C
- Durata del periodo di punta = 2,0 h in ospedali,
4,0 h in cliniche.
- Durata del preriscaldamento = 2,0 h

Per la determinazione rapida di questi bollitori si può utilizzare anche la tab. 7, redatta considerando $t_f = 10^\circ\text{C}$ e $t_a = 60^\circ\text{C}$. In base ai valori ricavati dalla tabella si effettua poi la scelta dei bollitori commercialmente disponibili.

TAB. 7 - VOLUME DEI BOLLITORI E POTENZA DELLO SCAMBIATORE PER OSPEDALI E CLINICHE

Posti letto	Ospedali	Cliniche	Posti letto	Ospedali	Cliniche
Volume [l]			Volume [l]		
<i>Potenza scambiatore (kcal/h)</i>			<i>Potenza scambiatore (kcal/h)</i>		
5	180 4.500	150 3.750	70	2.520 63.000	2.100 52.500
10	360 9.000	300 7.500	80	2.880 72.000	2.400 60.000
15	540 13.500	450 11.250	90	3.240 81.000	2.700 67.500
20	720 18.000	600 15.000	100	3.600 90.000	3.000 75.000
30	1.080 27.000	900 22.500	125	4.500 112.500	3.750 93.750
40	1.440 36.000	1.200 30.000	150	5.400 135.000	4.500 112.500
50	1.800 45.000	1.500 37.500	175	6.300 157.500	5.250 131.250
60	2.160 54.000	1.800 45.000	200	7.200 180.000	6.000 150.000

CASERME, COLLEGI E SIMILI

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

Per il dimensionamento dei bollitori nelle caserme, nei collegi e simili si può considerare:

- Consumo nel periodo di punta: = 80 l per ogni posto letto (impianto a prestazioni normali),
100 l per ogni posto letto (impianto a prestazioni elevate).
- Tali valori non comprendono i consumi di cucine e lavanderie, per i quali si rinvia ai dati di seguito riportati.
- Fattore di contemporaneità = 1 (valutato rispetto al periodo di punta)
 - Temperatura di utilizzo = 40°C
 - Durata del periodo di punta = 2,0 h
 - Durata del preriscaldamento = 2,0 h

Per la determinazione rapida di questi bollitori si può utilizzare anche la tab. 8, redatta considerando $t_f = 10^\circ\text{C}$ e $t_a = 60^\circ\text{C}$. In base ai valori ricavati dalla tabella si effettua poi la scelta dei bollitori commercialmente disponibili.

TAB. 8 - VOLUME DEI BOLLITORI E POTENZA DELLO SCAMBIATORE PER CASERME E COLLEGI

Posti letto	Prestazioni normali	Prestazioni elevate	Posti letto	Prestazioni normali	Prestazioni elevate
Volume [l]			Volume [l]		
<i>Potenza scambiatore (kcal/h)</i>			<i>Potenza scambiatore (kcal/h)</i>		
5	120 3.000	150 3.750	70	1.680 42.000	2.100 52.500
10	240 6.000	300 7.500	80	1.920 48.000	2.400 60.000
15	360 9.000	450 11.250	90	2.160 54.000	2.700 67.500
20	480 12.000	600 15.000	100	2.400 60.000	3.000 75.000
30	720 18.000	900 22.500	125	3.000 75.000	3.750 93.750
40	960 24.000	1.200 30.000	150	3.600 90.000	4.500 112.500
50	1.200 30.000	1.500 37.500	175	4.200 105.000	5.250 131.250
60	1.440 36.000	1.800 45.000	200	4.800 120.000	6.000 150.000

PALESTRE E CENTRI SPORTIVI

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

Per il dimensionamento dei bollitori nelle palestre e nei centri sportivi si può considerare:

- Consumo nel periodo di punta: = 150 l per ogni doccia,
60 l per ogni rubinetto (lavabi e lavapiedi).
- Fattore di contemporaneità = 1 (valutato rispetto al periodo di punta)
- Temperatura di utilizzo = 40°C
- Durata del periodo di punta = 0,3 ÷ 0,5 in relazione al tipo di utilizzo.
- Durata del preriscaldamento = 1,5 h

Per la determinazione rapida di questi bollitori si può utilizzare anche la tab. 9, redatta considerando $t_r = 10^\circ\text{C}$ e $t_a = 60^\circ\text{C}$. In base ai valori ricavati dalla tabella si effettua poi la scelta dei bollitori commercialmente disponibili.

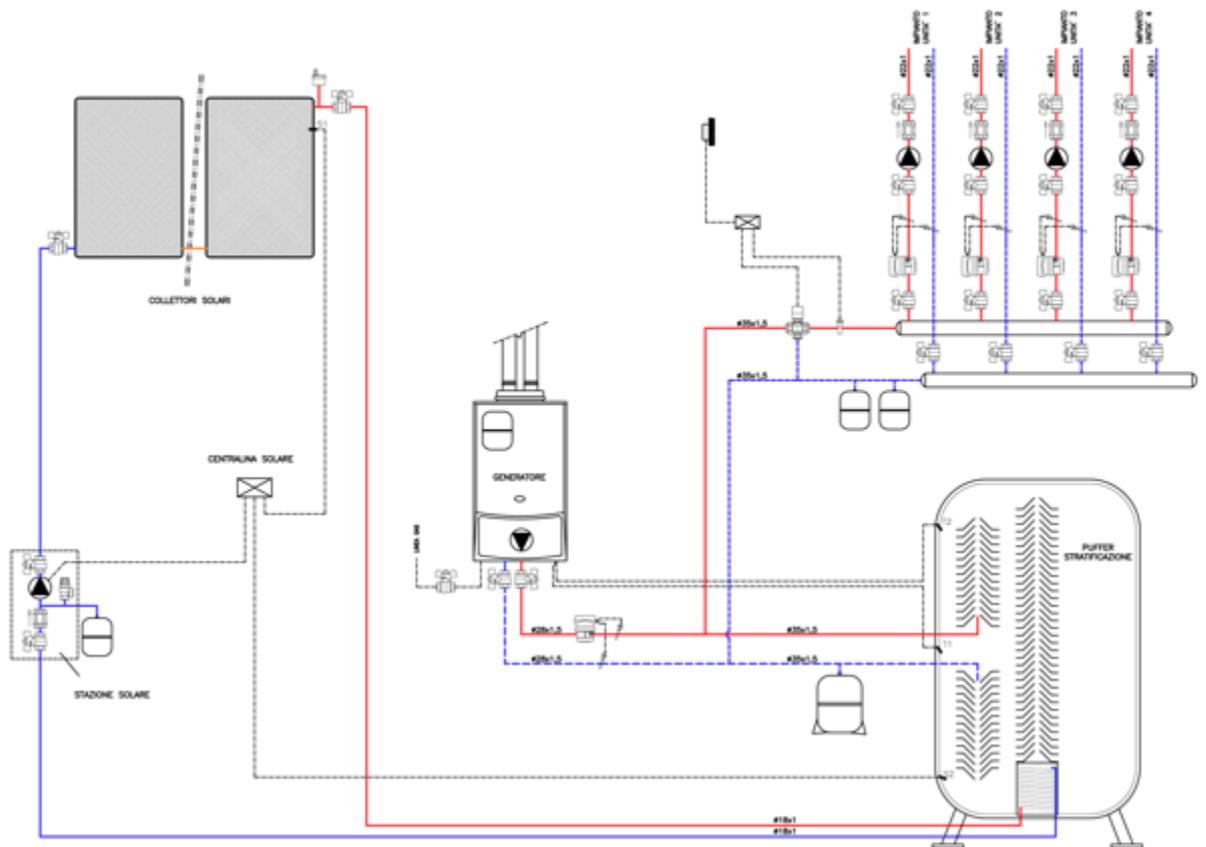
**TAB. 9 - VOLUME DEI BOLLITORI E POTENZA DELLO SCAMBIATORE
PER PALESTRE E CENTRI SPORTIVI**

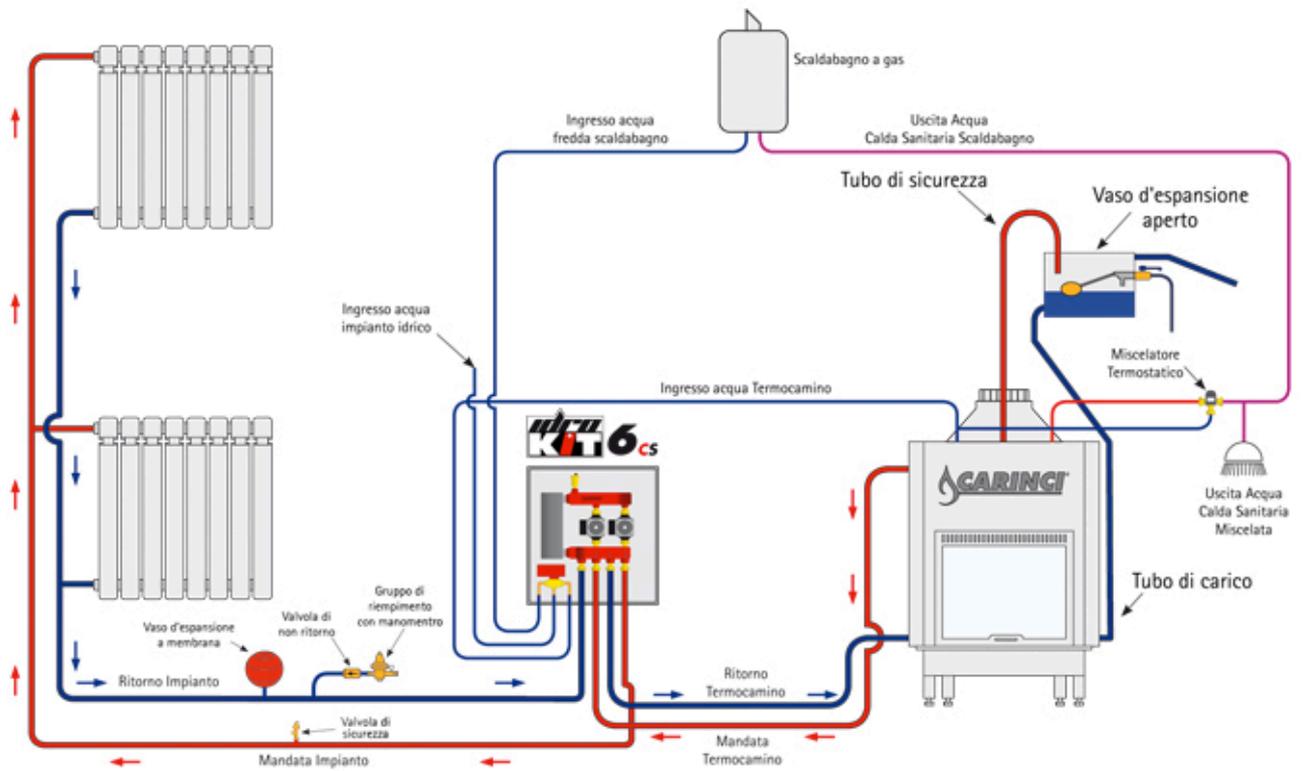
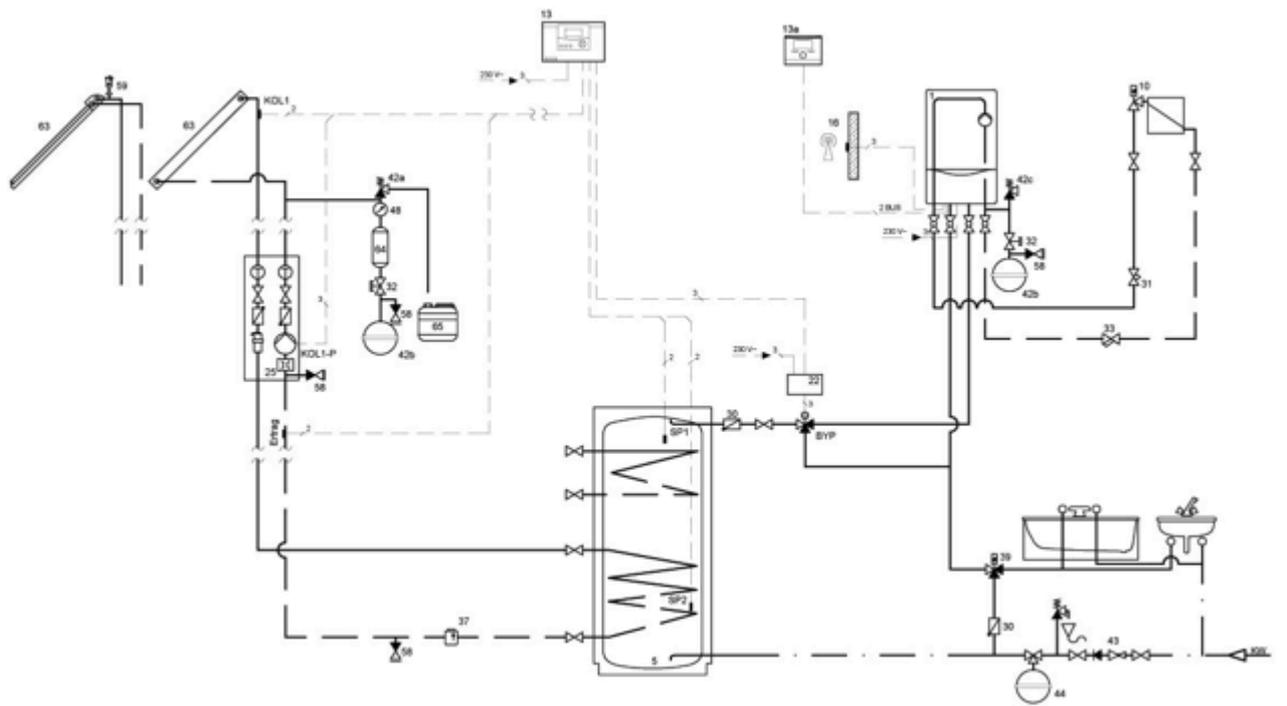
Coppie docce rubinetti	Periodo di punta 0,3 h	Periodo di punta 0,5 h	Coppie docce rubinetti	Periodo di punta 0,3 h	Periodo di punta 0,5 h
Volume [l]			Volume [l]		
<i>Potenza scambiatore (kcal/h)</i>			<i>Potenza scambiatore (kcal/h)</i>		
5	525 <i>17.500</i>	473 <i>15.750</i>	70	7.350 <i>245.000</i>	6.615 <i>220.500</i>
10	1.050 <i>35.000</i>	945 <i>31.500</i>	80	8.400 <i>280.000</i>	7.560 <i>252.000</i>
15	1.575 <i>52.500</i>	1.418 <i>47.250</i>	90	9.450 <i>315.000</i>	8.505 <i>283.500</i>
20	2.100 <i>70.000</i>	1.890 <i>63.000</i>	100	10.500 <i>350.000</i>	9.450 <i>315.000</i>
30	3.150 <i>105.000</i>	2.835 <i>94.500</i>	125	13.125 <i>437.500</i>	11.813 <i>393.750</i>
40	4.200 <i>140.000</i>	3.780 <i>126.000</i>	150	15.750 <i>525.000</i>	14.175 <i>472.500</i>
50	5.250 <i>175.000</i>	4.725 <i>157.500</i>	175	18.375 <i>612.500</i>	16.538 <i>551.250</i>
60	6.300 <i>210.000</i>	5.670 <i>189.000</i>	200	21.000 <i>700.000</i>	18.900 <i>630.000</i>

ESEMPI DI SCHEMI DI IMPIANTI

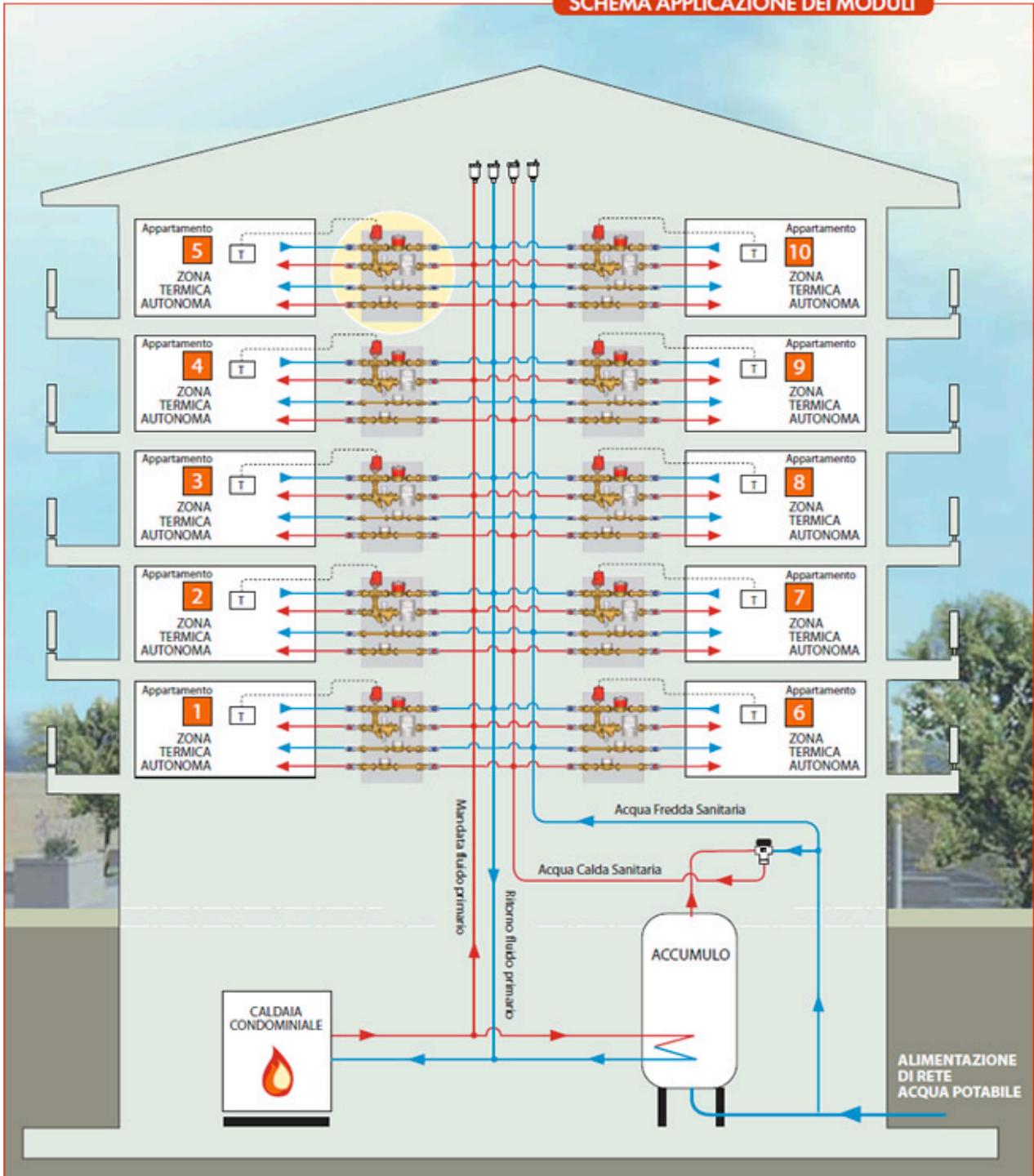
misti (tradizionale-solare termico)

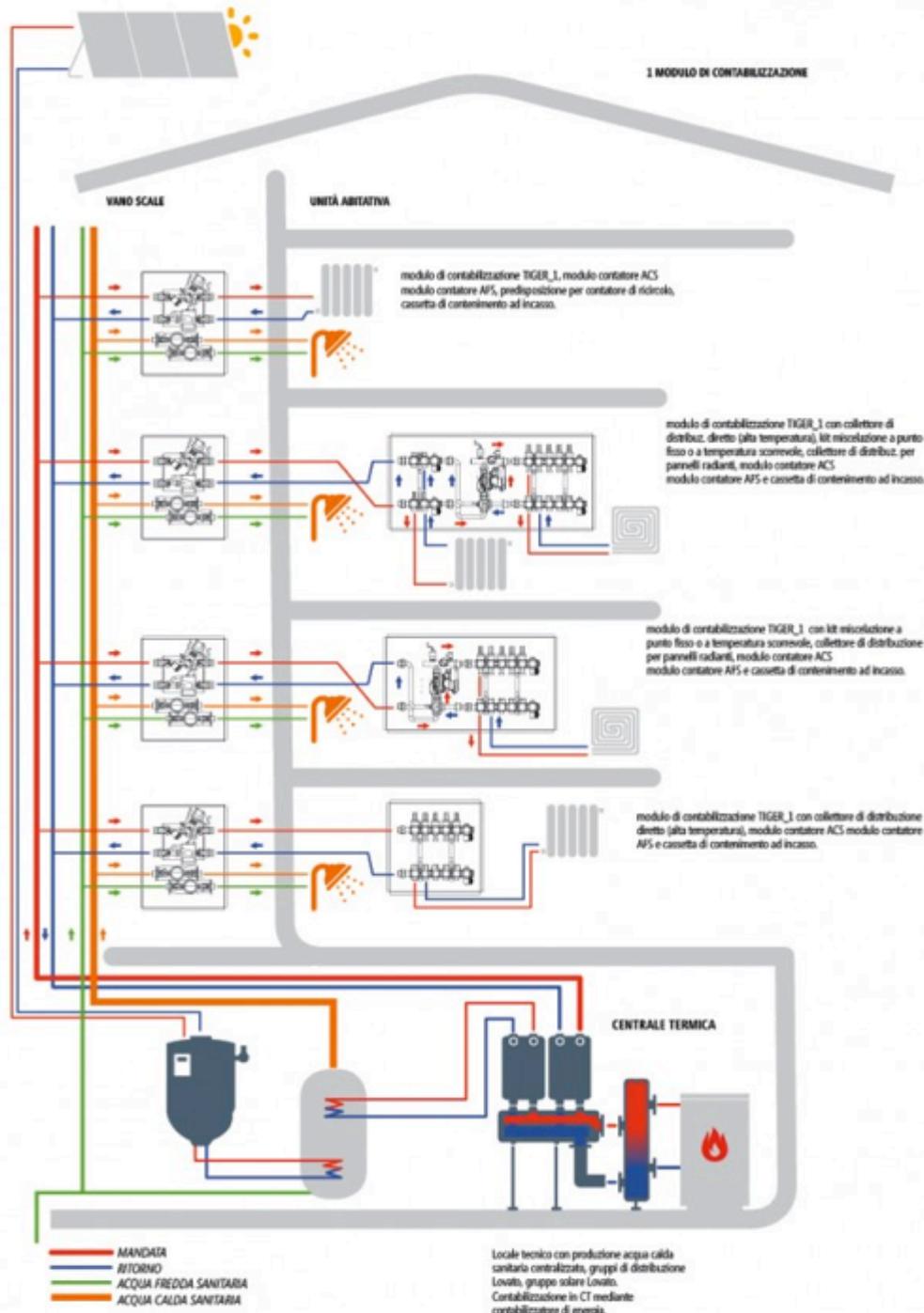
per la produzione di acqua calda da destinare sia al riscaldamento sia ai servizi (acqua calda sanitaria)





SCHEMA APPLICAZIONE DEI MODULI





6 IMPIANTI con il “SOLARE TERMICO”

6.8 IL PANNELLO SOLARE-TERMICO

Un sistema solare-termico è uno degli esempi applicativi del “Principio di conservazione dell’energia”; esso infatti può essere definito come un “convertitore statico” di energia solare (irraggiamento) in energia termica (calore).

Gli impianti solari termici sono costituiti da pannelli che producono acqua calda sfruttando l’energia del sole.

La radiazione solare riscalda un liquido che circola all’interno dei pannelli. Tale liquido, quindi, trasferisce il calore assorbito a un serbatoio di accumulo d’acqua.

L’uso dell’acqua calda accumulata nel serbatoio, al posto dell’acqua prodotta da una caldaia o da uno scaldacqua elettrico, permette un risparmio sui consumi di gas o di energia elettrica.

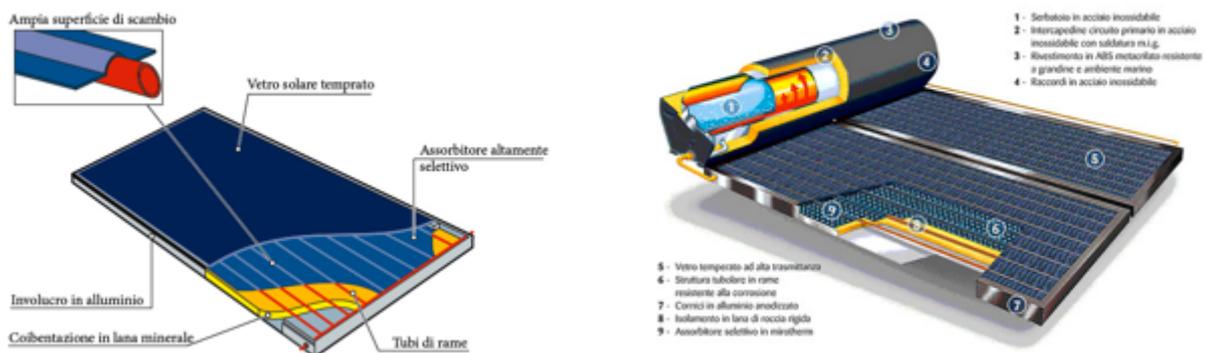
I pannelli solari termici sono impiegati in massima parte per la produzione di acqua calda sanitaria; sono però usati anche per il riscaldamento degli edifici e anche per la produzione di calore nel settore industriale e agricolo.

I pannelli solari possono anche essere impiegati per il raffrescamento estivo mediante l’utilizzo degli impianti di solar cooling.

Le tipologie di pannelli solari termici più diffusi sul mercato sono principalmente due:

- i pannelli piani vetrati
- i pannelli sottovuoto.

I pannelli piani vetrati sono costituiti da una piastra metallica posta all’interno di un involucro isolato termicamente, ricoperto anteriormente da una superficie vetrata.



La radiazione solare attraversa la superficie vetrata ed è assorbita dalla piastra metallica che si riscalda. Il vetro è utilizzato perché impedisce alla radiazione riflessa dalla piastra di essere dispersa nell’ambiente, realizzando quello che viene definito “effetto serra”.

Sul retro della piastra metallica sono saldati i tubi in cui circola il liquido che trasferisce il calore dal pannello al serbatoio di accumulo.

Questi pannelli hanno un buon rapporto costi/benefici e un buon rendimento termico in applicazioni in cui le temperature richieste non sono molto elevate, ad esempio per la produzione di acqua calda sanitaria, per il riscaldamento degli ambienti con elementi radianti a pavimento o per il riscaldamento delle piscine.

I pannelli sottovuoto sono caratterizzati da condotti di vetro posti sottovuoto, al cui interno sono posizionate le tubazioni che, assorbendo la radiazione solare, riscaldano il liquido in circolazione.



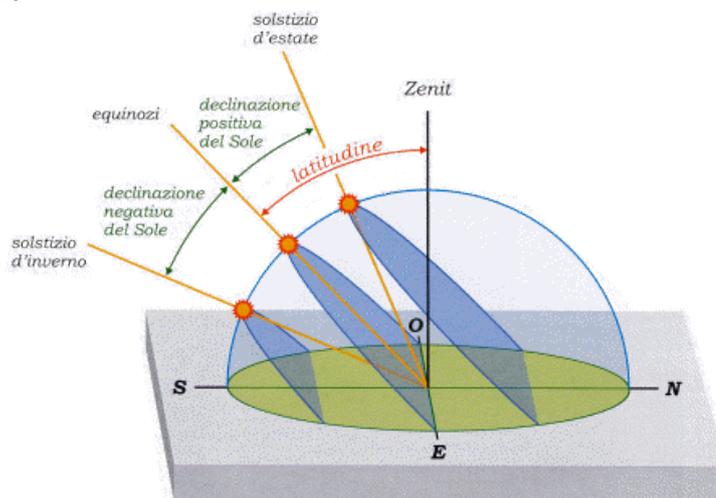
I pannelli sottovuoto sono di più complessa e costosa realizzazione rispetto ai pannelli piani. Allo stesso tempo però hanno un elevato rendimento grazie alle basse dispersioni di energia ottenute con l'impiego dei condotti sottovuoto. Il loro impiego si presta particolarmente per località a bassa insolazione oppure per applicazioni in cui si richiedono elevate temperature (come per esempio il riscaldamento attraverso radiatori o la produzione di vapore).

6.8 RADIAZIONE SOLARE ED ANGOLO DI INCLINAZIONE OTTIMALE

La relazione tra l'ora e la posizione del Sole è variabile di giorno in giorno.

In particolare è interessante notare come i punti all'orizzonte in cui sorge il sole ed in cui tramonta, sono diversi in funzione di:

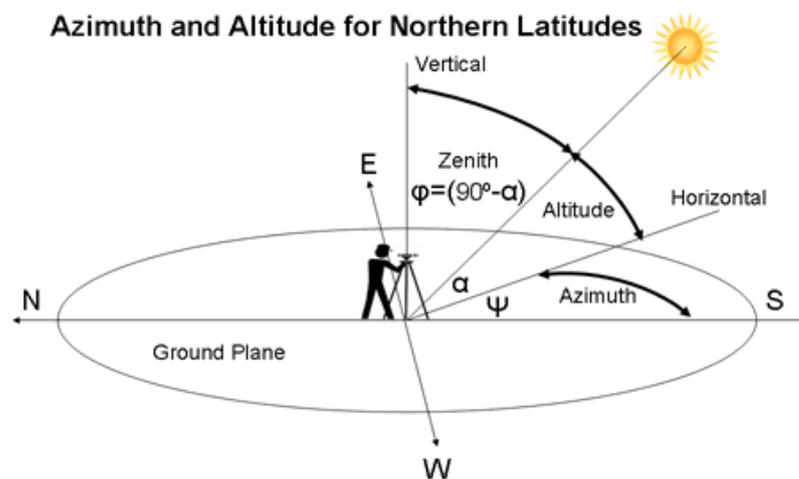
- posizione geografica dell'osservatore (latitudine)
- giorno dell'anno



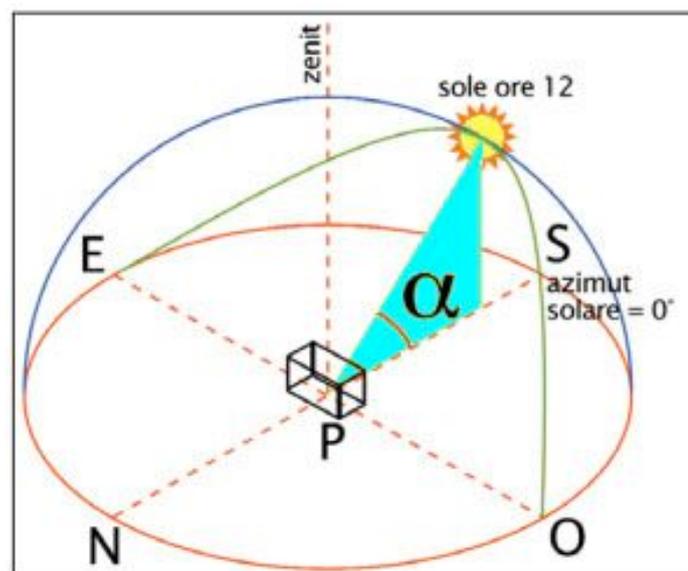
Si può notare che solo nei giorni degli equinozi (21 marzo e 23 settembre) il sole sorge perfettamente ad est e tramonta perfettamente ad ovest.

Inoltre è da sottolineare che dal 21 marzo al 23 settembre (primavera ed estate) il sole rimane per più tempo (come si dice il sole è “più alto”): il massimo della durata e dell’altezza si ha nel giorno del solstizio di estate (21 giugno: il sole è più alto di tutto il resto dell’anno) e il minimo si ha nel giorno del solstizio di inverno (21 dicembre: il sole è più basso di tutto il resto dell’anno).

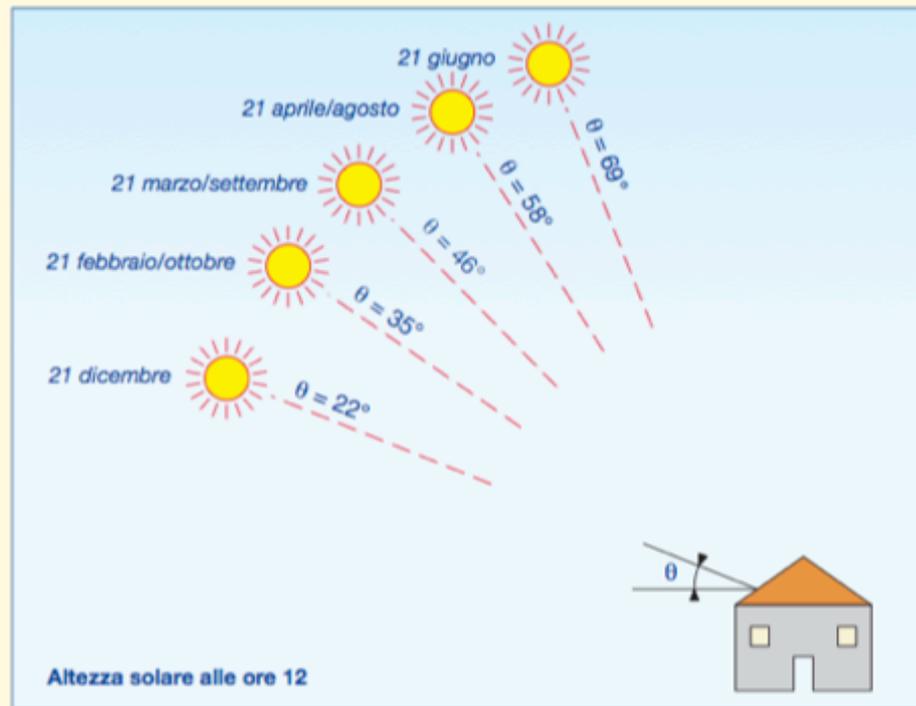
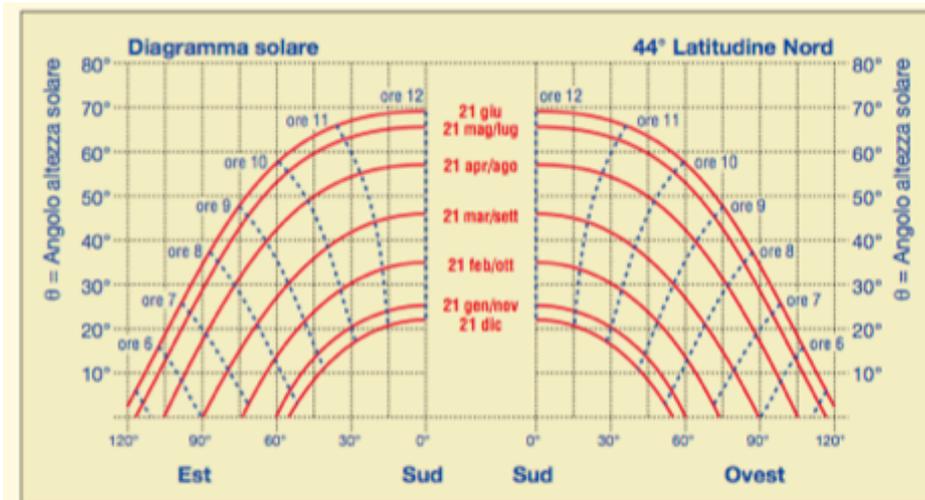
Di conseguenza il cammino che il Sole compie nei mesi di primavera-estate è maggiore (la durata del giorno rispetto alla notte è maggiore); al contrario il cammino che il Sole compie nei mesi di autunno-inverno è minore (la durata del giorno rispetto alla notte è minore). Questo è il principale motivo delle differenze termiche e climatiche che vi sono tra una stagione e l’altra.



Si può definire “ALTEZZA SOLARE” l’angolo formato tra la linea che va dall’osservatore al sole e la linea orizzontale che va dall’osservatore ed il Sud.



In ogni posizione geografica, ed in particolare per ogni valore della latitudine, è possibile ricavare il “diagramma solare” cioè la variazione dell’altezza solare al variare delle stagioni e delle ore del giorno:



Ecco spiegato il perché se io in Italia pianto un bastone perfettamente ortogonale al terreno, questo darà sempre un'ombra; l'ombra più breve si avrà quando l'altezza del sole è massima ed il sole più alto (21 giugno ore 12) mentre l'ombra più piccola si avrà quando l'altezza è minima ed il sole è più basso (21 dicembre ore 12).

La radiazione solare catturata dalla superficie posta al suolo e relativa ad un pannello fotovoltaico, sarà da questi convertita in energia elettrica.

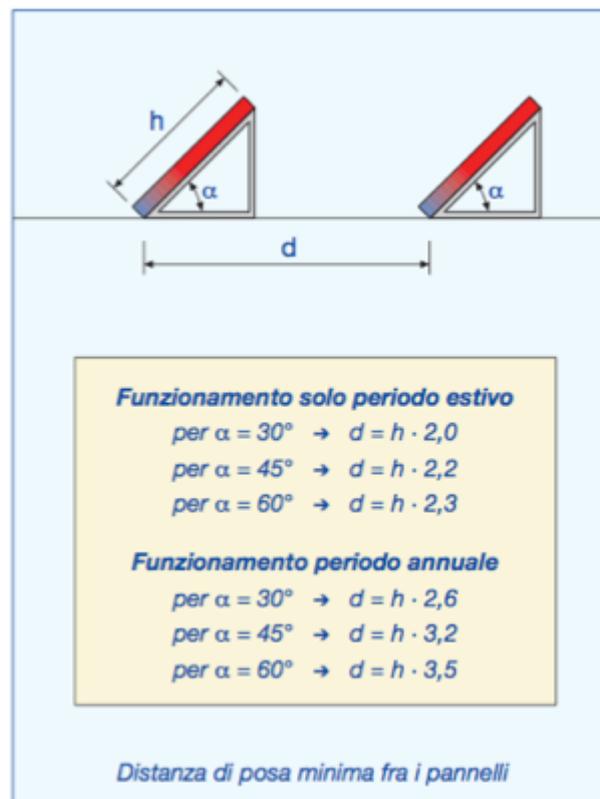
E' bene sottolineare che la quantità di energia convertita e messa a disposizione dall'impianto, è influenzata da vari fattori:

- L'angolo con cui i raggi del sole colpiscono la superficie del/dei pannelli. La posizione più favorevole è rappresentata dalla perpendicolarità tra radiazione solare e pannello fotovoltaico.
- Lo spessore dell'atmosfera, e quindi il grado di riduzione della radiazione "utile" al suolo. Detto spessore varia con la latitudine.
- Condizioni geografiche e meteorologiche: latitudine, altitudine, stagione, mese, giorno ed ora del giorno, nubi, pioggia.
- Tipologia di celle utilizzate, ed in particolare il loro specifico rendimento.

L'inclinazione e l'orientamento della superficie captante sono elementi fondamentali. Essi possono con relativa facilità essere modificati da impianto ad impianto in funzione alle diverse condizioni ottimali dettate dalle coordinate geografiche del sito in cui è ubicato l'impianto.

- L'inclinazione (angolo di "tilt") è rappresentata dall'angolo tra il piano della cella ed il piano orizzontale. Il valore ottimale è leggermente diverso in funzione dell'angolo di latitudine; in pratica alle nostre latitudini conviene assumere i seguenti angoli di inclinazione:

- $\alpha = 20\div 40^\circ$ per impianti a funzionamento estivo
- $\alpha = 50\div 65^\circ$ per impianti a funzionamento invernale
- $\alpha = 40\div 60^\circ$ per impianti a funzionamento annuale



- L'orientamento (angolo di "azimut"), nel nostro emisfero (emisfero Nord) è rappresentato dall'angolo tra il piano della cella e la direzione Sud. Il valore ottimale è un angolo pari a zero: **pannelli rivolti a Sud**. In questo modo è massimo il numero di ore di esposizione al sole.

E' utile sottolineare che deviazioni dell'inclinazione e dell'orientamento rispetto ai valori ottimali sopra indicati, non hanno però un grosso "peso" sul valore effettivo dell'energia captata.

Come già sottolineato, nel nostro emisfero l'orientamento ideale dei collettori è quello rivolto a Sud.

In particolare per le località italiane si può constatare che:

- ad una variazione di qualche decina di gradi dell'angolo di azimut, rispetto al valore "zero" ottimale, corrisponde una diminuzione dell'energia captata dell'ordine del 5%. Tuttavia anche orientamenti diversi non sono particolarmente penalizzanti. Ad esempio con variazioni d'orientamento di $\pm 30^\circ$ rispetto a Sud, l'energia solare annua ricevuta diminuisce solo del 2,5%, mentre con variazioni di $\pm 45^\circ$ diminuisce del 3÷4%

- ad una variazione di qualche decina di gradi dell'angolo di tilt, rispetto al valore ottimale pari a quello della latitudine, corrisponde una diminuzione dell'energia captata dell'ordine del 2 - 3 %. Anche laddove il piano della cella fosse verticale (pannelli installati sulle facciate delle strutture edilizie), l'energia captata sarebbe comunque pari al 55 - 65 % di quella massima.

6.8 DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA

Le grandezze di base che servono a dimensionare gli impianti a pannelli solari sono quattro:

1. Superficie dei pannelli
2. Potenza specifica di progetto
3. Salto termico del fluido vettore
4. Volume dei serbatoi d'accumulo
5. Serpentine-scambiatori di calore

Di seguito prenderemo in esame tali grandezze e considereremo i valori che ad esse possono essere assegnati.

6.5.1 CALCOLO DELLA SUPERFICIE DEI PANNELLI

Per determinare in modo coerente e rigoroso il valore di questa grandezza si dovrebbe procedere nel seguente modo:

1. ipotizzare più soluzioni con superfici dei pannelli variabili: ad esempio, in grado di coprire il 20, 40, 60 e 80% del fabbisogno termico totale richiesto;
2. determinare i costi di realizzazione e di manutenzione degli impianti in base alle soluzioni ipotizzate;
3. quantificare, sempre per tali soluzioni, i risparmi di combustibile ottenibili e i relativi benefici economici su base annua;
4. confrontare fra loro i costi e i benefici economici di cui sopra al fine di determinare i tempi di ammortamento delle diverse soluzioni;
5. scegliere infine, in fanzione di tali valori, la soluzione ritenuta più conveniente.

Si tratta però di operazioni che dipendono da molti parametri non sempre facili da determinare con certezza, quali ad esempio: la resa effettiva dei collettori, l'efficienza del sistema di regolazione e le reali modalità d'uso dell'impianto.

Inoltre per calcolare i tempi d'ammortamento, è necessario conoscere come varierà nel tempo il costo del combustibile di riferimento. Cioè, è necessario conoscere come varierà nel tempo un valore senz'altro largamente indeterminato, in quanto dipende da imprevedibili scelte d'ordine politico ed economico.

Ragione per cui, in genere, conviene determinare la superficie dei pannelli solari in base a dati medi predefiniti, derivati comunque da operazioni simili a quelle sopra descritte.

Nel caso di **impianti per la produzione di acqua calda sanitaria** si può utilizzare la tabella di seguito riportata, dove le superfici nette dei pannelli sono date in funzione del fabbisogno giornaliero d'acqua calda a 45°C.

<i>SUPERFICI NETTE PANNELLI PIANI CORRELATE AL FABBISOGNO GIORNALIERO DI ACQUA CALDA A 45°C</i>			
<i>Italia Nord</i>	<i>1,2 m²</i>	<i>per fabbisogno</i>	<i>50 l/giorno</i>
<i>Italia Centro</i>	<i>1,0 m²</i>	<i>* *</i>	<i>* *</i>
<i>Italia Sud</i>	<i>0,8 m²</i>	<i>* *</i>	<i>* *</i>

*Nota:
Per pannelli a tubi sotto vuoto, le superfici sopra riportate possono essere ridotte del 20%.*

Il fabbisogno giornaliero di acqua calda può essere a sua volta determinato con i seguenti valori:

<i>FABBISOGNO GIORNALIERO DI ACQUA CALDA A 45°C</i>	
<i>Abitazioni civili</i>	
<i>Comfort elevato</i>	<i>75 l/(persona/giorno)</i>
<i>Comfort medio</i>	<i>50 l/(persona/giorno)</i>
<i>Comfort basso</i>	<i>35 l/(persona/giorno)</i>
<i>Lavatrice</i>	<i>20 l/(1 lavaggio giorno)</i>
<i>Lavastoviglie</i>	<i>20 l/(1 lavaggio giorno)</i>
<i>Pensioni e Agriturismo</i>	
<i>Livello elevato</i>	<i>75 l/(persona/giorno)</i>
<i>Livello medio</i>	<i>50 l/(persona/giorno)</i>
<i>Hotel e Ristoranti</i>	
<i>Comfort elevato</i>	<i>75 l/(persona/giorno)</i>
<i>Comfort medio</i>	<i>50 l/(persona/giorno)</i>
<i>Comfort basso</i>	<i>35 l/(persona/giorno)</i>
<i>Servizio cucina</i>	
<i>Servizio medio</i>	<i>10 l/(giorno/pasto)</i>
<i>Servizio elevato</i>	<i>15 l/(giorno/pasto)</i>

Nel caso di **impianti combinati** (ACS e riscaldamento) in edifici ad uso abitativo termicamente ben isolati e riscaldati con sistemi a bassa temperatura (riscaldamento a pavimento) si può utilizzare la tabella di seguito riportata:

<i>EDIFICI AD USO ABITATIVO SUPERFICI NETTE PANNELLI PIANI</i>			
<i>Impianti di piccole dimensioni</i>			
<i>Italia Nord</i>	<i>0,90 ÷ 0,70 m²</i>	<i>ogni 10 m²</i>	<i>sup. abitata</i>
<i>Italia Centro</i>	<i>0,75 ÷ 0,60 m²</i>	<i>" " "</i>	<i>" "</i>
<i>Italia Sud</i>	<i>0,65 ÷ 0,50 m²</i>	<i>" " "</i>	<i>" "</i>
<i>Impianti medio-grandi</i>			
<i>Italia Nord</i>	<i>0,75 ÷ 0,60 m²</i>	<i>ogni 10 m²</i>	<i>sup. abitata</i>
<i>Italia Centro</i>	<i>0,60 ÷ 0,50 m²</i>	<i>" " "</i>	<i>" "</i>
<i>Italia Sud</i>	<i>0,50 ÷ 0,40 m²</i>	<i>" " "</i>	<i>" "</i>
<i>Nota:</i>			
<i>Per pannelli a tubi sotto vuoto, le superfici sopra riportate possono essere ridotte del 20%.</i>			

Per **impianti combinati in edifici ad uso comune**

(Ospedali, Case di riposo, Scuole, Case dello studente, Hotel, Pensioni, Alberghi, Uffici, ecc ...) la superficie dei pannelli può essere determinata considerando tassi di copertura del fabbisogno termico totale variabili dal 20 al 30%

Per impianti adibiti al **riscaldamento di piscine**, le superfici nette dei pannelli possono essere determinate in base ai seguenti valori:

<i>RISCALDAMENTO PISCINE SUPERFICI NETTE PANNELLI PIANI</i>	
<i>Piscine esterne</i>	<i>0,60 ÷ 0,40 m² ogni m² sup. piscina</i>
<i>Piscine coperte</i>	<i>0,40 ÷ 0,30 m² ogni m² sup. piscina</i>

6.5.2 POTENZA SPECIFICA DI PROGETTO

È la potenza captabile e trasferibile al fluido vettore da un metro quadrato di pannello con insolazione massima. Serve (come vedremo in seguito) a determinare la portata del circuito solare e a dimensionare il relativo scambiatore di calore.

Il valore di questa grandezza dipende da molteplici fattori quali: l'insolazione massima del luogo, la tipologia e le caratteristiche costruttive dei pannelli, gli angoli di orientamento e inclinazione, le temperature dell'aria esterna e di funzionamento dell'impianto. Tuttavia, senza significativi errori, per pannelli piani con copertura trasparente, si può assumere il seguente valore:

$$q = 470 \text{ W/m}^2$$

6.5.3 SCELTA DEL SALTO TERMICO DEL FLUIDO VETTORE

È il valore di progetto della differenza di temperatura tra ingresso e uscita del fluido termovettore dai pannelli.

È ovvio che il suo valore serve essenzialmente a determinare la portata del circuito solare e a dimensionare il relativo scambiatore di calore.

Per questa grandezza si può assumere il seguente valore:

$$(T_i - T_u) = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

6.5.4 CALCOLO APPROSSIMATIVO DEL VOLUME DEI SERBATOI DI ACCUMULO

Si può determinare in base a valori variabili da 50 a 60 litri per metro quadrato di pannelli. E quindi si può ritenere valida la seguente formula:

$$V = (50 \div 60) \cdot S$$

Dove:

V = Volume del serbatoio, m³

S = Superficie netta dei pannelli, m²

6.5.5 CALCOLO APPROSSIMATIVO DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE

Le relazioni da usare sono quelle generalmente usate per un normale scambiatore di calore acqua-acqua. La potenzialità degli scambiatori di calore tra l'acqua del "circuito solare" e quella dei serbatoi di accumulo può essere determinata con la relazione:

$$Q = q * S$$

$q = \text{Pot. Specifica (470 W/m}^2\text{)}$
 $S = \text{Superficie dei pannelli (m}^2\text{)}$

Per le temperature in genere vengono consigliati i seguenti valori:

– **Temperature del circuito solare**

50°C = Temperatura entrata, °C

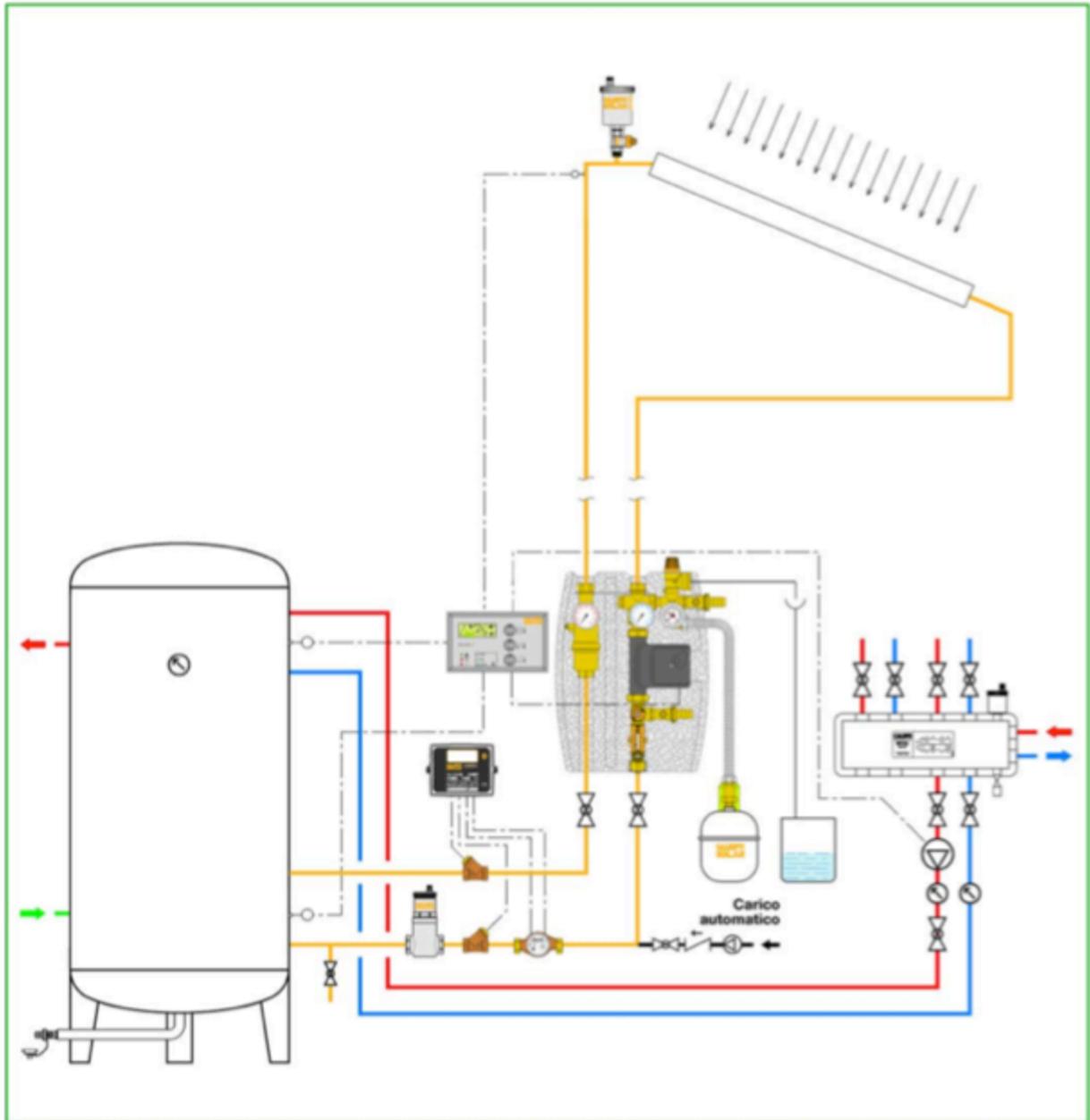
40°C = Temperatura uscita, °C

– **Temperature del circuito serbatoio**

45°C = Temperatura entrata, °C

35°C = Temperatura uscita, °C

6.5.6 SCHEMI FUNZIONALI CONVENZIONALI



SCHEMA SEMPLICE CON BOLLITORE A “DOPPIA SERPENTINA”

Ad integrare lo schema di cui sopra occorre anche riflettere sul **collegamento e bilanciamento** dei pannelli e sul problema del **surriscaldamento**.

Nel collegare fra loro più pannelli si devono garantire flussi bilanciati e basse perdite di carico: aspetto quest'ultimo che serve a limitare i consumi delle pompe.

Batterie di pannelli montati in serie possono garantire flussi bilanciati. Tuttavia, dopo un certo numero di pannelli (in genere 4 o 5, dipende dalle caratteristiche costruttive) tali batterie presentano perdite di carico troppo elevate, come evidenzia l'esempio di seguito riportato.

Per le riflessioni che seguono si è considerato un pannello di base (con superficie netta 2 m²) avente le seguenti caratteristiche:

- **G_p = 80 l/h portata**
- **H_p = 20 mm c.a. perdite di carico**

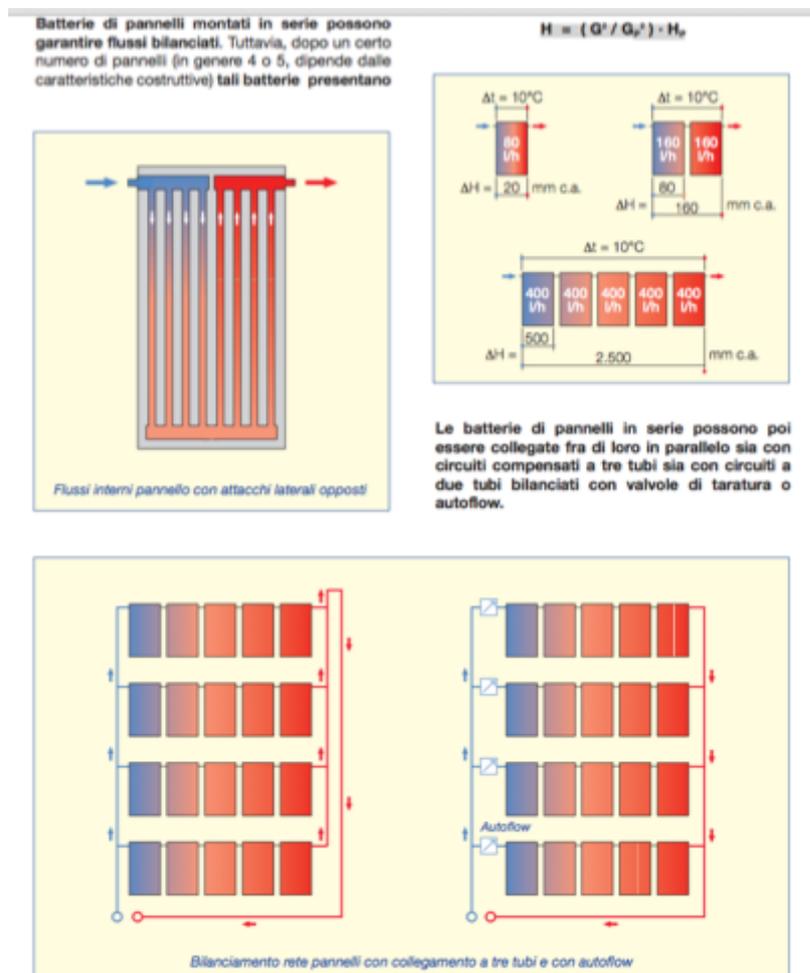
Al variare della portata che circola nel pannello, varia sia la perdita di carico sia la differenza di temperatura tra ingresso e uscita dell'acqua dal pannello.

Per il calcolo delle perdite di carico H al variare della portata G è stata utilizzata la formula:

$$H = (G^2 / G_p^2) \cdot H_p$$

Per entrare nel particolare occorre mettere in evidenza quanto segue:

Se si pongono due pannelli di base in serie la portata **G_p** rimane invariata ma la differenza di temperatura è raddoppiata a causa dell'aumento della superficie e quindi del calore ceduto all'acqua; in linea teorica la temperatura subisce un raddoppio.



Come già messo in evidenza, con il collegamento in serie dei pannelli solari, le temperature in uscita aumentano. Pertanto con forte insolazione e con un contemporaneo utilizzo limitato, possono insorgere **problemi di surriscaldamento**.

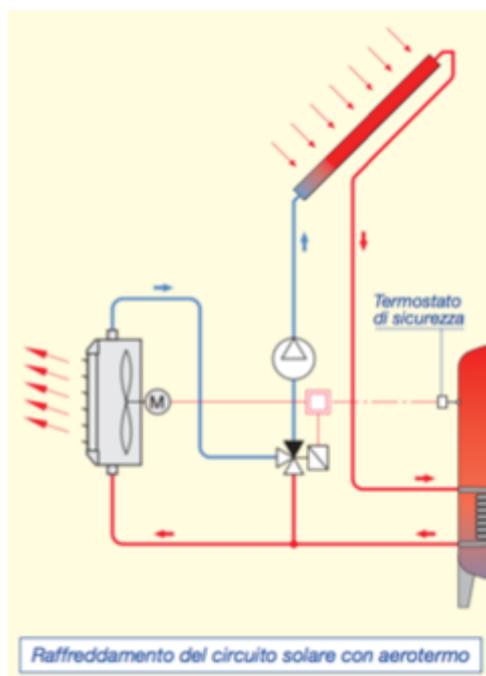
Una soluzione è quella che utilizza un termostato, o una sonda di sicurezza, per fermare la pompa del circuito solare al superamento del limite ammesso.

Va considerato, tuttavia, che questa soluzione non è in grado di risolvere in modo definitivo il problema del surriscaldamento. In pratica si limita a spostarlo dal serbatoio d'accumulo al circuito solare. A pompa ferma, cioè senza le dispersioni del serbatoio d'accumulo, le temperature del fluido all'interno del circuito solare (e in particolare all'interno dei pannelli) crescono sensibilmente,

Normalmente si possono raggiungere temperature di stagnazione di circa 140-150°C, ma non sono da escludere valori anche assai più elevati. E ciò provoca la vaporizzazione e l'ebollizione del fluido vettore. In relazione a questi fenomeni, se viene utilizzato un fluido antigelo bisogna evitare due possibili gravi inconvenienti: la sua fuoriuscita e il suo degrado.

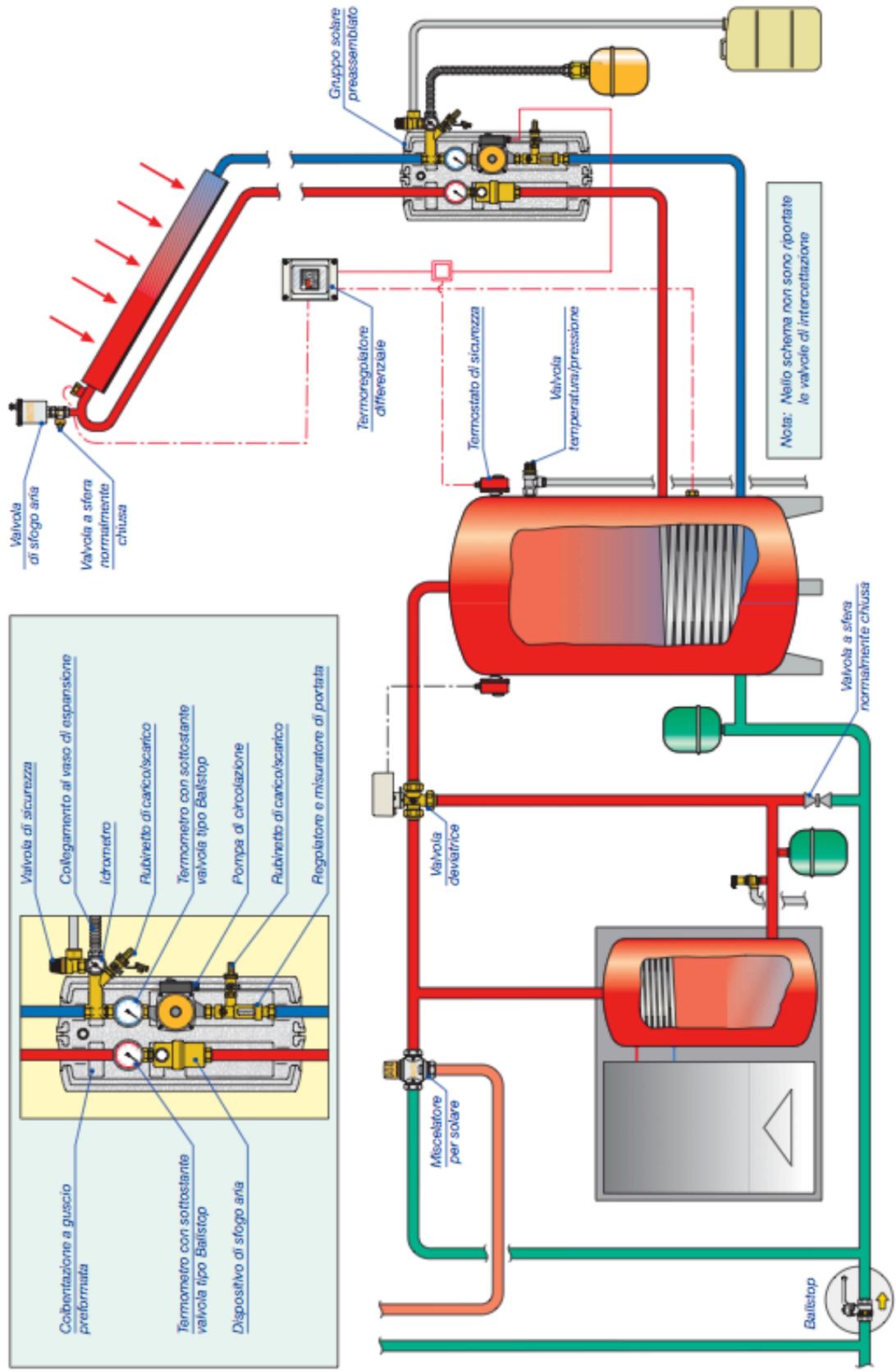
Negli impianti piccoli questi problemi si possono risolvere (come vedremo meglio in seguito) dimensionando in modo opportuno i sistemi di sicurezza, espansione ed eliminazione dell'aria, e ricorrendo inoltre ad una manutenzione attenta. In particolare vanno tenute sotto controllo (con analisi almeno biennali) le caratteristiche chimiche del fluido antigelo e in caso di necessità bisogna intervenire con integrazioni o sostituzioni complete del fluido stesso.

Negli impianti medio-grandi, in genere, conviene smaltire direttamente l'eccesso di calore. Gli schemi di seguito riportati rappresentano due possibili soluzioni. Come mezzi di smaltimento del calore la prima utilizza serpentini interrati, la seconda un aeroterma.

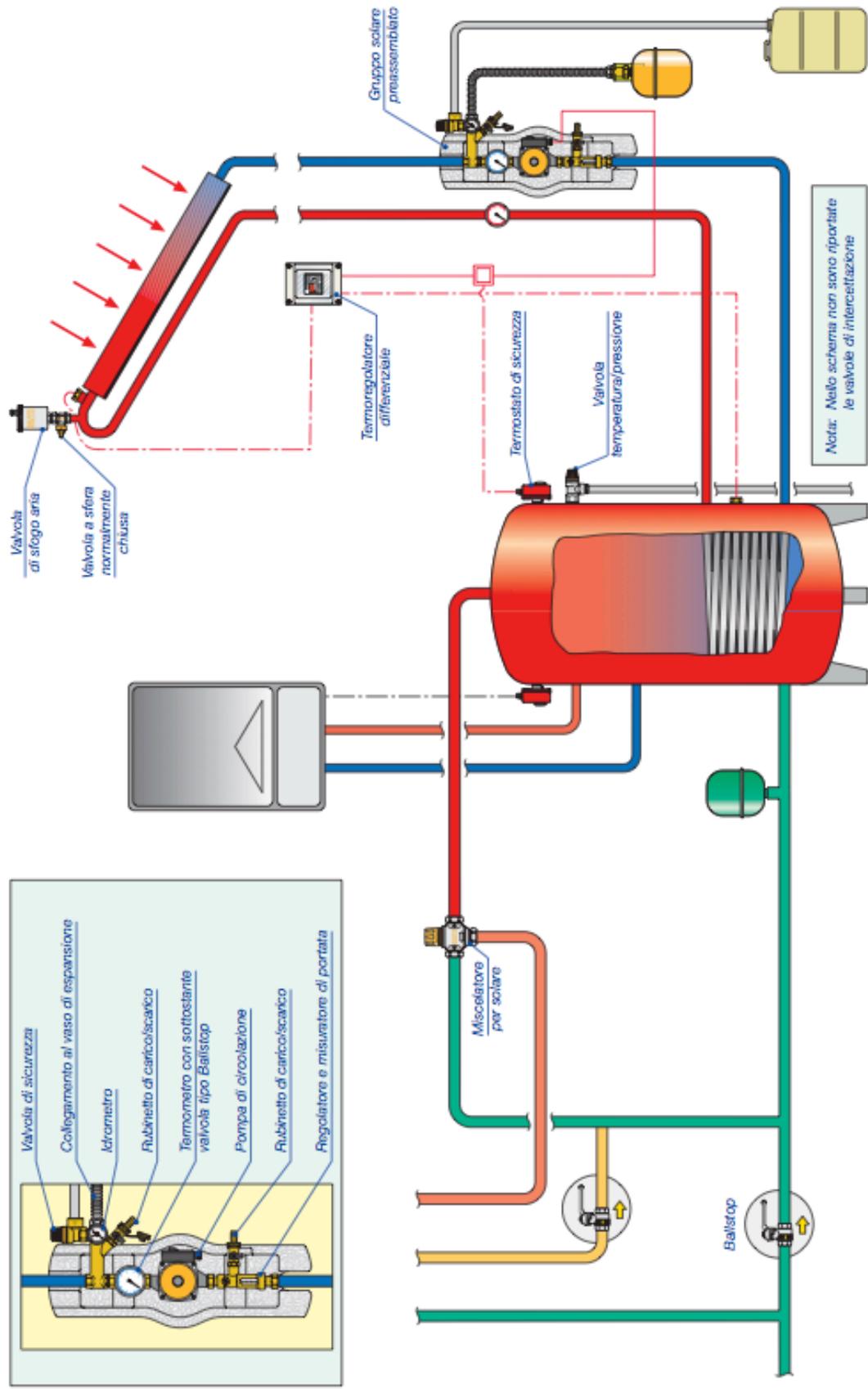


Si tratta di soluzioni che risolvono in maniera soddisfacente il problema del surriscaldamento e che non incidono in modo significativo sul costo totale dell'impianto.

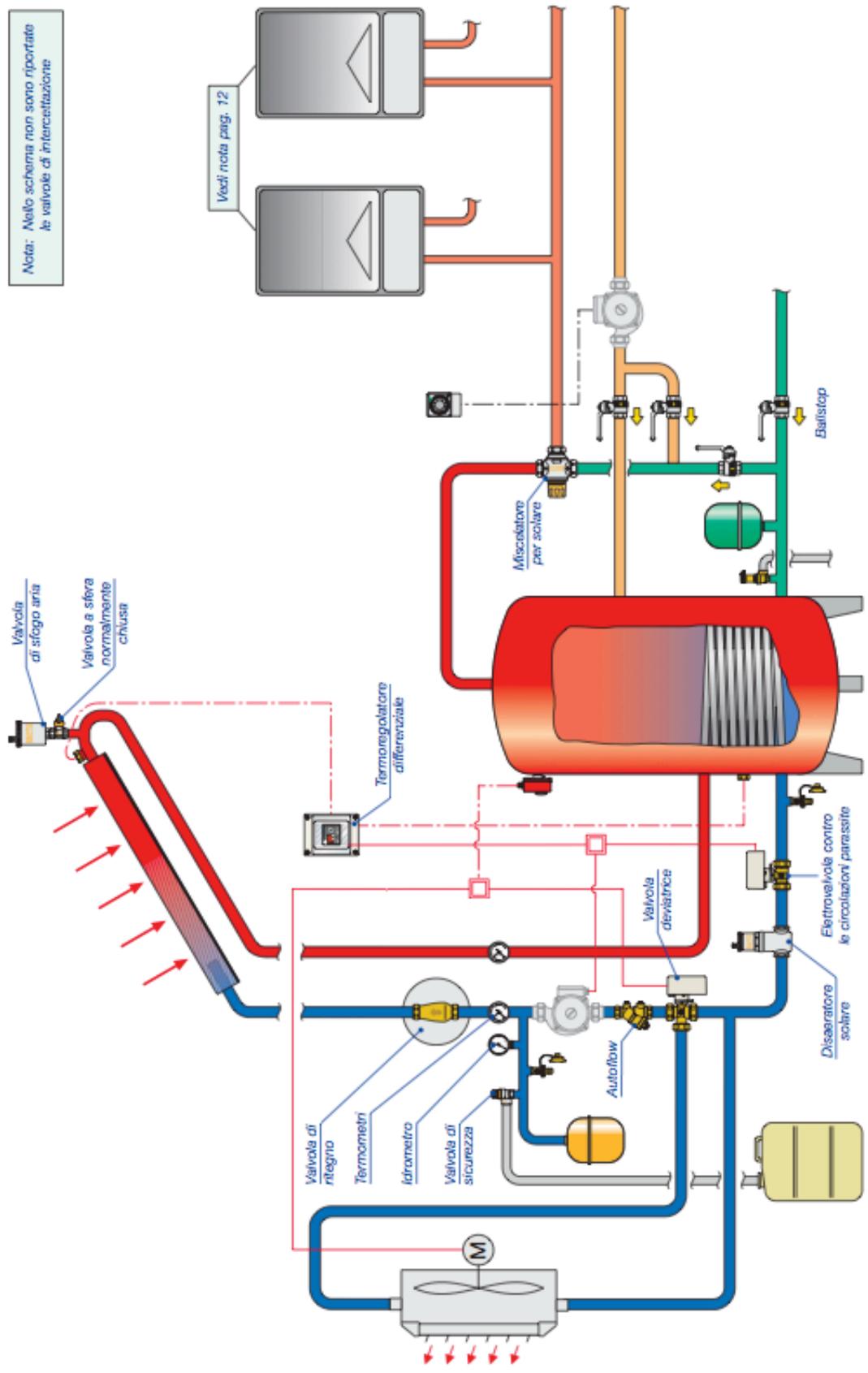
Nelle pagine seguenti sono riportati alcuni esempi di schemi impiantistici.



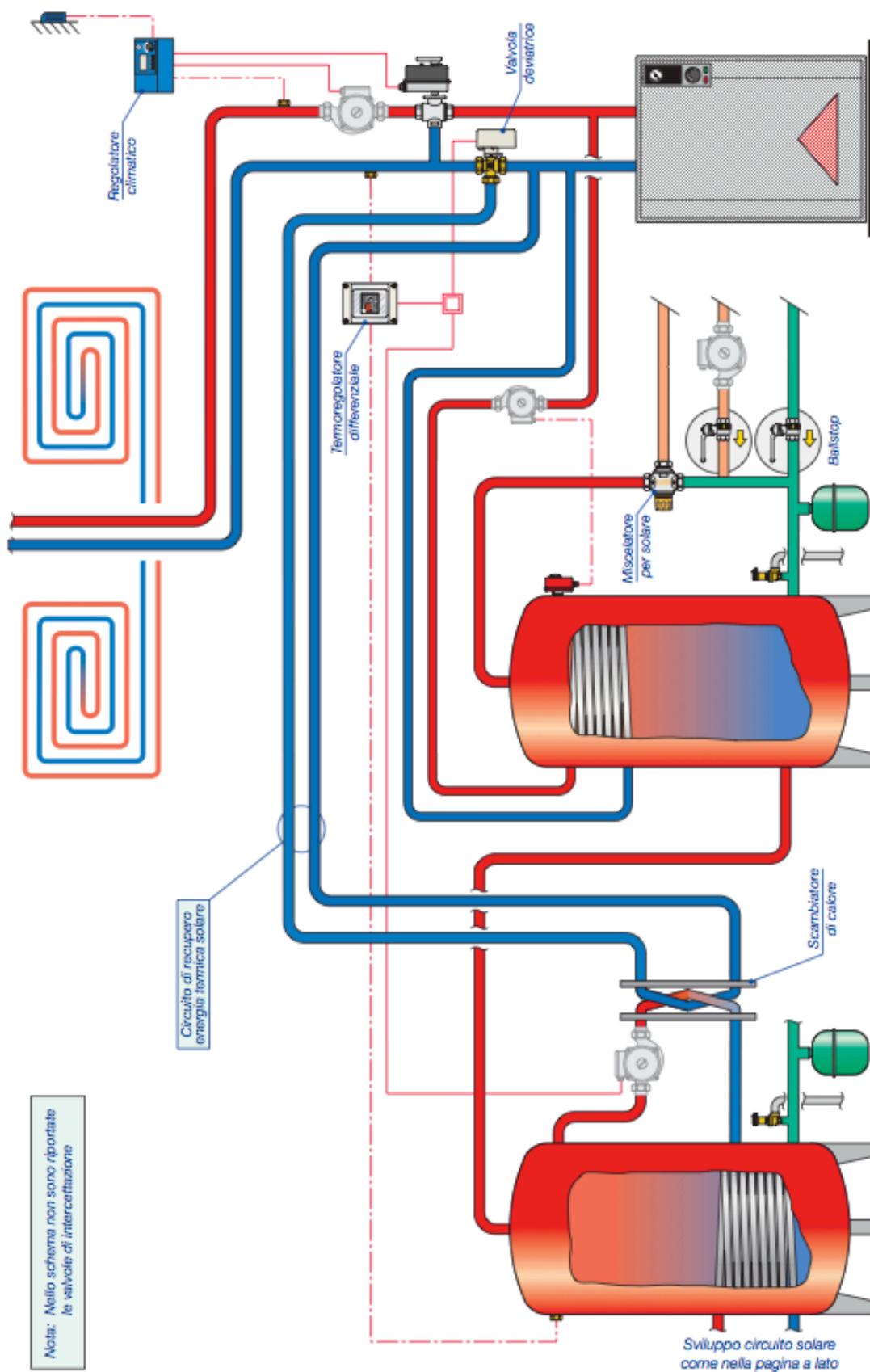
Impianto solare per produzione acqua calda sanitaria con caldaia a terra dotata di accumulo



Impianto solare per produzione acqua calda sanitaria con integrazione di calore nel serbatoio di accumulo



Impianto solare centralizzato per produzione acqua calda sanitaria con distribuzione ad impianti autonomi



Impianto solare combinato a doppio serbatoio d'accumulo e scambiatore di calore

6.5.7 ESEMPIO DI CALCOLO-PROGETTO

Dati INPUT per Calcolo del fabbisogno idrico sanitario

Edificio destinato a "Caserma militare" organizzata in 4 piani con un N° di posti letto pari a 40 persone per ogni piano. Nell'edificio sono presenti le seguenti utenze idrico-sanitarie:

- **N° 4 gruppi bagni (un gruppo per ogni piano)**

In ognuno dei 4 gruppi bagno sono presenti:

- 10 lavabi
- 10 docce
- 4 vasi alla turca con cassetta di scarico.

Il calcolo delle tubazioni relative alla distribuzione acqua fredda e acqua calda sanitaria è stato effettuato tenendo conto delle seguenti portate minime di ciascun rubinetto:

<i>apparecchio</i>	<i>acqua fredda</i>	<i>acqua calda</i>	<i>pressio ne</i>
LAVABO	0,10 [litri/sec]	0,10 [litri/sec]	5 [m.c.a.]
DOCCIA	0,15 [litri/sec]	0,15 [litri/sec]	5 [m.c.a.]
VASO	0,10 [litri/sec]	0,10 [litri/sec]	5 [m.c.a.]

Portata totale/Portata di progetto:

Pertanto la portata totale di ogni gruppo bagno è pari a 2,9 litri/sec che si riduce, in considerazione di un fattore di contemporaneità, ad un valore della portata di progetto non inferiore a 2,45 litri/sec. Per assicurare detta portata risulta necessario installare una tubazione di diametro non inferiore a DN 65 mm. (diametro nominale Φ 2 1/2").

La base della colonna montante che serve tutti i 4 gruppi bagno risulta interessata da una portata totale di 11,6 litri/sec, a cui corrisponde un valore della portata di progetto almeno pari a 5 litri/sec. Per assicurare detta portata risulta necessario installare una tubazione di diametro non inferiore a DN 80 mm. (diametro nominale Φ 3").

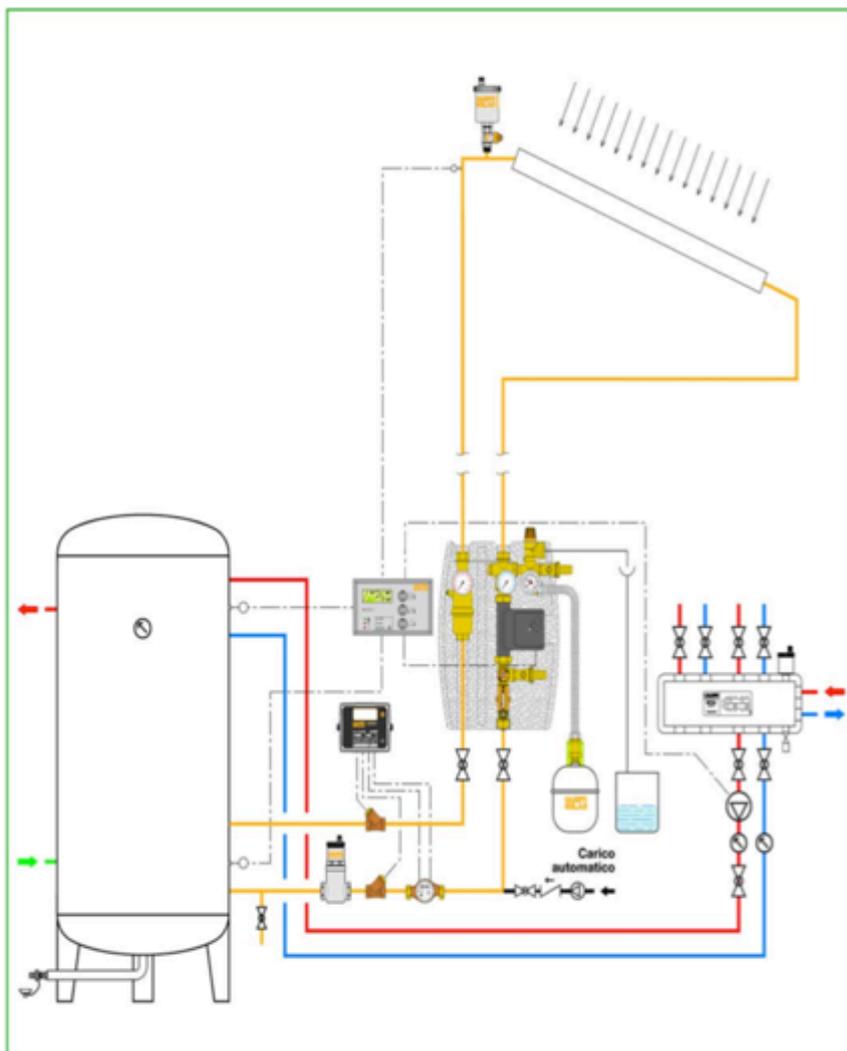
Si prevede necessariamente una tubazione di ricircolo con pompa e orologio di avviamento.

L'impianto in argomento sar  altresì provvisto di un serbatoio di accumulo a doppia serpentina:

- Scambiatore collegato ad una caldaia
- Scambiatore collegato ad un circuito "solare termico"

Lo schema dell'impianto   quello di seguito riportato:

SCHEMA FANZIONALE



DATI DI PROGETTO

Il calcolo della portata totale per il progetto/verifica delle tubazioni relative alla distribuzione dell'acqua alle rispettive utenze è stato effettuato tenendo conto delle seguenti portate minime di ciascun rubinetto:

<i>apparecchio</i>	<i>acqua fredda</i>	<i>acqua calda</i>	<i>pressione</i>
LAVABO	0,10 [litri/sec]	0,10 [litri/sec]	5 [m.c.a.]
DOCCIA	0,15 [litri/sec]	0,15 [litri/sec]	5 [m.c.a.]
VASO	0,10 [litri/sec]	0,10 [litri/sec]	5 [m.c.a.]

La **portata di progetto** è stata calcolata in considerazione della portata totale corrispondente e di un fattore di contemporaneità che ne riduce il valore in accordo alla buona regola dell'arte; a tale avviso sono stati considerati fattori e coefficienti consigliati dalla letteratura tecnica (tabelle **CALEFFI** - azienda leader nel settore degli impianti idrotermosanitari).

$$G_v = 5 \text{ litri/sec}$$

Periodo di punta È il periodo in cui risulta più elevato il consumo d'acqua calda. Per le utenze oggetto del presente documento e per le modalità con cui si presume l'impianto sia utilizzato, il suo valore è stato considerato pari a **2 ore**.

Consumo d'acqua calda nel periodo di punta È il consumo globale d'acqua calda nel periodo di punta. Per le utenze oggetto del presente documento e in base agli apparecchi installati e alla frequenza d'uso ipotizzate, il suo valore è stato considerato non inferiore a **80 litri/posto letto** per un totale di **12.800 litri** corrispondente a 160 posti letto.

Periodo di preriscaldamento È il tempo che può essere impiegato per portare l'acqua (fredda) immessa nel bollitore fino alla temperatura di accumulo richiesta. Per le utenze oggetto del presente documento e per le modalità con cui si presume l'impianto sia utilizzato, il suo valore è stato considerato pari a **2 ore**.

Temperatura dell'acqua fredda Il suo valore presunto è stato scelto pari a **15 °C**.

Temperatura di utilizzo dell'acqua calda Per le utenze oggetto del presente documento e per le modalità con cui si presume l'impianto sia utilizzato, il suo valore è stato considerato pari a **40 °C**.

Temperatura di accumulo dell'acqua calda Il suo valore è in genere stabilito in relazione a diverse esigenze, ma in particolare in questo progetto è stato scelto in modo da impedire lo sviluppo dei batteri; questi possono generalmente sopportare a lungo temperature fino a 50°C, mentre invece muoiono in tempi rapidi oltre i 55°C. Pertanto il suo valore è stato considerato non inferiore a 60 °C.

Temperatura del fluido scaldante Al fine di non utilizzare temperature del fluido scaldante troppo elevate e tenere relativamente contenuto il salto termico di progetto, cioè il salto termico previsto tra l'andata e il ritorno, è stata prevista una **temperatura di mandata del fluido scaldante pari a 80 °C e un salto termico di progetto tra mandata e ritorno pari a 10°C**. La temperatura media del fluido scaldante sarà pari a $T_{m1} = 75$ [°C].

CALCOLO VOLUME DEL BOLLITORE

Come consigliato dalla per determinare il volume TEORICO di progetto dei bollitori si possono usare i seguenti simboli:

C = Consumo d'acqua calda nel periodo di punta12.800 [litri]

Q_t = Calore totale necessario per riscaldare l'acqua erogata nel periodo di punta [kcal]

Q_h = Calore orario che deve essere ceduto all'acqua [kcal/h]

Q_a = Calore da accumulare nel periodo di preriscaldamento [kcal]

t_{pu} = Durata del periodo di punta.....2 [h]

t_{pr} = Durata del periodo di preriscaldamento.....2 [h]

T_f = Temperatura dell'acqua fredda15 [°C]

T_u = Temperatura di utilizzo dell'acqua calda40 [°C]

T_a = Temperatura d'accumulo dell'acqua calda60 [°C]

V = Volume del bollitore [litri]

Per il calcolo si è proceduto nel seguente modo:

(5) si è calcolato il **calore totale** necessario per riscaldare l'acqua da erogarsi

nel periodo di punta, moltiplicando tale quantità per il salto termico che sussiste tra la temperatura dell'acqua di utilizzo e la temperatura dell'acqua fredda;

$$Q_t = C (T_u - T_f) = 320.000 \text{ kCal} = 372 \text{ kWh}$$

- (6) si è calcolato il **calore orario** che deve essere ceduto all'acqua, dividendo il calore totale (sopra determinato) per il tempo in cui quest'ultimo deve essere ceduto: cioè per il tempo dato dalla somma fra il periodo di preriscaldamento e quello di punta;

$$Q_h = \frac{Q_t}{(t_{pr} + t_{pu})} = 80.000 \text{ kCal/h} = 93 \text{ kW}$$

Detto valore rappresenta la potenzialità termica dell'intero impianto, ottenuta grazie alla caldaia all'uopo destinata ed ubicata nella centrale termica della Caserma.

- (7) si è determinato il **calore da accumulare** nella fase di preriscaldamento, moltiplicando il calore orario per il periodo di preriscaldamento;

$$Q_a = Q_h t_{pr} = 160.000 \text{ kCal} = 186 \text{ kWh}$$

- (8) si è calcolato infine il **volume di accumulo** (pari al volume del bollitore) minimo dividendo il calore da accumulare per la differenza fra la temperatura di accumulo e quella dell'acqua fredda.

$$V \geq \frac{Q_a}{(T_a - T_f)} = \mathbf{3556 \text{ litri}}$$

*Detto valore è assicurato a mezzo di un bollitore principale avente un volume pari ad un valore commerciale di **5000 litri***

CALCOLO DELLA SUPERFICIE DEI PANNELLI

Per Il calcolo della superficie dei pannelli solari, si può fare riferimento ad un confort medio-basso di 50 litri/persona per ogni giorno.

Pertanto è presumibile che il nostro impianto sia tale da assicurare un **fabbisogno complessivo giornaliero di circa 8.000 litri.**

Nella zona di Roma (Italia Centrale) la superficie netta dei pannelli solari, correlata al fabbisogno giornaliero di acqua calda a 40 °C è circa pari a **1 m² per fabbisogno di 50 litri/giorno.**

Tenuto conto dei valori di progetto sopra riportati e presumibilmente sufficienti per il nostro impianto, la **superficie totale dei pannelli dovrà essere non inferiore a 160 m².**

6 IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE ESTIVA

6.8 ASPETTI GENERALI

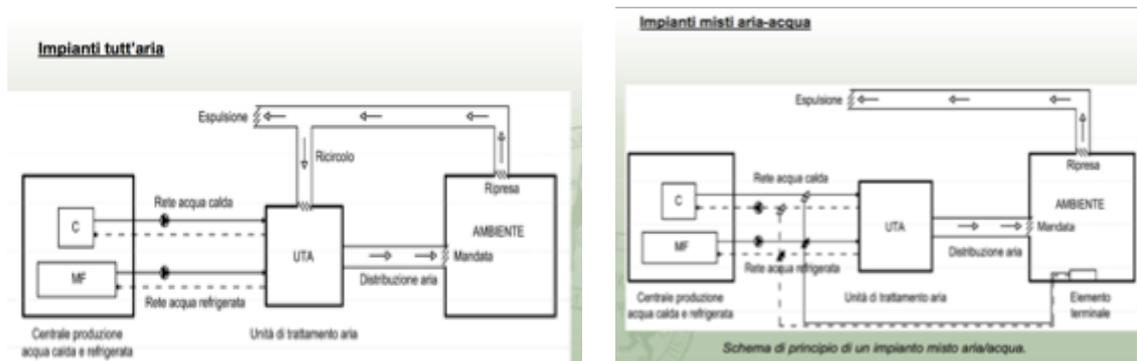
Un impianto di climatizzazione estiva (in generale chiamato “IMPIANTO DI CONDIZIONAMENTO”), alla stregua di quelli invernali, è in generale costituito da:

- Generatore di “freddo” in grado di compensare il carico termico estivo; in pratica il generatore è costituito da un gruppo frigo che deve essere in grado di erogare una potenzialità frigorifera non inferiore al valore del carico termico accumulato.
- Un fluido “termovettore” costituito da un fluido a scelta tra: acqua, aria, freon.
- Una rete di tubazioni e/o di canali per il trasporto del fluido termovettore
- Una serie di terminali, ubicati nei locali di cui è composto l’intero edificio, ognuno dei quali deve essere in grado di erogare una potenzialità termica non inferiore al valore del carico termico estivo in modo specifico dal singolo locale in cui esso è collocato.

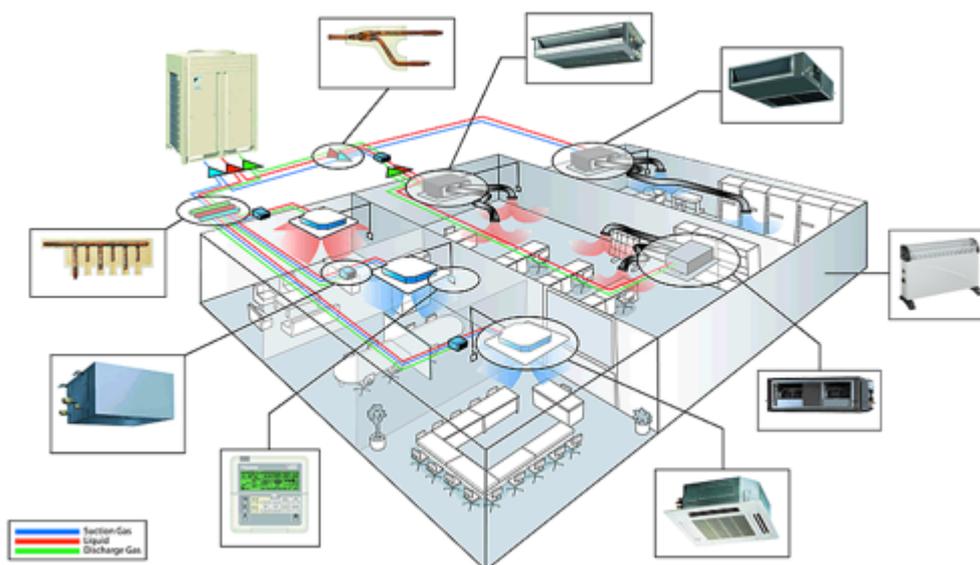
Un criterio per classificare gli impianti di condizionamento è quello di fare riferimento al “veicolo” per il trasporto dell’energia termica e cioè al fluido “termovettore” (aria o acqua) che dovrà essere riscaldato/raffreddato ed opportunamente distribuito nell’intero edificio, oltre che convenientemente regolato. La produzione di questi fluidi vettori richiede la presenza di una centrale termica e centrale frigorifera. Ovviamente, oltre alla produzione tradizionale di calore (caldaia) si possono adottare anche forme non tradizionali, ad esempio cogenerazione, captazione di contributi solari, pompe di calore.

In relazione al fluido vettore si possono distinguere tre principali tipologie impiantistiche:

- Impianti a sola aria (impianti a tutt’aria)
- Impianti aria + acqua (impianti aria primaria e fan coils)
- Impianti a fluido refrigerante con espansione diretta (split-system)

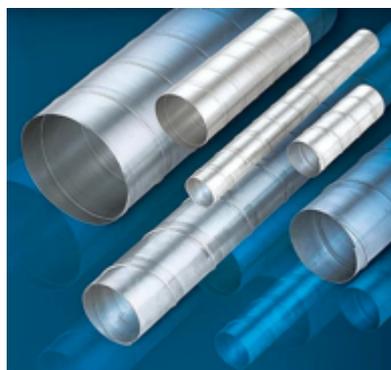


IMPIANTI AD ESPANSIONE DIRETTA (SPLIT SYSTEM)



6.2 CANALI

Il fluido termovettore di un impianto di condizionamento è in generale costituito da aria, trasportata da una rete di canali rettangolari e/o circolari..



Canali rettangolari

Per il trasporto dell'aria vengono utilizzati canali rettangolari in acciaio zincato, con attacco a baionetta e/o con attacco flangiato, con percorso verticale all'interno di cavedi all'uopo predisposti e con percorso orizzontale a soffitto al di sopra del controsoffitto. I canali di mandata sono coibentati; i canali di ripresa ed espulsione sono invece privi di coibentazione.

I canali sono sempre installati completi di staffaggi, curve, pezzi speciali e quant'altro occorre al fine di ultimare il lavoro a regola d'arte.



Le dimensioni dei canali entro il seguente campo:

$200 < A < 2000$, $100 < B < 1200$.

dovranno rispettare le seguenti disposizioni:

- Dimensione minima "A" = 150 mm;
- Dimensione minima "B" = 100 mm;
- Modulo base "M" = 50 mm;

Con i seguenti incrementi:

- incremento di M per dimensioni "A" e "B" minori di 300 mm;
- incremento di 2M per dimensioni "A" e "B" comprese tra 300 mm e 600 mm;
- incremento di 4M per dimensioni "A" e "B" maggiori di 600 mm;

Lo spessore delle lamiere da impiegarsi nella costruzione, al pari di altri accorgimenti (rinforzi, tipo di aggraffature e di giunzioni tra i vari elementi), deve essere scelto in accordo ai valori di seguito consigliati:

Dimensioni (mm) lato maggiore	Lamiere zincate		Tipo di giunzione e distanza
	Spessore (mm)	Peso (kg/m ²)	
0 - 300	0.6	5.1	Baionette o flange distanti max. 2000 mm
350 - 750	0.8	6.7	Baionette o flange distanti 1500 mm con nervature di rinforzo
800 - 1200	1.0	8.2	Flange in profilato distanti 1500 mm con nervature di rinforzo
1250 - 2000	1.2	9.8	Flange in profilato distanti 1500 mm con rinforzo a metà
Oltre 2000	1.5	12.0	Flange in profilato distanti 1000 mm con rinforzo a metà

Con particolare riferimento alle curve, saranno da prevedere le curve a largo raggio, le quali non necessitano di deflettori.

Per le curve a raggio medio e a raggio fisso si prescrive l'adozione di deflettori che si estendano per tutto l'arco della curvatura, come da tabella seguente:

a (mm)	N. di Deflettori	Larghezza di ogni passaggio d'aria come frazione di "a" (dall'interno verso l'esterno)
Fino a 300	0	a
Da 300 a 500	1	1/3 a 2/3 a
Da 500 a 1000	2	1/6 a 1/3 a 1/2 a
Oltre 1000	3	1/12 a 1/6 a 1/4 a 1/2 a

Per le curve a spigolo vivo, da impiegare soltanto quando limitazioni di spazio impediscono l'impiego di curve con raggio di curvatura, devono essere impiegati deflettori a profilo alare il cui numero minimo è indicato nella tabella seguente in funzione delle dimensioni di base "a".

r = 50 mm	
Larghezza della condotta "a"	Numero minimo di deflettori
250	6
300	9
400	12
500	15
600	18
800	24

In corrispondenza ad ogni innesto, usato per captare il flusso d'aria e deviarlo in un tratto di condotta secondaria fino alla corrispondente e specifica unità interna, è raccomandabile prevedere l'impiego di "deflettori", "raddrizzatori" o "captatori" per assicurare una corretta e uniforme ripartizione dell'aria nei tratti di condotta derivati dal collettore principale. Per innesti a 90° per sezione rettangolare le forme tipiche sono l'innesto raccordato, l'innesto angolato e l'innesto con captatore. Comunque per ogni innesto occorre prevedere una serranda di regolazione.

Canali circolari flessibili

I condotti flessibili sono del tipo isolato, per la distribuzione dell'aria, con elevate caratteristiche di attenuazione del rumore e sono costituiti da spirale in acciaio armonico avvolta da un laminato microforato;



Caratteristiche tecniche:

- temperatura di lavoro da -30 a $+140^{\circ}\text{C}$;
- pressione di esercizio superiore a 200 mm.c.a.;
- Classe 1 di resistenza al fuoco;
- barriera vapore realizzata mediante strato esterno in co-polimeri;
- elevato potere fonoassorbente,
- isolamento esterno con materassino in lana di vetro dello spessore di 25 mm, densità non inferiore a 16 Kg/mc, avente conducibilità termica non inferiore a $0,033 \text{ Kcal/h}\cdot\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$;
- elevata resistenza antistrappo;
- superficie interna liscia al fine di ottenere perdite di carico molto ridotte;
- assenza di formazione di odori anche alle temperature limite di funzionamento;
- smorzamento delle vibrazioni dovute a canali ed altre apparecchiature.

Staffaggi canali

Qualunque sia il tipo di sospensione o sostegno scelto, è consigliabile che esso sia di tipo metallico, zincato per immersione a caldo, zincato a freddo o protetto con altri trattamenti anticorrosivi.

Per le condotte a sezione rettangolare di piccole dimensioni e peso si impiegano normalmente dei profili stampati (squadrette) di lamiera zincata fissate alla condotta mediante viti autofilettanti oppure rivetti.

Qualora le condotte non siano installate in aderenza al soffitto, ma ad esso sospese, si ricorre all'impiego di tiranti di sostegno normalmente in barra zincata filettata per assicurare il collegamento fra soffitto e squadretta.

Possono essere utilizzati anche altri materiali, come ad esempio le corde d'acciaio.

In ogni caso questi tipi di sostegni vanno applicati in coppia ai lati della condotta.

L'applicazione delle squadrette solo su un lato non è corretta.

Quando le condotte devono essere installate a parete il sistema di staffaggio può essere realizzato con impiego di angolari in ferro o in profilato zincato preforato (mensole) murati o fissati con tasselli.

Tutti i sostegni, per svolgere al meglio la loro funzione, debbono rispettare le seguenti prescrizioni:

- Essere posizionati ad angolo retto rispetto all'asse della condotta che devono sostenere.
- Gli ancoraggi realizzati con la reggetta metallica devono interessare tutte le condotte e non una sola parte; in altre parole devono essere installati in coppia e posizionati uno opposto all'altro.
- Installare sempre al centro di ogni curva uno o più sostegni.
- Ad ogni cambio di direzione maggiore di 20° in senso orizzontale, occorre sostenere le condotte con uno o più agganci supplementari localizzati simmetricamente al centro della deviazione, al fine di evitare il sovraccarico di quelli ordinari.
- Terminali di condotta o le derivazioni di essa vanno sempre sostenute con appendini supplementari.
- I montanti verticali delle condotte attraversanti i locali con altezza superiore a 4.5 m devono essere sostenuti con staffaggi intermedi oltre a quelli realizzati in prossimità dei solai di attraversamento ai piani.
- La spaziatura degli staffaggi per condotte rettilinee deve essere in rapporto alla sezione delle condotte e comunque sempre secondo la tabella seguente.
- Occorre provvedere con supporti alternativi a sorreggere tutti gli apparecchi complementari allacciati alla condotta, siano essi cassette di miscela, umidificatori, batterie di post-riscaldamento o altro.
- E' consigliabile, per limitare le vibrazioni e le rumorosità, separare sempre le condotte dai sostegni con strati di materiale anelastico.

Spaziatura degli staffaggi

I sistemi che si adottano per la definizione della corretta posizione degli staffaggi sono due: uno fa riferimento al perimetro delle condotte ed è detto "sistema

del semi-perimetro”; l’altro invece fa riferimento all’area della sezione trasversale delle condotte ed è quello che viene preso in considerazione nella tabella seguente per dimensionare lo staffaggio. La tabella si limita a fornire dimensioni delle condotte il cui rapporto tra il lato maggiore e quello minore è al massimo di 4:1, anche perché è sconsigliabile realizzare condotte oltre questo rapporto di forma.

Spaziatura degli staffaggi

Condotte con sezione di area fino a 0.5 m ²	Condotte con sezione di area oltre 0.5 m ² fino a 1 m ²
700 x 700 mm	1000 x 1000 mm
650 x 770 mm	950 x 1050 mm
600 x 800 mm	900 x 1110 mm
550 x 900 mm	850 x 1170 mm
560 x 1000 mm	800 x 1250 mm
450 x 1110 mm	750 x 1330 mm
400 x 1250 mm	700 x 1430 mm
350 x 1430 mm	650 x 1540 mm
	600 x 1660 mm
	550 x 1810 mm
	500 x 2000 mm

Fissaggio alla struttura dell’edificio

I componenti utilizzati per il fissaggio devono avere le stesse caratteristiche di robustezza dei sostegni delle condotte ad essi ancorate.

Per garantire l’affidabilità dell’aggancio a una struttura in cemento, in laterizio alveolare o in carpenteria metallica si ricorrerà, di volta in volta, all’utilizzo di tasselli ad espansione (da pieno o da vuoto), muratura di inserti metallici oppure “cravatte” o “morsetti”, quest’ultimi in alternativa alla saldatura che è sempre sconsigliata.

L’uso di chiodi “a sparo” conficcati verticalmente nella struttura non è consigliato per carichi sospesi.

6.3 TERMINALI DI EROGAZIONE DEL “FREDDO”

Le frigoriferie di un impianto di climatizzazione sono prodotte da un gruppo frigo e trasportate dal fluido termovettore in parte ad una UTA (Unità Trattamento Aria) e poi alle apposite apparecchiature terminali. Negli impianti più piccoli e semplificati (ad esempio negli impianti di tipo domestico) l’UTA non è presente.

I terminali di erogazione del “freddo” negli ambienti raffrescati in generale possono essere di due tipi:

- VENTILCONVETTORI (fan-coils alimentati con acqua “fredda”)
- SPLYT (fan-coils ad espansione diretta alimentati con gas frigorifero “FREON”)

Come nel caso invernale, anche nel caso estivo ognuno di questi diversi terminali, costituisce di fatto uno scambiatore di calore nel quale il fluido primario (acqua refrigerata, oppure freon) ed il fluido secondario (aria ambiente, generalmente interna al volume riscaldato).

La scelta della tipologia impiantistica si dovrà basare sulla possibilità offerta o meno dalle diverse tipologie d’impianto ad affrontare i seguenti compiti:

- come si possa realizzare una regolazione delle grandezze microclimatiche del locale al variare dei carichi termici;
- a quali accorgimenti bisogna ricorrere affinché un impianto di climatizzazione risulti idoneo a soddisfare contemporaneamente le esigenze di molteplici locali.

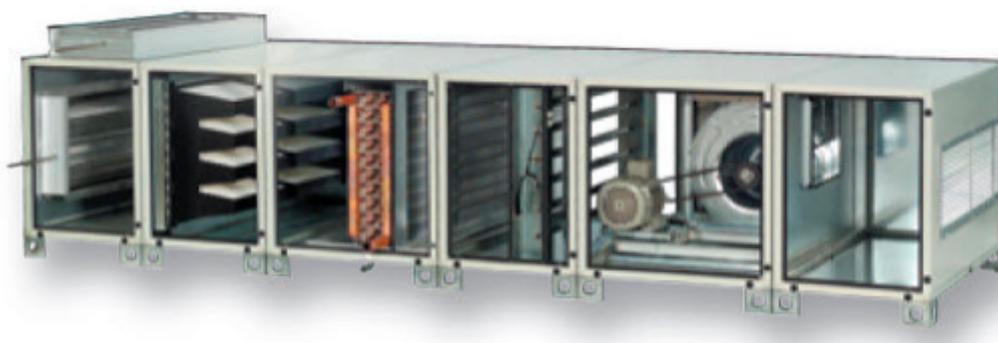
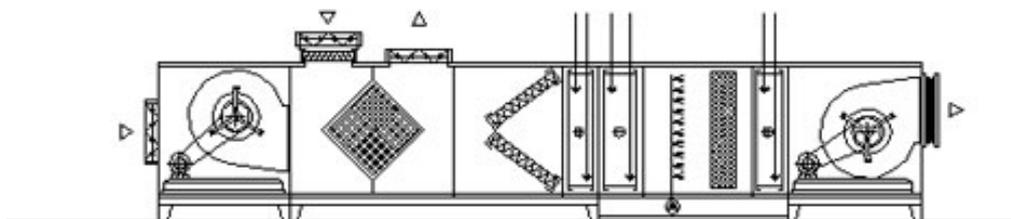
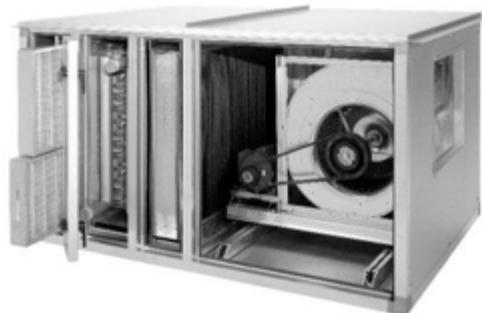
Nell’ambito delle diverse tipologie quindi la scelta verrà poi effettuata in relazione all’entità dei carichi sensibili e latenti che caratterizzano gli ambienti, della più o meno rilevante necessità di suddividere l’edificio in zone caratterizzate da carichi simili etc.



6.4 U.T.A. UNITÀ TRATTAMENTO ARIA

L'UTA è costituita da un insieme di apparecchiature assiemate tra loro in un unico "package".

Nell'U.T.A. l'aria primaria è portata dalle condizioni esterne alle condizioni termogrometriche richieste per la successiva immissione in ambiente



In linea generale una sola UTA può essere costituita da:

- Casa ventilante (aspirante e/o premente)
- Filtri
- Batteria di riscaldamento
- Batteria di raffreddamento
- Batteria di umidificazione
- Batteria di deumidificazione

Una particolare unità è rappresentata dal cosiddetto “RECUPERATORE ENTALPICO”.

Esso è una speciale apparecchiatura di scambio termico (scambiatore di calore aria-aria) che permette di poter recuperare l’energia (ENTALPIA) contenuta dall’aria espulsa per trasferirla all’aria esterna di rinnovo prima che quest’ultima venga inviata in ambiente.



Questi scambiatori consentono di recuperare calore sensibile nella misura del 60-80% e calore latente (umidità) fino al 60-70%. L’aria da immettere nell’ambiente viene in questo modo preriscaldata in inverno e preraffreddata in estate, senza consumo di energia, ma recuperando l’entalpia contenuta nell’aria di espulsione che altrimenti andrebbe persa. Il beneficio energetico è evidente !!!!

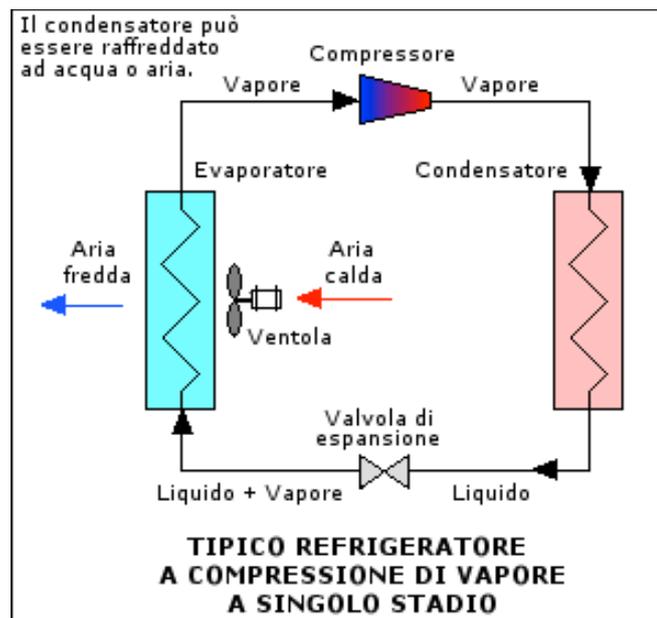
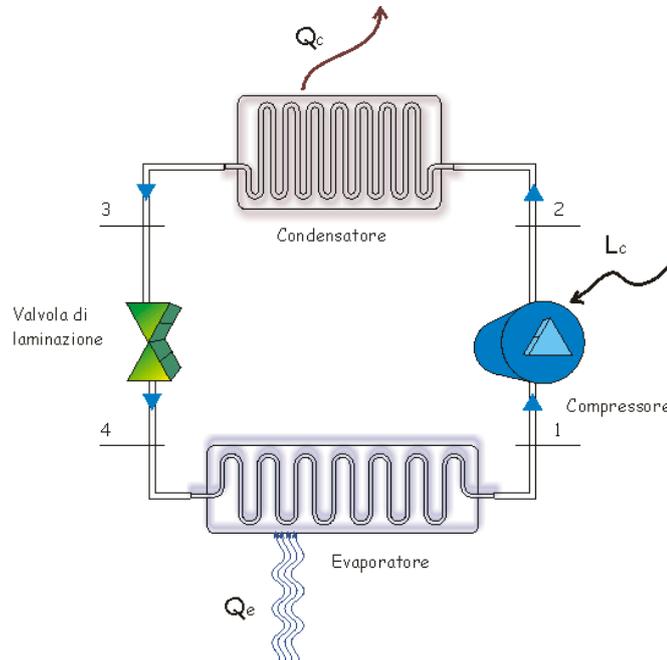
6.8 GRUPPO FRIGO

6.5.1 SCHEMA FANZIONALE

In ogni gruppo frigo un fluido frigorifero (un gas denominato FREON) subisce un ciclo di trasformazioni a mezzo di una macchina operatrice composta almeno da:

- Un COMPRESSORE: macchina in grado di effettuare una compressione adiabatica
- Un CONDENSATORE: scambiatore di calore in grado di raffreddare il gas compresso
- Una VALVOLA LAMINATRICE in grado di effettuare una espansione isoentalpica
- Un EVAPORATORE: scambiatore di calore in grado di riscaldare il gas espanso

SCHEMA FUNZIONALE



In particolare il compressore comprime il refrigerante allo stato gassoso creando un differenziale di pressione tra il condensatore e l'evaporatore. I compressori utilizzati nelle pompe di calore si dividono in due grandi famiglie:

- i compressori volumetrici, che aumentano la pressione del refrigerante riducendo il volume della camera di compressione attraverso l'applicazione di un lavoro meccanico. Si differenziano a loro volta in alternativi, rotativi e orbitanti;

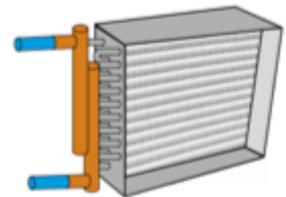
- i compressori centrifughi, che trasferiscono l'energia cinetica, proveniente dal movimento rotatorio delle palette, al refrigerante, con conseguente innalzamento della pressione. Vengono utilizzati principalmente nel campo delle potenze elevate.

I compressori orbitanti sono quelli usati negli impianti domestici e nei condizionatori da appartamento:



scambiatori refrigerante/aria

Vengono generalmente utilizzate batterie a tubo alettato che garantiscono un maggior coefficiente di scambio termico dovuto alla maggiore superficie di contatto tra i due fluidi. Questi scambiatori sono comunemente raggruppati in batterie a pacco dove il fluido refrigerante scorre all'interno di uno o più ranghi di tubi mentre l'aria attraversa trasversalmente la superficie alettata.



La geometria e il materiale delle alette variano a seconda dell'applicazione e del tipo di refrigerante utilizzato all'interno del ciclo; possono essere in alluminio, in rame, o con ricopertura di stagno in presenza di problemi di corrosione.

Valvola di laminazione



La valvola di laminazione è il dispositivo atto a ridurre la pressione del refrigerante da quella di condensazione a quella di evaporazione. Tale operazione induce nel fluido una parziale evaporazione: il fluido entrante è liquido mentre in uscita si ottiene una miscela composta da liquido saturo con un piccolo titolo di vapore.

Esistono vari tipi di valvola di laminazione, i più semplici sono costituiti da un restringimento del condotto in cui circola il fluido ottenuto mediante un orifizio o un tubo capillare. Le macchine più sofisticate dispongono invece di una regolazione della valvola di tipo termostatico in grado di adattare il flusso di refrigerante in base alle condizioni in uscita dall'evaporatore.

fluido frigorifero

Il fluido frigorifero, o refrigerante, è il fluido di lavoro nel ciclo di una macchina frigorifera. Questo fluido assorbe calore da un ambiente, durante la fase di evaporazione, per poi riversarlo in un altro, durante quella di condensazione.

Esistono numerosi fluidi frigorigeni utilizzabili nelle applicazioni di climatizzazione, di tipo naturale (come l'ammoniaca e l'anidride carbonica) o di sintesi chimica; la loro scelta dipende dal miglior compromesso tra le proprietà termofisiche e le esigenze del ciclo e dei vari componenti.

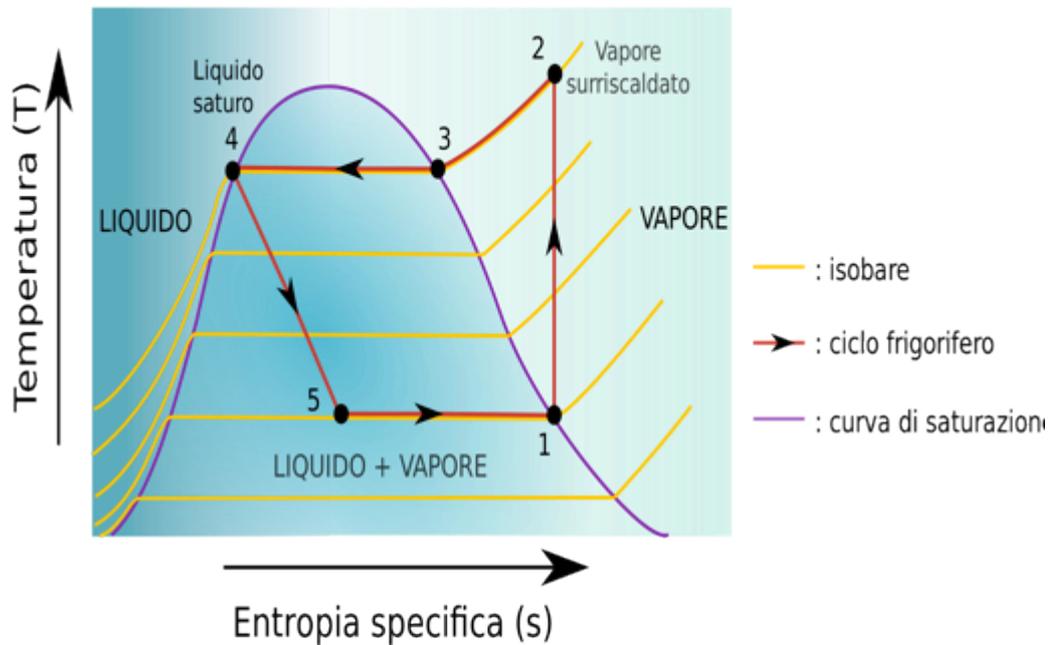
In generale, un refrigerante deve soddisfare diversi requisiti riguardanti oltre alle buone proprietà di scambio termico la stabilità chimica nelle condizioni di utilizzo, la non infiammabilità e la bassa tossicità per alcune specifiche applicazioni.

Le prime applicazioni nel campo della refrigerazione hanno visto l'utilizzo dei fluidi naturali, anidride carbonica e ammoniaca, che presto sono stati però sostituiti da quelli artificiali denominati "FREON", come i clorofluorocarburi (CFC), gli idroclorofluorocarburi (HCFC), gli idrofluorocarburi (HFC) o le miscele (come l'R407C o l'R410A).

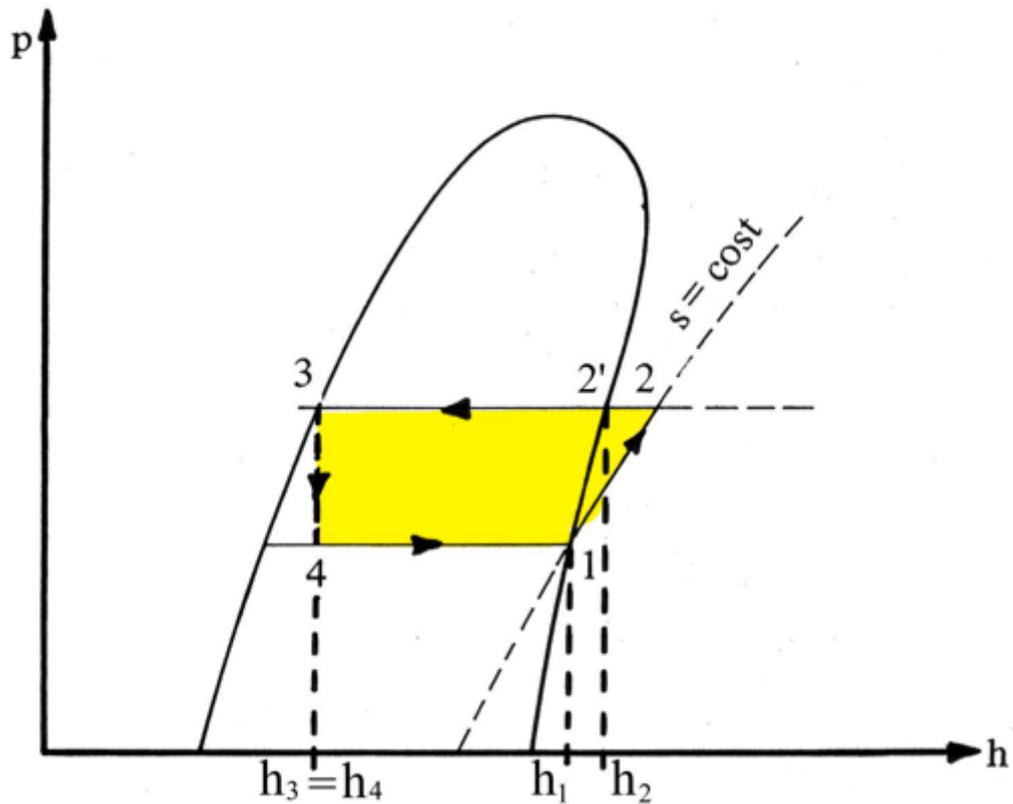
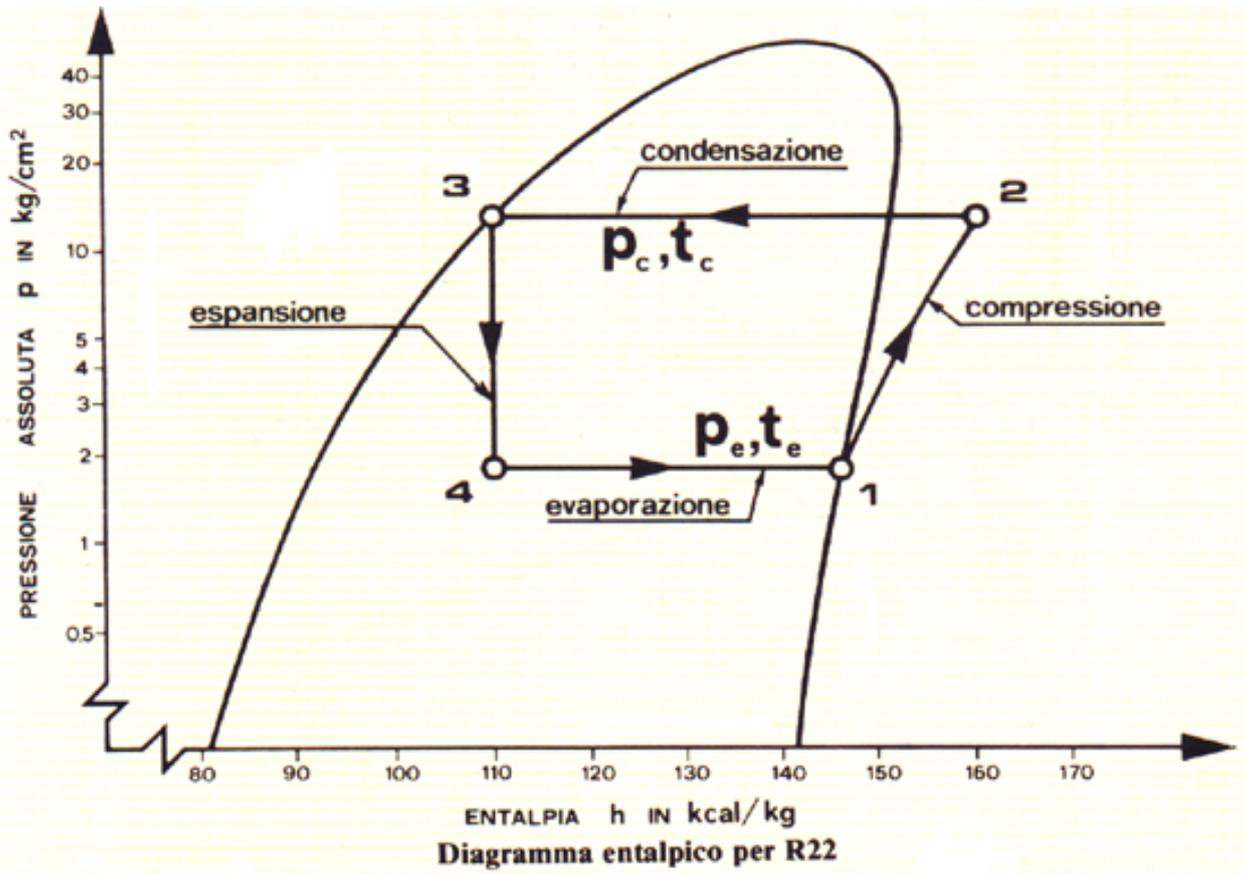
I sempre più stringenti requisiti per la tutela dello strato di ozono hanno però portato a bandire entro il 2030 i fluidi contenenti cloro ed entro il 2015 l'utilizzo degli HCFC, tra cui l'R22. Si pone dunque il problema della sostituzione di questo fluido che era il più comunemente usato negli impianti di climatizzazione.

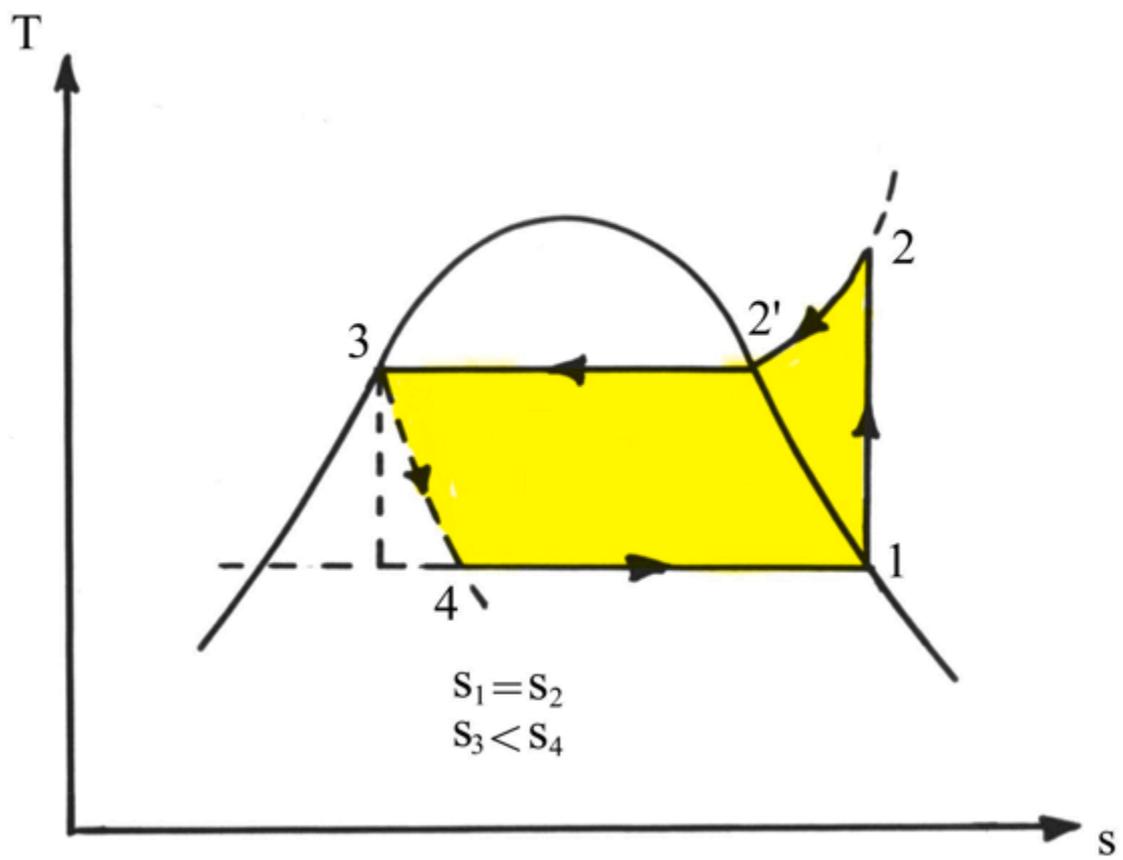
Nel campo dei condizionatori-pompe di calore a compressione l'R22 è già stato progressivamente sostituito negli impianti di nuova progettazione, dall'R410A che ha una migliore adattabilità a sistemi che prevedono l'inversione del ciclo. Nelle macchine ad acqua dotate di compressore a vite viene spesso usato l'R134a (così come per le applicazioni a bordo degli autoveicoli). Nelle macchine a doppio stadio viene normalmente utilizzato l'R410A nel ciclo inferiore e l'R134a in quello superiore che raggiunge temperature di condensazione maggiori.

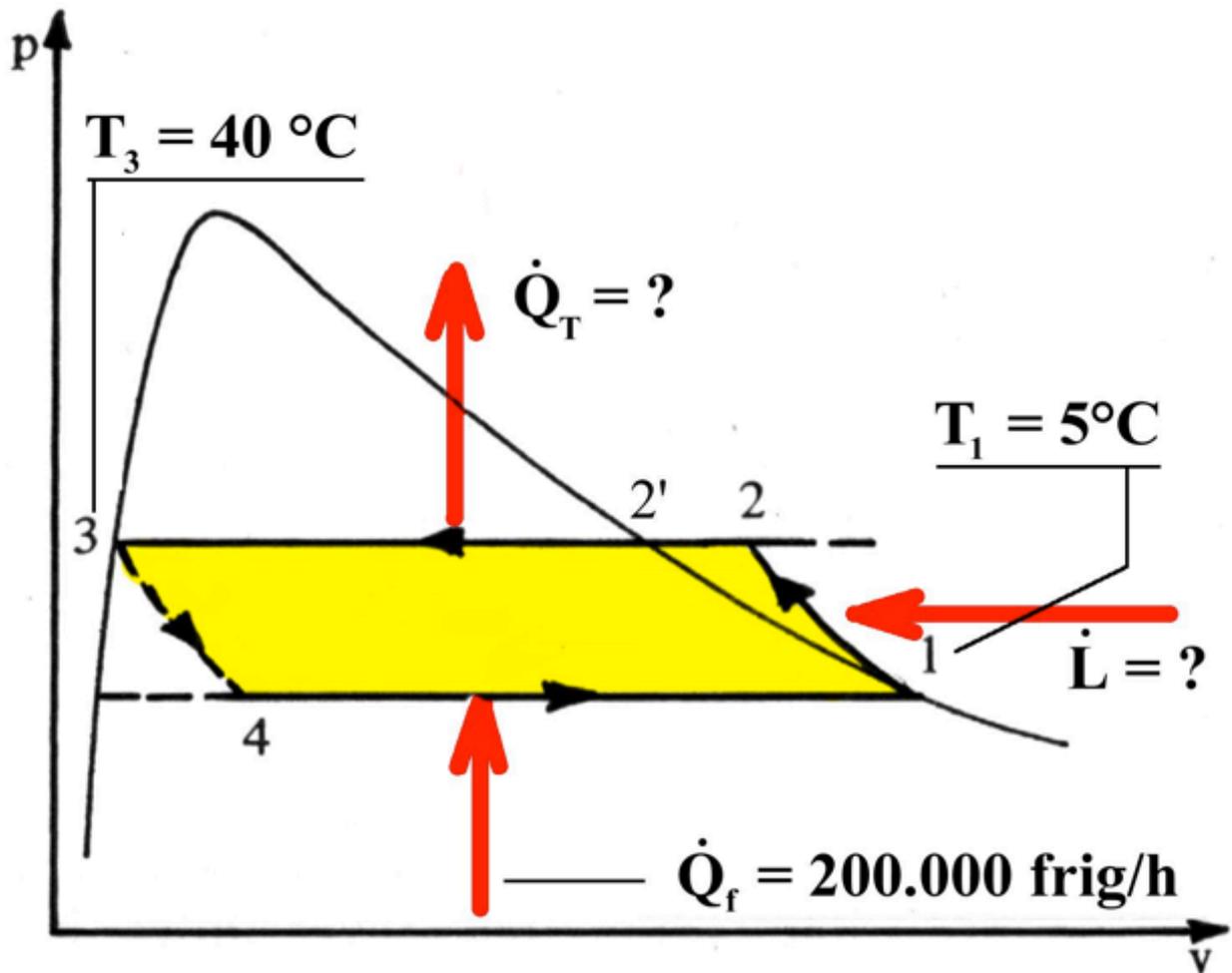
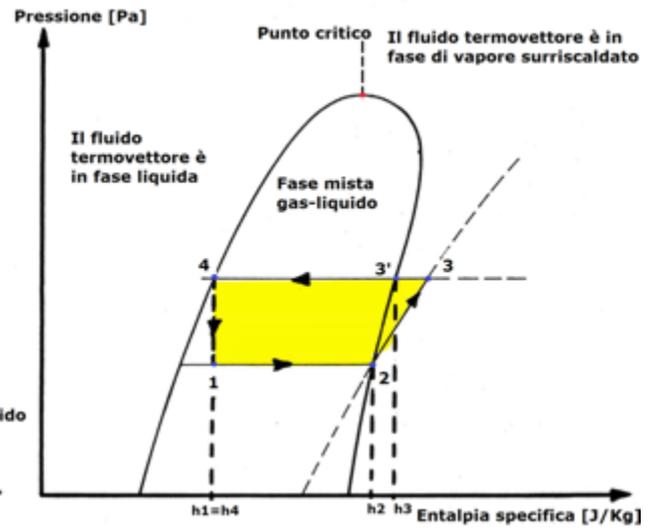
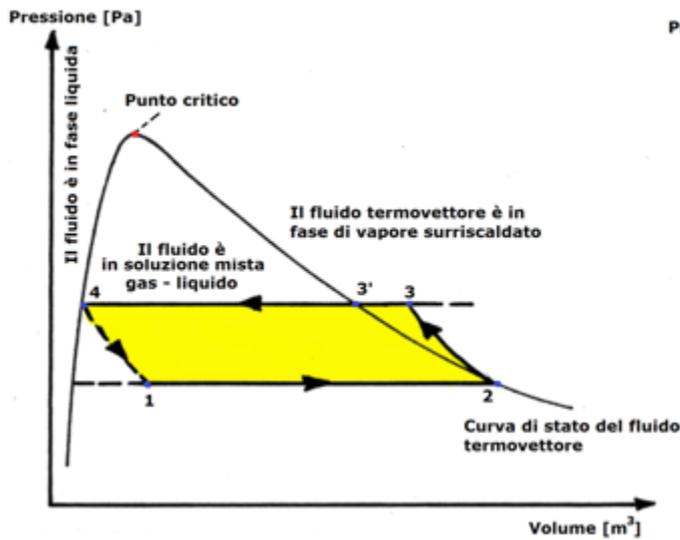
6.5.2 CICLO TERMODINAMICO DI UNA MACCHINA FRIGORIFERA



-
- 1 - 2: Compressione del vapore
 - 2 - 3: Raffreddamento del vapore surriscaldato nel condensatore
 - 3 - 4: Condensazione del vapore
 - 4 - 5: Raffreddamento del liquido
 - 5 - 1: La miscela liquido+gas è completamente vaporizzata nell'evapora







6.5.3 LE PRESTAZIONI DI UN IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE

Il rendimento di qualsiasi impianto di climatizzazione risulta inversamente proporzionale alla differenza di temperatura fra l'ambiente interno ed esterno: in altre parole, maggiore è il salto termico fra la fonte di calore e l'ambiente in cui il calore deve essere trasportato e minore è il rendimento del sistema. Per tale motivo, le pompe di calore che usano sorgenti a temperature relativamente costanti (è il caso delle pompe di calore geotermiche, che sfruttano i circa 10 °C di temperatura del terreno, quasi costanti durante l'anno) sono in genere più efficienti rispetto alle pompe di calore che usano sorgenti di temperatura estremamente variabile, come l'aria (tuttavia temperature esterne inferiori allo zero in Italia si verificano per brevi periodi all'anno, per cui il calo di rendimento è compensato dall'aumento dello stesso nella mezza stagione). Per motivi analoghi, le pompe di calore hanno prestazioni migliori se abbinate a sistemi di riscaldamento a bassa temperatura, come ad es. quello a pavimento.



6.5.4 EFFICIENZA-RENDIMENTO

Data una macchina per il condizionamento, sia essa solo freddo o pompa di calore, risulta utile misurarne l'efficienza, individuare cioè un parametro quantitativo che possa dare indicazioni circa la capacità che la macchina ha di svolgere il suo compito chiedendo più o meno energia elettrica alla rete. In tal modo potremo valutare se una macchina è energeticamente valida e potremo altresì effettuare, a parità di condizioni, il confronto tra macchine diverse.

Per la macchina in funzionamento estivo si definisce il parametro EER (Energy Efficiency Ratio) che è dato dal rapporto tra ciò che la macchina dà, cioè la potenza frigorifera, e ciò che la macchina chiede, cioè la potenza elettrica assorbita:

$$\text{EER} = \frac{\text{Potenzialità FRIGORIFERA}}{\text{Potenza elettrica assorbita}}$$

Naturalmente, più l'EER è alto, maggiore è l'efficienza energetica della macchina, visto che essa fornisce più potenza frigorifera a parità di potenza elettrica o la stessa potenza frigorifera ma con minore richiesta di potenza elettrica. Naturalmente vanno sempre specificate le condizioni di misura: temperature dei due ambienti che scambiano calore, quindi pressioni alta e bassa del ciclo frigorifero.

Per la macchina in funzionamento invernale (a pompa di calore) si definisce il parametro COP (Coefficient Of Performance) come il rapporto tra la Potenza termica (ciò che una pompa di calore dà) e la potenza assorbita (ciò che la pompa di calore chiede):

$$\text{COP} = \frac{\text{Potenzialità TERMICA}}{\text{Potenza elettrica assorbita}}$$

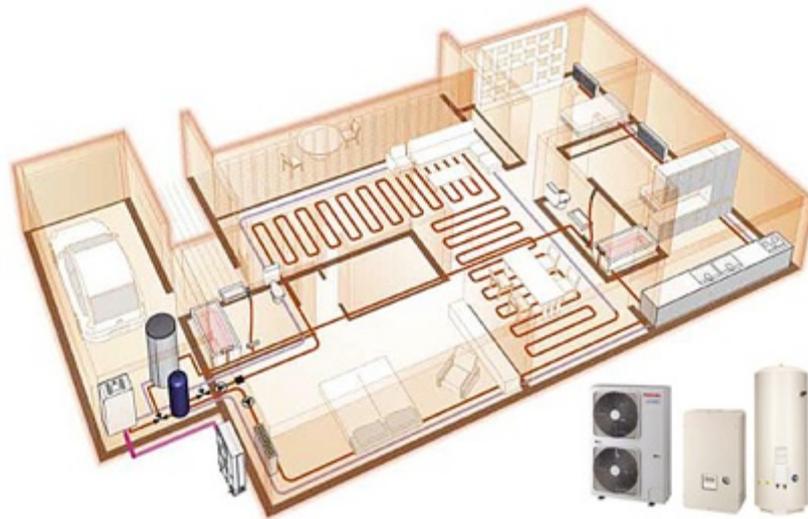
6.5.5 IL COEFFICIENTE DI PRESTAZIONE (COP)

Quando si confrontano le prestazioni delle pompe di calore o di altri apparecchi elettrici usati per riscaldare, si usa il cosiddetto Coefficiente di Prestazione (COP), che è il rapporto fra l'energia termica fornita all'ambiente che vogliamo climatizzare e l'energia elettrica fornita in ingresso. Ad esempio, una pompa di calore con COP 3,5 fornisce 3,5 kWh termici a fronte di 1 kWh elettrico per alimentarla. Questo tipo di COP è noto come COP termico. Un diverso tipo di COP è quello economico, che può essere definito come il rapporto fra il costo unitario dell'energia elettrica e il costo unitario dell'energia termica, espressi entrambi in €/kWh. In questo modo è possibile calcolare quale sia il COP minimo affinché si abbia convenienza, dal punto di vista finanziario, nell'utilizzo della pompa di calore per riscaldamento al posto della tradizionale caldaia. Va sottolineato che l'equivalenza finanziaria tra una pompa di calore e una caldaia tradizionale non necessariamente implica l'equivalenza energetica.

6.5.6 IL C.O.P. DELLE POMPE DI CALORE ELETTRICHE ED A GAS

Le pompe di calore elettriche hanno un COP i cui valori sono compresi grosso modo fra 3 e 5. Ad es., un COP pari a 3,5 significa che per ogni kWh elettrico consumato dalla macchina per riscaldare ottengo 3,5 kWh termici (mentre, se avessi usato una resistenza elettrica al posto della pompa di calore, il COP sarebbe stato pari a 1, quindi avrei speso molto di più per ottenere lo stesso potere riscaldante). Le pompe di calore a gas, invece, hanno un indicatore di efficienza specifico, il cosiddetto "GUE" (Gas Utilization Efficiency) compreso, indicativamente, fra 1,3 e 1,6, che essendo riferito al potere calorifico inferiore del gas metano utilizzato dal bruciatore non è un parametro confrontabile direttamente con il COP (anche se la normativa italiana non fa distinzione).

Il GUE delle pompe di calore a gas è invece direttamente confrontabile con l'efficienza - espressa in termini percentuali - delle caldaie a gas: ad es., una pompa di calore a gas con GUE pari a 1,5 equivale ad una caldaia con efficienza del 150%.



6.5.7 L'INDICE DI EFFICIENZA ENERGETICA (EER) DEI CLIMATIZZATORI

L'Indice di Efficienza Energetica (EER) è utilizzato per esprimere il rendimento di condizionatori d'aria o pompe di calore nella fase di raffrescamento. Esso indica l'efficienza elettrica del climatizzatore e la sua formulazione è analoga al COP, con l'unica differenza che l'EER, riferendosi ai cicli frigoriferi, pone la sua attenzione sul calore asportato dalla sorgente fredda. Ad esempio, un climatizzatore da 2500 W (8500 Btu/h) di potenza frigorifera nominale, che per ottenerli consuma 620 W di energia elettrica, ha un valore di EER pari a $2500/620 = 4,03$. Un EER pari a 4 significa che, per ogni kWh elettrico speso, il condizionatore o la pompa di calore ne fornisce ben 4 sotto forma di energia frigorifera. Quindi, più il valore dell'EER è alto e più l'unità è efficiente. I condizionatori d'aria di tipo tradizionale e le pompe di calore elettriche hanno valori di EER grosso modo compresi fra 3 e 5, quindi pressoché equivalenti al COP. Per le pompe di calore a gas non è possibile, evidentemente, definire un EER.

SPLIT E MULTISPLIT RAFFEDDATI AD ARIA		
Raffrescamento	Classe	Riscaldamento
3.20 < EER	A	3.60 < COP
3.20 ≥ EER > 3.00	B	3.60 ≥ COP > 3.40
3.00 ≥ EER > 2.80	C	3.40 ≥ COP > 3.20
2.80 ≥ EER > 2.60	D	3.20 ≥ COP > 2.80
2.60 ≥ EER > 2.40	E	2.80 ≥ COP > 2.60
2.40 ≥ EER > 2.20	F	2.60 ≥ COP > 2.40
2.20 ≥ EER	G	2.40 ≥ COP

6.5.8 LA DIFFERENZA TRA EFFICIENZA ENERGETICA E COP

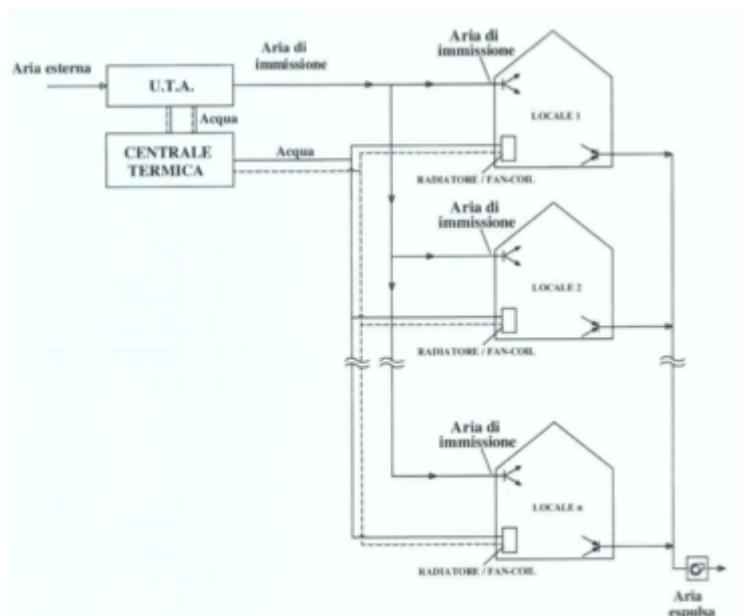
Ogni apparecchio che trasforma dell'energia ha un ingresso e un'uscita. L'efficienza o rendimento della macchina è definita come l'energia utile all'uscita del dispositivo diviso l'energia totale fornita all'ingresso. Nessun sistema può avere un'efficienza maggiore del 100%. Il coefficiente di prestazione (COP), invece, dà la misura dell'efficienza energetica in rapporto all'ambiente. Il funzionamento di una pompa di calore, ad es., risente moltissimo della differenza di temperatura alla quale si trovano gli ambienti interno ed esterno tra i quali il calore deve essere trasportato, per cui il suo COP tipico di 3 può arrivare a valori molto alti (ad es. 10 o 15) in condizioni di temperatura assai favorevoli. Un altro esempio: un generatore eolico può avere un'efficienza nel convertire l'energia del vento in elettricità del 40%, mentre il suo COP è enorme, quasi infinito, poiché - tolta l'energia necessaria per la costruzione e la manutenzione - il sistema produce tanta elettricità senza dover noi fornire energia in ingresso.

6.8 IMPIANTI MISTI (ARIA PRIMARIA E FAN COILS)

Sono impianti che utilizzano contemporaneamente sia l'aria che l'acqua come fluidi termovettori. L'acqua serve a controllare la temperatura ambiente mentre un'opportuna portata d'aria viene immessa per regolare l'umidità relativa e per assicurare il giusto "RICAMBIO" ai fini del controllo della purezza dell'aria. In particolare l'aria "primaria" è costituita da aria esterna, in misura strettamente necessaria alle esigenze di rinnovo, mentre l'acqua è inviata ad unità terminali idrauliche presenti nei locali. Esempi: impianti a fan-coil ed aria primaria, a radiatori ed aria primaria, a pannelli radianti ed aria primaria.

Sono maggiormente utilizzati in modo particolare negli edifici suddivisi in numerosi locali come ad esempio: uffici, alberghi, collegi etc.

Ai locali da climatizzare è fornita pertanto sia aria che acqua, entrambi fluidi termovettori.



L'aria, detta aria primaria, come già detto è costituita da sola aria esterna, in quantità sufficiente a soddisfare il richiesto livello di qualità dell'aria in ambiente. Tale portata d'aria esterna viene opportunamente trattata a mezzo dell' U.T.A. ed inviata ai locali da climatizzare in modo che bilanci il carico termico latente; per assicurare ciò **l'aria primaria viene immessa in ambiente in condizioni "NEUTRE" identiche a quelle dell'ambiente interno: in inverno 20 °C - in estate 26 °C.**

Nella pratica progettuale il carico sensibile (dispersioni, irraggiamento, carichi elettrici e macchine in genere) è equilibrato dall'acqua inviata nei fan coils.

$$Q_{ventilazione} = G_{aria} c_{aria} (T_{ambiente} - T_{esterna})$$

$$Q_{disp} = G_{acqua} c_{acqua} (T_{mandata} - T_{ritorno})$$

Dove:

$$G_{aria} = \text{portata di aria esterna di rinnovo [m}^3/\text{h]} \quad (\text{UNI 10339})$$

c_{aria} = calore specifico dell'aria0,35 [Wh/m³ °C]

G_{acqua} = portata di acqua nella rete fan coil [litri/h]

c_{acqua} = calore specifico dell'acqua 1,16 [Wh/litro °C]

T_{ambiente} = Temperatura Interna (20 °C in inverno 26 °C in estate)

T_{esterna} = Temperatura esterna di progetto (inverno/estate)

T_{mandata} = Temperatura di mandata acqua calda/fredda (75/7 °C)

T_{ritorno} = Temperatura di ritorno acqua calda/fredda (65/12 °C)

La regolazione delle condizioni termoigrometriche viene attuata nel modo seguente:

- Un termostato ambiente installato in ogni singolo locale accende e spegne il sistema di ventilazione del rispettivo fan coil ivi presente.
- Una valvola a tre vie termostata regola la quantità di acqua che entra/ esce dalla batteria di ogni singolo fan coil al fine di mantenere la differenza di temperatura tra'aria trattata e soffiata e l'aria ambiente ad un valore non superiore a 7-8 °C.

6.8 IMPIANTI AD ESPANSIONE DIRETTA (MULTISPLIT)

Il principio di funzionamento è identico a quello già esaminato e descritto per gli impianti misti "aria primaria e fan coils"; la sostanziale differenza sta nel fatto che l'acqua (fredda in estate e calda in inverno) viene sostituita dal "fluido frigorigeno" (FREON) utilizzato questa volta anche come fluido termovettore.

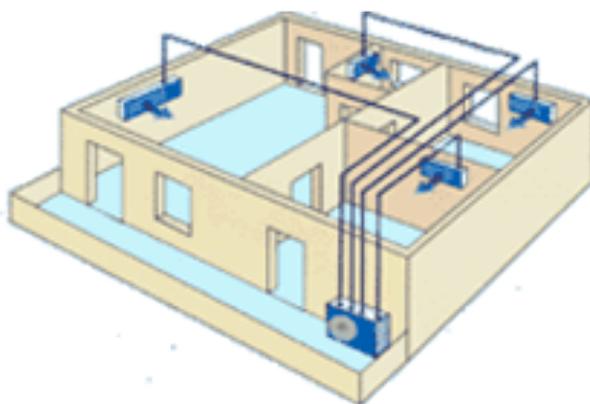


Pertanto tutte le batterie di raffreddamento/riscaldamento sia delle unità interne (split) che dell'U.T.A., saranno alimentate direttamente con il freon proveniente dall'unità esterna dell'impianto di condizionamento.

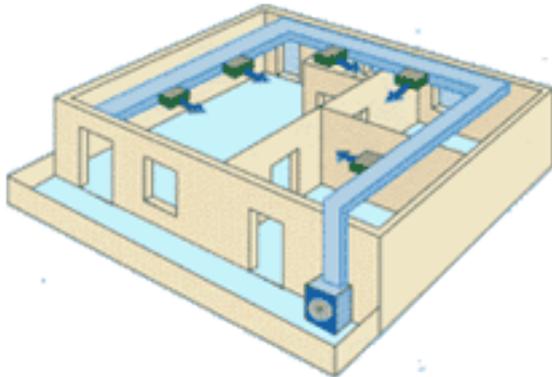
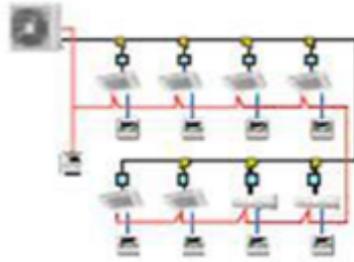
Schema dell'unità interna...



...e dell'unità esterna



impianto
MULTISPLIT



impianto CANALIZZATO



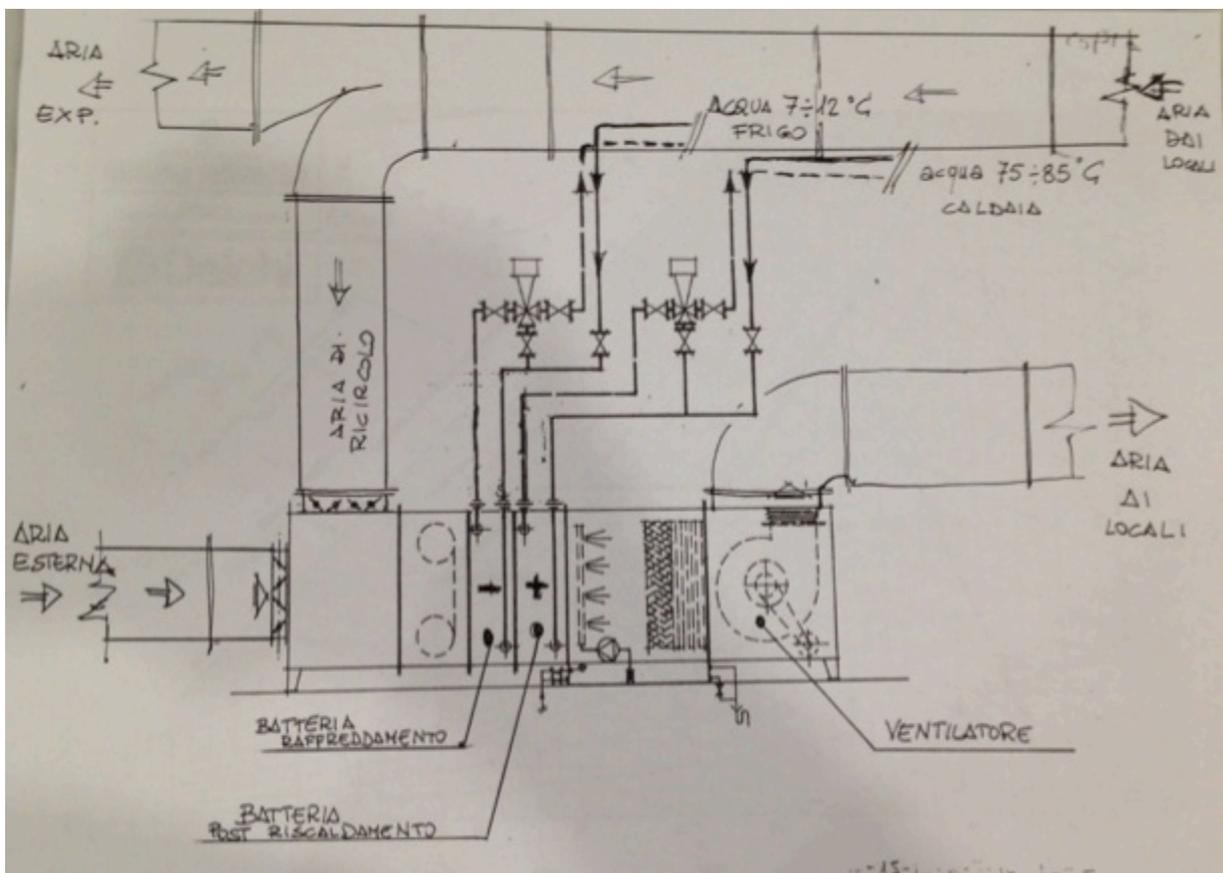
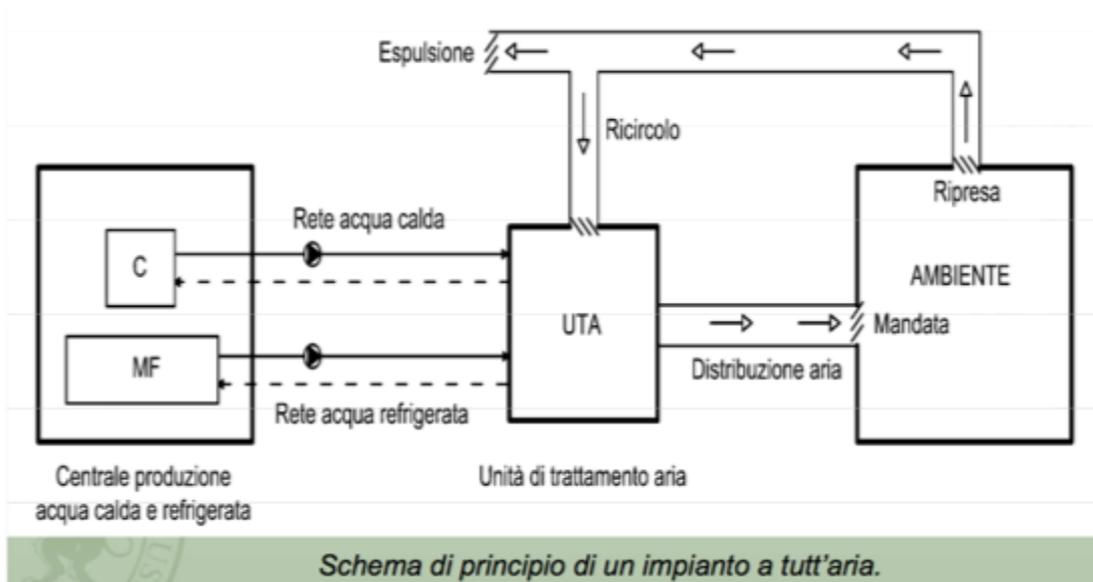
Molto usati sono anche gli impianti canalizzati provvisti di split aventi **“presa di aria esterna”**.

6.8 IMPIANTI A TUTT'ARIA

Un impianto a tutt'aria è un impianto assolutamente privo di unità interne; in particolare l'unico fluido termovettore è costituito dall'aria.

Questo tipo di impianto è molto idoneo per ambienti grandi ad una sola zona (ad esempio: cinema, teatri, sale per congressi, mense, palestre, etc).

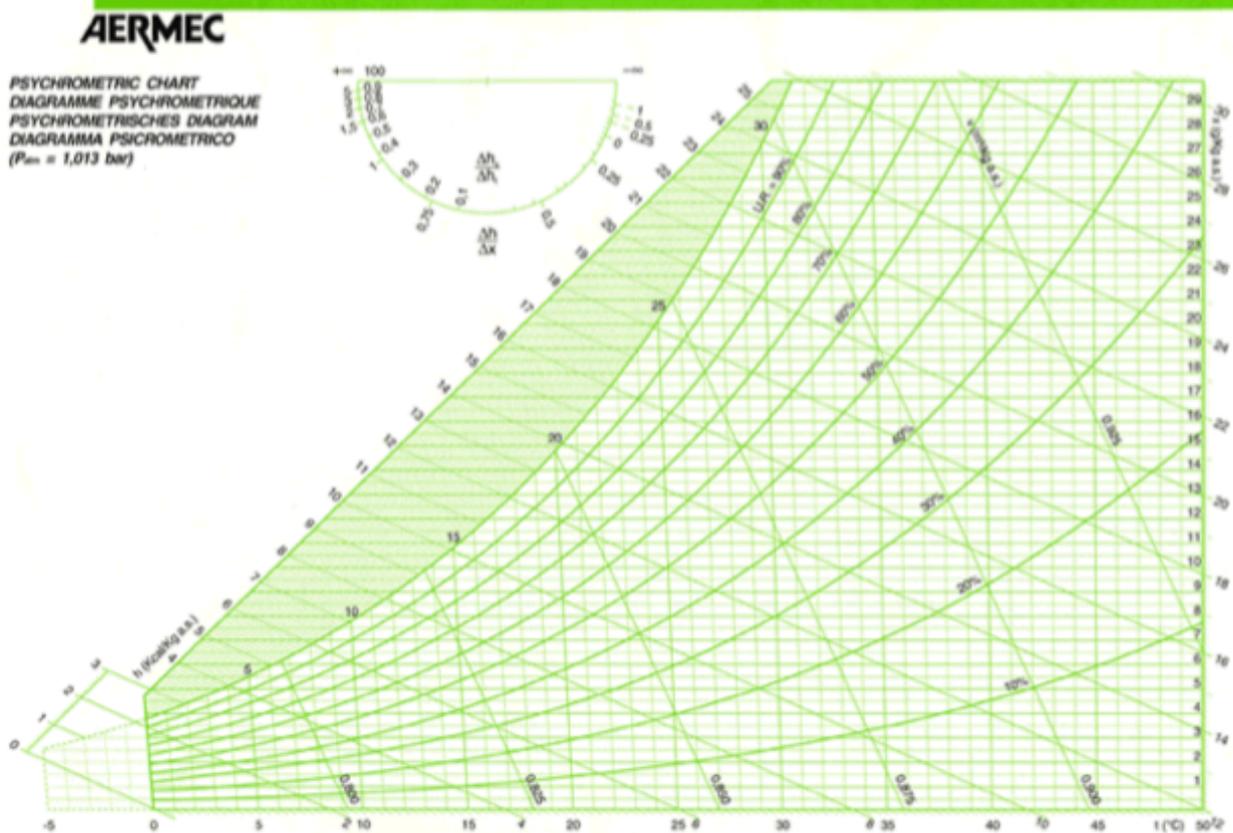
L'aria è trattata da una sola U.T.A. come indicato nello schema seguente:



In generale si può affermare che l'aria immessa deve soddisfare le seguenti esigenze:

- Equilibrio delle masse: la massa di aria immessa (aria esterna sommata all'aria di ricircolo) deve essere uguale all'aria uscente dai locali (aria espulsa sommata all'aria di ricircolo).
- La temperatura dell'aria immessa deve essere tale da raffrescare in estate (e riscaldare in inverno) quanto basta per mantenere all'interno dei locali le giuste e desiderate condizioni di benessere.

Per quantificare le condizioni termoigrometriche dell'aria da immettere nei locali occorre far uso del diagramma PSICOMETRICO:



Su tale diagramma abbiamo la possibilità di individuare tutte le grandezze termoigrometriche dell'aria da trattare:

- Temperatura a bulbo secco;
- Umidità specifica;
- Umidità relativa;
- Temperatura a bulbo umido;
- Temperatura di rugiada.
- Entalpia;
- Volume specifico;

Per una chiara comprensione dell'uso del diagramma si rimanda alla dispensa AERMEC

SCELTE PROGETTUALI:

Condizioni del benessere in Estate:

Temperatura interna estiva..... **T_A = + 26 °C**

Valore estivo interno dell'umidità..... **50 %**

Temperatura di immissione dell'aria.....> 16 °C **T_{Imm.}= 18 °C**

Condizioni del benessere in Inverno:

Temperatura interna estiva..... **T_A = + 20 °C**

Valore estivo interno dell'umidità..... **60 %**

Temperatura di immissione dell'aria.....< 32 °C **T_{Imm.}= 28 °C**

La temperatura di immissione dell'aria, per motivi legati alle condizioni del benessere non deve essere tanto più fredda dell'aria ambiente; in pratica il "buon padre di famiglia" sceglie una differenza di temperatura tra aria ambiente e aria immessa non superiore a 8 – 10 °C.

VALUTAZIONE DEI CARICHI SENSIBILI E LATENTI

La stima dei carichi ambiente prevede un'attenta valutazione di tutte le componenti che contribuiscono alla definizione dei carichi sensibili e latenti. E' possibile, a tale proposito, come di seguito riportato, diversificare i contributi classificandoli per contributi di **calore "sensibile"** e contributi di **calore "latente"**:

Calore sensibile

Il calore sensibile è l'energia termica che produce una variazione di temperatura nella sostanza interessata (è definito "sensibile" proprio perché produce un effetto "sensibile": la variazione di temperatura).

Calore latente:

Il calore latente è la quantità di energia associata alla vaporizzazione (o alla condensazione) dell'acqua contenuta nell'aria umida. Il termine "latente" deriva dal latino e vuol dire "senza manifestazione visibile"; il calore latente è infatti una quantità di energia che non produce variazioni di temperatura.

CONTRIBUTI DI CALORE SENSIBILE

- Calore entrante per dispersione e per irraggiamento
- Calore entrante per infiltrazione aria esterna
- Calore sensibile interno dovuto a persone
- Calore interno dovuto a luci, apparecch. elettriche

CONTRIBUTI DI CALORE LATENTE

- Calore latente dovuto a persone
- Vapore prodotto in ambiente da eventuali processi o apparecchiature presenti.

CALCOLO PORTATA ARIA

$$Q_{\text{sens.}} = G_v c_{\text{aria}} (T_{\text{Ambiente}} - T_{\text{Immissione}})$$

Calore specifico dell'aria umida:

$$c_{\text{aria}} = 0,297 \text{ kCal} / \text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C} = 0,35 \text{ W h} / \text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

CALCOLO PORTATA ARIA ESTERNA

Il manuale (ovvero la norma UNI 10339 a pag. 13) danno un valore minimo di aria esterna di rinnovo legato alla destinazione d'uso dei locali;

Esempio: Locali ad uso Ufficio.....40 m³/ h persona

$$\text{Pertanto: } G_E = N^{\circ}_{\text{PERSONE}} \times (\text{valore m}^3 / \text{h persona})$$

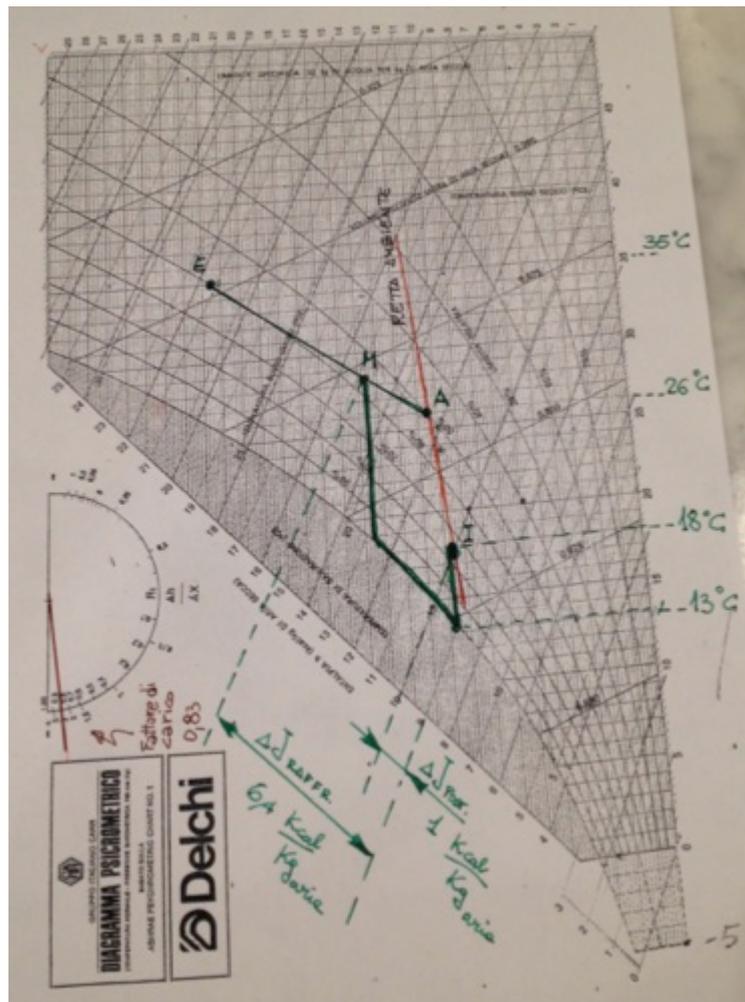
CALCOLO PORTATA ARIA RICIRCOLO

Dai valori sopra ricavati si ottiene per differenza il valore della portata dell'aria di ricircolo:

$$G_R = G_v - G_E \text{ (m}^3 / \text{h)}$$

- diagramma PSICOMETRICO di Mollier -

(esempio)



DETERMINAZIONE p.ti PRINCIPALI:

- E (condizioni aria esterna)
- E (condizioni aria ambiente)
- M (miscela aria esterna e aria ricircolo):

La lunghezza del segmento EI è proporzionale alla portata totale di aria immessa; la distanza di M da A (ovvero da E) è direttamente proporzionale alla portata di aria esterna (ovvero di aria di ricircolo).

$$\frac{G_{totale}}{EA} = \frac{G_{Ricircolo}}{EM} = \frac{G_{Esterna}}{MA}$$

DETERMINAZIONE p.to I (Condizione di "Aria di immissione")

Fattore di carico, retta ambiente

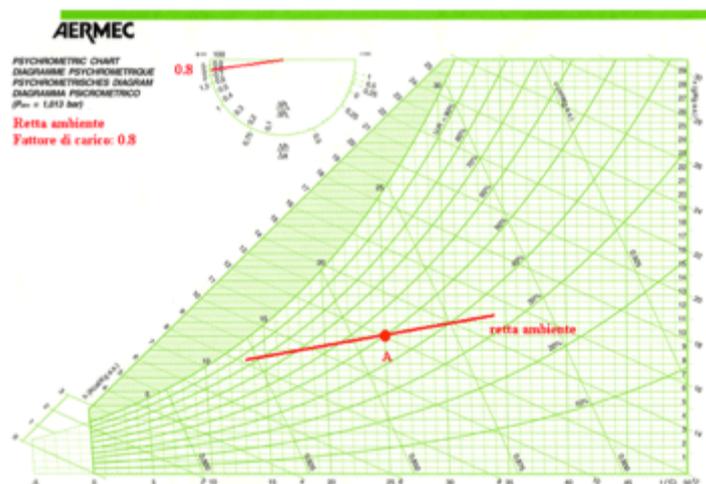
Ora siamo in grado di tracciare sul diagramma ogni tipo di trattamento psicrometrico. È adesso necessario individuare, in base ai carichi termici che interessano il locale da climatizzare, le condizioni che deve avere l'aria da immettere in ambiente. I trattamenti che l'aria dovrà subire saranno allora quelli necessari ad ottenere le condizioni individuate. Il carico termico che agisce su un ambiente potrà essere in parte sensibile ed in parte latente; ogni caso è quindi caratterizzato da una combinazione di questi due tipi di carico termico; chiameremo fattore di carico il rapporto tra carico sensibile e carico totale (somma di carico sensibile e carico latente):

$$F_c = Q_s / Q_{tot} = Q_{Sen} / (Q_{sens} + Q_{Latente})$$

Il fattore di carico è un numero che fornisce indicazioni importantissime circa la "qualità" del carico termico che agisce sul locale da condizionare: un fattore di carico $F_c=1$ indica un locale sul quale agisce solo carico sensibile; un fattore di carico pari a 0.8 indica che il calore sensibile è pari all'80% del totale (avremo, quindi, per l'80% calore sensibile e per il 20% calore latente); un fattore di carico pari a 0.7 indica che il calore sensibile è pari al 70% del totale (avremo, quindi, per l'70% calore sensibile e per il 30% calore latente); il fattore di carico sarà noto una volta calcolato il carico sensibile ed il carico latente (calcolo delle dispersioni o delle rientrate termiche).

Noto il fattore di carico, si può tracciare sul diagramma psicrometrico la retta ambiente corrispondente: la retta ambiente è la retta passante per il punto rappresentativo delle condizioni che vogliamo mantenere in ambiente (ad esempio: 25°C; 50%) ed avente la pendenza data dal valore del fattore di carico (per la pendenza si farà uso della mascherina che si trova in alto a sinistra sul diagramma psicrometrico).

La retta ambiente sarà il luogo di tutti i punti che rappresentano le condizioni psicrometriche che deve avere l'aria da immettere nel locale da climatizzare, per mantenervi le condizioni volute.



Con riferimento alla figura sopra riportata:

L'aria da immettere nel locale dovrà avere le condizioni psicrometriche rappresentate da uno qualsiasi dei punti del ramo sinistro della retta ambiente; il motivo è molto semplice: l'aria immessa nel locale sarà soggetta al carico termico che il locale subisce; poiché tale carico termico è per l'80% sensibile, se vogliamo che l'aria immessa si porti al punto A è necessario che essa parta da un punto che sia su una retta inclinata dell'80% e passante per A.

Il punto "I" (punto di Immissione) si troverà sulla intersezione della isoterma T_A °C (temperatura ambiente) e la "retta ambiente" trovata.

Ad esempio, con riferimento alla figura in bianco e nero riferita all'esempio precedente, il p.to I così determinato corrisponde alle seguenti condizioni:

$$\text{Temperatura: } \mathbf{T_{Immissione} = 18 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$\text{Umidità: } \mathbf{U_{Immissione} = 75 \%}$$

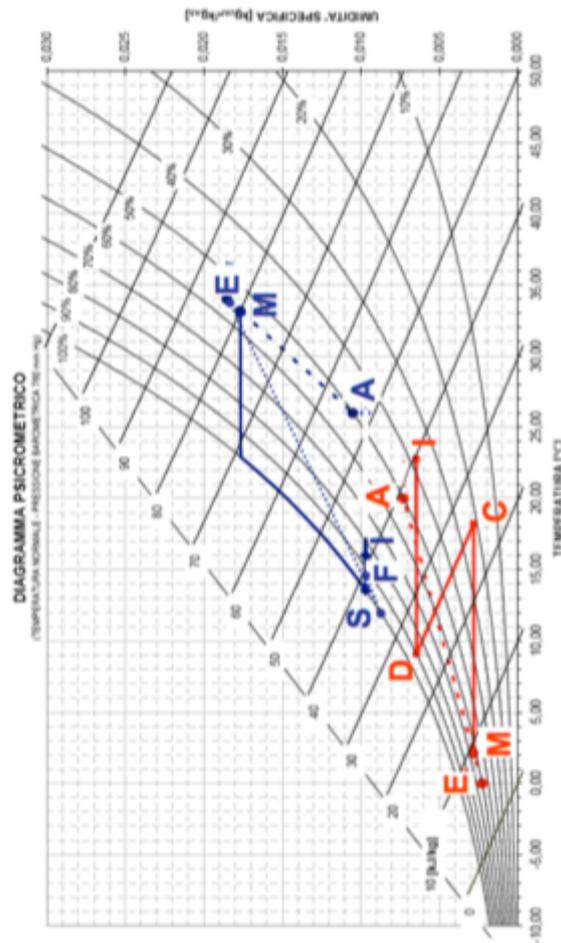
In questo modo l'aria immessa si miscela all'aria ambiente e mantiene l'intero locale alle condizioni nominali interne estive di progetto:

$$(T = 26 \text{ }^\circ\text{C e } U = 50 \%)$$

Più in generale si può affermare che in funzione delle diverse località geografiche, e dei corrispondenti valori delle rispettive condizioni termoigrometriche dell'aria esterna, esisteranno sempre due casi:

- **CASO ESTIVO**
- **CASO INVERNALE.**

Cicli Estivo ed Invernale – Punti caratteristici



In particolare il **caso estivo** (rappresentato in figura in **azzurro**) è generalmente attuato a mezzo dei seguenti trattamenti:

- Miscela tra Aria Esterna e Aria di Ricircolo (p.to M)
- Raffreddamento-condensazione fino al p.to S (batteria di raffreddamento)
- Riscaldamento fino al p.to I (batteria di post-riscaldamento)

Diversamente il **caso invernale** (rappresentato in figura in **rosso**) è invece attuato a mezzo dei seguenti trattamenti:

- Miscela tra Aria Esterna e Aria di Ricircolo (p.to M)
- Primo riscaldamento fino al p.to C (prima batteria riscaldamento)
- Umidificazione fino a sfiorare la curva di saturazione (p.to D)
- Secondo riscaldamento fino al p.to I (seconda batteria riscaldamento)

CALCOLO POTENZIALITA' TERMICHE

La batteria di raffreddamento sarà alimentata con acqua refrigerata proveniente dal gruppo frigo, avente temperatura di mandata 7 °C e temperatura di ritorno 12 °C.

Le batterie di riscaldamento saranno alimentate con acqua calda proveniente dalla caldaia, avente temperatura di mandata 85 °C e temperatura di ritorno 75 °C.

Per il calcolo delle potenzialità termiche si può utilizzare direttamente il diagramma psicometrico, utilizzando l'asse dell' "ENTALPIA" unitaria, riferita ad 1 kg di aria secca; pertanto occorrerà riferirsi alla portata in massa e non alla portata volumetrica:

Si utilizza come valore della densità dell'aria il seguente valore:

$$\rho_{aria} = 1,225 \text{ kg/m}^3$$

$$G_{massa} = \rho_{aria} G_v$$

Il salto entalpico (differenza di entalpia) rappresenta proprio il calore scambiato nella corrispondente batteria di scambio termico ubicata nell'UTA (Unità di Trattamento Aria)

$$\Delta J = \text{vedere diagramma psicometrico}$$

Pertanto la potenzialità termica di ogni singola batteria di raffreddamento e/o di riscaldamento è rispettivamente pari a:

$$Pot. = \Delta J G_{massa}$$

A.1 Temperature esterne invernali di progetto UNI 5364

Torino	-8	Reggio Emilia	-5
Alessandria	-8	Ancona	-2
Asti	-8	Ascoli Piceno	-2
Cuneo	-10	Macerata	-2
Alta valle cuneese	-15	Pesaro	-2
Novara	-5	Firenze	0
Vercelli	-7	Arezzo	0
Aosta	-10	Grosseto L.	0
Valle d'Aosta	-15	Livorno	0
Alta valle d'Aosta	-20	Lucca	0
Genova	0	Massa Carrara	0
Imperia	0	Pisa	0
La Spezia	0	Siena	-2
Savona	0	Perugia	-2
Milano	-5	Terni	-2
Bergamo	-5	Roma	0
Brescia	-7	Frosinone	0
Corno	-5	Latina	2
Provincia di Como	-7	Rieti	-3
Cremona	-5	Viterbo	-2
Mantova	-5	Napoli	2
Pavia	-5	Avellino	-2
Sondrio	-10	Benevento	-2
Alta Valtellina	-15	Caserta	0
Varese	-5	Salerno	2
Trento	-12	L'Aquila	-5
Bolzano	-15	Chieti	0
Venezia	-5	Pescara	2
Belluno	-10	Teramo	0
Padova	-5	Campobasso	-4
Rovigo	-5	Bari	0
Treviso	-5	Brindisi	0
Verona	-5	Foggia	0
Verona (zona lago)	-3	Lecce	0
Verona (zona montana)	-10	Taranto	0
Vicenza	-5	Potenza	-3
Vicenza (zona altopiani)	-10	Matera	-2
Trieste	-5	Raggio Calabria	3
Gorizia	-5	Catanzaro	-2
Pordenone	-5	Cosenza	-3
Udine	-5	Palermo	5
Bassa Carnia	-7	Agrigento	3
Alta Carnia	-10	Caltanissetta	0
Tarvisio	-15	Catania	5
Bologna	-5	Enna	-3
Ferrara	-5	Messina	5
Forlì	-5	Ragusa	0
Modena	-5	Siracusa	5
Parma	-5	Trapani	5
Piacenza	-5	Caoliari	3

Tab. 14.4 Temperature locali non riscaldati

Tipo di locale	Temperatura (°C)	Correzioni da portare se	
		la temperatura dei locali contigui è diversa da 20 °C	la temperatura esterna è diver- sa da -5 °C
Cantine con serramenti aperti	-2	$(t_i - 20) 0,1$	$(t_e + 5) 0,9$
Cantine con serramenti chiusi	5	$(t_i - 20) 0,4$	$(t_e + 5) 0,6$
Sottotetti non plafonati con tegole non sigillate	temperatura esterna	-	-
Sottotetti non plafonati con tegole ben sigillate	-2	$(t_i - 20) 0,1$	$(t_e + 5) 0,9$
Sottotetti plafonati	0	$(t_i - 20) 0,2$	$(t_e + 5) 0,8$
Locali con 3 pareti esterne provviste di finestre	0	$(t_i - 20) 0,2$	$(t_e + 5) 0,8$
Locali con 3 pareti esterne di cui 1 con finestra, o con 2 pareti esterne entrambe con finestre	5	$(t_i - 20) 0,4$	$(t_e + 5) 0,6$
Locali con 3 pareti esterne senza finestre	7	$(t_i - 20) 0,5$	$(t_e + 5) 0,5$
Locali con 2 pareti esterne senza finestre	10	$(t_i - 20) 0,6$	$(t_e + 5) 0,4$
Locali con 1 parete esterna provvista di finestra	10	$(t_i - 20) 0,6$	$(t_e + 5) 0,4$
Locali con 1 parete esterna senza finestre	12	$(t_i - 20) 0,7$	$(t_e + 5) 0,3$
Appartamenti vicini non riscaldati: sottotetto	2	$(t_i - 20) 0,3$	$(t_e + 5) 0,7$
Appartamenti vicini non riscaldati: ai piani intermedi	7	$(t_i - 20) 0,5$	$(t_e + 5) 0,5$
Appartamenti vicini non riscaldati: al piano più basso	5	$(t_i - 20) 0,4$	$(t_e + 5) 0,6$
Gabbie scala con parete esterna e finestre a ogni piano; porta d'ingresso al piano terra chiusa:			
- al piano terra	2	$(t_i - 20) 0,3$	$(t_e + 5) 0,7$
- ai piani sovrastanti	7	$(t_i - 20) 0,5$	$(t_e + 5) 0,5$
Gabbie scala con parete esterna e finestre a ogni piano; porta d'ingresso al piano terra aperta:			
- al piano terra	-2	$(t_i - 20) 0,1$	$(t_e + 5) 0,9$
- ai piani sovrastanti	2	$(t_i - 20) 0,3$	$(t_e + 5) 0,7$

Condizioni termoigrometriche esterne estive di progetto

La presente appendice fornisce le condizioni termoigrometriche esterne estive di progetto per gli impianti di climatizzazione per certouidici località nazionali di riferimento. L'appendice fornisce inoltre i criteri per estendere i suddetti dati di progetto a località non espressamente indicate nell'elenco.

Prospetto XI - Condizioni esterne estive di progetto

Località (stazione meteorologica)	T _{est} °C	ΔT _{ge} °C	UR _{est} %	X 10 ⁻³ kg/kg	H m s.l.m.	Lat. Nord	Long. Est. Greenwich	Mese più caldo
ALESSANDRIA	30,5	11,0	50	13,7	86	44°55'	09°36'	Luglio
ASTI	32,0	11,0	50	15,0	152	44°54'	09°11'	Luglio-agosto
CUNEO	29,0	12,0	55	13,7	536	44°24'	07°30'	Luglio
TORINO CASELLE	30,5	11,0	50	16,4	282	45°11'	07°39'	Luglio
VERCELLI	32,0	11,0	55	16,4	136	45°19'	09°25'	Luglio
ASITA	29,0	13,0	50	12,6	538	45°44'	09°08'	Luglio
CAPO MELE	29,0	6,0	55	13,7	221	43°57'	09°10'	Luglio
GENOVA	30,0	6,0	60	16,0	3	44°25'	09°51'	Luglio
IMPERIA	29,0	6,0	55	13,7	15	43°53'	09°03'	Luglio
LA SPEZIA	30,0	6,0	60	16,0	50	44°06'	09°49'	Luglio
SAN REMO	28,0	6,0	55	13,0	9	43°49'	07°48'	Luglio
SAVONA	29,0	6,0	55	13,7	24	44°18'	09°30'	agosto
BERGAMO ORO	31,0	13,0	50	14,1	243	45°40'	09°43'	Luglio
BRESCIA GHIEDI	32,0	15,0	48	14,4	120	45°32'	10°14'	Luglio
COMO	32,0	8,0	50	15,0	200	45°48'	09°05'	Luglio
CREMONA	33,0	12,0	45	14,2	45	45°08'	10°02'	Luglio
MANTOVA	33,0	12,0	45	14,2	20	45°09'	10°48'	Luglio
MILANO Linate	32,0	12,0	48	14,4	103	45°26'	09°46'	Luglio-agosto
MILANO MALPENSA	30,5	12,0	50	13,7	211	45°37'	09°44'	Luglio
PIA	32,0	12,0	50	15,0	85	45°11'	11°06'	Luglio
SONDRIO	30,0	14,0	50	13,3	298	45°10'	09°51'	Luglio
VARESE	29,0	10,0	50	12,6	382	45°49'	09°30'	Luglio
BOLZANO	31,5	13,0	45	13,0	241	46°28'	11°19'	Luglio
TRENTO	31,0	12,0	45	12,6	309	46°04'	11°06'	Luglio
BELLUNO	31,0	13,0	45	12,6	400	46°08'	12°14'	Luglio-agosto
PADOVA	30,5	13,0	50	15,4	12	45°03'	11°18'	Luglio
ROVIGO	31,5	11,0	55	16,0	4	45°04'	11°48'	agosto
TREVISO STRANA	32,0	13,0	52	15,4	55	45°41'	12°05'	Luglio
TREVISO S. ANGELO	31,0	10,0	56	15,6	22	45°39'	12°12'	Luglio
VENEZIA	31,0	8,0	51	14,4	5	45°30'	12°13'	Luglio
VERONA VILLAFRANCA	31,5	11,0	53	15,4	68	45°24'	10°53'	Luglio

(segue prospetto)

pag. 28 UNI 10339

(segue dal prospetto)

Località (stazione meteorologica)	T _{est} °C	ΔT _{ge} °C	UR _{est} %	X 10 ⁻³ kg/kg	H m s.l.m.	Lat. Nord	Long. Est. Greenwich	Mese più caldo
VICENZA	30,5	12,0	45	13,6	93	45°34'	11°32'	Luglio
GORIZIA	30,5	11,0	50	13,7	86	45°36'	11°17'	Luglio-agosto
PORDENONE	30,0	10,0	45	14,2	32	45°39'	12°13'	Luglio
TRIESTE	31,0	8,0	50	14,1	30	45°39'	13°45'	agosto-Luglio
UDINE CAMPOFORMIO	31,5	11,0	52	15,0	92	45°02'	13°11'	Luglio
BOLOGNA BORGO PANIALE	30,0	12,0	45	13,6	49	44°31'	11°18'	Luglio-agosto
FERRARA	30,0	12,0	45	13,3	41	44°30'	11°39'	Luglio
FORLÌ	30,0	10,0	50	15,0	28	44°12'	12°25'	Luglio
MARINA DI RAVENNA	31,0	8,0	52	14,5	11	44°29'	12°17'	agosto
MODENA	30,0	10,0	50	15,0	76	44°38'	10°36'	Luglio
PARMA	31,0	10,0	55	15,4	57	44°48'	10°42'	Luglio-agosto
RAVENNA	31,0	10,0	50	14,1	2	44°22'	12°15'	Luglio
REGGIO EMILIA	31,5	10,0	55	16,0	90	44°42'	10°39'	Luglio
ROMA	30,0	10,0	60	16,0	13	41°51'	12°39'	Luglio-agosto
AREZZO	31,5	12,0	50	14,6	247	43°28'	11°51'	Luglio
FIRENZE PERETOLA	30,5	13,0	45	14,6	46	43°48'	11°12'	Luglio
GROSSETO	30,0	13,0	42	13,1	7	42°45'	11°04'	Luglio-agosto
LIVORNO	31,0	10,0	55	15,4	3	43°33'	10°19'	Luglio
LUCCA	30,5	12,0	50	15,4	30	43°51'	10°31'	Luglio
MASSA CARRARA	30,5	11,0	50	15,4	65	44°02'	10°09'	Luglio-agosto
PISA S. GIUSTO	31,5	10,0	55	16,0	11	43°41'	10°34'	agosto-Luglio
PISTOIA	31,5	12,0	50	14,6	89	43°56'	10°56'	Luglio
SIENA	31,0	13,0	50	14,1	364	43°19'	11°20'	Luglio
ANCONA	29,5	5,5	63	16,2	126	43°47'	13°31'	agosto-Luglio
ANCONA FALCONARA	31,0	13,5	58	16,5	9	43°38'	13°25'	agosto
ASCOLI PICENO	30,0	10,0	45	14,2	136	42°54'	14°23'	agosto-Luglio
MACERATA	31,0	12,0	50	14,1	242	43°18'	13°23'	Luglio-agosto
PESARO	30,5	8,0	60	16,8	14	43°54'	12°52'	Luglio
PERUGIA	30,5	10,0	40	11,0	213	43°05'	12°30'	agosto-Luglio
TERNI	30,5	8,0	35	10,6	170	42°34'	12°38'	Luglio
FROSINONE	31,5	12,0	45	13,0	180	41°39'	13°19'	Luglio
LATINA	30,0	10,0	40	12,6	45	41°32'	12°55'	agosto
PONZA	29,5	5,5	60	15,6	186	42°50'	12°57'	Luglio-agosto
PRATICA DI MARE	30,5	11,5	60	16,6	17	41°39'	12°26'	agosto-Luglio
NETI	29,5	12,0	50	13,0	432	42°24'	12°03'	Luglio
ROMA CIAMPINO	30,0	11,5	45	14,2	137	41°48'	12°36'	Luglio-agosto
ROMA FIUMICINO	31,0	10,0	55	15,4	2	41°48'	12°14'	Luglio-agosto
VITERBO	31,0	12,0	45	12,6	330	42°26'	12°05'	agosto-Luglio
LAQUILA	29,0	10,0	50	12,6	736	42°21'	13°20'	Luglio
PESCARA	31,5	10,0	55	16,0	16	42°28'	14°12'	Luglio-agosto
TERAMO	30,0	8,0	40	12,0	407	42°39'	11°12'	Luglio-agosto

(segue prospetto)

(segue dal prospetto)

Località (stazione meteorologica)	T _{est} °C	ΔT _{ge} °C	UR _{est} %	X 10 ⁻³ kg/kg	H m s.l.m.	Lat. Nord	Long. Est. Greenwich	Mese più caldo
CAMPORASSO	29,0	9,0	50	12,6	793	41°34'	14°42'	agosto
SERRA	30,0	10,0	45	11,8	402	41°26'	14°14'	Luglio
AVELLINO	30,0	11,0	50	13,3	370	40°59'	14°49'	Luglio-agosto
BENEVENTO	32,0	11,0	50	15,0	170	41°08'	14°47'	Luglio-agosto-settembre
CAPO PALINURO	30,0	6,0	60	16,0	186	40°01'	15°47'	agosto-Luglio
CASERTA	32,0	11,0	50	15,0	90	41°01'	14°21'	Luglio-agosto
NAPOLI CAPOICHIINO	32,0	10,5	45	13,3	72	40°53'	14°18'	agosto-Luglio
BARI PALESE	32,0	8,0	50	15,0	49	41°08'	16°47'	agosto-Luglio
BRIANZI	31,5	8,0	60	17,5	10	40°40'	17°57'	Luglio-agosto
FOGGIA	34,0	13,0	33	11,0	56	41°32'	15°43'	Luglio-agosto
GIOIA DEL COLLE	33,0	17,0	35	11,0	365	40°48'	16°58'	agosto
LECCE	33,0	12,5	40	12,6	51	40°21'	18°13'	agosto-Luglio
S. MARIA DI LEUCA	31,5	7,0	45	13,0	112	39°49'	18°21'	agosto-Luglio
TARANTO	33,0	8,5	43	13,6	15	40°28'	17°15'	Luglio-agosto
MATERA	33,0	10,0	35	11,0	360	40°39'	16°39'	agosto
POTENZA	28,5	9,5	40	9,8	643	40°38'	15°48'	agosto-Luglio
BONIFATI	28,5	9,0	64	15,6	480	39°04'	17°04'	agosto
CATANZARO	33,0	10,0	40	12,6	320	38°55'	17°37'	agosto
COSENZA	33,5	8,0	40	13,0	256	39°17'	16°16'	Luglio
CROTONE	33,5	10,0	42	13,6	158	39°00'	17°05'	agosto-Luglio
REGGIO CALABRIA	34,0	9,0	40	13,4	20	38°05'	15°39'	Luglio-agosto
AGRIGENTO	32,5	10,0	40	12,3	313	37°19'	14°38'	Luglio-agosto
CALTANISSETTA	34,0	9,0	35	11,6	570	37°29'	14°05'	Luglio-agosto
CATANIA FONTANAROSSA	33,5	10,0	48	15,7	16	37°28'	15°04'	agosto-Luglio
ENNA	29,0	7,0	40	10,0	964	37°34'	14°20'	Luglio-agosto
MESSINA	32,0	6,0	48	14,4	54	38°12'	15°33'	agosto-Luglio
PALERMO BOCCADIFALCO	32,0	6,5	45	13,3	122	38°07'	13°19'	agosto-Luglio
PALERMO PUNTA RAISI	31,5	5,0	60	17,6	21	38°11'	13°05'	agosto-Luglio
PANTELLERA	30,0	5,0	65	17,3	170	38°49'	11°56'	agosto-Luglio
RAGUSA	34,0	8,0	40	13,4	515	38°56'	14°45'	agosto-Luglio
SIRACUSA	33,0	7,0	45	14,2	39	37°09'	15°18'	Luglio
TRAPANI BIRGI	31,5	7,5	60	17,8	14	37°55'	12°30'	agosto-Luglio
USTICA	30,0	5,0	65	17,3	298	38°42'	13°11'	agosto-Luglio
ALGHERO	30,0	7,5	48	12,8	40	40°38'	08°17'	agosto-Luglio
CAGLIARI ELMAS	32,0	9,0	52	15,4	16	39°15'	09°03'	agosto-Luglio
CAPO BELLAVISTA	31,0	6,0	60	17,0	156	39°56'	09°43'	agosto-Luglio
NUORO	31,0	9,0	50	14,1	545	40°19'	09°20'	Luglio-agosto
OLBIA	31,0	8,0	52	14,6	2	40°50'	09°30'	agosto-Luglio
SASSARI	30,5	8,0	50	13,7	224	40°43'	08°34'	Luglio-agosto

Condizioni termoigrometriche esterne estive di progetto

La presente appendice fornisce le condizioni termoigrometriche esterne estive di progetto per gli impianti di climatizzazione per centoundici località nazionali di riferimento. L'appendice fornisce inoltre i criteri per estendere i suddetti dati di progetto a località non espressamente indicate nell'elenco.

Prospetto XI - Condizioni esterne estive di progetto

Località (stazione meteorologica)	T _{base} °C	ΔT _{gg} °C	UR _g %	X 10 ⁻³ kg/kg	H m s.l.m.	Lat. Nord	Long. Est Greenwich	Mese più caldo
ALESSANDRIA	20,0	11,0	50	13,7	86	44°50'	08°30'	luglio
ASTI	20,0	11,0	50	15,0	150	44°54'	08°11'	luglio-agosto
CUNEO	20,0	12,0	55	13,7	536	44°24'	07°30'	luglio
TORINO CASELLE	20,0	11,0	50	16,4	280	45°11'	07°38'	luglio
VERCELLI	20,0	11,0	55	16,4	136	45°18'	08°20'	luglio
AOSTA	20,0	13,0	50	12,6	536	45°44'	06°56'	luglio
CAPO MILE	20,0	6,0	55	13,7	251	43°57'	08°10'	luglio
GENOVA	20,0	6,0	60	16,0	3	44°20'	08°51'	luglio
IMPERIA	20,0	6,0	55	13,7	15	43°53'	08°53'	luglio
LA SPIGA	20,0	6,0	60	16,0	50	44°06'	09°49'	luglio
SAN REMO	20,0	6,0	55	13,0	9	43°49'	07°48'	luglio
SAVONA	20,0	6,0	55	13,7	24	44°18'	08°30'	agosto
BERGAMO ORO	21,0	13,0	50	14,1	243	45°40'	09°43'	luglio
BRESCIA GHEDI	22,0	15,0	48	14,4	130	45°32'	10°14'	luglio
COMO	22,0	6,0	50	15,0	250	45°48'	09°05'	luglio
CREMONA	22,0	12,0	45	14,2	45	45°08'	10°02'	luglio
MANTOVA	22,0	12,0	45	14,2	20	45°08'	10°48'	luglio
MILANO LINATE	22,0	12,0	48	14,4	103	45°26'	09°46'	luglio-agosto
MILANO MALPENSA	20,0	12,0	50	13,7	211	45°37'	08°44'	luglio
PIAVA	22,0	12,0	50	15,0	85	45°11'	11°08'	luglio
SONDRIO	20,0	14,0	50	13,3	296	45°10'	08°51'	luglio
VARESE	20,0	10,0	50	12,6	280	45°49'	08°50'	luglio
BOLZANO	21,5	13,0	45	13,0	241	46°08'	11°19'	luglio
TRENTO	21,0	12,0	45	12,6	309	46°04'	11°06'	luglio
BELLUNO	21,0	13,0	45	12,6	400	46°06'	12°14'	luglio-agosto
PADOVA	22,5	13,0	50	15,4	12	45°02'	11°18'	luglio
ROVERETO	21,5	11,0	55	16,0	4	45°04'	11°48'	agosto
TREVISO STRANA	22,0	13,0	50	15,4	55	45°41'	12°05'	luglio
TREVISO S. ANGELO	21,0	10,0	56	15,6	22	45°38'	12°12'	luglio
VENEZIA	21,0	6,0	51	14,4	5	45°30'	12°13'	luglio
VERONA VILLAFRANCA	21,5	11,0	50	15,4	68	45°24'	10°53'	luglio

(segue prospetto)

Località (stazione meteorologica)	T _{base} °C	ΔT _{gg} °C	UR _g %	X 10 ⁻³ kg/kg	H m s.l.m.	Lat. Nord	Long. Est Greenwich	Mese più caldo
VICENZA	20,0	12,0	45	13,8	50	45°34'	11°32'	luglio
GORZIA	20,0	11,0	50	13,7	86	45°36'	11°17'	luglio-agosto
PODENONE	20,0	10,0	45	14,2	22	45°39'	12°13'	luglio
TREVI	21,0	8,0	50	14,1	20	45°39'	13°45'	agosto-luglio
UDINE CAMPOFORMIDO	21,5	11,0	52	15,0	50	46°02'	13°11'	luglio
BOLOGNA BORGOPANALE	20,0	12,0	40	13,6	49	44°31'	11°18'	luglio-agosto
FERRARA	20,0	12,0	45	13,3	41	44°30'	11°38'	luglio
FORLÌ	20,0	10,0	50	15,0	26	44°12'	12°05'	luglio
MARINA DI RAVENNA	21,0	8,0	52	14,5	11	44°29'	12°17'	agosto
MODENA	20,0	10,0	50	15,0	76	44°36'	10°36'	luglio
PARMA	21,0	10,0	55	15,4	57	44°48'	10°42'	luglio-agosto
RAVENNA	21,0	10,0	50	14,1	3	44°23'	12°15'	luglio
REGGIO EMILIA	21,5	10,0	55	16,0	80	44°42'	10°38'	luglio
RIMINI	20,0	10,0	60	16,0	13	44°01'	12°38'	luglio-agosto
AREZZO	21,5	12,0	50	14,6	247	43°28'	11°51'	luglio
FIRENZE PERETOLA	20,0	13,0	45	14,6	46	43°48'	11°12'	luglio
GROSSETO	20,0	13,0	42	13,1	7	42°45'	11°04'	luglio-agosto
LIVORNO	21,0	10,0	55	15,4	3	43°33'	10°18'	luglio
LUCCA	20,0	12,0	50	15,4	20	43°51'	10°31'	luglio
MASSA CARRARA	20,0	11,0	50	15,4	85	44°02'	10°09'	luglio-agosto
PISA S. GIUSTO	21,5	10,0	55	16,0	11	43°41'	10°24'	agosto-luglio
PISTOIA	21,5	12,0	50	14,6	86	43°56'	10°56'	luglio
SIENA	21,0	13,0	50	14,1	364	43°18'	11°20'	luglio
ANCONA	20,0	5,5	63	16,2	105	43°47'	13°31'	agosto-luglio
ANCONA FALCONARA	21,0	13,5	55	16,5	9	43°36'	13°21'	agosto
ASCOLI PICENO	20,0	10,0	45	14,2	136	43°54'	14°23'	agosto-luglio
MACERATA	21,0	12,0	50	14,1	342	43°18'	13°23'	luglio-agosto
PESARO	20,0	8,0	60	16,6	14	43°54'	13°52'	luglio
PERUGIA	20,0	10,0	40	11,0	213	43°00'	12°30'	agosto-luglio
TERNI	20,0	8,0	55	16,6	170	42°34'	12°38'	luglio
FROSINONE	21,5	12,0	45	13,0	180	41°39'	13°19'	luglio
LATINA	20,0	10,0	40	12,6	45	41°33'	12°05'	agosto
PONZA	20,0	5,5	60	16,6	185	40°50'	12°57'	luglio-agosto
PRATICA DI MARE	20,0	11,5	60	16,6	17	41°38'	12°26'	agosto-luglio
RIETI	20,0	12,0	50	13,0	402	42°24'	12°03'	luglio
ROMA CIAMPINO	20,0	11,5	45	14,2	137	41°48'	12°36'	luglio-agosto
ROMA FLAMINIO	21,0	10,0	55	15,4	2	41°48'	12°14'	luglio-agosto
VITERBO	21,0	12,0	45	12,6	300	42°26'	12°05'	agosto-luglio
L'AQUILA	20,0	10,0	50	12,6	736	42°21'	13°25'	luglio
PESCARA	21,5	10,0	55	16,0	16	42°26'	14°12'	luglio-agosto
TERAMO	20,0	8,0	40	12,0	407	42°39'	11°12'	luglio-agosto

(segue prospetto)