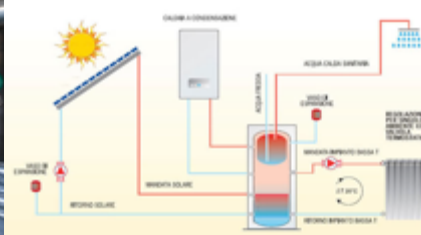


IMP. ENERGETICI
DISEGNO E PROGETTAZIONE



Impianti Energetici
Disegno e Progettazione
IMPIANTI TERMOTECNICI



INDICE

1	TRASMISSIONE DEL CALORE	3
1.1	ASPETTI GENERALI	3
1.2	CONDUZIONE	4
1.3	CONVEZIONE	5
1.4	IRRAGGIAMENTO	6
1.5	TRASMISSIONE DI CALORE TRA DUE FLUIDI SEPARATI DA UNA PARETE	9
2	CARICO TERMICO DELL'EDIFICIO	12
2.1	CALCOLO INVERNALE	12
2.2	CALCOLO ESTIVO	15
2.2.1	CONTRIBUTI DI CALORE SENSIBILE	16
2.2.2	CONTRIBUTI DI CALORE LATENTE	23
3	IMPIANTI DI RISCALDAMENTO INVERNALE	24
3.1	ASPETTI GENERALI	24
3.1	GENERATORI DI CALORE	24
3.2	CALDAIA A CONDENSAZIONE	28
3.3	VASI DI ESPANSIONE	34
3.3.1	L'ESPANSIONE DELL'ACQUA NEGLI IMPIANTI TERMOTECNICI	34
3.3.2	IMPIANTI APERTI (VASO ESPANSIONE APERTO)	36
3.3.3	IMPIANTI CHIUSI (VASO ESPANSIONE PRESSURIZZATO)	37
3.3.4	CALCOLO DEL VOLUME DEL VASO DI ESPANSIONE	40
3.4	TERMINALI DI EROGAZIONE DEL CALORE	43
3.4.1	AEROTERMI	44
3.4.2	RADIATORI	45
3.4.3	TERMOCONVETTORI	46
3.4.4	VENTILCONVETTORI (FAN-COIL)	47
3.4.5	PANNELLI RADIANTI (riscaldamento a pavimento)	48
3.5	TIPOLOGIE E SCHEMI DI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO	49
3.5.1	IMPIANTO AUTONOMO A RADIATORI	49
3.5.2	IMPIANTO A ZONE	50
3.5.3	IMPIANTO CENTRALIZZATO	52
3.5.4	DISTRIBUZIONE AD ANELLO E A RITORNO INVERSO	53

1 TRASMISSIONE DEL CALORE

1.1 ASPETTI GENERALI

Quando due corpi a differenti temperature sono a contatto, la temperatura del corpo più caldo diminuisce, mentre la temperatura di quello più freddo aumenta.

Il fenomeno della progressiva riduzione della differenza di temperatura è generato da una causa primaria: uno **scambio di energia** !!!!

Lo scambio persiste finché esiste la differenza di temperatura, ovvero quando la differenza di temperatura si annulla (vale zero) si raggiunge l'equilibrio termico e quindi non c'è più lo scambio di energia.

Quando il trasferimento di energia avviene solo a causa di una differenza di temperatura e non viene fatto nessun lavoro dalla oppure sulla sostanza, **l'energia medesima prende il nome di CALORE (Q) e si misura in Joule (ovvero nel vecchio “Sistema Tecnico” in kcal).**

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

$$860 \text{ kcal/h} = 1 \text{ kW}$$

La trasmissione del calore q è in sostanza energia che viene trasmessa in conseguenza di una differenza (gradiente) di temperatura ΔT .

Questo trasferimento di energia viene espresso in rapporto al tempo impiegato; pertanto si parla di: quantità di calore trasmessa nell'unità di tempo t : è un flusso di calore e prende il nome di flusso termico $Q = \frac{q}{t}$ e si misura in [W], dal momento che Q rappresenta una potenza termica.

Il trasferimento di energia si realizza in tre modi:

- **Conduzione:** trasmissione di calore prodotto dal gradiente di temperatura in un corpo solido oppure in un fluido in quiete
- **Convezione:** trasmissione di calore tra una superficie ed un fluido in

movimento dotati di temperature diverse

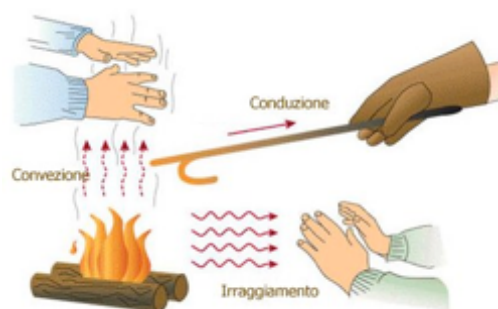
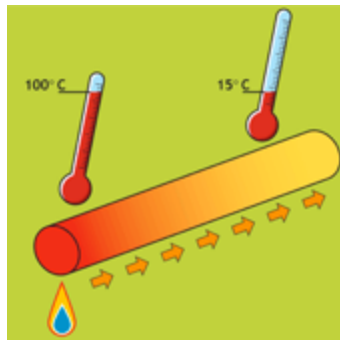
- **Irraggiamento:** trasmissione di calore tra due superfici a diversa temperatura in assenza di un mezzo situato tra di esse

Quasi sempre queste diverse forme di trasmissione coesistono tra loro.

1.2 CONDUZIONE

Lo scambio termico per **conduzione** è dovuto alla cessione di energia cinetica molecolare (rotazionale e vibrazionale) da zone ad alta temperatura verso zone adiacenti a più bassa temperatura. Nel caso particolare dei solidi metallici, oltre a tale meccanismo si deve considerare anche la componente di energia trasportata grazie al moto degli elettroni.

L'entità dell'energia termica, che si scambia o che si propaga nel corpo considerato, dipende dalla geometria e dalle caratteristiche di esso oltre che dalla differenza di temperatura tra le due regioni del corpo interessate allo scambio termico.



In particolare se indichiamo con L la distanza tra gli estremi a temperature rispettivamente pari a T_1 e a T_2 , con A la sezione trasversale interessata dal passaggio del calore, ed indichiamo con λ la conducibilità termica del materiale, sarà sempre possibile calcolare il

“flusso termico” corrispondente alla conduzione:

$$\frac{Q}{\text{tempo}} = \frac{\lambda}{L} A (T_1 - T_2) = \frac{A (T_1 - T_2)}{R_{\text{conduzione}}} \quad [\text{Watt}]$$

dove $R_{\text{cond.}} = L/\lambda$ rappresenta la resistenza termica nello scambio conduttivo.

conduttività termica

massa volumica: ρ (kg/m³)
 conduttività termica: λ (W/mK) valore che comprende già la percentuale in (%)
 maggiorazione: m (%) da utilizzare per adeguare valori λ_0 rilevati in laboratorio

	ρ (kg/m ³)	λ (W/mK)	m (%)
laterizi			
mattoni pieni, forati	600	0,25	90
	800	0,30	65
	1000	0,36	48
	1200	0,43	35
	1400	0,50	25
	1600	0,59	18
	1800	0,72	14
	2000	0,90	12
legno			
abete	450	0,12	20
pino	550	0,15	20
acero	710	0,18	20
quercia	850	0,22	20
pannelli e lastre			
fibre di legno duri	800	0,140	20
	900	0,160	20
	1000	0,180	20
lana di legno e leganti	300	0,085	20
	350	0,091	20
	400	0,097	20
	500	0,111	20
spaccato di legno	400	0,120	30
	500	0,140	30
	600	0,160	30
metalli			
acciaio	7800	52	
acciaio inossidabile	8000	17	
alluminio	2700	220	
leghe di alluminio	2800	160	
ferro	7870	80	
ghisa	7200	50	
rame	8900	380	
piombo	11300	35	
rocce naturali			
andesite	2700	2,0	
calcere	2100	1,6	
	2700	2,9	
	2800	3,5	
granito	2500	3,2	
	3000	4,1	
marmo	2700	3,0	

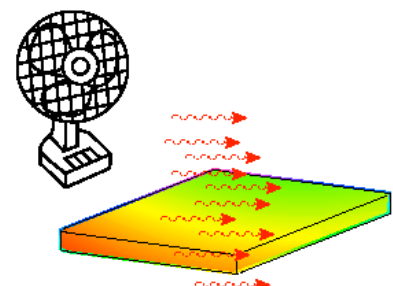
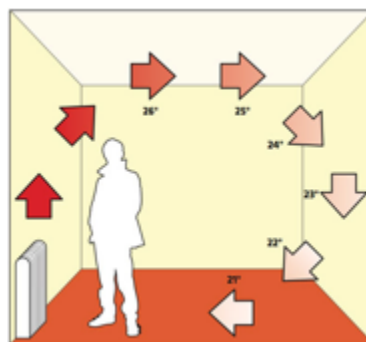
(fonte: UNI 10351)

conduttività termica e materiali

λ (W/mK)	
400,00	rame (380)
	alluminio (290)
200,00	
	acciaio (52)
1,00	pietre naturali (2,00 - 3,50)
0,90	cls di sabbia e ghiaia (0,70 - 1,91)
0,80	laterocemento (0,80)
0,70	intonaci (0,35 - 0,90)
0,60	impermeabilizzazioni (0,20 - 1,40)
0,50	laterizio (0,25-0,90)
0,40	cls di argilla espansa (0,16 - 0,75)
0,30	calcestruzzo cellulare (0,15 - 0,25)
0,20	legno (0,12 - 0,22)
0,10	
0,05	polistirolo espanso (0,054)
0,01	lana di vetro (0,040 - 0,043)
	lana di roccia (0,039 - 0,042)

1.3 CONVEZIONE

Lo scambio termico per **convezione** è dovuto alla cessione di energia cinetica molecolare quando almeno uno dei due corpi che si scambiano calore è un fluido. Condizione necessaria perché il fenomeno avvenga è che il fluido sia posto, o possa porsi, in moto relativo rispetto all'altro corpo con cui scambia calore. Dunque la convezione può avvenire tra un solido ed un liquido, tra un solido ed un aeriforme, tra un liquido ed un aeriforme, ma anche tra due liquidi immiscibili. In generale si può affermare che la convezione avviene in seno al fluido in uno spazio limitato che ha inizio all'interfaccia tra il fluido e l'altro corpo e fino ad una distanza che dipende dal caso in esame, ma che è comunque alquanto ridotta.



In particolare se indichiamo con T_1 la temperatura del corpo “caldo”, con T_2 la temperatura del fluido “freddo” che si riscalda e con A la superficie interessata dal passaggio del calore, ed indichiamo con “ h ” la conduttività termica del materiale, sarà sempre possibile calcolare il “flusso termico” corrispondente alla convezione:

$$\frac{Q}{\text{tempo}} = h_c A (T_1 - T_2) = \frac{A (T_1 - T_2)}{R_{\text{convezione}}} \quad [\text{Watt}]$$

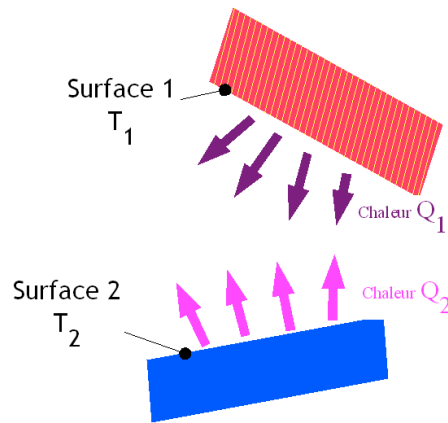
dove $R_{\text{convez.}} = 1/h_c$ rappresenta la resistenza termica nello scambio convettivo.

In particolare il valore di “ h_c ” oltre che dal fluido, dipende notevolmente dalla velocità relativa con cui il fluido viene a contatto con il corpo “caldo”.

ORDINE DI GRANDEZZA DI TIPICI h_c	
Condizione convettiva	h_c [W/(m ² K)]
AERIFORME, convezione NATURALE	6 ÷ 30
AERIFORME, convezione FORZATA	30 ÷ 300
OLIO, convezione FORZATA	60 ÷ 1500
ACQUA, convezione FORZATA	300 ÷ 10000
ACQUA, in EBOLLIZIONE	3000 ÷ 60000
VAPORE ACQUEO, in CONDENSAZIONE	6000 ÷ 120000

1.4 IRRAGGIAMENTO

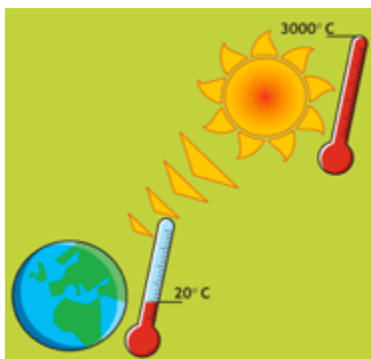
Lo scambio termico per **irraggiamento** è dovuto alla cessione di energia sotto forma di onde elettromagnetiche tra due superfici di corpi che si trovano ad una distanza uno dall’altro.



In particolare, al contrario della conduzione e della convezione, l'irraggiamento non prevede contatto diretto tra i corpi che si scambiano calore, e non necessita di un mezzo per propagarsi.

Quindi è un fenomeno che interessa ogni aggregato materiale, non importa se solido, liquido o gassoso, e avviene anche nel vuoto.

L'irraggiamento è un fenomeno complesso che ha interessato la Fisica moderna; per calcolare il “flusso termico” corrispondente a questo particolare tipo di trasmissione del calore si usa la seguente relazione:



$$\frac{Q}{\text{tempo}} = \epsilon A \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad [\text{Watt}]$$

dove :

ϵ = **emissività**, coefficiente che tiene conto della effettiva possibilità di “irraggiamento” da parte di una superficie appartenente ad un corpo reale.

$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ **costante di Stefan-Boltzmann**, coefficiente che tiene conto dell'irraggiamento da parte di una superficie appartenente ad un corpo ideale (detto “corpo nero”) che ha la massima possibilità di irraggiamento.

A = Area della superficie 1 avente emissività ϵ e temperatura T_1 .

Un vero corpo nero avrebbe un $\varepsilon = 1$ mentre qualunque oggetto reale ha $0 < \varepsilon < 1$ (corpo grigio); i valori dell' emissività dei materiali più in uso sono di seguito elencati:

MATERIALE	TIPO	T [°C]	ε
ACCIAIO	laminato a freddo	93	0,8
	lamierino grezzo	1000	0,6
	lamierino lucido	38	0,07
	non ossidato	100	0,08
	ossidato	25	0,8
ACQUA	Normale	20	0,98
	Distillata	20	0,96
ALLUMINIO	Opaco	17	0,89
	lucido	20	0,04
	non ossidato	25	0,02
	ossidato	200	0,11
	molto ossidato	93	0,2
ARGENTO	opaco	93	0,06
	lucido	38	0,01
ASFALTO - - 0.85		38	0,85
CALCE DOLOMIA		20	0,41
CALCESTRUZZO	Secco	36	0,95
	grezzo	20	0,95
CARBONE	normale	38	0,88
FULIGGINE	Nero fumo	24	0,96
GOMMA		25	0,95
GESSO	Intonaco	20	0,96
GHIACCIO		0	0,97
GHIAIA		38	0,28
GHISA		38	0,85
GOMMA		25	0,95
LEGNO		25	0,98
MATTONE	Normale	25	0,8
	Refrattario	17	0,68
	Mattonella	30	0,94
MOLIBDENO		100	0,03
NASTRO ISOLANTE ELETTRICO	nero	35	0,97
ORO	Smaltato	100	0,37
	Lucidato	38	0,02
OTTONE	lucido	38	0,1
	opaco	20	0,07
	Brunito	20	0,4

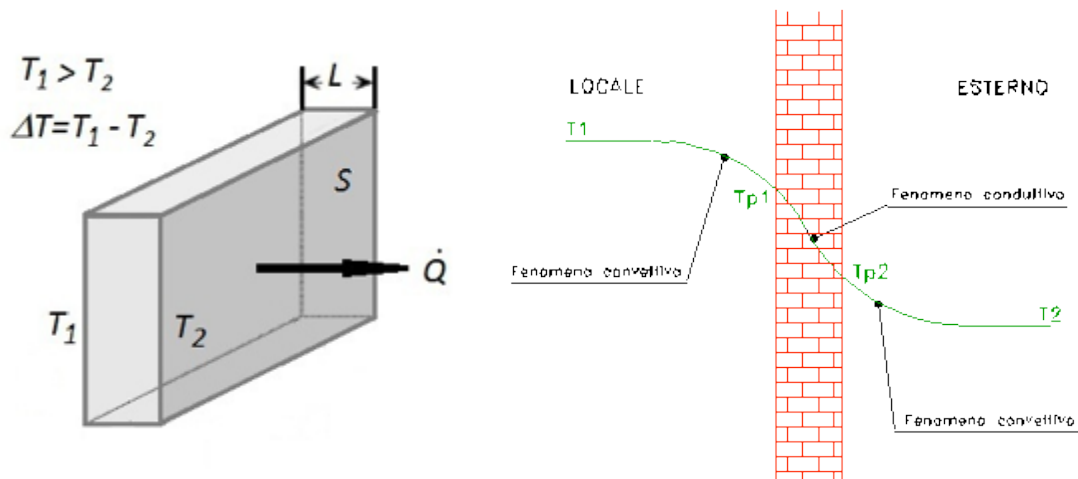
	ossidato	200	0,61
	non ossidato	25	0,04
MATERIALE	TIPO	T [°C]	ε
PANNELLI di GESSO		25	0,9
PANNELLI di LEGNO		17	0,91
PIOMBO	Lucidato	38	0,26
	rugoso	38	0,87
	ossidato	38	0,93
PERSPEX_PLEXIGLASS		17	0,86
PITTURA - VERNICE	con allume di Ag	20	0,26
	base di olio	20	0,87
	nero	20	0,94
	grigio	20	0,97
PLASTICA	nera	20	0,95
	bianca	20	0,84
POLIPROPILENE		17	0,97
RAME	ossidato	38	0,87
	ossidato nero	38	0,78
	inciso	38	0,09
	opaco	38	0,22
	corrugato lucido	38	0,07
	lucido	38	0,04
	lappato	38	0,02
	laminato	38	0,64
	ruvido	38	0,74
	fuso	538	0,15
	lamina	38	0,57
SABBIA		20	0,76
SEGATURA (polvere)		20	0,75
TERRENO - SUOLO	normale	38	0,38
	arida	20	0,92
	molto umido	20	0,95
VERNICE - LACCA		20	0,98
VETRO		20	0,85
ZINCO	ossidato	260	0,11
	lucido	38	0,02

EMISSIVITA' DEI MATERIALI
www.TermografiaTOP.it



1.5 TRASMISSIONE DI CALORE TRA DUE FLUIDI SEPARATI DA UNA PARETE

Questo è il caso di maggiore interesse nelle applicazioni. Si consideri una parete piana che separa due fluidi (ad esempio la parete esterna di un edificio in inverno): un fluido (aria interna) a temperatura T_{int} e l'altro fluido (aria esterna) a temperatura T_{esterna} . La parete avrà le due superfici a temperatura rispettivamente pari a T_1 e a temperatura T_2



Lo scambio termico avviene in tre tappe:

- Scambio per convezione tra l'aria interna e la superficie interna della parete
- Scambio per conduzione all'interno della parete
- Scambio per convezione tra la superficie esterna della parete e l'aria esterna

Si dimostra che il calore totale disperso dall'ambiente interno (locale riscaldato) verso l'esterno dell'edificio è proprio pari a:

$$\frac{Q}{\text{tempo}} = U A (T_{\text{interna}} - T_{\text{esterna}}) \quad [\text{Watt}]$$

$$U = \frac{1}{R_{se} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n} + R_{si}} \quad [\text{Watt} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}]$$

Dove:

A superficie interna della parete

U (trasmittanza della parete) rappresenta il coefficiente globale di scambio termico

e dove $R_{se} = \frac{1}{h_e}$ e $R_{si} = \frac{1}{h_i}$

E' importante sottolineare che la norma UNI 10344, in relazione ai fenomeni convettivi interni ed esterni ad un edificio, ha disposto i seguenti valori:

- $h_e = 25 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ per le superfici rivolte all'esterno;
- $h_i = 7,7 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ per le superfici rivolte all'interno.

L'attuale normativa vigente in materia di risparmio energetico, impone un limite superiore alla trasmittanza delle pareti opache, dei tetti e delle finestre.

Dalla data del 01-10-2015 il Decreto 26 giugno 2015: "Applicazione delle metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche e definizione delle prescrizioni e dei requisiti minimi degli edifici"

http://www.guidafinestra.it/normative/fisco/2015/07/06/news/tre_nuovi_decreti_sullefficienza_e_energetica_passo_importante_verso_gli_edifici_a_energia_quasi_zero-91957/

Tabella Valori limite della trasmittanza termica utile U delle strutture componenti l'involucro edilizio espressa in ($\text{W/m}^2 \text{ K}$)

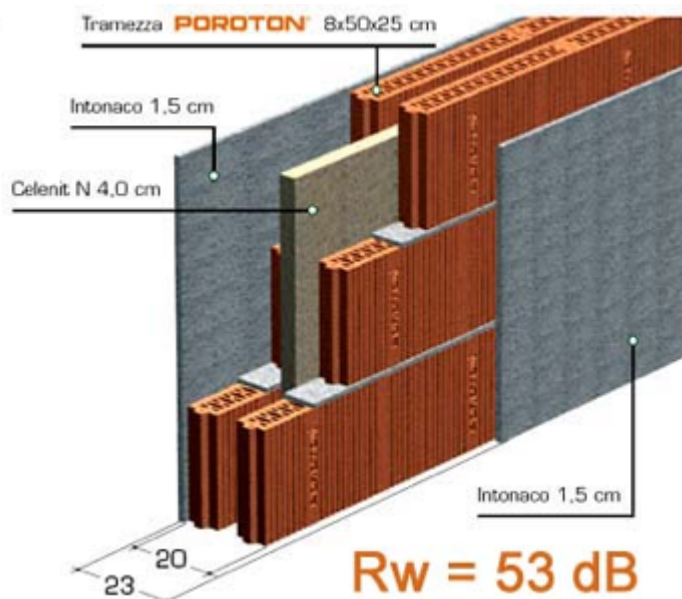
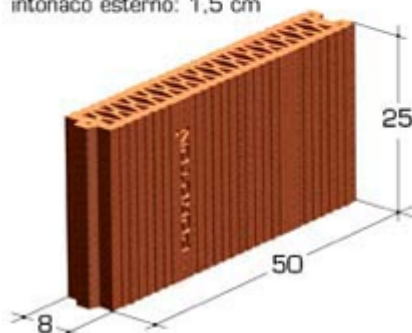
Zona climatica	Strutture opache verticali		Strutture opache				Chiusure apribili e assimilabili	
	2015	2021	Coperture		Pavimenti		2015	2021
A e B	0,45	0,40	0,34	0,32	0,48	0,42	3,20	3,00
C	0,40	0,36	0,34	0,32	0,42	0,38	2,40	2,00
D	0,36	0,32	0,28	0,26	0,36	0,32	2,10	1,80
E	0,30	0,28	0,26	0,24	0,31	0,29	1,90	1,40
F	0,28	0,26	0,24	0,22	0,30	0,28	1,00	1,00

Esempi di pareti esterne composte da più strati di materiali e calcolo della trasmittanza:

PARETE PLURISTRATO POROTON®

Spessore = 8 + (4) + 8 cm

Spessore complessivo della parete finita
in opera pari a 23 cm
intonaco interno: 1,5 cm
tramezza POROTON®: 8 cm
Celenit N: 4 cm
tramezza POROTON®: 8 cm
intonaco esterno: 1,5 cm



Comune		Zona Climatica	Provincia	Gradi Giorno		
Roma		D	RM	1415		
Limiti temporali U limite ---->		2006	2008	2010	Massa frontale	
		0,50	0,40	0,36	>=230 Kg/m2	<---Requisito

Calcolo della trasmittanza termica U e della resistenza termica R di pareti verticali						
strato	descrizione materiale	s m	ρ kg/m³	ρ s kg/m	λ W/m²K	R m²K/W
INTERNO						
Adduzione interna						
1	Intonaco di cemento	0,0150	2200	33,000	1,400	0,011
2	Mattoni forati porizzato leggero murato con malta isolante	0,0800	650	52,000	0,180	0,444
3	Poliuretano	0,0400	30	1,200	0,030	1,333
4	Mattoni forati porizzato leggero murato con malta isolante	0,0800	650	52,000	0,180	0,444
5	Intonaco di calce	0,0150	1600	24,000	0,800	0,019
Adduzione esterna						
ESTERNO						
Spessore TOT in metri =		0,230				
Risultati del calcolo						
Parete non regolamentare!					Mt	162,200 kg/m³
					R	2,422 m² K/W
Parete regolamentare fino al 31.12.2007					U	0,413 W/m² K

2 CARICO TERMICO DELL'EDIFICIO

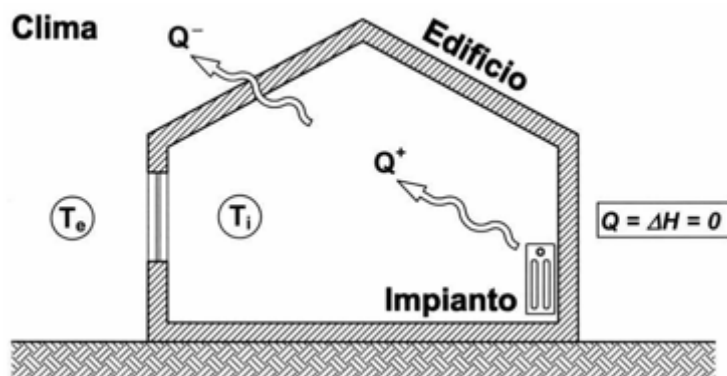
2.1 CALCOLO INVERNALE

Per carico termico invernale si intende la massima potenza termica che l'edificio, in precisate condizioni di progetto, univocamente definite, disperde verso l'ambiente esterno.

Le condizioni di progetto sono:

- Condizioni termoigrometriche interne:
Temperatura 20 ± 2 °C
Umidità.....50-60 %
- Condizioni termoigrometriche esterne: vedi tabella UNI (Appendice)

La conoscenza del carico termico consente di dimensionare un impianto di riscaldamento che mantenga all'interno dello spazio occupato condizioni confortevoli, il che significa garantire le condizioni del benessere ed in particolare un determinato valore di temperatura dell'aria all'interno dell'involucro edilizio



Per il calcolo del carico termico invernale è necessario introdurre le seguenti due ipotesi fondamentali:

- REGIME STAZIONARIO** *i parametri climatici esterni ed interni sono considerati costanti nel tempo*
- CONDIZIONE PIÙ SFAVOREVOLE** *condizione più gravosa per l'impianto*

Nel calcolo del carico termico invernale occorre sommare tra loro le seguenti componenti

$$U = \frac{1}{R_{se} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} + \dots \frac{s_n}{\lambda_n} + R_{si}}$$

dovute alle dispersioni termiche:

a) **Dispersione di calore dalle pareti opache** (pavimenti e tetti eventualmente compresi).

$$\frac{Q}{\text{tempo}} = U A (T_1 - T_2) \quad [\text{Watt}]$$



b) **Dispersione di calore dalle pareti trasparenti** (finestre ed infissi compresi).

$$\frac{Q}{\text{tempo}} = U_W A_{fin} (T_1 - T_2) \quad [\text{Watt}]$$

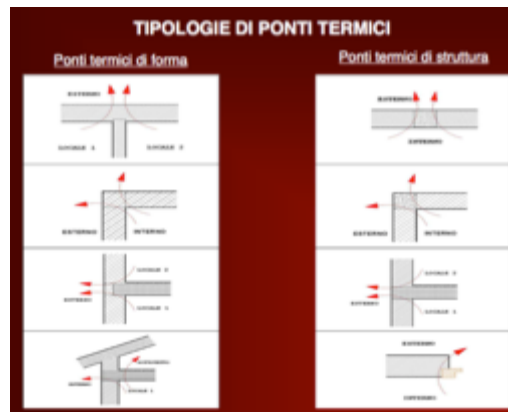
$$U_W = \frac{U_g * A_{\text{vetro (g)}} + U_f * A_{\text{telaio (f)}} + \Psi * L_{\text{distanziatori termici}}}{A_{\text{finestra}}}$$



c) **Dispersione di calore dai ponti termici** (spigoli, travi, etc.).

$$\frac{Q}{\text{tempo}} = \psi_L L (T_1 - T_2) \quad [\text{Watt}]$$

La trasmittanza termica lineica ψ (W/mK) rappresenta la perdita aggiuntiva di calore per metro lineare. Il suo calcolo è complesso; i valori ricorrenti vanno da 0,2 a 0,65 (W/mK)



d) Calore di ventilazione

Alle dispersioni termiche occorre sommare anche il calore disperso dovuto all'ingresso di aria "fredda" esterna per la necessaria ventilazione dei locali.

Il "**calore di ventilazione**" rappresentano la quota di potenzialità termica che viene persa per la presenza di fenomeni di infiltrazione dell'aria esterna nell'ambiente (ventilazione naturale dovuta alla non ermeticità dell'involucro edilizio oppure ventilazione meccanica forzata operata a mezzo di gruppi ventilanti e/o di condizionamento).

La formula fondamentale per la determinazione del carico dovuto alla ventilazione è il seguente:

$$\frac{Q}{tempo} = G_{aria} c_{aria} (T_1 - T_2) \quad [\text{Watt}]$$

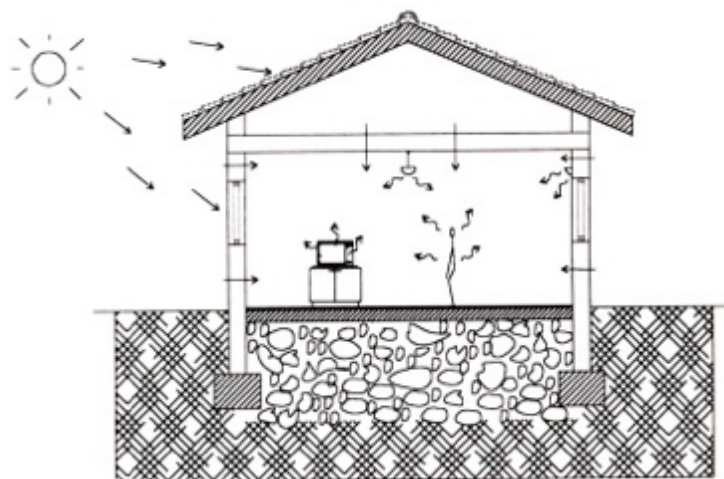
dove con G_{aria} si indica la portata di aria di ventilazione espressa in $[m^3/h]$ e tale da assicurare un certo numero di ricambi ora (in genere non inferiore a 2 Vol/h) e con c_{aria} si indica il calore specifico dell'aria (Sist. Internaz. : $1,23 \text{ kJ/m}^3 \text{ } ^\circ\text{K}$)

Calore specifico $c_{aria} = 0,35 \text{ Wh/m}^3 \text{ } ^\circ\text{K}$ ($0,24 \text{ kCal/kg } ^\circ\text{C}$)

Densità: $\rho_{aria} = 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Si sottolinea che laddove non fossero presenti impianti di ventilazione, ma venisse usata solo ed esclusivamente la "ventilazione naturale" dovuta a normali infiltrazioni, in tal caso occorre attribuire un numero di ricambi d'aria non superiore a 0,5 Vol/h e pertanto la portata di aria entrante assume il valore $G_{aria} = 0,5 \text{ Vol/h}$.

Dunque il carico totale disperso sarà dato da:



La conoscenza del carico termico consente di dimensionare un impianto di raffrescamento che mantenga all'interno dello spazio occupato condizioni confortevoli, il che significa garantire le condizioni del benessere ed in particolare un determinato valore di temperatura dell'aria all'interno dell'involucro edilizio.

Per il calcolo del carico termico estivo resta confermata l'ipotesi fondamentale di "condizione più sfavorevole", ma non può essere utilizzata l'ipotesi di "regime stazionario".

Come meglio chiarito nei prossimi paragrafi, l'apporto di calore che interessa l'edificio in estate è fortemente legato alla radiazione solare la quale, come noto varia di ora in ora e di mese in mese.

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.

2.2.1 CONTRIBUTI DI CALORE SENSIBILE

- a) **Calore entrante per dispersione/irraggiamento dalle pareti opache** (tetti eventualmente compresi; per pavimenti poggianti su terreno o sovrastanti locali interrati, nel calcolo estivo si può trascurare lo scambio di calore).

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

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

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

$$\frac{Q}{\text{tempo}} = U A (\Delta T_{equiv}) \quad [\text{Watt}]$$

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

Lat. NORD	Ora solare												
	ΔT_{equiv} per muri di colore grigio, mese di LUGLIO, escursione termica giornaliera 11°C, $T_{a,e} = 34^\circ\text{C}$ e $T_{a,i} = 26^\circ\text{C}$, 40° Latitudine NORD												
Expos.ne	Kg/ m²	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Nord /Est	300	-1.4	2.5	13.1	11.9	10.8	8.1	5.3	5.8	6.4	6.9	7.4	6.9
	500	1.9	1.9	1.9	5.3	8.5	8.1	7.4	6.4	5.3	5.8	6.4	6.4
	700	3	3	3	3	3	5.3	7.4	8.5	7.4	6.4	5.3	5.3
Est	300	-0.3	11.3	16.4	16.9	16.9	10.2	7.4	6.9	6.4	6.9	7.4	6.9
	500	3	4.2	7.4	10.8	13.1	13.6	13.1	10.8	9.7	8.5	7.4	7.4
	700	5.3	4.7	4.2	4.7	5.3	8.1	9.7	10.2	9.7	9.2	8.5	7.4
Sud /Est	300	-0.3	6.9	10.8	13.1	15.2	14.1	13.6	11.3	9.7	8.1	7.4	6.9
	500	3	3	3	5.8	8.5	9.2	9.7	10.2	9.7	8.5	7.4	6.9
	700	4.2	4.2	4.2	3.6	3	5.8	7.4	8.1	8.5	9.7	8.5	8.1
Sud	300	-2.5	-1.9	-1.4	3.6	6.4	10.8	13.1	13.6	14.1	12.5	10.8	10.8
	500	0.8	0.8	0.8	1.3	1.9	4.1	6.4	8.1	8.5	9.7	9.7	9.7
	700	3	2.5	1.9	3.9	1.9	1.9	3.6	5.3	6.9	7.4	7.4	7.4
Sud/Ovest	300	-0.3	-0.3	-0.3	0.2	0.8	4.2	6.4	13.1	17.5	19.2	19.7	19.2
	500	3	2.5	1.3	2.5	3	3.6	4.2	6.4	7.4	10.2	11.9	12.5
	700	4.2	4.2	4.2	3.6	3	3	3	3.6	4.2	4.7	5.3	8.1
Ovest	300	-0.3	-0.3	-0.3	0.8	1.9	3.6	5.3	10.2	14.1	18.6	21.9	22.5
	500	3	3	3	3	3	3.6	4.2	5.3	6.4	9.2	10.8	13.6
	700	5.3	4.7	4.2	4.2	4.2	4.7	5.3	5.3	5.3	5.8	6.4	7.4
Nord/Ovest	300	-2.5	-1.9	-1.4	-0.3	0.8	3	4.2	5.3	6.4	11.3	16.4	16.9
	500	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9	2.5	3	4.7	6.4	9.1
	700	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3.6	4.2	4.7
Nord o in ombra	300	-2.5	-1.9	-1.4	-0.8	-0.3	1.3	3	4.2	5.3	5.8	6.4	6.4
	500	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	0.2	0.8	1.3	1.9	2.5	2.5	2.5
	700	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	0.2	0.8	1.3	1.3	2.5

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

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

b) Calore entrante per dispersione dalle pareti trasparenti (finestre ed infissi compresi).

$$\frac{Q}{tempo} = U_W A_{fin} (T_1 - T_2) \quad [\text{Watt}]$$

c) Calore entrante per irraggiamento dalle pareti trasparenti (finestre ed infissi compresi).

$$Q = (\text{Rad. Sol. Mens.}) \times (A_{fin}) \times (F_{CR1}) \times (F_{CR2}) \times (F_{CR3}) \quad [\text{kcal/h}]$$

RADIAZIONE SOLARE MAX MENSILE ATTRAVERSO VETRO SEMPLICE - FINESTRE CON TELAIO IN LEGNO - [kcal/hm²]										
Lat.	Mese/Esposizione	N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Orizzontale
40°	Giugno	46	360	439	301	146	301	439	360	642
	Luglio/Maggio	40	344	444	339	187	339	444	344	631
	Agosto/Aprile	29	276	439	395	276	396	439	276	580
	Settembre/marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496
	Ottobre/Febbraio	19	94	330	442	439	442	330	94	349
	Novembre/Gennaio	13	32	271	423	450	423	271	32	279
	Dicembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230
	Giugno	44	349	440	333	199	333	440	349	620
45°	Luglio/Maggio	39	330	443	363	237	363	443	330	601
	Agosto/Aprile	29	265	433	411	325	411	433	265	541
	Settembre/marzo	23	147	389	439	403	439	389	147	448
	Ottobre/Febbraio	16	86	307	434	445	434	307	86	301
	Novembre/Gennaio	12	26	222	383	432	383	222	26	211
	Dicembre	11	23	155	349	414	349	155	23	169

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

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

Attenzione alle Unità di misura !!!!!!! **1 kW = 860 kcal/h** pertanto:

$$Q \text{ [kcal/h]} = \frac{1000}{860} Q \text{ [Watt]}$$

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

<i>FCR₁</i>	
Telaio in metallo:	+ 17 %
Foschia:	- 15 %
Altitudine:	+ 0.7 % per ogni 300 mt. di altitudine sul livello del mare
Punto di rugiada:	- 5% per ogni 4 °C di aumento del punto di rugiada dell'aria esterna rispetto a 19.5°C.

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

<i>FCR₂</i>								
Tipo di vetro	Senza schermi	Veneziana interna o avvolgibile interno (45°)			Veneziana esterna (45°)		Tenda esterna	
		Chiara	media	Scura	chiara	Chiara all'esterno scura all'interno	Chiara	Media o scura
Vetro semplice	1	0.56	0.65	0.75	0.15	0.13	0.20	0.25
Vetro doppio	0.9	0.54	0.61	0.67	0.14	0.12	0.18	0.22
Vetro triplo	0.83	0.48	0.56	0.64	0.12	0.11	0.16	0.2
Vetro da 6 mm	0.94	0.56	0.65	0.74	0.12	0.12	0.19	0.24
Vetro assorbente (40 % - 70%)	0.8 + 0.62	0.51 + 0.56	0.62 + 0.64	0.72 + 0.56	0.12 + 0.10	0.1 + 0.10	0.16 + 0.12	0.20 + 0.16

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

Lat. NORD	Ora solare – Schermo interno													
Esposizione	Kg/ m²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
Nord /Est	730	0.59	0.67	0.62	0.49	0.33	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21	0.20	0.17	
	490	0.59	0.68	0.64	0.52	0.35	0.29	0.24	0.23	0.20	0.19	0.17	0.15	
	150	0.62	0.80	0.75	0.60	0.37	0.25	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	
Est	730	0.51	0.66	0.71	0.67	0.57	0.40	0.29	0.26	0.25	0.23	0.21	0.19	
	490	0.52	0.67	0.73	0.70	0.58	0.40	0.29	0.26	0.24	0.21	0.19	0.16	
	150	0.53	0.74	0.82	0.81	0.65	0.43	0.25	0.19	0.16	0.14	0.11	0.09	
Sud /Est	730	0.20	0.42	0.59	0.70	0.74	0.71	0.61	0.48	0.33	0.30	0.26	0.24	
	490	0.18	0.40	0.57	0.70	0.75	0.72	0.63	0.48	0.34	0.28	0.25	0.21	
	150	0.09	0.35	0.61	0.78	0.86	0.82	0.69	0.50	0.30	0.20	0.17	0.13	
Sud	730	0.28	0.25	0.40	0.53	0.64	0.72	0.77	0.77	0.73	0.67	0.49	0.31	
	490	0.26	0.22	0.38	0.51	0.64	0.73	0.79	0.79	0.77	0.65	0.51	0.31	
	150	0.21	0.29	0.48	0.67	0.79	0.88	0.89	0.83	0.56	0.50	0.24	0.16	
Sud/Ovest	730	0.31	0.27	0.27	0.26	0.25	0.27	0.50	0.63	0.72	0.74	0.69	0.54	
	490	0.33	0.28	0.25	0.23	0.23	0.35	0.50	0.64	0.74	0.77	0.70	0.55	
	150	0.29	0.21	0.18	0.15	0.14	0.27	0.50	0.69	0.82	0.87	0.79	0.60	
Ovest	730	0.63	0.31	0.28	0.27	0.25	0.24	0.22	0.29	0.46	0.61	0.71	0.72	
	490	0.67	0.33	0.28	0.26	0.24	0.22	0.20	0.28	0.44	0.61	0.72	0.73	
	150	0.77	0.34	0.25	0.20	0.17	0.14	0.13	0.22	0.44	0.67	0.82	0.85	
Nord/Ovest	730	0.68	0.28	0.27	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.24	0.41	0.56	0.67	
	490	0.71	0.31	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19	0.18	0.23	0.40	0.58	0.70	
	150	0.82	0.33	0.25	0.20	0.18	0.15	0.14	0.13	0.19	0.41	0.64	0.80	
Nord o in ombra	730	0.96												
	490	0.98												
	150	1												

Lat. NORD	Ora solare – Vetro non schermato o con schermo esterno													
Esposizione	Kg/ m²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
Nord /Est	730	0.34	0.42	0.47	0.45	0.42	0.39	0.36	0.33	0.30	0.29	0.26	0.25	
	490	0.35	0.45	0.50	0.49	0.45	0.42	0.34	0.30	0.27	0.26	0.23	0.20	
	150	0.40	0.62	0.69	0.64	0.48	0.34	0.27	0.22	0.18	0.16	0.14	0.12	
Est	730	0.36	0.44	0.50	0.53	0.53	0.50	0.44	0.39	0.36	0.34	0.30	0.28	
	490	0.34	0.44	0.54	0.58	0.57	0.51	0.44	0.39	0.34	0.31	0.28	0.24	
	150	0.36	0.56	0.71	0.76	0.70	0.54	0.39	0.28	0.23	0.18	0.15	0.12	
Sud /Est	730	0.34	0.37	0.43	0.50	0.54	0.58	0.57	0.55	0.50	0.45	0.41	0.37	
	490	0.29	0.33	0.41	0.51	0.58	0.61	0.61	0.56	0.49	0.44	0.37	0.33	
	150	0.14	0.27	0.47	0.64	0.75	0.79	0.73	0.61	0.45	0.32	0.23	0.18	
Sud	730	0.47	0.43	0.42	0.46	0.51	0.56	0.61	0.65	0.66	0.65	0.61	0.54	
	490	0.44	0.37	0.39	0.43	0.50	0.57	0.64	0.68	0.70	0.68	0.63	0.53	
	150	0.28	0.19	0.25	0.38	0.54	0.68	0.78	0.84	0.82	0.76	0.61	0.42	
Sud/Ovest	730	0.51	0.44	0.40	0.37	0.34	0.36	0.41	0.47	0.54	0.57	0.60	0.58	
	490	0.53	0.44	0.37	0.35	0.31	0.33	0.39	0.46	0.55	0.62	0.64	0.60	
	150	0.48	0.32	0.25	0.20	0.17	0.19	0.39	0.56	0.70	0.80	0.79	0.69	
Ovest	730	0.56	0.49	0.44	0.39	0.36	0.33	0.31	0.31	0.35	0.42	0.49	0.54	
	490	0.60	0.52	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.28	0.33	0.43	0.51	0.57	
	150	0.77	0.56	0.38	0.28	0.22	0.18	0.16	0.19	0.33	0.52	0.69	0.77	
Nord/Ovest	730	0.49	0.44	0.39	0.36	0.33	0.30	0.28	0.26	0.26	0.30	0.37	0.44	
	490	0.54	0.49	0.41	0.35	0.31	0.28	0.25	0.23	0.24	0.30	0.39	0.48	
	150	0.75	0.53	0.36	0.28	0.24	0.19	0.17	0.15	0.17	0.30	0.50	0.66	
Nord o in ombra	730	0.96	0.75	0.79	0.83	0.84	0.86	0.88	0.88	0.91	0.92	0.93	0.93	
	490	0.81	0.84	0.86	0.89	0.91	0.93	0.93	0.94	0.94	0.95	0.95	0.95	
	150	1												

d) Calore entrante per ventilazione

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

L'infiltrazione di aria esterna è responsabile di apporti di calore sensibile e latente non desiderati in ambiente. La parte di calore sensibile è quantificabile attraverso la seguente relazione:

$$Q_s = G_v * 0,35 * \Delta T * [W];$$

dove:

- **0,35** = calore specifico dell'aria [Wh/m³ °C];
- **ΔT** = differenza di temperatura tra aria esterna ed aria ambiente [°C];
- **G_v** = portata volumetrica aria [m³/h].

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

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

e) Calore sensibile interno dovuto a persone (vedere tabella seguente)

Tutti noi scambiamo calore sensibile e latente con l'ambiente che ci circonda. E' tuttavia noto che ciò che scambiamo ed il modo stesso in cui lo facciamo è strettamente legato al tipo di attività svolta, alle condizioni termoigrometriche dell'aria. Infatti, un lavoro "sedentario leggero" comporta uno scambio termico sensibile e latente di minore entità rispetto a quello "messo in gioco" in un lavoro di tipo "pesante", così come a parità di condizioni, il calore totale emesso da un soggetto maschio è sensibilmente maggiore di quello emesso da un soggetto donna (circa il 15% in più).

Nella tabella successiva figurano le quote di calore sensibile e latente scambiato in relazione a differenti parametri d'interesse: tipo di attività svolta, temperatura di bulbo secco. Tali dati sono validi per persone che soggiornano all'interno degli ambienti condizionati almeno per almeno tre ore; un incremento fino al 10 % è possibile per soggiorni brevi (15 min.).

Calore emesso dalle persone

$T_{h,s}$	24		26		27		28	
	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.
ATTIVITA'	[kcal/h]	[kcal/h]	[kcal/h]	[kcal/h]	[kcal/h]	[kcal/h]	[kcal/h]	[kcal/h]
Seduto a riposo	30	60	35	55	40	50	45	45
Seduto, lavoro molto leggero	40	60	45	55	50	50	55	45
Impiegato d'ufficio in attività moderata	50	60	60	55	65	50	70	45
Lavoro leggero al banco	115	75	130	60	135	55	140	50
Lavoro sedentario	70	70	80	60	85	55	90	50

f) Calore interno dovuto a luci, apparecch. elettriche

I carichi interni dovuti all'apporto di energia elettrica che si trasforma in calore è dovuto in generale a due fattori:

- Apparecchi usati per l'illuminazione
- Apparecchi collegati all'impianto elettrico di distribuzione della forza motrice

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

Alla definizione del carico termico dovuto agli apparecchi collegati contribuiscono altre sorgenti che possono essere presenti in ambiente e che dissipano in esso parte dell'energia elettrica assorbita. Stiamo parlando in particolare di macchine fotocopiatrici, computer, stampanti etc., per i quali si può considerare mediamente un valore di 20 ÷ 25 W/m² che può arrivare fino a 40 ÷ 45 W/m² nel caso in cui, ad esempio, si abbia un'alta densità di computer.

Dunque il calore “sensibile” totale entrante sarà dato da:

$$Q_{\text{sensibile totale}} = Q_{\text{pareti}} + Q_{\text{finestre}} + Q_{\text{irrag. vetri}} + Q_{\text{ventil.}} + Q_{\text{persone}} + Q_{\text{app. elettr.}}$$

2.2.2 CONTRIBUTI DI CALORE LATENTE

a) **Calore latente dovuto a persone** (vedere tabella precedente)

b) **L'infiltrazione di aria esterna** è responsabile di apporti di calore sensibile e latente non desiderati in ambiente. La parte di calore latente è quantificabile attraverso la seguente relazione .

$$Q_L = \rho * G_v * 0.60 * \Delta X * (1000/860) \quad [\text{Watt}];$$

dove:

- $\rho = 1,225$ [kg/m³] densità dell'aria;
- 0.60 = calore latente di vaporizzazione dell'acqua [kcal/g];
- ΔX = differenza di umidità specifica tra aria esterna ed aria ambiente [g_{H2O}/kg_{aria secca}];
- G_v = portata volumetrica aria [m³/h].

c) Eventuale **apporto di calore latente causato dal vapore prodotto in ambiente da eventuali processi o apparecchiature ivi presenti**. Questo specifico calore latente è quantificabile attraverso la seguente relazione .

$$Q_L = G_{\text{vapore}} * 600 * (1000/860) \quad [\text{Watt}];$$

dove:

- 600 = calore latente di vaporizzazione dell'acqua [kcal/kg];
- G_{vapore} = portata in massa di vapore [kg/h].

Pertanto il calore “latente” totale entrante sarà dato da:

$$Q_{\text{latente totale}} = Q_{\text{aria}} + Q_{\text{persone}} + Q_{\text{vap. processo}}$$

3 IMPIANTI DI RISCALDAMENTO INVERNALE

3.1 ASPETTI GENERALI

Un impianto di riscaldamento invernale è in generale costituito da:

- Generatore di calore in grado di compensare il carico termico invernale; in pratica il generatore deve essere in grado di erogare una potenzialità termica non inferiore al valore del carico termico perduto.
- 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 perduto in modo specifico dal singolo locale in cui esso è collocato. Le tipologie di terminali sono elencate nella tabella seguente:

terminale	fluido “termovettore” scaldante	Temperatura di progetto fluido scaldante		Temperatura uscita aria [°C]	Campo di utilizzazione
		entrata [°C]	uscita [°C]		
AEROTERMI	acqua-vapore	90	60	max 45	Grandi ambienti civili e industriali
RADIATORI	acqua	75	65	max 40	Abitazioni civili
VENTILCONVETTORI	acqua	70	60	max 45	Uffici
PANNELLI RADIANTI	acqua	45	35	max 25	Abitazioni civili
SPLIT	freon	70	50	max 30	Abitazioni civili, negozi, uffici

3.1 GENERATORI DI CALORE

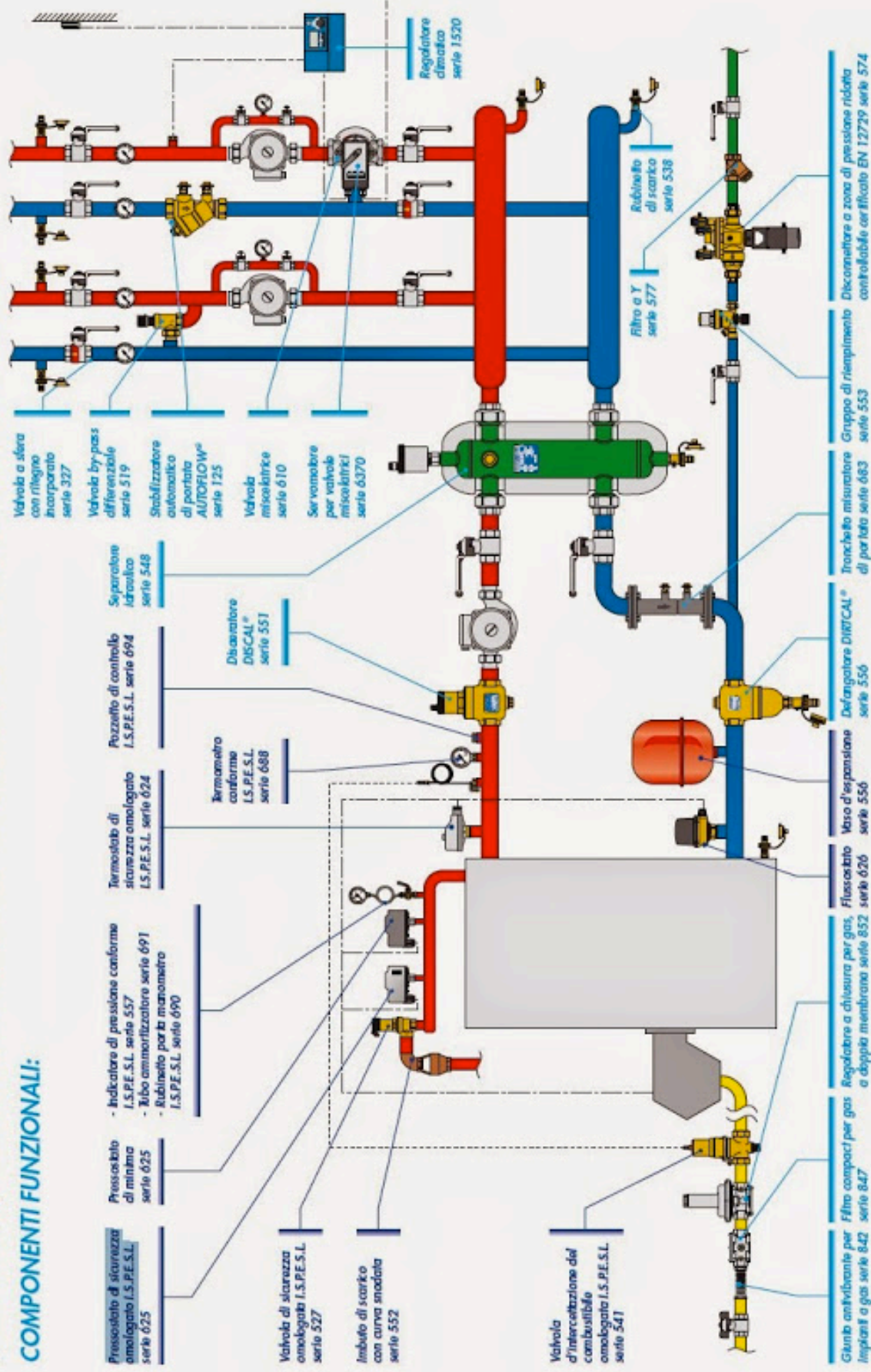
Per gli impianti nei quali il fluido scaldante è acqua (oppure vapore) il generatore è costituito da una caldaia alimentata da combustibile (solido, liquido o gassoso) e, laddove possibile, anche da sistemi di integrazione del calore che sfruttano energia rinnovabile (solare termico) e/o recupero di calore (caminetto termico).

Le caldaie oggi più usate sono quelle alimentate a metano; possono produrre acqua calda fino ad una temperatura di mandata non superiore a 85-90 °C.

Sono di seguito schematizzati i componenti essenziali di una centrale termica:

COMPONENTI PER IMPIANTI DI RISCALDAMENTO CON GENERATORE DI CALORE AVENTE POTENZIALITÀ SUPERIORE A 35 kW (30.000 kcal/h) PRESCRITTI DALLA RACCOLTA "R" ED. 2005 E DALLA NORMA UNI 10412-1 ED. 2006:

COMPONENTI FUNZIONALI:

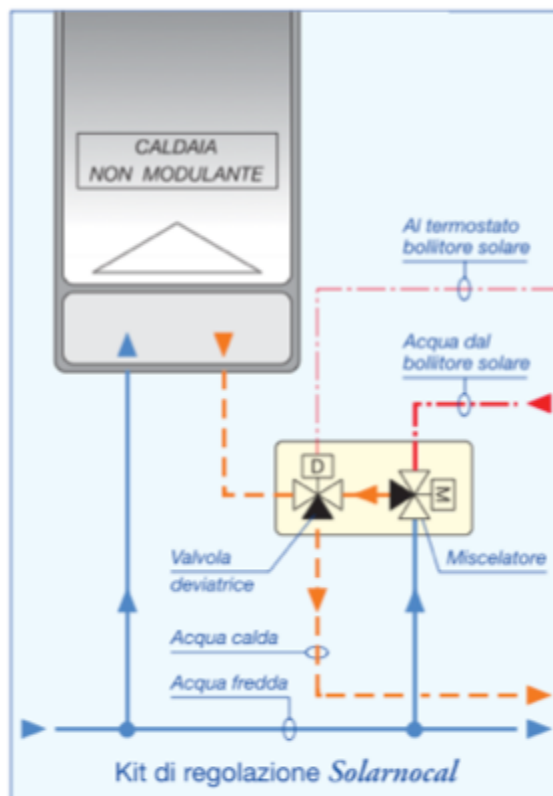


Per impianti autonomi di potenzialità termiche contenute (impianto autonomo per singolo appartamento) vengono oggi utilizzate delle caldaie murali ovvero piccole caldaie a basamento. Dette caldaie sono utilizzate anche per la produzione di “acqua calda sanitaria” e si distinguono in:

- Caldaie murali **non modulanti**.

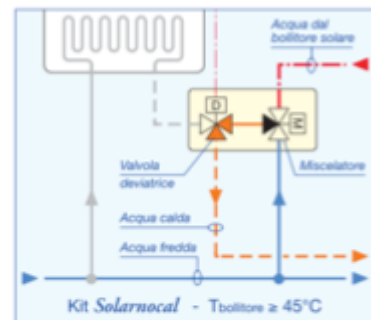
Sono caldaie che producono acqua calda sanitaria con potenze termiche prefissate e sono in grado di funzionare correttamente solo se in caldaia entra acqua fredda. Se, invece, in caldaia entra acqua oltre i 20÷25°C, possono verificarsi casi di surriscaldamento: casi che possono far spegnere la caldaia, oppure recar danno ai suoi componenti, oppure ancora causare scottature.

Pertanto, se sono collegate ad un bollitore solare, queste caldaie devono essere dotate di un kit di regolazione in grado di impedire l'invio di acqua solare direttamente in caldaia



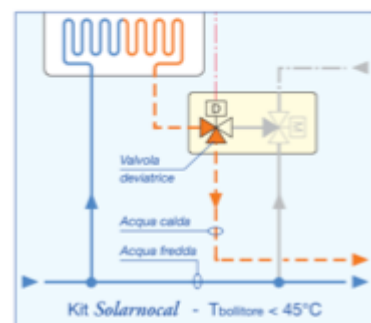
Funzionamento con T bollitore $\geq 45^{\circ}\text{C}$

La valvola deviatrice fa passare l'acqua del bollitore la cui temperatura è regolata dal miscelatore.



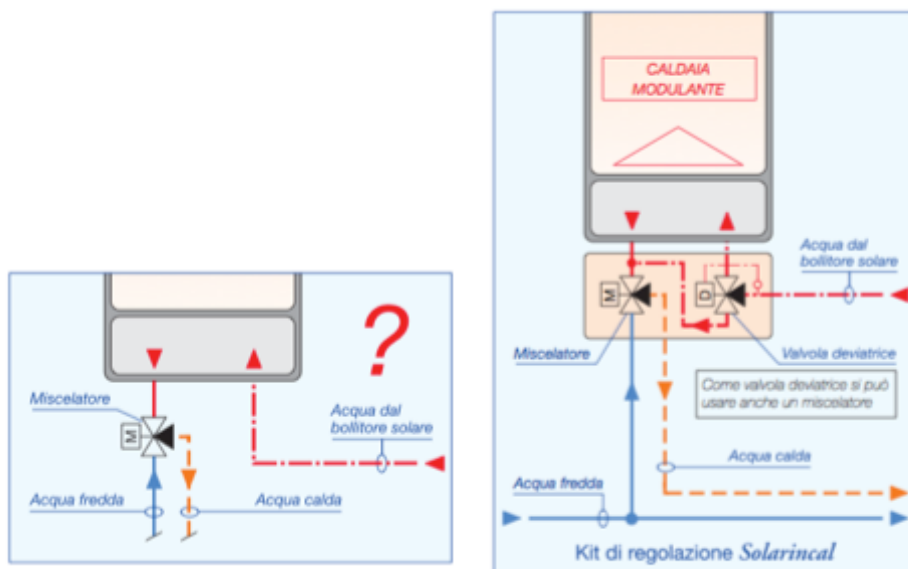
Funzionamento con T bollitore $< 45^{\circ}\text{C}$

La valvola deviatrice esclude l'acqua del bollitore facendo alimentare la caldaia con acqua fredda.



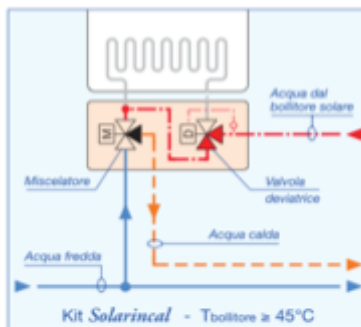
- Caldaie murali **modulanti**.

In teoria, queste caldaie dovrebbero produrre acqua calda sanitaria erogando solo la potenza termica che serve ad ottenere la temperatura richiesta. Pertanto dovrebbero attivarsi solo quando l'acqua di alimentazione non raggiunge tale temperatura. E se ciò fosse vero, il solare potrebbe essere abbinato a queste caldaie solo con un miscelatore posto a valle delle caldaie stesse. Il mercato, però, non offre ancora (almeno per quanto ci risulta) caldaie simili. Quelle definite modulanti sono in realtà semi-modulanti che, in ogni caso, cedono al fluido che le attraversa potenze termiche di 4÷5 kW: e questo, quando l'acqua di alimentazione è a temperature elevate, può portare al surriscaldamento dell'acqua erogata.



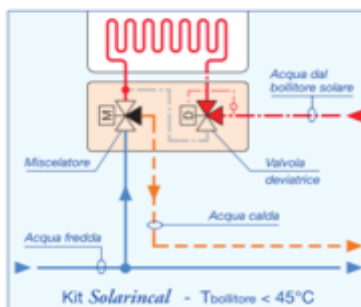
Funzionamento con T bollitore $\geq 45^{\circ}\text{C}$

La valvola deviatrice invia direttamente l'acqua del bollitore al miscelatore che ne regola la temperatura.



Funzionamento con T bollitore $< 45^{\circ}\text{C}$

La valvola deviatrice invia l'acqua del bollitore in caldaia. Il miscelatore regola poi la temperatura dell'acqua calda erogata dalla caldaia.



3.2 CALDAIA A CONDENSAZIONE

Tratto da un articolo di Simone Serra

Prerequisiti:

Il **calore sensibile** è la quantità di calore, riferita ad una massa unitaria (1 kg), che corrisponde ad una variazione di temperatura attraverso un coefficiente di proporzionalità detto calore specifico:

dove: $q = c \cdot \Delta T$

q: calore sensibile specifico (J/kg);

c: calore specifico (J/kg·K);

ΔT : variazione finita di temperatura (K).

Il **calore latente** è la quantità di [energia](#) (sotto forma di calore) necessaria allo svolgimento di un passaggio di stato. Ad esempio, il "calore latente di vaporizzazione" è l'energia massima corrispondente al passaggio di un [sistema](#) (costituito da una o più sostanze chimiche) dallo stato liquido a quello di vapore. Il "calore di condensazione" è uguale a quello di vaporizzazione poiché è relativo allo stesso passaggio di stato ma percorso nel verso opposto: dallo stato vapore a quello di liquido. L'[unità di misura](#) del calore latente λ nel [Sistema internazionale](#) è J/kg. Spesso il calore latente viene espresso per mole di sostanza come calore latente molare e nel [SI](#) si misura in J/mol.

$$Q = \lambda \cdot m$$

I fumi prodotti da una combustione (ad esempio i fumi di scarico di una caldaia alimentata a Metano) contengono una quantità di calore costituito da: calore sensibile e da calore latente. Se la temperatura dei fumi supera i 100 °C a pressione atmosferica, il calore latente resta "intrappolato nei fumi".

combustione di un metro cubo di gas naturale (METANO) di tipo commerciale generalmente produce circa 38 MJ, ossia 10,6 kWh pari a 9116 kCal.

Più precisamente i valori nominali di riferimento usati in fase di progettazione sono:

Potere calorifico superiore: 13 284 kcal/kg oppure 9 530 kcal/Nm³ equivalenti a 39,9 MJ/Nm³

Potere calorifico inferiore: 11 946 kcal/kg oppure 8 570 kcal/Nm³ equivalenti a 35,88 MJ/Nm³

La differenza tra potere calorifico superiore ed inferiore è sempre legata al calore latente del vapore acqueo contenuto nei fumi; nel Metano è circa pari all' 11%.

Particolare interesse energetico è rappresentato dalle **caldaie a condensazione**.

La caldaia a condensazione è prima di tutto una normale caldaia a gas (**in genere GPL o Metano**) nella quale sono presenti i circuiti per la produzione di acqua calda sanitaria (se prevista) e per il riscaldamento domestico.

Per comprendere la particolarità di questa soluzione, è importante prima comprendere il funzionamento di una caldaia tradizionale.

Durante la combustione le temperature raggiungono valori elevati permettendo la cessione del calore generato al fluido dell'impianto di riscaldamento mediante uno scambiatore di dimensioni opportune, situato all'interno del corpo della caldaia.

Non tutto il calore sviluppato dalla combustione è in grado di venire ceduto al fluido termovettore, in particolare per limiti nell'estensione dello scambiatore e per la necessità di evitare condense acide al camino, infatti i fumi risultano particolarmente acidi ed aggressivi e per tale motivo vengono evacuati ad una temperatura alla quale si è certi dell'assenza di condensa.

Le temperature alle quali vengono normalmente evacuati i fumi sono dell'ordine dei **200 ÷ 250°C per caldaie tradizionali a bassa efficienza** e di **140 ÷ 160°C per caldaie tradizionali ad elevata efficienza**.

Le normali caldaie, anche quelle definite "ad alto rendimento" (91-93% alla potenza termica nominale), utilizzano solo una parte del calore contenuto nei fumi di combustione (il calore sensibile). La rimanente parte (calore latente) non è utilizzata perché occorre evitare la condensazione dei fumi, che dà origine a fenomeni corrosivi. Il vapore acqueo generato dal processo di combustione (circa 1,6 kg/m³ di gas) viene quindi disperso in atmosfera attraverso il camino: la quantità di calore in esso contenuta, definito calore latente, rappresenta l'11% dell'energia liberata dalla combustione, in tali caldaie non è recuperata.

Introducendo un particolare scambiatore in grado di condensare i fumi risulta possibile ridurre la temperatura degli stessi su valori dell'ordine dei 40°C recuperando oltre alla quota di "calore sensibile" tra la temperatura dei fumi e la temperatura di condensazione degli stessi, anche la parte relativa al cosiddetto "calore latente" dovuto alla condensazione dei fumi.

La caldaia a condensazione, invece, può recuperare gran parte del calore latente dei fumi espulsi con il camino. La particolare tecnologia della condensazione consente infatti di raffreddare i fumi fino a farli tornare allo stato di liquido saturo (o in taluni casi a vapore umido), con un recupero di calore utilizzato per preriscaldare l'acqua di ritorno. In questo modo la temperatura dei fumi di uscita (che si abbassa a circa 40 °C) è prossima alla temperatura di mandata dell'acqua (con scambiatori particolarmente performanti anche meno), inferiore ai 140~160 °C dei generatori ad alto rendimento e ai 200~250 °C dei generatori tradizionali. È possibile lavorare con tali temperature dei fumi, quindi condensare, in quanto le caldaie a condensazione utilizzano scambiatori di calore realizzati con metalli resistenti all'acidità delle condense.

I fumi scaricati a bassa temperatura non permettono però il tiraggio naturale del camino e vanno espulsi grazie al ventilatore inserito a monte del bruciatore; abbiamo quindi una linea fumi in pressione che deve essere a tenuta, per cui è problematico lo scarico di più caldaie in un unico camino.

Inoltre nella maggior parte dei casi le caldaie a condensazione presentano un bruciatore di tipo premiscelato che ha il vantaggio di mantenere costante il valore di anidride carbonica presente nei fumi al variare della potenza del bruciatore e di avere ridotte emissioni di monossido di carbonio e di NOx). Con tale assetto è costante la temperatura di condensazione del vapore acqueo nei fumi, circa 54 °C. Nei (rari) casi in cui la caldaia a condensazione non abbia il bruciatore premiscelato il rischio è che al diminuire della potenza (modulazione di fiamma) diminuisca il punto di condensazione del vapor d'acqua rendendo di fatto impossibile la condensazione dei fumi e di conseguenza il recupero del calore latente.

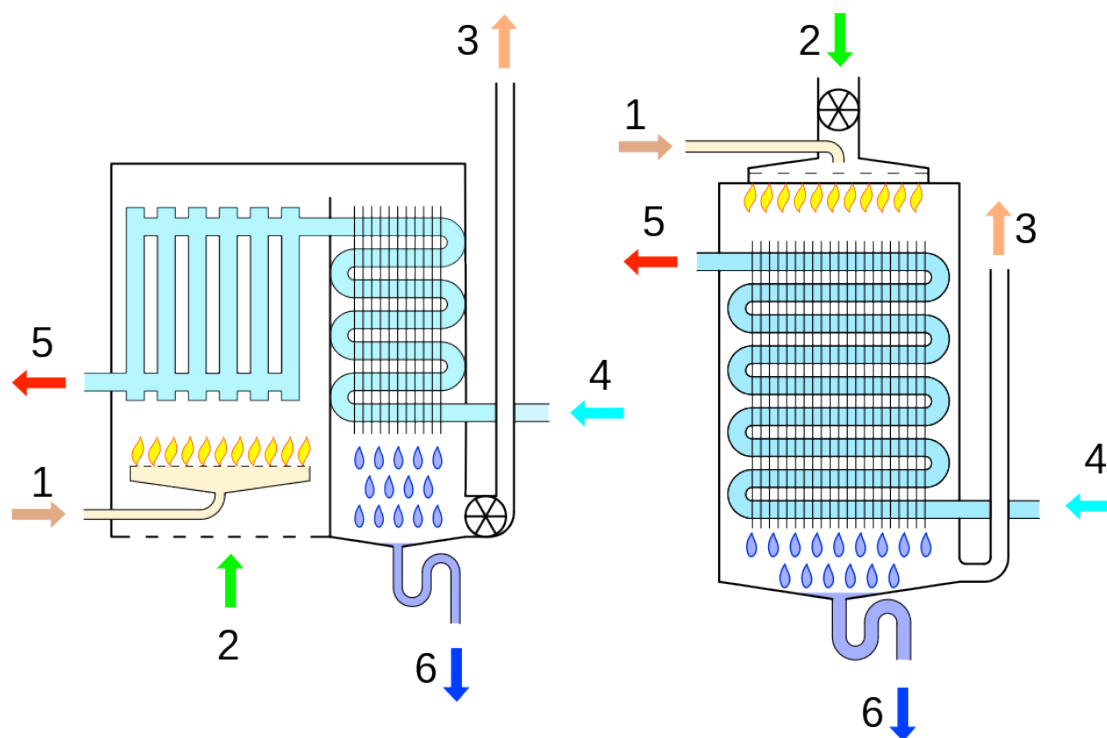
All'atto pratico, una caldaia a condensazione è una caldaia che "può" condensare i vapori di combustione; la condizione è che le temperature dell'acqua erogata siano più basse delle temperature ottenute con le caldaie convenzionali.

La più conveniente è l'accoppiata di caldaia a condensazione con impianto di riscaldamento a bassa temperatura, che resta acceso più a lungo rispetto al tempo di accensione di una caldaia convenzionale, che eroga acqua in mandata a temperature di 65-80 °C.

La prima caldaia murale a condensazione a gas risale al 1985.(Remeha)

Tale recupero di calore è reso possibile dall'impiego di materiali in grado di resistere all'attacco degli acidi condensati, quali acciai inossidabili e materiali plastici resistenti al calore, e permette di operare il preriscaldamento dell'acqua del circuito di ritorno dell'impianto di riscaldamento.

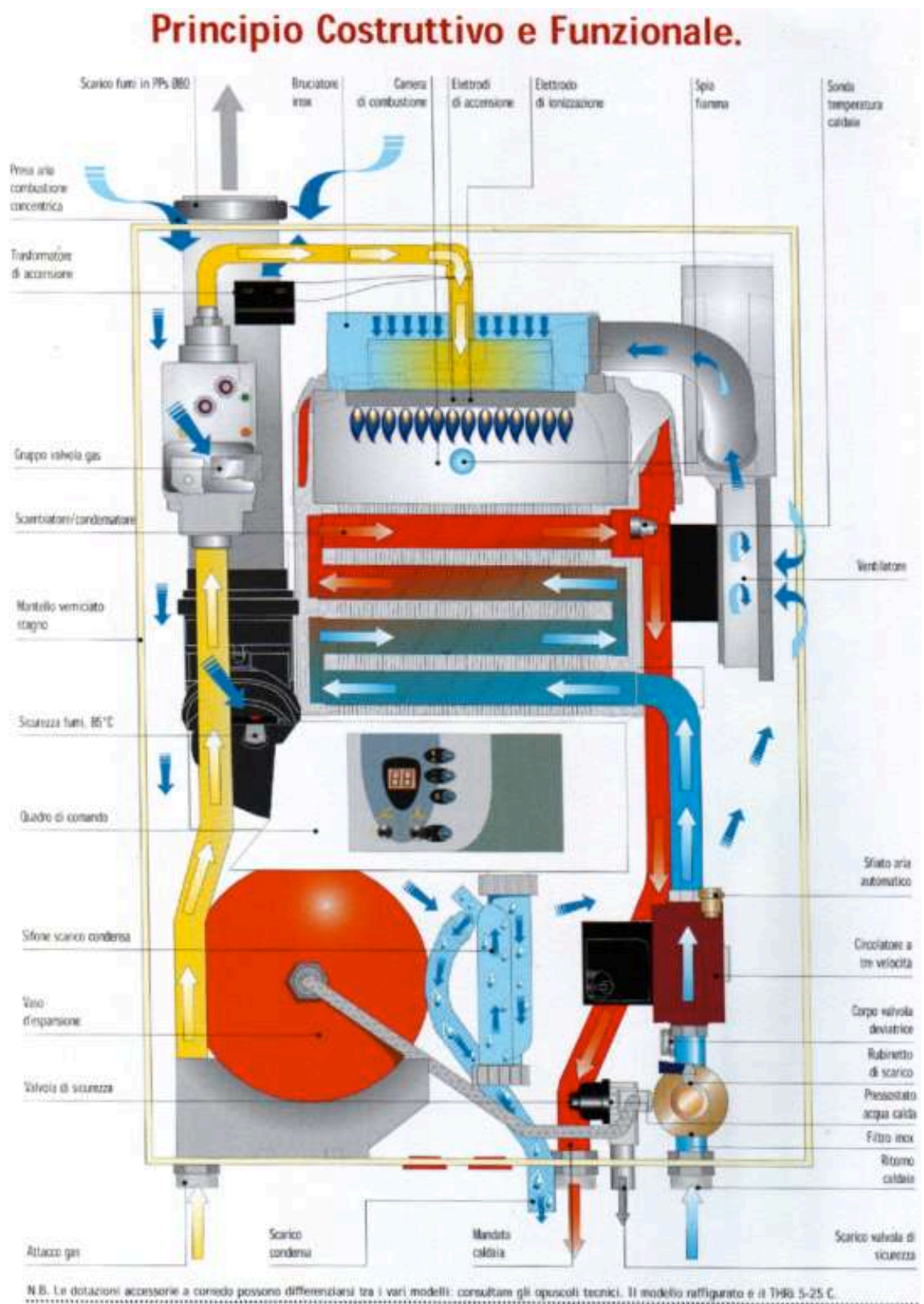
Andiamo ora a vedere schematicamente una caldaia a condensazione:



Schema di funzionamento di caldaie a condensazione:

- 1- Entrata del gas
- 2- Entrata dell'aria
- 3- Uscita fumi
- 4- Ritorno dagli radiatori
- 5- Ai radiatori

6- Acqua condensata (scarico condensa)



L'EQUIVOCO SUL RENDIMENTO – PCI E PCS

Per ogni combustibile è prassi indicare con PCI e PCS rispettivamente il potere calorifico inferiore e superiore del combustibile; nel caso del metano si hanno i seguenti valori:

Potere calorifico superiore: 13 284 kcal/kg oppure 9 530 kcal/Nm³ equivalenti a 39,9 MJ/Nm³

Potere calorifico inferiore: 11 946 kcal/kg oppure 8 570 kcal/Nm³ equivalenti a 35,88 MJ/Nm³

La differenza tra potere calorifico superiore ed inferiore è sempre legata al calore latente del vapore acqueo contenuto nei fumi; nel Metano è circa pari all' 11%.

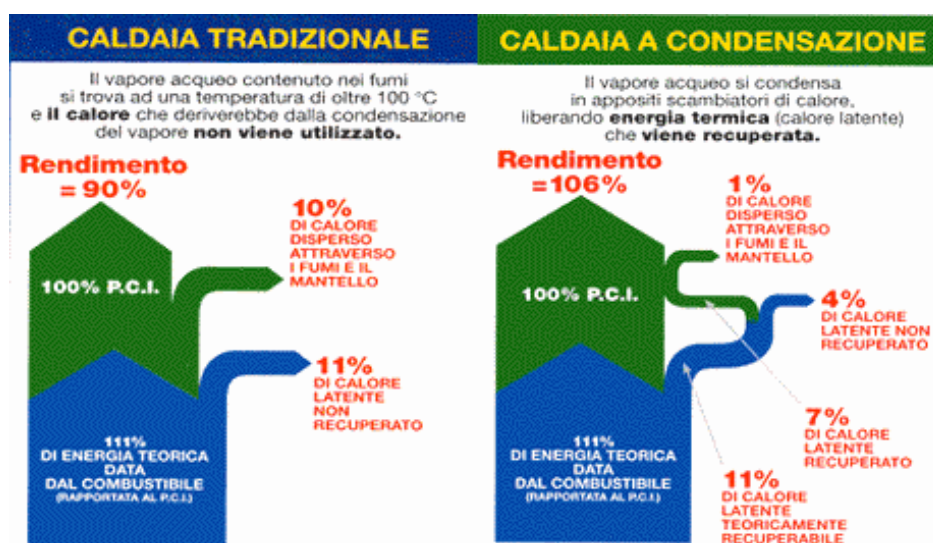
Il rendimento di una caldaia è calcolato secondo l'usuale equazione:

$$\eta = \frac{Q_{utile}}{G_{comb.} * PCI}$$

Anche se è noto che il rendimento è sempre minore del 100%, nel caso di caldaie a condensazione, è facile ottenere un valore del rendimento superiore all'unità (od al 100%) in quanto valutando l'energia chimica primaria ci si riferisce al PCI, potere calorifico che viene misurato senza condensare i prodotti della combustione, mentre sarebbe opportuno impiegare il PCS, misurato tenendo conto anche della condensazione.

In pratica è come se ci si riferisse al PCI e si aggiungesse un'energia "gratuita" (circa l'11%) e sulla base di questo totale si valutasse l'efficienza (tenendo conto anche del recupero più spinto).

Una buona schematizzazione di tutto ciò è rappresentata nella seguente figura (tratta da www.rinnovabili.it):



Tutto ciò non toglie che le caldaie a condensazione, in virtù del recupero di calore superiore rispetto ad una equivalente caldaia tradizionale, permettano comunque di ottenere migliori prestazioni energetiche ed emissioni e consumi inferiori.

La realtà però è sempre più complessa rispetto alla teoria, infatti non basta impiegare una caldaia a condensazione per essere certi di ottenere tali miglioramenti, è necessario affrontare le problematiche legate all'impiego reale di una caldaia a condensazione, tenendo conto dell'interazione con l'impianto di riscaldamento.

Nella pratica costruttiva, per ottimizzare e rendere massima la percentuale di calore latente recuperato, ad una caldaia a condensazione è preferibile abbinare un impianto di riscaldamento a pavimento avente una bassa temperatura dell'acqua di mandata (circa 40 °C), anziché un impianto tradizionale a radiatori avente una temperatura di mandata più elevata (circa 80 °C).

3.3 VASI DI ESPANSIONE

3.3.1 L'ESPANSIONE DELL'ACQUA NEGLI IMPIANTI TERMOTECNICI

Di seguito esamineremo i principali aspetti (d'ordine teorico, normativo e pratico) relativi **all'espansione dell'acqua negli impianti termici**: relativi cioè al fatto che l'acqua, come quasi tutte le sostanze presenti in natura, se riscaldata aumenta il suo volume.

ASPETTI TEORICI

Se liberi di espandersi, i liquidi variano il loro volume secondo la seguente legge:

$$E = V_0 \cdot k \cdot (t - t_0) \quad (1)$$

dove:

E = volume di espansione, l

V_0 = volume alla temperatura iniziale, l

k = coefficiente di espansione del liquido,

t = temperatura finale,

t_0 = temperatura iniziale.

variano, cioè, il loro volume in modo lineare rispetto al **variare della temperatura e al valore del coefficiente di espansione**: coefficiente che dipende dal tipo di liquido: c'è un coefficiente specifico per l'alcool, un altro per la benzina e un altro ancora per il gasolio.

L'acqua, invece, si comporta in modo diverso ed in particolare, rispetto agli altri liquidi, presenta due anomalie:

la prima riguarda il fatto che essa varia il suo volume non sempre in modo lineare rispetto alle variazioni di temperatura;

la seconda è relativa, invece, al fatto che **essa presenta volume minimo a circa 4°C** (per l'esattezza 3,98°C). Quindi l'acqua si dilata non solo fra 4°C e 100°C, ma anche fra 0°C e 4°C: ossia, **l'acqua può dilatarsi non solo se riscaldata, ma anche se raffreddata.**

Pertanto la relazione (1) utilizzata per gli altri liquidi non va bene.

Per l'acqua ci vuole una formula apposita, e quella che meglio si adatta alle nostre esigenze di Termotecnici è la seguente:

$$E = V_0 \cdot (e - e_0) \quad (2)$$

dove:

E = volume di espansione, l

V_0 = volume alla temperatura iniziale, l

e = coefficiente di espansione dell'acqua alla temperatura finale,

e_0 = coefficiente di espansione dell'acqua alla temperatura iniziale.

Nella tabella che segue sono riportati i **valori dei coefficienti di espansione dell'acqua**.

Coefficienti di espansione dell'acqua rispetto a T=4°C

T	e	T	e
0°C	0,0001	5°C	0,0000
10°C	0,0003	15°C	0,0009
20°C	0,0018	25°C	0,0030
30°C	0,0043	35°C	0,0058
40°C	0,0078	45°C	0,0098
50°C	0,0121	55°C	0,0145
60°C	0,0170	65°C	0,0198
70°C	0,0227	75°C	0,0258
80°C	0,0290	85°C	0,0324
90°C	0,0359	95°C	0,0396
100°C	0,0434		

Con la formula (2) si può calcolare anche come l'acqua varia in percentuale il suo volume al variare della temperatura.

Alcune di tali variazioni sono sotto riportate e servono a darci un'idea, sufficientemente precisa e facile da ricordare, delle grandezze normalmente in gioco con l'espansione dell'acqua.

Percentuali di espansione dell'acqua rispetto al volume minimo: T = 4°C

T	e %	T	e %
0°C	0,01%	5°C	0,00%
10°C	0,03%	15°C	0,09%
20°C	0,18%	25°C	0,30%
30°C	0,43%	35°C	0,58%
40°C	0,78%	45°C	0,98%
50°C	1,21%	55°C	1,45%
60°C	1,70%	65°C	1,98%
70°C	2,27%	75°C	2,58%
80°C	2,90%	85°C	3,24%
90°C	3,59%	95°C	3,96%
100°C	4,34%		

Esempio di calcolo:

Determinare il volume di espansione dell'acqua considerando quali condizioni iniziali:

$$V_0 = 1.000 \text{ l}$$

$$t_0 = 10^\circ\text{C}$$

e quali temperature finali: $t = 60^\circ\text{C}$ e $t = 90^\circ\text{C}$.

In base alla formula (2) e al valore dei coefficienti di espansione dell'acqua riportati nella tabella a lato, risulta:

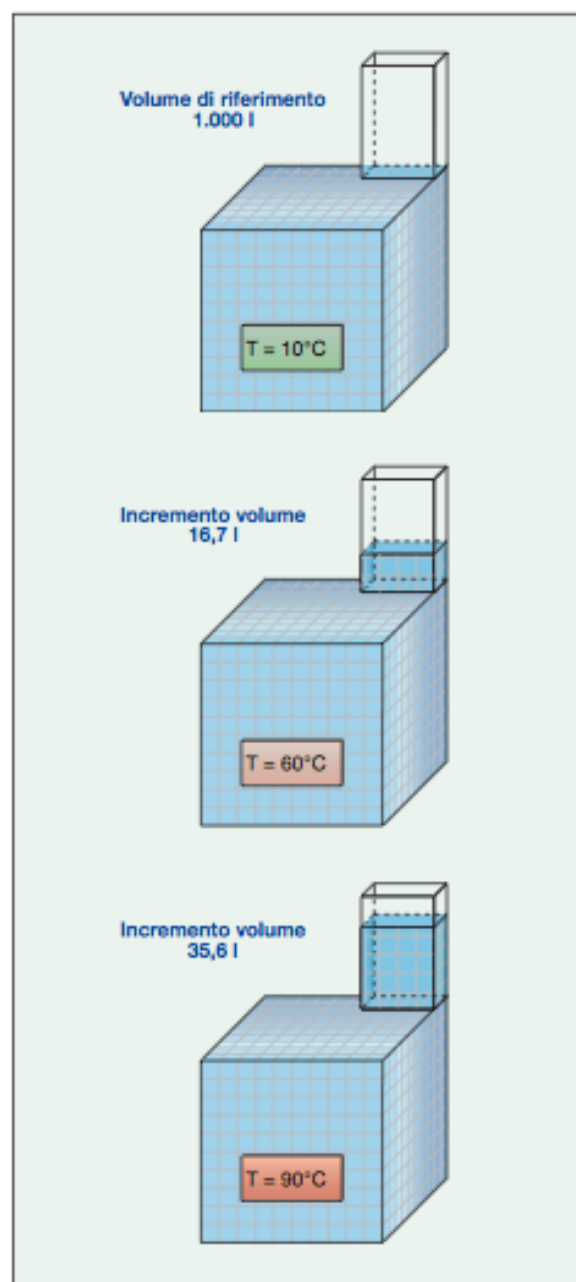
- **Calcolo del volume di espansione per $t = 60^\circ\text{C}$**

$$E = 1.000 \cdot (0,0170 - 0,0003) = 16,7 \text{ l}$$

- **Calcolo del volume di espansione per $t = 90^\circ\text{C}$**

$$E = 1.000 \cdot (0,0359 - 0,0003) = 35,6 \text{ l}$$

Il disegno riportato nella colonna di destra rappresenta i valori dell'esercizio svolto e serve a darci un'idea (questa volta grafica) di come cresce il volume dell'acqua al crescere della temperatura.



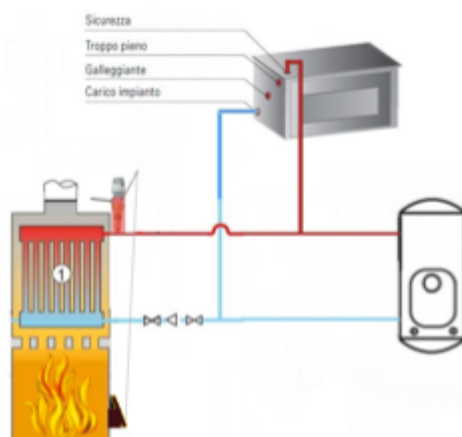
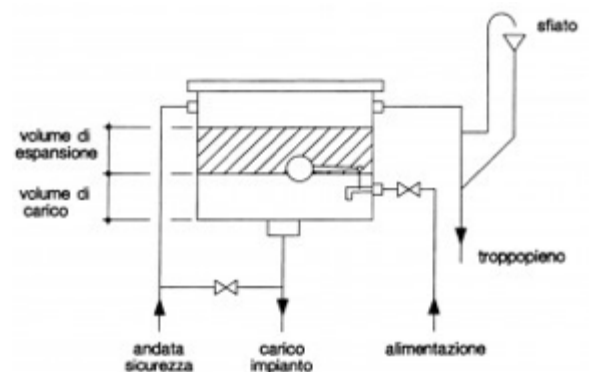
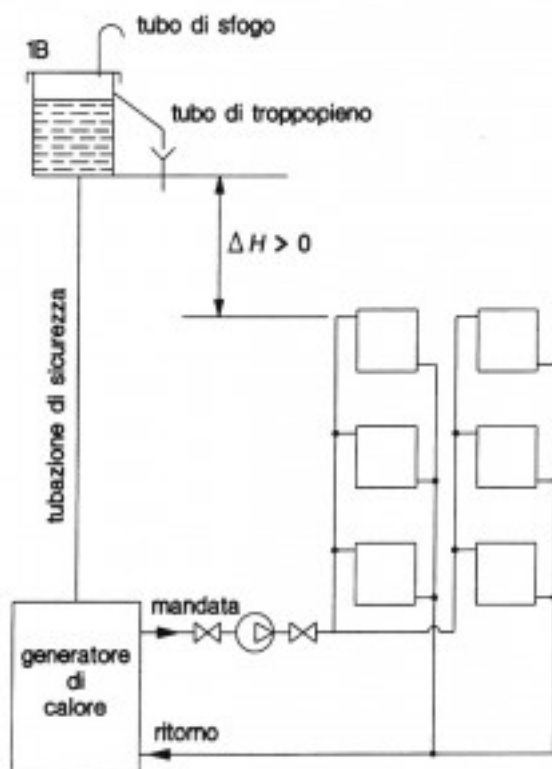
Di seguito analizzeremo i problemi connessi all'espansione dell'acqua prendendo in esame separatamente:

1. gli impianti aperti,
2. gli impianti chiusi senza mezzi di espansione,
3. gli impianti chiusi con mezzi di espansione.

3.3.2 IMPIANTI APERTI (VASO ESPANSIONE APERTO)

Il vaso *aperto* pone il fluido a diretto contatto con l'atmosfera. Per compensare correttamente la pressione del circuito, deve essere collocato necessariamente nel punto più alto dell'impianto, al di sopra della caldaia e di tutti i termosifoni. In molti casi svolge anche la funzione di punto di accesso per il riempimento del circuito. La pressione che si crea nell'impianto è pari a quella della colonna di acqua esistente tra il vaso aperto e la caldaia.

Ogni metro di dislivello verticale, produce una pressione di circa 0,1 atmosfere.



3.3.3 IMPIANTI CHIUSI (VASO ESPANSIONE PRESSURIZZATO)

IMPIANTI CHIUSI SENZA MEZZI DI ESPANSIONE

In questi impianti l'acqua non può espandersi. Al crescere della temperatura, essa può solo aumentare la sua "spinta" contro le pareti che delimitano gli impianti, facendo così aumentare la pressione all'interno degli impianti stessi.

Non è facile determinare per via teorica la correlazione che sussiste in questi impianti fra gli incrementi di temperatura e quelli di pressione. Bisogna, infatti, considerare non solo l'azione dell'acqua, ma anche l'espansione volumetrica dei tubi, dei bollitori, ecc....

Comunque, per avere un'idea sufficientemente precisa di questi incrementi, è possibile procedere sperimentalmente con mezzi molto semplici.

Ad esempio, si può utilizzare un normale bollitore

- senza valvola di sicurezza,
- con intercettazioni chiuse sulle reti sanitarie,
- con spurgo in alto, per evitare sacche d'aria.

Si può, quindi, mandare in temperatura il bollitore così predisposto e misurare come crescono le pressioni al crescere delle temperature.

Procedendo in tal modo, con un bollitore di 150 l, abbiamo ottenuto i seguenti valori:

misura 1: $t = 14^{\circ}\text{C}$ $P = 4,0 \text{ ate}$

misura 2: $t = 18^{\circ}\text{C}$ $\Delta T = 4^{\circ}\text{C}$ $P = 6,0 \text{ ate}$

misura 3: $t = 23^{\circ}\text{C}$ $\Delta T = 9^{\circ}\text{C}$ $P = 8,0 \text{ ate}$

misura 4: $t = 27^{\circ}\text{C}$ $\Delta T = 13^{\circ}\text{C}$ $P = 10,0 \text{ ate}$

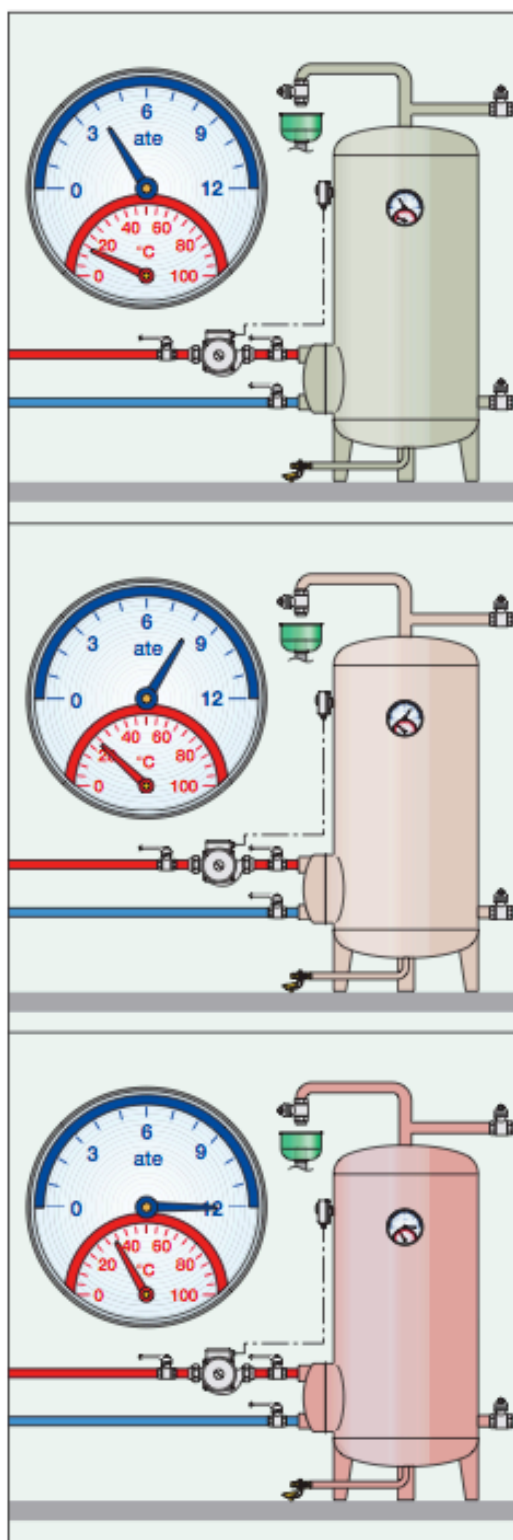
misura 5: $t = 33^{\circ}\text{C}$ $\Delta T = 19^{\circ}\text{C}$ $P = 12,0 \text{ ate}$

Come è facile notare, si tratta di pressioni molto elevate, tali da causare (1) il continuo intervento delle valvole di sicurezza, oppure (2) la rottura dei materiali più deboli dell'impianto.

L'apertura delle valvole di sicurezza è da evitarsi, in quanto queste valvole non sono idonee ad aprire e chiudere con continuità: basta un pò di sporco o qualche piccola impurità a provocare perdite.

Negli impianti di riscaldamento, inoltre, il continuo reintegro dell'acqua può comportare (dipende dalla durezza dell'acqua stessa) una forte crescita delle incrostazioni con tutti gli inconvenienti connessi.

Di seguito vedremo come negli impianti termici è possibile tener sotto controllo gli incrementi di pressione connessi all'espansione dell'acqua.



IMPIANTI CHIUSI CON MEZZI DI ESPANSIONE

Sono impianti con appositi mezzi, detti vasi chiusi, che consentono all'acqua di espandersi. Tali vasi sono costituiti da contenitori al cui interno si trova un cuscino di fluido comprimibile: in genere aria o azoto. I vasi chiusi possono essere:

- **a membrana** (ved. schemi sotto riportati): con acqua separata dal fluido comprimibile appunto da una membrana;
- **autopressurizzati**: l'acqua, salendo nel vaso, comprime l'aria fino alla pressione del battente idrostatico. In fase di esercizio, il livello dell'aria è poi mantenuto da un apposito separatore;
- **pressurizzati**: il cuscino di fluido si realizza e si mantiene immettendo nel vaso aria o azoto con bombole o con compressori.

Naturalmente i vasi chiusi non consentono all'acqua di espandersi liberamente: ciò può avvenire solo negli impianti aperti.

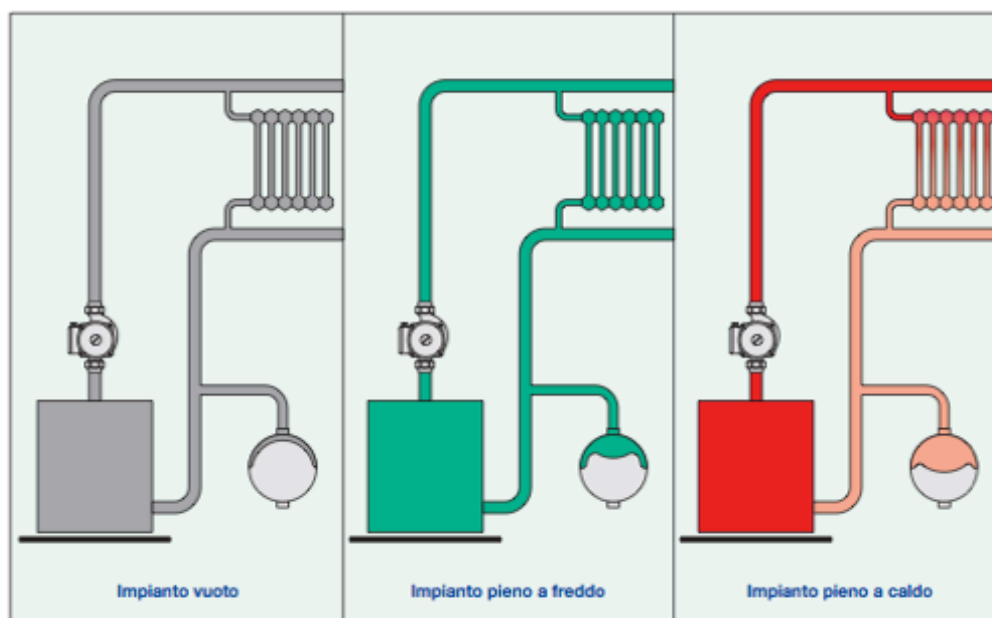
Tuttavia, essi consentono, di **tener sotto controllo l'espansione dell'acqua**, evitando l'insorgere di pressioni troppo elevate.

Consentono, in altri termini, di **mantenere le pressioni dell'impianto al di sotto dei valori d'esercizio previsti**: vale a dire, al di sotto dei valori che "fanno aprire" le valvole di sicurezza.

Sussiste, pertanto, una **precisa correlazione fra la scelta dei vasi chiusi e quella delle valvole di sicurezza**.

Di seguito ci soffermeremo su tale correlazione per quanto riguarda i vasi a membrana: vasi ormai utilizzati nella quasi totalità dei casi, in quanto sono poco costosi, facili da installare e non richiedono particolari interventi di manutenzione.

Inoltre, sono vasi ormai di sicuro affidamento, con membrane capaci di resistere ad alte pressioni e di invecchiare senza deteriorarsi.



Vasi d'espansione

serie 556 - 568 - 5557



Funzione

I vasi d'espansione sono dei dispositivi atti alla compensazione dell'aumento di volume dell'acqua dovuto all'innalzamento della temperatura della stessa, sia negli impianti di riscaldamento che in quelli di produzione di acqua calda sanitaria. Essi vengono utilizzati anche come autoclavi negli impianti di distribuzione idrosanitari.

CE 0045

CE 1370

Gamma prodotti

Serie 556 Vaso d'espansione saldato per impianti di riscaldamento certificato CE _____ capacità (litri): 8, 12, 18, 25, 35, 50, 80, 100, 140, 200, 250, 300, 400, 500, 600

Serie 568 Vaso d'espansione saldato per impianti idrosanitari e autoclave certificato CE _____ capacità (litri): 8, 12, 18, 25, 33, 50, 60, 80, 100, 200, 300, 400, 500

Serie 5557 Vaso d'espansione saldato per impianti idrosanitari certificato CE _____ capacità (litri): 2, 5, 8

Caratteristiche tecniche

serie	556	568	5557
Materiali:			
Corpo:	acciaio	acciaio	acciaio
Membrana:	SBR	8-33 l, butile 50-500 l, EPDM	2-8 l, butile
Tipo di membrana:	a diaframma	a vescica (sostituibile per volumi da 60 a 500 l)	a vescica
Attacco alla tubazione:	acciaio zincato	acciaio zincato	acciaio zincato
Protezione attacco alla tubazione:	-	8-33 l, inserto in materiale plastico	inserto in materiale plastico
Colore:	grigio	50-500 l, rivestimento epossidico blu	bianco
Prestazioni:			
Fluido d'impiego:	acqua, soluzioni glicolate	acqua	acqua
Max percentuale di glicole:	50%	non applicabile	non applicabile
Pressione max d'esercizio:	6 bar	10 bar	10 bar
Pressione di precarica:	1,5 bar	2,5 bar	2,5 bar
Campo di temperatura sistema:	-10÷120°C	-10÷70°C	-10÷100°C
Campo di temperatura membrana:	-10÷70°C	-10÷70°C	-10÷100°C
Costruzione:	conforme a DIN 4807-2 ed EN 13831	conforme a DIN 4807-2 ed EN 13831	conforme a EN 13831
Utilizzo:	riscaldamento	sanitario, autoclave conforme D.M. 6 Aprile 2004, n. 174	sanitario conforme D.M. 6 Aprile 2004, n. 174
Attacchi:			
Attacco alla tubazione:	8-50 l; 3/4" M (EN 10226-1) 60-600 l; 1" M (EN 10226-1)	8-33 l; 3/4" M (ISO 228-1) 50-100 l; 1" M (ISO 228-1) 200-500 l; 1 1/4" M (ISO 228-1)	2 l; 1/2" M (ISO 228-1) 5 e 8 l; 3/4" M (ISO 228-1)

3.3.4 CALCOLO DEL VOLUME DEL VASO DI ESPANSIONE

4. Volume del vaso d'espansione chiuso

4.1 Il volume del vaso di espansione chiuso deve essere dimensionato in relazione al volume di espansione dell'acqua dell'impianto con una tolleranza in meno del 10%.

4.2 Per i vasi senza diaframma sarà:

$$V_n = \frac{V_e}{\frac{P_a}{P_1} - \frac{P_a}{P_2}}$$

in cui

V_n = volume nominale del vaso, in litri

P_a = pressione atmosferica assoluta, in bar

P_1 = pressione assoluta iniziale, misurata in bar, corrispondente alla pressione idrostatica nel punto in cui viene installato il vaso (o alla pressione di reintegro del gruppo di riempimento) aumentata di una quantità stabilita dal progettista e comunque non inferiore a 0,15 bar.

Tale valore iniziale di pressione assoluta non potrà essere inferiore a 1.5 bar.

P_2 = pressione assoluta di taratura della valvola di sicurezza, in bar, diminuita di una quantità corrispondente al dislivello di quota esistente tra vaso di espansione e valvola di sicurezza, se quest'ultima è posta più in basso ovvero aumentata se posta più in alto.

$V_E = V_A \cdot n / 100$, volume di espansione in litri, ove

V_A = volume totale dell'impianto, in litri

$n = 0,31 + 3,9 \times 10^{-4} t_m^2$

t_m = temperatura massima ammissibile in °C riferita all'intervento dei dispositivi di sicurezza

4.3 Per i vasi con diaframma sarà

$$V_n = \frac{V_e}{\left(1 - \frac{P_1}{P_2}\right)}$$

in cui

P_1 = pressione assoluta in bar, a cui è precaricato il cuscino di gas, pressione che non potrà risultare inferiore alla pressione idrostatica nel punto in cui viene installato il vaso (o alla pressione di reintegro del gruppo di riempimento).

Tale valore iniziale di pressione assoluta non potrà essere inferiore a 1.5 bar.

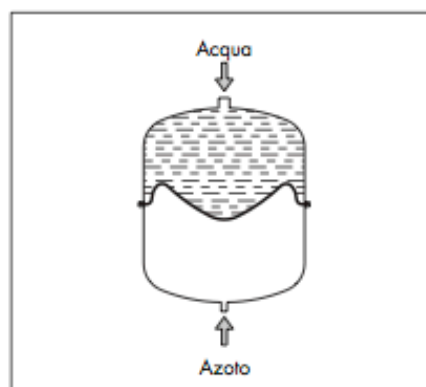
P_2 = stesso significato del punto 4.2.

VASI DI ESPANSIONE

Servono a limitare gli incrementi di pressione dovuti alla dilatazione dell'acqua.

Sono costituiti da un contenitore suddiviso, da una membrana atossica, in due parti: una riservata all'acqua dell'impianto, l'altra ad un gas (in genere azoto) il cui compito è quello di assorbire le variazioni di volume dell'acqua.

La pressione di precarica del gas deve essere uguale alla pressione di esercizio dell'impianto. Questi vasi possono essere calcolati con la formula:



$$V = \frac{e \cdot C}{1 - \frac{P_{es} + 10}{P_{vs} + 10}} \quad (1)$$

dove: V = Volume del vaso di espansione, l

e = Fattore di espansione (ved. nota), adimensionale

C = Volume dell'acqua riscaldata, l

P_{es} = Pressione di esercizio, m c.a.

P_{vs} = Pressione d'intervento della valvola di sicurezza, m c.a.

Nota: Il fattore di espansione $[e]$ dipende dal salto termico $[\Delta t]$ fra l'acqua fredda e quella riscaldata. Normalmente si può assumere:

$e = 0,012$ per $\Delta t = 40^\circ\text{C}$ $e = 0,014$ per $\Delta t = 45^\circ\text{C}$

$e = 0,017$ per $\Delta t = 50^\circ\text{C}$ $e = 0,019$ per $\Delta t = 55^\circ\text{C}$

Per un calcolo più veloce si può utilizzare anche la formula semplificata:

$$V = f \cdot C \quad (2)$$

dove: V = Volume del vaso di espansione, l

f = Fattore di calcolo, adimensionale

C = Volume dell'acqua riscaldata, l

Per salti termici variabili da 40 a 50°C, il fattore [f], con buona approssimazione, si può ricavare dalla tabella sotto riportata in relazione a due grandezze: la pressione di esercizio [P_{es}] e la pressione d'intervento della valvola di sicurezza [P_{vs}].

TAB. 1
FATTORE DI CALCOLO DEI VASI DI ESPANSIONE CHIUSI

P _{vs} [m c.a.]	P _{es} [m c.a.]								
	20	25	30	35	40	45	50	55	60
40	0,035	0,047	0,070	0,140	—	—	—	—	—
50	0,028	0,034	0,042	0,056	0,084	0,168	—	—	—
60	0,025	0,028	0,033	0,039	0,049	0,065	0,098	0,196	—
70	0,022	0,025	0,028	0,032	0,037	0,045	0,056	0,075	0,112
80	0,021	0,023	0,025	0,028	0,032	0,036	0,042	0,050	0,063
90	0,020	0,022	0,023	0,025	0,028	0,031	0,035	0,040	0,047
100	0,019	0,021	0,022	0,024	0,026	0,028	0,031	0,034	0,039

Esempio:

In base ai dati sotto riportati, determinare con le formule (1) e (2), il volume del vaso di espansione richiesto:

- 500 l volume dell'acqua calda,
- 15°C temperatura dell'acqua fredda che alimenta l'accumulo,
- 60°C temperatura d'accumulo dell'acqua calda,
- 35 m c.a. P_{es} - pressione di esercizio e di precarica del vaso di espansione,
- 60 m c.a. P_{vs} - pressione di taratura della valvola di sicurezza.

— Soluzione con la formula (1)

$$V = \frac{0,014 \cdot 500}{1 - \frac{35 + 10}{60 + 10}} = \frac{7}{1 - \frac{45}{70}} = 19,601$$

— Soluzione con la formula (2)

$$f = 0,039 \text{ (dalla tavola n. 1 in relazione alle pressioni } P_{es} \text{ e } P_{vs})$$

$$V = f \cdot C = 0,039 \cdot 500 = 19,50 \text{ l}$$

3.4 TERMINALI DI EROGAZIONE DEL CALORE

Il calore di un impianto di riscaldamento è prodotto in caldaia e trasportato dal fluido termovettore fino alle apposite apparecchiature terminali.

I terminali di erogazione del calore negli ambienti riscaldati possono essere di vario tipo:

- AEROTERMI
- RADIATORI
- TERMOCONVETTORI
- VENTILCONVETTORI (fan-coils)
- PANNELLI RADIANTI (riscaldamento a pavimento)

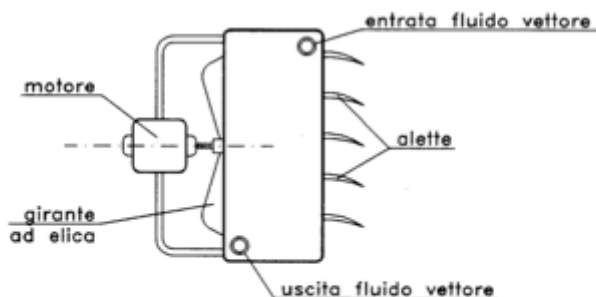
Ognuno di questi diversi terminali, costituisce di fatto uno scambiatore di calore nel quale il fluido primario ed il fluido secondario sono rispettivamente costituiti da:

- a) Primario:.....acqua calda (ed in alcuni casi anche vapore)
- b) Secondario: aria ambiente, generalmente interna al volume riscaldato

Ogni singola tipologia si distingue rispettivamente sia per la temperatura dell'aria in uscita, sia per il salto termico del fluido primario.

3.4.1 AEROTERMI

AEROTERMI



Aerotermino a proiezione orizzontale

TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAGLI AEROTERMI

E' bene che la temperatura dell'aria in uscita dagli aerotermini sia compresa:

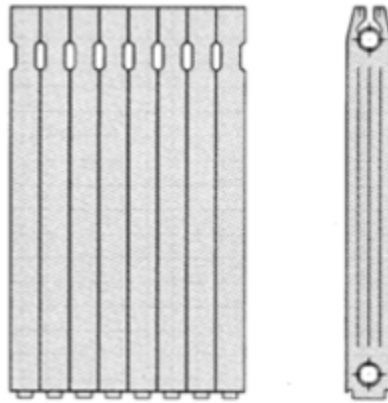
- tra **40** e **45°C** per **aerotermini a proiezione orizzontale**,
- tra **30** e **45°C** per **aerotermini a proiezione verticale**.

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

Negli impianti ad uso civile, è bene che questa temperatura sia compresa fra 60 e 90°C. Valori più elevati (anche fino a 150, 160°C) possono, invece, essere adottati in impianti ad uso industriale.

3.4.2 RADIATORI

RADIATORI



La resa termica di un radiatore è ricavata a mezzo di una prova effettuata in accordo a determinate condizioni.

Tali condizioni - con riferimento alla norma **UNI 6514** (Corpi scaldanti alimentati ad acqua e vapore - prova termica) - **possono essere così riassunte:**

- alimentazione del corpo scaldante: entrata in alto e uscita in basso;
- temperature dei fluidi:
 - $t_e = 85^{\circ}\text{C}$, temperatura di entrata del fluido scaldante
 - $t_u = 75^{\circ}\text{C}$, temperatura di uscita del fluido scaldante
 - $t_a = 20^{\circ}\text{C}$, temperatura dell'aria

Per la prova termica dei radiatori è attualmente in via di approvazione una norma europea che prevede una temperatura media del fluido scaldante uguale a 70°C .

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

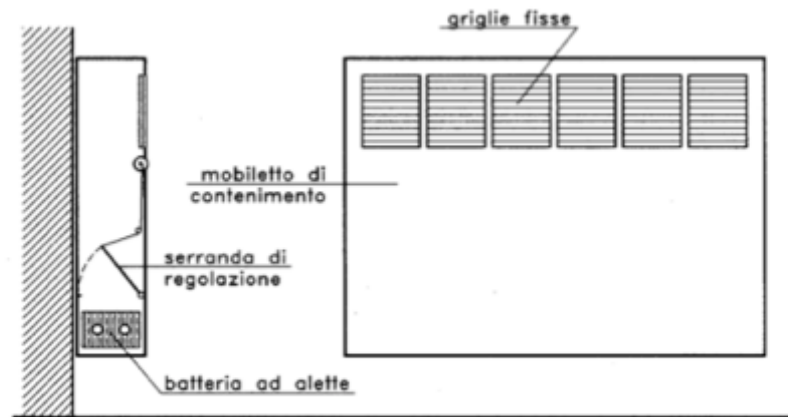
Normalmente conviene che i valori di questa temperatura siano compresi fra 65 e 75°C . Non sono consigliabili temperature più elevate in quanto possono:

- attivare forti moti convettivi e quindi contribuire al formarsi di zone con aria più calda a soffitto e più fredda a pavimento;
- determinare una sensibile “cottura” del pulviscolo atmosferico e quindi causare irritazioni all'apparato respiratorio, nonché l'annerimento delle pareti dietro e sopra i corpi scaldanti.

D'altra parte, temperature di progetto troppo basse fanno aumentare notevolmente il costo dell'impianto e l'ingombro dei radiatori.

3.4.3 TERMOCONVETTORI

TERMOCONVETTORI



La resa termica di un TERMOCONVETTORE è ricavata a mezzo di una prova effettuata in accordo a determinate condizioni.

Tali condizioni - con riferimento alla norma **UNI 6514** (Corpi scaldanti alimentati ad acqua e vapore - prova termica) - **possono essere così riassunte:**

- alimentazione del corpo scaldante: entrata in alto e uscita in basso;
- temperature dei fluidi:
 - $t_e = 85^{\circ}\text{C}$, temperatura di entrata del fluido scaldante
 - $t_u = 75^{\circ}\text{C}$, temperatura di uscita del fluido scaldante
 - $t_a = 20^{\circ}\text{C}$, temperatura dell'aria

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

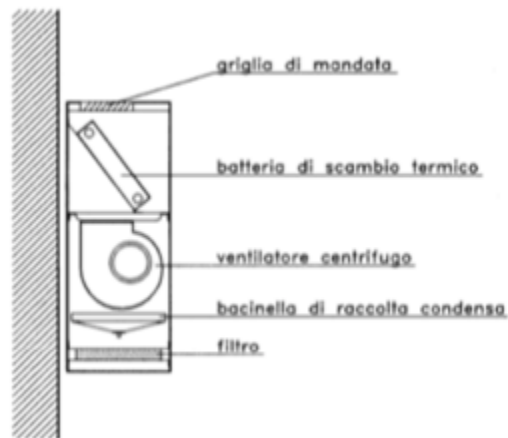
Normalmente conviene che i valori di questa temperatura siano compresi fra **65 e 75°C**. Non sono consigliabili temperature più elevate in quanto possono:

- attivare forti moti convettivi e quindi contribuire al formarsi di zone con aria più calda a soffitto e più fredda a pavimento;
- determinare una sensibile “cottura” del pulviscolo atmosferico e quindi causare irritazioni all'apparato respiratorio, nonché l'annerimento delle pareti dietro e sopra i corpi scaldanti.

D'altra parte, temperature di progetto troppo basse fanno aumentare **notevolmente il** costo dell'impianto e l'ingombro dei TERMOCONVETTORI.

3.4.4 VENTILCONVETTORI (FAN-COIL)

VENTILCONVETTORI (FAN COIL)



La resa termica di un VENTILCONVETTORE è ricavata a mezzo di una prova effettuata in accordo a determinate condizioni.

Tali condizioni - con riferimento alla norma **UNI 7940** (Ventilconvettori - condizioni di prova e caratteristiche) possono essere così riassunte:

- temperature dei fluidi:
 - $t_e = 50, 60, 70^\circ\text{C}$, temperature di entrata del fluido scaldante,
 - $t_u = 40, 50, 60^\circ\text{C}$, temperature di uscita del fluido scaldante,
 - $t_{ae} = 20^\circ\text{C}$, temperatura dell'aria in entrata nel ventilconvettore;

TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAI VENTILCONVETTORI

E' conveniente che, in fase di riscaldamento, la temperatura dell'aria in uscita dai ventilconvettori sia compresa tra **35 e 50°C** .

Tali valori consentono di raggiungere un buon compromesso fra due esigenze diverse:

- evitare che le correnti d'aria, generate dai ventilconvettori stessi, possano provocare sensazioni di freddo,
- impedire il formarsi di una forte stratificazione dell'aria.

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

Di norma è conveniente che questa temperatura sia compresa fra **50 e 75°C** .

In ogni caso, per evitare correnti fredde e una forte stratificazione dell'aria la temperatura di progetto del fluido scaldante deve essere tale da consentire il rispetto dei limiti della temperatura dell'aria in uscita dai ventilconvettori tra **35 e 50°C** già sopra richiamati.

3.4.5 PANNELLI RADIANTI (riscaldamento a pavimento)

PANNELLI RADIANTI (riscaldamento a pavimento)



La resa termica dei pannelli radianti è ricavata a mezzo di calcoli specifici, in genere effettuati con programmi dedicati.

Tuttavia le condizioni - con riferimento alla norma **UNI 6514** (Corpi scaldanti alimentati ad acqua e vapore - prova termica) - **possono essere così riassunte:**

TEMPERATURA MASSIMA DI PROGETTO

È la temperatura massima del fluido scaldante che circola nei pannelli.

Per questa grandezza conviene adottare valori variabili da:

- **45 a 55°C con caldaie tradizionali;**
- **40 a 45°C con teleriscaldamento, caldaie a condensazione, pompe di calore;**
- **32 a 38°C con pannelli solari.**

Tali valori consentono di ottenere un buon compromesso fra due diverse esigenze:

- . limitare la lunghezza (e quindi il costo) dei pannelli,
- . ottimizzare il rendimento della sorgente di calore.

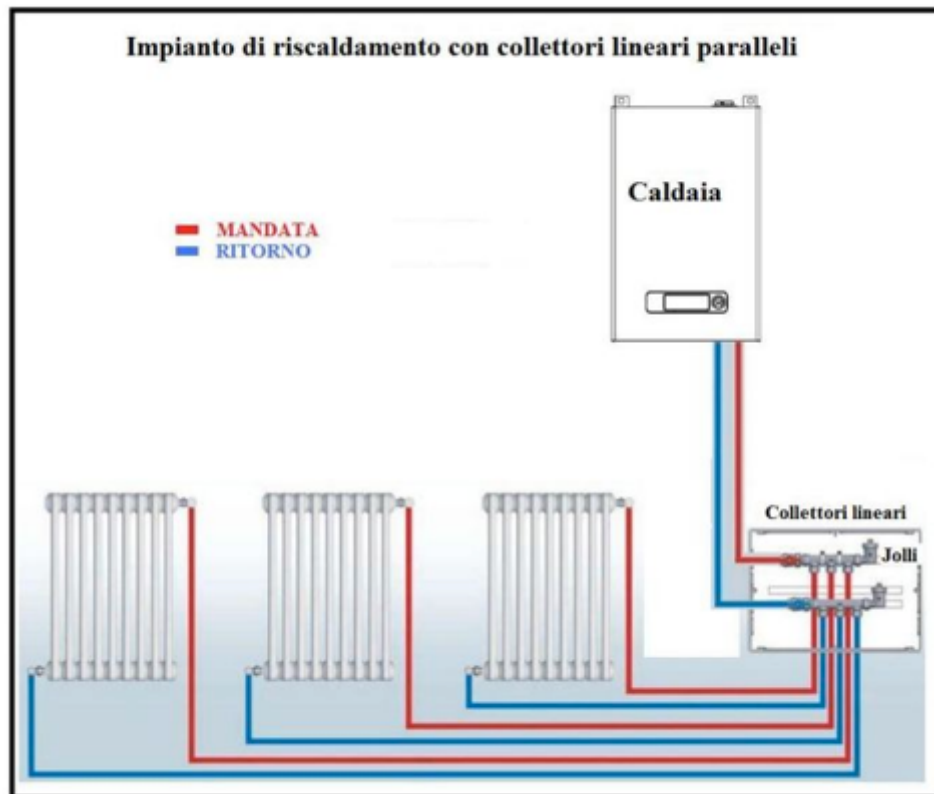
Va comunque considerato che il riscaldamento con basse temperature è possibile solo con pavimenti a limitata resistenza termica. È consigliabile che la temperatura massima di progetto non superi i 55°C per evitare:

- crepe nei pavimenti in mattonelle;
- fessurazioni nei parquet;
- avvallamenti nelle pavimentazioni in gomma o altri materiali sintetici;
- temperatura del pavimento a “onde”, cioè con sensibile alternarsi di zone calde e zone fredde.

3.5 TIPOLOGIE E SCHEMI DI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO

3.5.1 IMPIANTO AUTONOMO A RADIATORI

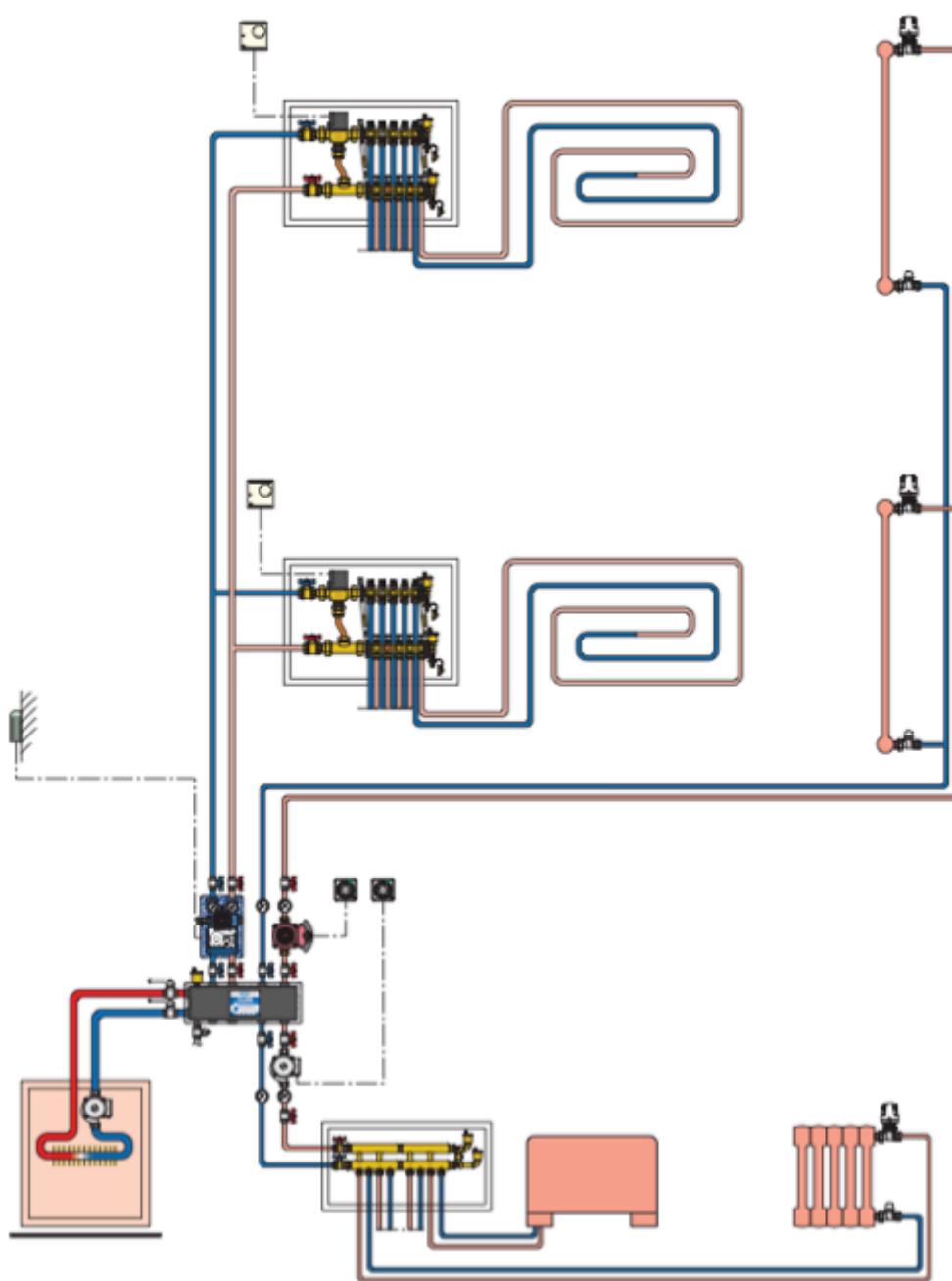
IMPIANTO AUTONOMO (singola abitazione ad un'unica ZONA)



3.5.2 IMPIANTO A ZONE

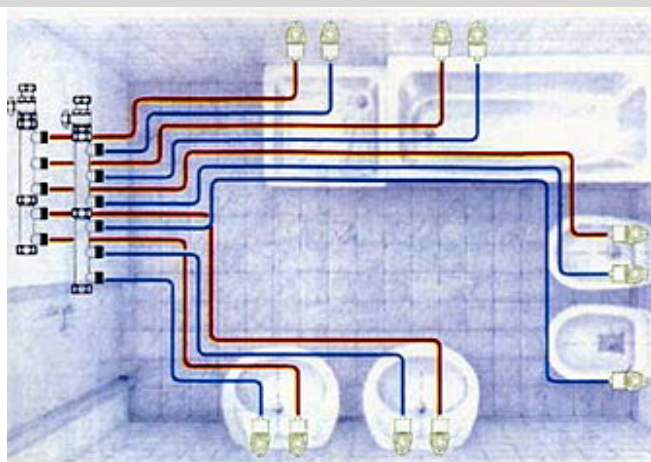
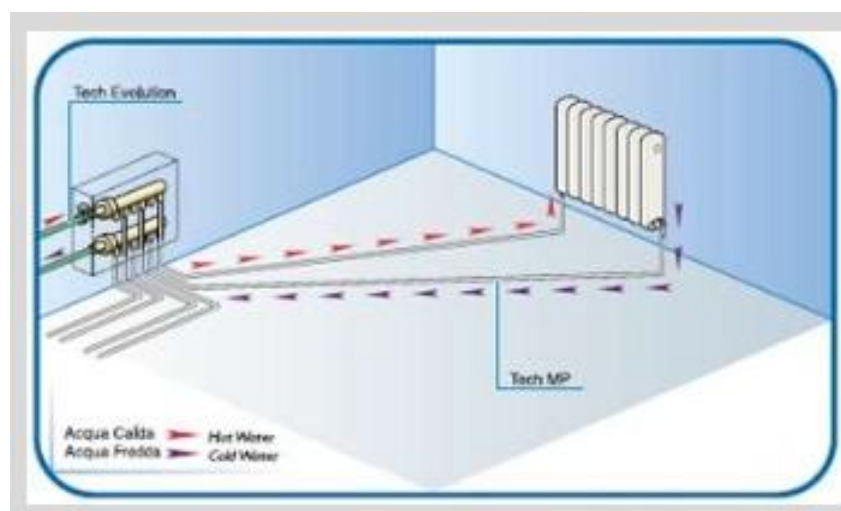
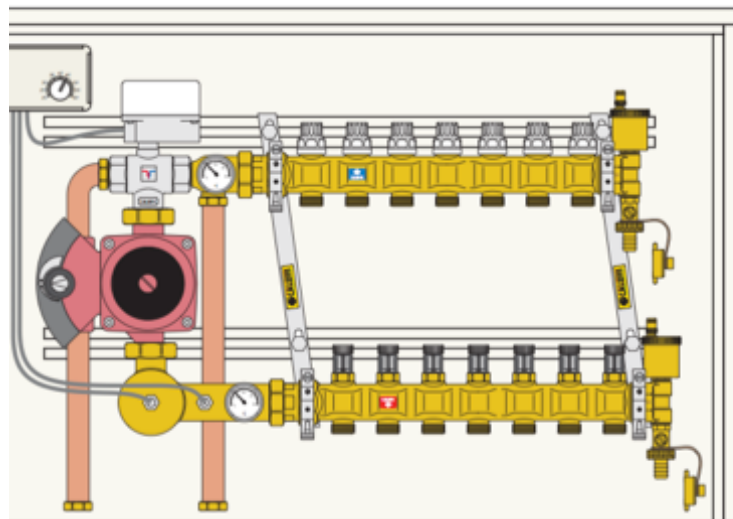
IMPIANTO AUTONOMO A ZONE

(villino con zona notte e zona giorno)

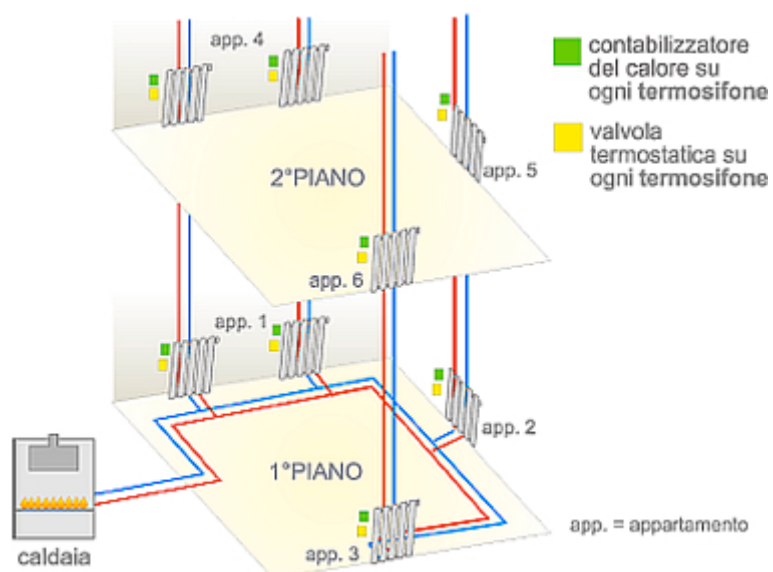
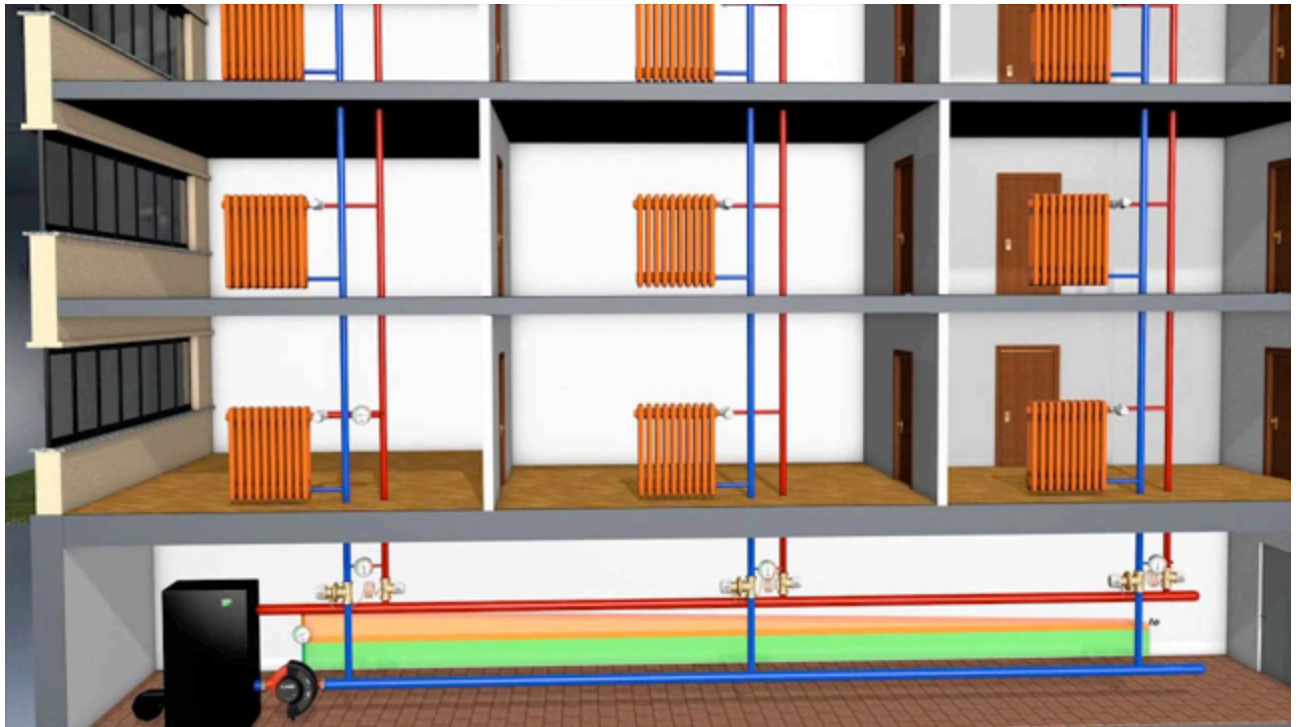


Impianto con caldaia a terra e SEPCOLL[®] 2+2 serie 559 Caleffi
⁽¹⁾ Domanda di brevetto n. MI2001A 001645

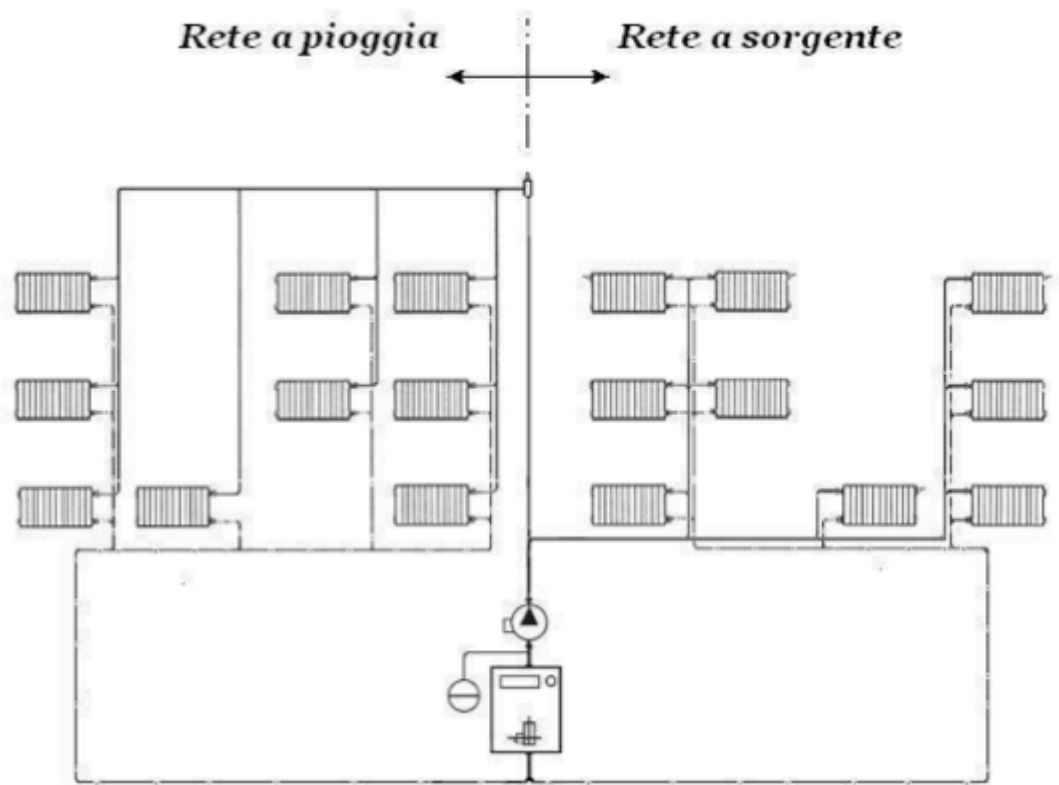
PARTICOLARE: COLLETTORE



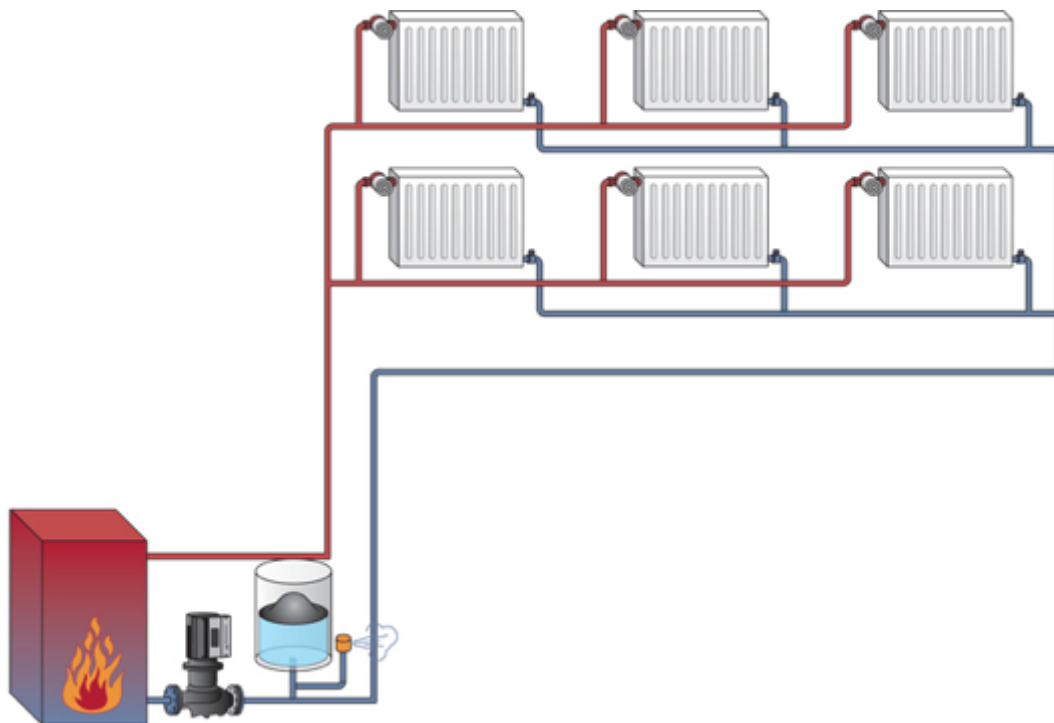
IMPIANTO CONDOMINIALE (edificio con più appartamenti)



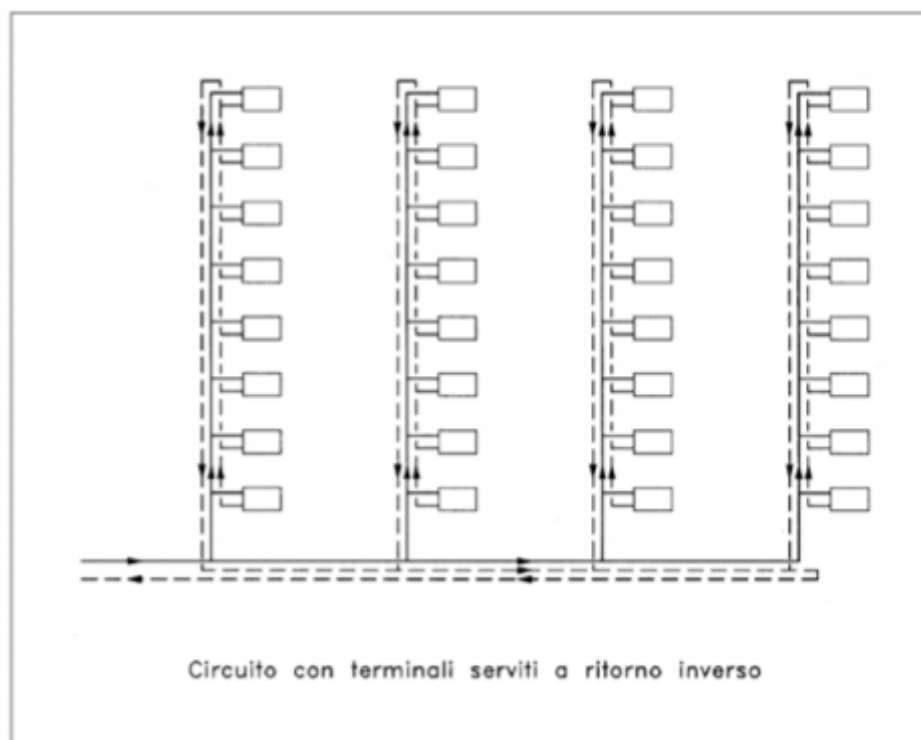
3.5.4 DISTIBUZIONE AD ANELLO E A RITORNO INVERSO



ESEMPIO di distribuzione a ritorno inverso



Metodo di calcolo dei circuiti a ritorno inverso



Compatibilmente ai diametri commerciali disponibili, i tubi di questi circuiti si dimensionano a perdite di carico lineari costanti. E' così possibile assicurare pressioni differenziali pressochè uguali alle derivazioni servite con la stessa lunghezza di tubi: alle derivazioni, cioè, collegate "a circuito inverso".

Tale caratteristica consente di calcolare questi circuiti con metodi pratici relativamente semplici ed affidabili. Per il progetto si procede nel seguente modo:

1. Si individua un circuito secondario di riferimento (in genere l'ultimo dell'andata o quello che richiede la prevalenza più elevata) e lo si dimensiona in base alla portata richiesta, determinandone:
 - diametro,
 - perdite di carico.
2. Si dimensionano gli altri circuiti secondari in base alla portata richiesta, determinandone:
 - diametro,
 - perdite di carico.

Portata e perdite di carico, così determinate, si devono poi bilanciare alla prevalenza disponibile agli attacchi del circuito secondario di riferimento.

3. Si dimensionano i tronchi di andata del circuito principale in base alla loro portata (si ottiene sommando le portate dei circuiti secondari serviti dai tronchi in esame), e con perdite di carico lineari costanti (ad esempio: $r = 10 \text{ mm c.a./m}$).
4. Si dimensionano i tronchi di ritorno del circuito principale con gli stessi criteri illustrati al punto 3.
5. Si determinano le perdite di carico totali del circuito sommando fra loro:
 - a) le perdite di carico del circuito secondario di riferimento;
 - b) le perdite di carico continue (h) del circuito principale calcolate convenzionalmente
moltiplicando fra loro le seguenti grandezze:
 $r =$ valore assunto per le perdite di carico lineari (ved. al punto 3)
 $l =$ lunghezza dei tubi che servono il circuito di riferimento;
 - c) le perdite di carico localizzate (z) del circuito principale considerate convenzionalmente
uguali ad una percentuale delle perdite di carico continue (h).
Normalmente si considera:
 $z = 0,6 \cdot h$ per percorsi con poche curve,
 $z = 0,7 \cdot h$ per percorsi con molte curve.