Impianti tradizionali e rendimenti

Ph.D. Ing. Alessandro Cavalletti
Professore a contratto Scuola Politecnica Genova

Email: alecavalletti@libero.it;
alessandro.cavalletti@edu.unige.it

COMPONENTI PRINCIPALI DI IMPIANTO

⇒ Sezione di produzione dell'energia

⇒ Sezione di trasporto dell'energia

⇒ Sezione di scambio

⇒ Regolazione C=ro*c Acqua = 1000*4.186 kJ/m3K = 4000

Aria=1.2 *1.005 = 1

CLASSIFICAZIONE

1. **Tipo di generatore** : a gasolio, a gas, elettrico, a biomassa…;

2. **Tipo di fluido termovettore** : ad acqua, ad aria, misto, VAPORE.

A) ad acqua calda, circolazione naturale o forzata: solitamente l'acqua è mantenuta a t=50-60°C 60-80°C , in impianti industriali essa può trovarsi a t>100°C e p>patm.

B) a vapore acqueo: a differenti pressioni di funzionamento;

C) ad aria calda: a circolazione naturale o forzata.

D) misto

E) ad oli diatermici: fluidi che hanno la particolarità di poter essere riscaldati, a pressione atmosferica, sino a temperature molto elevate (superiori ai 300°C) senza raggiungere l'ebollizione

3. **Tipo di terminali : radiatori, termoconvettori, pannelli radianti.**

p	t
bar	°C
0.006 02	0
0.006 11	0.01
0.010	6.98
0.020	17.51
0.030	24.10
0.040	28.98
0.050	32.90
0.060	36.18
0.070	39.03
0.080	41.54
0.090	43.79
0.10	45.83
0.15	54.00
0.20	60.09
0.25	64.99
0.30	69.13
0.35	72.71
0.40	75.89
0.45	78.74
0.50	81.35
0.60	85.95
0.70	89.96
0.80	93.51
0.90	96.71
1.00	99.63
1.013 25	100.00
1.20	104.81
1.40	109.32
1.60	113.32
1.80	116.93

GENERATORI TERMICI

Possiamo classificare le moderne caldaie in funzione del loro funzionamento:

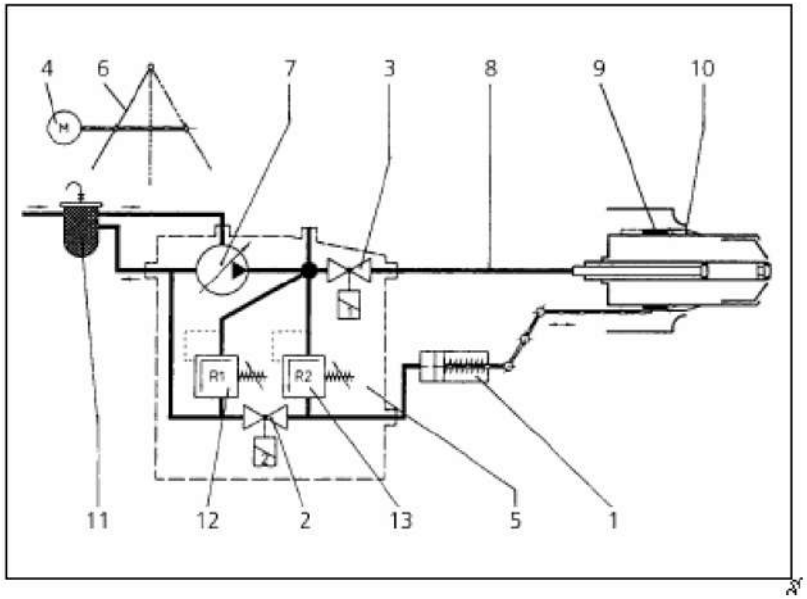
× caldaie a modulazione di fiamma

× caldaia a temperatura scorrevole

× caldaia a piu' passaggi di fumi

× caldaia a condensazione

Caldaie a modulazione di fiamma



Schema di principio

1 Servocomando ottimizzatore afflusso d'aria
2 Valvola magnetica, carico totale
3 Valvola magnetica, carico di base
4 Servocomando elettrico per clappa di chiusura dell'aria
5 Monoblocco pompa olio 2-stadi con reg. pressione e valvole magnetiche
6 Clappa di chiusura dell'aria
7 Pompa di aspirazione
8 Stanga ugello
9 Cono ottimizzatore, pos. carico totale
10 Cono ottimizzatore, pos. carico di base
11 Filtro con spurgo aria
12 Regolatore pressione olio, carico totale
13 Regolatore pressione olio, carico di base

Figura 10: Schema di principio della regolazione di un bruciatore



Figura 9: Esempio di bruciatore modulante

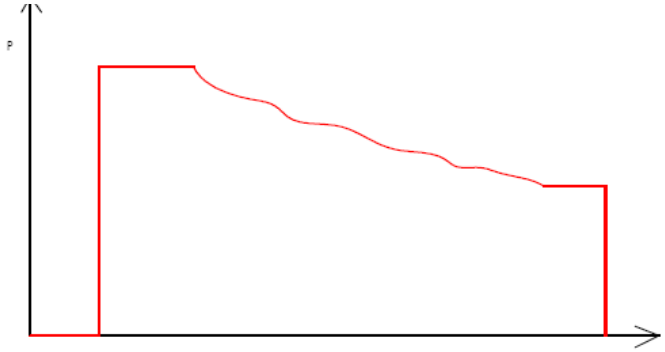


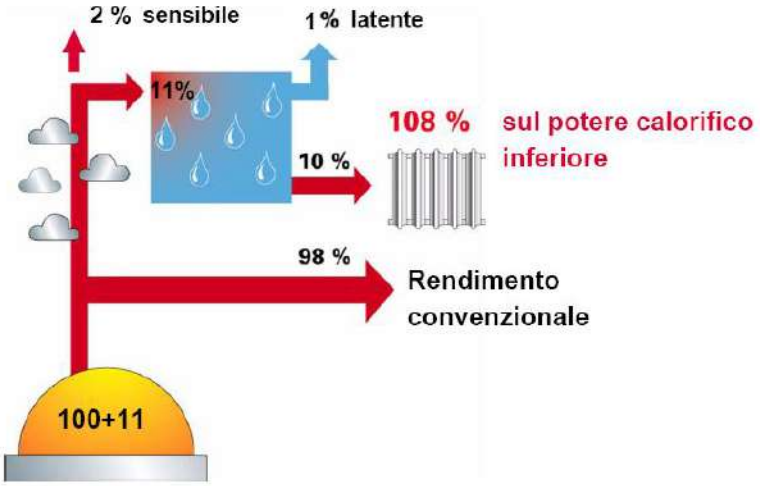
Figura 11: Regime modulante fra 50 e 100%

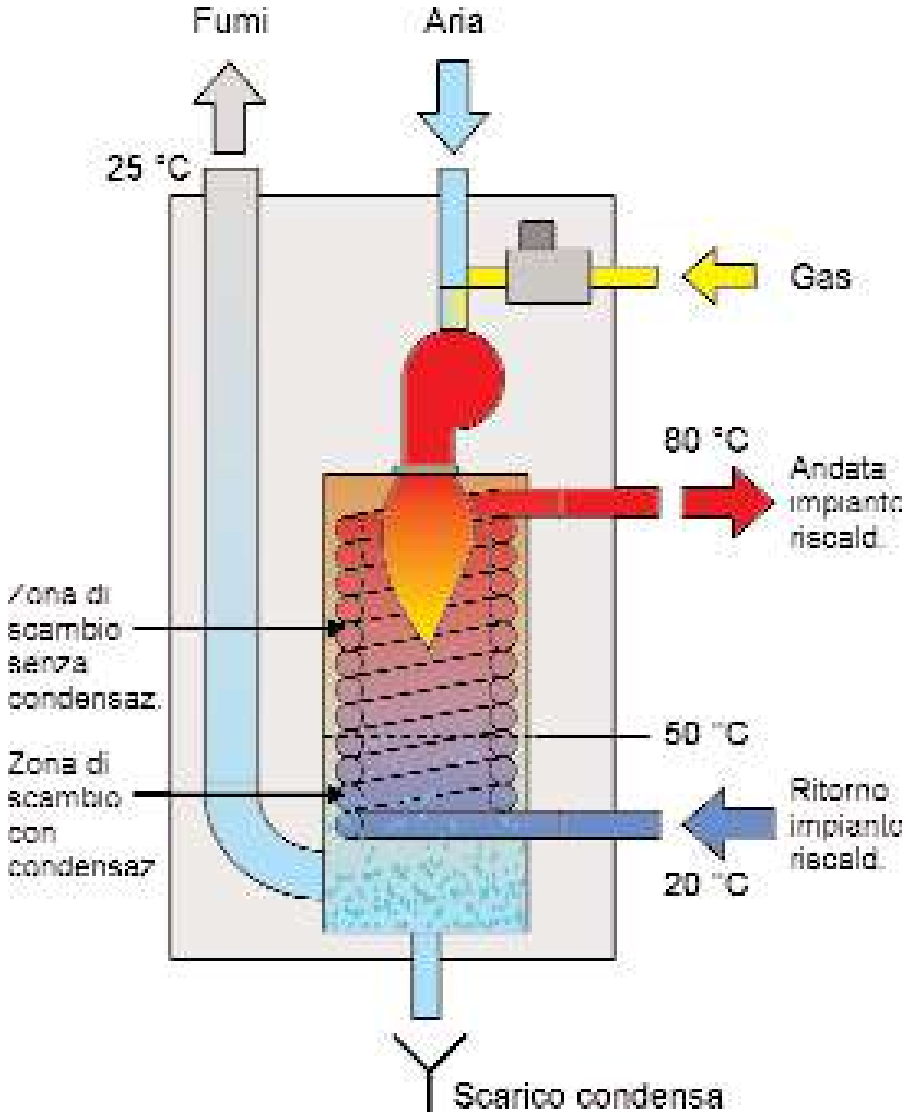
Caldaia a più passaggi di fumi



Figura 25: Schema di una moderna caldaia a tre passaggi di fumi

Caldaie a condensazione



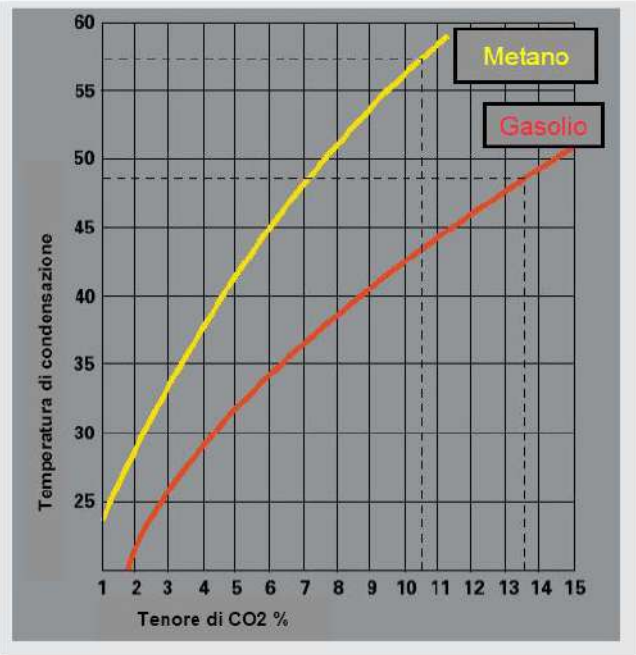


Il potere calorifico Pci

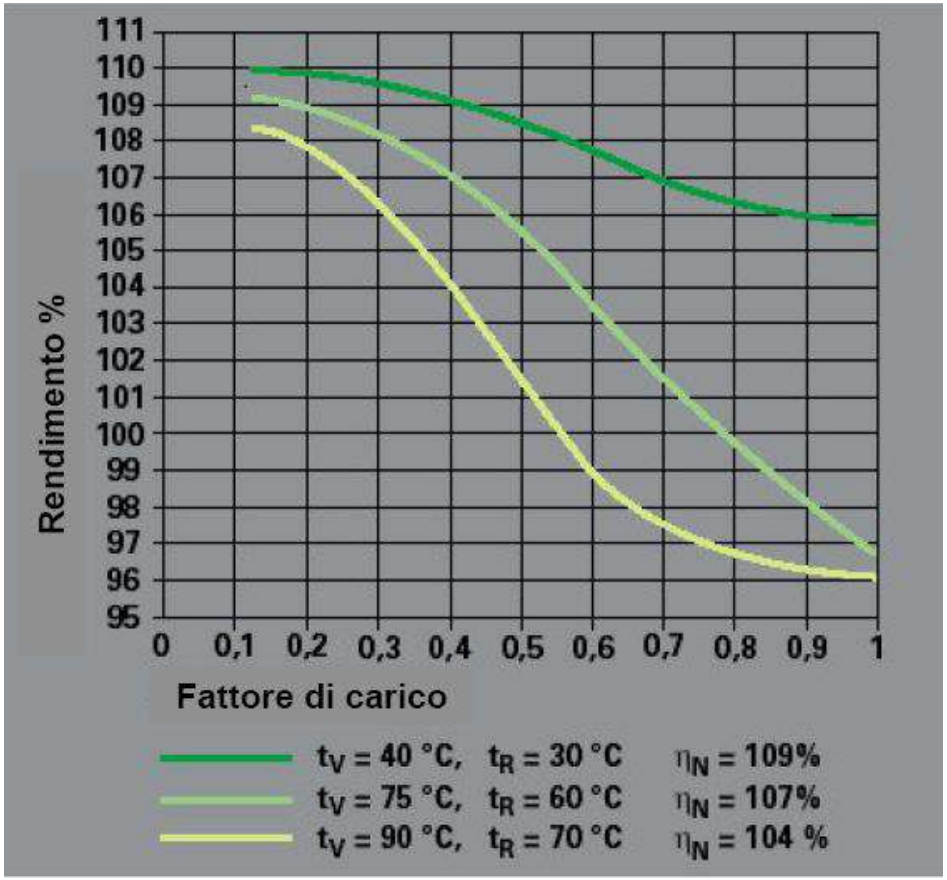
viene definito «potere calorifico inferiore».

Potere calorifico metano	10,4 kWh/m³
«potere calorifico superiore»	11,4 kWh/m³

Temperatura di condensazione



Rendimenti in funzione dei corpi scaldanti



MA QUANTA ACQUA CONDENSA IN UNA CALDERINA DA 35 KW?

1)Determiniamo quanto metano si brucia:

$P = G' PCS = [m^3/h * kWh/m^3] = [kW] \Rightarrow 35 = G' * 11.4 \Rightarrow$ **$G' = 3.07\ Nm^3/h$**

2) determiniamo la densità del Nm^3

Nm^3 o **normal metro cubo** è un'unità di misura impiegata per misurare la quantità di gas ad occupare un metro cubo di volume a 0 °C di temperatura e 1,013 bar assoluti di pressione

CH_4 = metano = massa molare = 12+4 = 16

$p = \rho R_1 T$ $R_{1\ metano} = R/m = 8314/16 = 519{,}62\ kJ/kgK$

$\rho = p/(R_1 T) = 101300/(519*273)$ **$\rho = 0{,}714\ kg/Nm^3$**

MA QUANTA ACQUA CONDENSA IN UNA CALDERINA DA 35 KW?

3) Determiniamo quale sia la reazione di combustione

Consideriamo la combustione del metano. La freccia indica una trasformazione chimica

metano + ossigeno ----------> anidride carbonica + acqua

$$CH_4 + O_2 \text{ ----------> } CO_2 + H_2O$$

Bilanciamo la reazione.

Il metano contiene 1 C e 4 H. Quindi avremo anche dall'altra parte 1 C e 4 H. Per avere un C a destra ci servono 1 CO0, mentre per avere 4 H ci servono 2 H2O. Ma con due molecole di acqua si hanno anche 4 atomi di O (in totale a destra) che devono essere equilibrati (a sinistra).

$$CH_4 + 2\ O_2 \text{ --------> } CO_2 + 2\ H_2O$$

4) Vediamo come vi sia rispondenza di massa prima e dopo la combustione

Calcolo stechiometrico : masse molari

CH_4= 12+4 = 16 kg/kmol O_2= 16 x2 = 32 kg/kmol

CO_2= 12+32 = 44 kg/kmol H_2O = 2+16 = 18 kg/kmol

$$CH_4 + 2\ O_2 \text{ --------> } CO_2 + 2\ H_2O$$

16+64 = 80= 44+36

MA QUANTA ACQUA CONDENSA IN UNA CALDERINA DA 35 KW?

5) Vediamo quanto H sia disponibile in peso in CH_4

p% = 4/16 = 0,25 quindi in ogni Nm^3 di metano vi sono disponibili 0,25* 0,714 kg_H= 0,178 kg_H/Nm^3

6) Vediamo quanto H serva in peso per formare una molecola d'acqua

p% = 2/18 = 0,11 kg_H/kg Acqua

7) Vediamo quanta acqua si forma

se da ogni Nm^3 ottengo 0,178 kg di idrogeno e di questi me ne servono 0,11 per formare una molecola d'acqua allora l'acqua che si forma è

0,178 /0.11 [$kg_H/Nm^3/kg_H$/kg Acqua]

1,6 kg acqua /Nm^3

e poichè si bruciano 3,07 Nm^3/h (di funzionamento)

G_{H2O}= 1,6*3,07 ≈ 5 kg/h di funzionamento

8) Vediamo quanta CO_2 si forma

C disponibile in CH_4= 12/16 = 0.75 $\Rightarrow$ 0.75 *0.714 = 0.535 kg_C/Nm^3

C per formare CO_2 = 12/44 = 0.273 $\Rightarrow$ 0.535/0.273 = 1.96 kg_{co2}/Nm^3

G_{CO2}= 1,96*3,07 ≈ 6 kg/h di funzionamento

PROBLEMATICHE IMPIANTISTICHE CONNESSE

- temperatura dei fumi in uscita 50/60 ° è MOLTO inferiore ai 140/160 °C dei generatori tradizionali
- I fumi escono quasi freddi dalla caldaia a condensazione, non hanno la "forza" di risalire su una canna fumaria, perché sono pesanti e devono essere smaltiti tramite un sistema di tiraggio forzato azionato da un ventilatore.
- Smaltimento condensa (**UNI 7129)** due impianti di smaltimento:
  - uno per la condensa della caldaia
  - uno per la condensa del sistema di scarico dei fumi.

In pratica si tratta di costruire due sifoni uno per la caldaia e uno per lo scarico dei fumi. Le condense provenienti dai due sifoni devono poi confluire in un pozzetto che le raccoglie prima di essere scaricate nella fognatura.

Attenzione prevedere neutralizzatore perché condense acide

EVACUAZIONE DEI PRODOTTI DELLA COMBUSTIONE

- **Generalità**

Gli apparecchi a condensazione generano fumi in condizioni prossime al punto di rugiada.
I camini devono essere in conformi alla UNI 7129

Tipo di Apparecchio			Cottura		Tipo B/C_6				Condensazione o affini	
Classe di resistenza alla corrosione (UNI EN 1443)			1		1		2		1	2
Classe di resistenza alla condensa			D	W	D	W	D	W	W	W
Tipo di Materiale	Qualità materiale n°	Sigla e Spessore								
11 (Alluminio 99%)	EN AW 1200A	L 11150	•	•	•	•			•	
50 (Acciaio inox 316L)[1)]	1.4404	L 50060	•	•	•		•			
50 (Acciaio inox 316L)	1.4404	L 50100	•	•	•	•	•		•	
70 (Acciaio inox 904L)	1.4539	L 70060	•	•	•	•	•	•	•	•
80 (acciaio Vetrificato/porcellanato)[2)]		L 80080[3]	•	•	•		•			

1) Per l'acciaio 316L si considera equivalente anche l'acciaio 316Ti.
2) Acciaio vetrificato/porcellanato a doppia faccia (interna - esterna), utilizzato limitatamente come canale da fumo.
3) Lo spessore totale del canale da fumo vetrificato/porcellanato è da intendersi come comprensivo del ricoprimento vetroso con spessore di acciaio 0,5 mm.

Norma UNI 11071

- **Scarico della condensa**

Addolcitore
Sifone
Pendenze corrette in relazione ai diametri contenuti 40-50 mm e ai possibili depositi od occlusioni (animali)

- **Formazione di ghiaccio**

Allo scopo di evitare, durante il funzionamento dell'apparecchio, la formazione di ghiaccio, la temperatura della parete interna in ogni punto dei sistema per l'evacuazione dei prodotti della combustione lungo tutta la sua lunghezza non dove essere minore di 0°C, per condizioni di funzionamento a umido in tutte le condizioni di funzionamento dell'apparecchio alla temperatura esterna di progetto.

- **Tenuta**

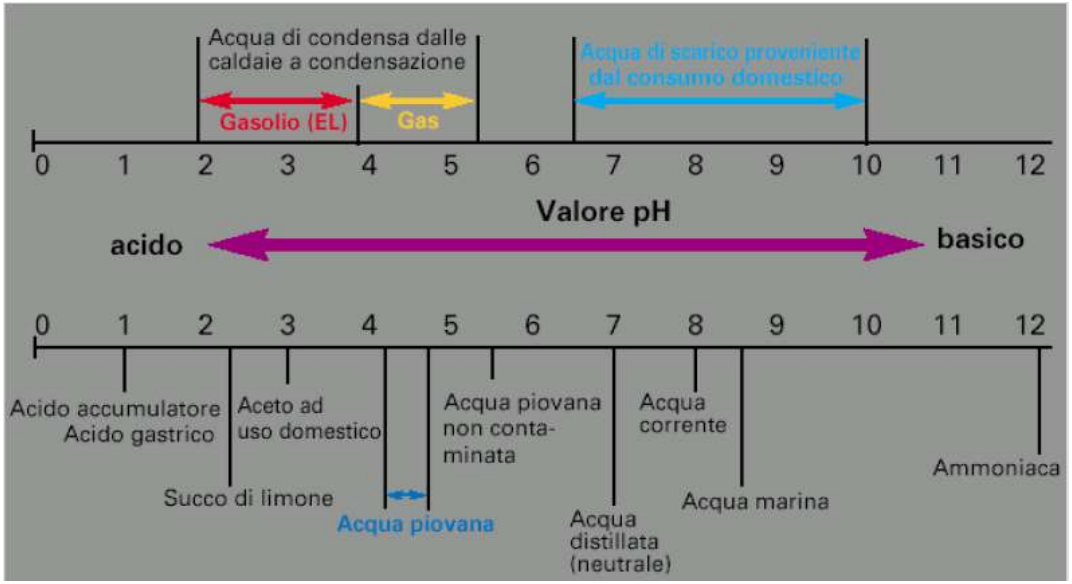
La tenuta della parte del sistema di evacuazione dei prodotti della combustione non omologata con l'apparecchio, ovvero la resistenza alla permeabilità dei gas ed alla diffusione del vapore/condensati, deve essere garantita dal costruttore del sistema medesimo, secondo quanto previsto dalla UNI EN 1443. I valori di tenuta relativi alla UNI EN 1443 sono riportati nell'appendice della presente norma.

- **Temperatura**

La classe di temperatura della parte dei sistema di evacuazione dei prodotti della combustione non omologata con l'apparecchio deve essere appropriata alle caratteristiche di funzionamento dell'apparecchio compatibilmente alla stabilità fisico-chimica dei sistema medesimo.
In particolare la classe di temperatura del sistema utilizzato non deve essere minore della massima temperatura dei prodotti della combustione raggiungibile in condizioni nominali dal l'apparecchio.

Evacuazione condense

La quantità massima di condensa producibile per esempio da una caldaia a condensazione a gas metano con portata termica 24 kW è pari a 30,7 litri al giorno da compararsi con una produzione media giornaliera di refluo domestico di circa 180 litri al giorno pro capite.



Appendice B.1

a) Installazione ad uso abitativo: per utilizzi civili non si rendono necessari particolari accorgimenti essendo i condensati abbondantemente neutralizzati dai prodotti del lavaggio e degli altri scarichi domestici.

b) Installazione in ufficio: nel caso in cui l'ufficio, asservito ad un apparecchio, abbia un numero di utenti minore di 10, è opportuna l'installazione di un neutralizzatore di condense. Nel caso in cui il numero di utenti sia maggiore di 10, valgono le stesse condizioni adottate per l'installazione in appartamento ad uso abitativo

Alcune considerazioni

Voglio 1 kWh_T

- Caldaia tradizionale: $\eta = 90\%$ (= 0,90) → spendo 1/0,9 kWh_{Tep} = 1,11 kWh_{Tep};
- Caldaia a condensazione: $\eta = 110\%$ (= 1,10) → spendo 1/1,1 kWh_{Tep} = 0,91 kWh_{Tep};
- Stufetta elettrica: anche con $\eta = 100\%$, spendo 1 kWh_E → 1,95 kWh_{Tep}; (usando fp rete naz)
- Pompa di calore (COP = 3) → spendo 1/3 kWh_E = 0,33 kWh_E → 0,66 kWh_{Tep}; (usando fp rete naz)

Riassumendo per avere 1 kWh_T:

Generatore	Energia primaria equivalente [kWh_{Tep}]	Energia consumata [kWh_E] o [kWh_T]	Prezzo corrispondente [€]
Caldaia tradizionale	1,11	1,11	0,22
Caldaia a condensazione	0,91	0,91	0,18
Stufetta elettrica	1,95	1,00	0,50
Pompa di calore	0,66	0,33	0,17

Confronto energetico:
Netta convenienza PdC

Confronto economico (oggi):
Non c'è convenienza netta!

Hp gas: 0,20 €/kWh
Corrente: 0,50 €/kWh

Rendimenti

Per mantenere in un locale la temperatura ambiente di progetto, l'energia dispersa verso l'esterno deve essere reintegrata dall'impianto di riscaldamento.

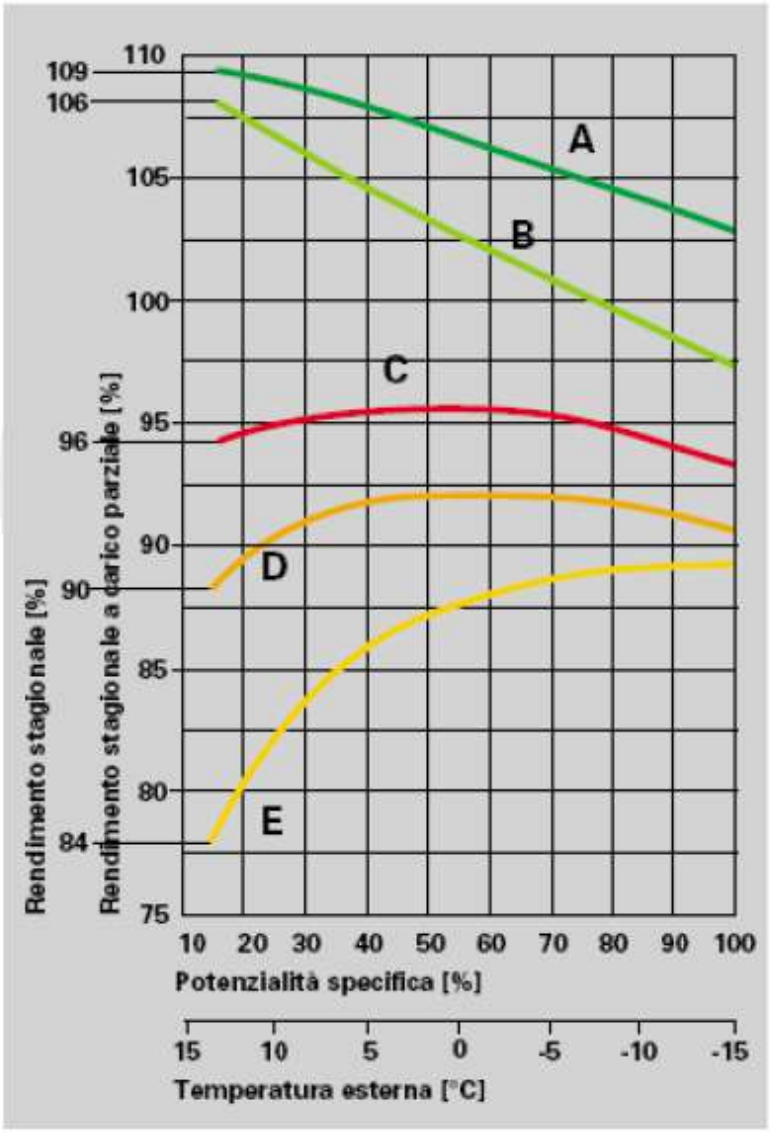
In realtà, i corpi scaldanti dovranno fornire una quantità di energia maggiore e la caldaia dovrà bruciare una quantità di energia ancora maggiore di quella emessa dai corpi scaldanti, in quanto i sistemi di riscaldamento reali non sono in grado di eliminare completamente alcune perdite di calore.

L'indice energetico che consente di stabilire la bontà di un processo è il rendimento h.

In generale, per valutare il rendimento di un processo, è sufficiente fare il rapporto tra la quantità di energia che ottengo in uscita e quella che devo spendere all'ingresso

$$\eta = (\text{ENERGIA IN USCITA})/(\text{ENERGIA IN INGRESSO})$$

La differenza tra energia in ingresso e in uscita è dovuta a certe perdite energetiche che non possono essere completamente eliminate.



A Caldaie a gas a condensazione 40/30°C

B Caldaie a gas a condensazione 75/60°C

C Caldaie a bassa temperatura (senza limite inferiore di temperatura)

D Caldaie anno di costruzione 1987 (limite inferiore di temperatura: 40°C)

E Caldaie anno di costruzione 1975 (temperatura acqua di caldaia costante: 75°C)

FUNZIONAMENTO DEI BRUCIATORI

Bruciatori Atmosferici

Combustibile gassoso miscelazione: aria + combustibile a pressione atmosferica

Il combustibile effluisce da un ugello con portata dipendente dalla pressione di alimentazione. Il getto di gas perviene in un condotto a forma di tubo Venturi nel quale si determina anche l'aspirazione per induzione della portata d'aria di combustione, La miscela di gas ed aria primaria percorre il condotto fino alla zona di efflusso dove, a contatto con una superficie porosa, si ha formazione di fiammelle con combustione quasi completa.

Questi bruciatori non hanno organi in movimento.

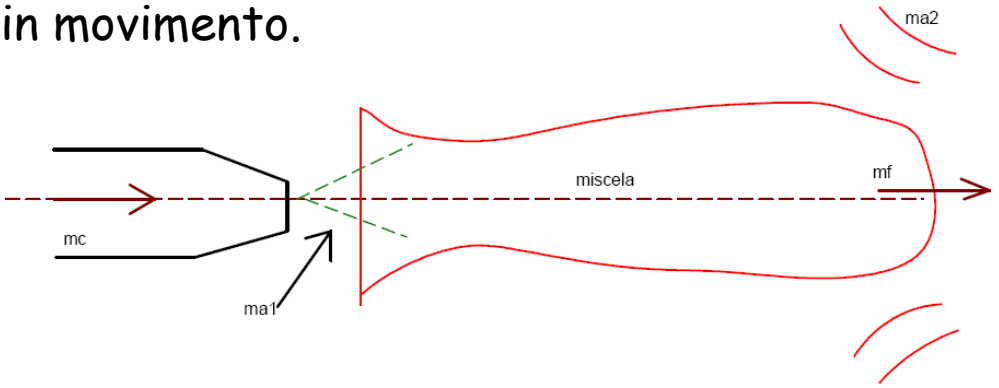


Figura 28: Bruciatore atmosferico

Bruciatori Premiscelati

Questi bruciatori non sono atmosferici: hanno all'interno un **ventilatore** che fornisce una pressurizzazione alla caldaia.

In questi bruciatori il moto dell'aria è determinato dalla presenza di un ventilatore che serve a vincere le resistenza dello stesso bruciatore e a pressurizzare la camera di combustione.

Il combustibile effluisce dall'ugello U con un getto conico che induce una corrente d'aria controllata dal deflettore D. La fiamma di combustione emerge dalla testa di combustione T. Davanti a D si crea una depressione che provoca un moto di ricircolo interno che trasporta prodotti di combustione caldi nella zona di efflusso del combustibile determinando l'accensione e la formazione di una fiamma stabile.

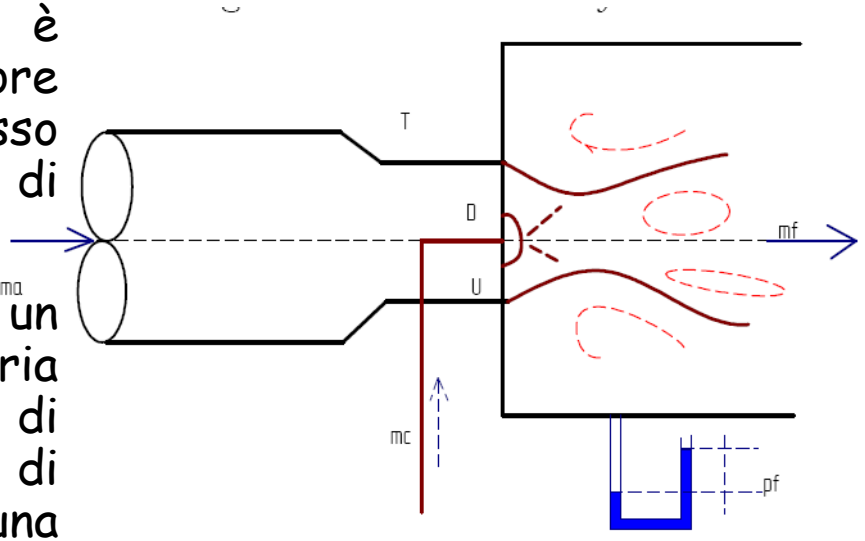


Figura 29: Bruciatore ad aria soffiata

GENERATORI A GASOLIO

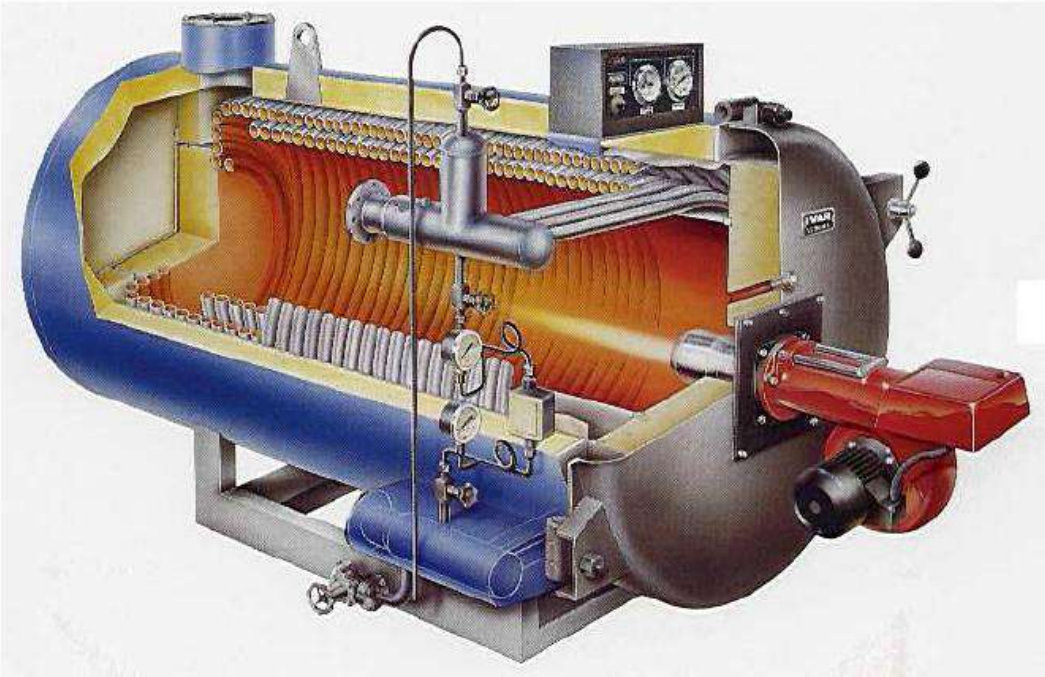


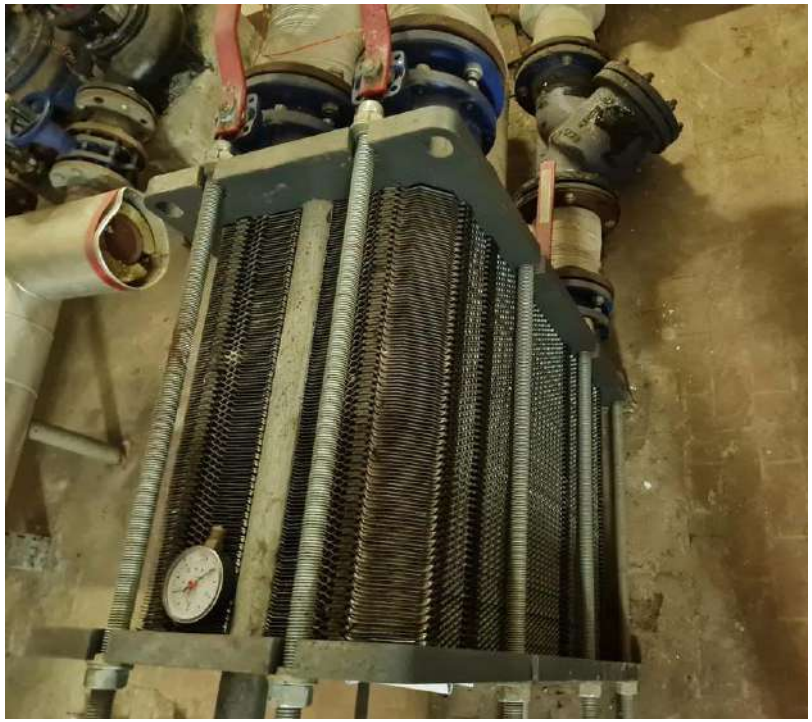
Figura 30: Schema di una caldaia alimentata a gasolio per fluidi diatermici

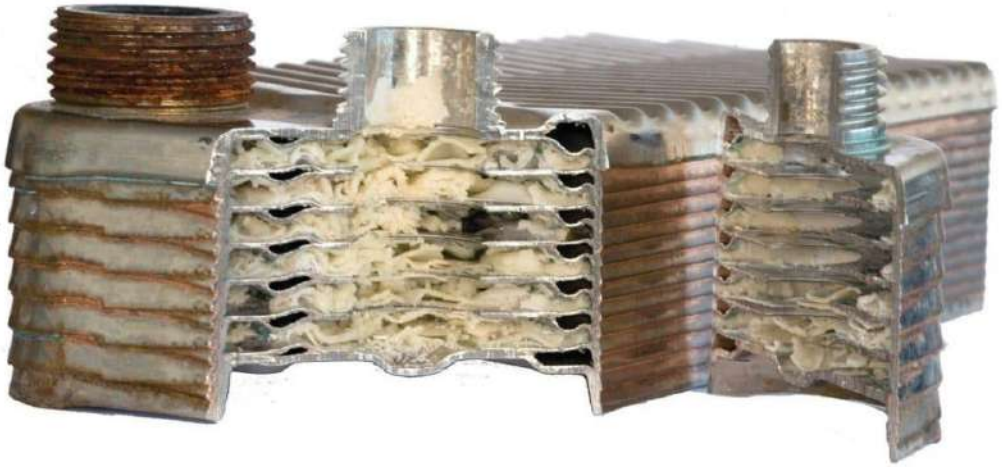
Buone caratteristiche d'uso: rendimenti di combustione discretamente elevati, specialmente nelle caldaie di nuova generazione, buona regolazione, bassi costi di installazione e di manutenzione, buona affidabilita e tecnologia diffusamente conosciuta (e quindi facile reperibilità della mano d'opera) e buona economia di esercizio.

Presentano minori problemi di sicurezza rispetto al gas, perché in caso di perdite di combustibile (liquido) questo di deposita sul pavimento.

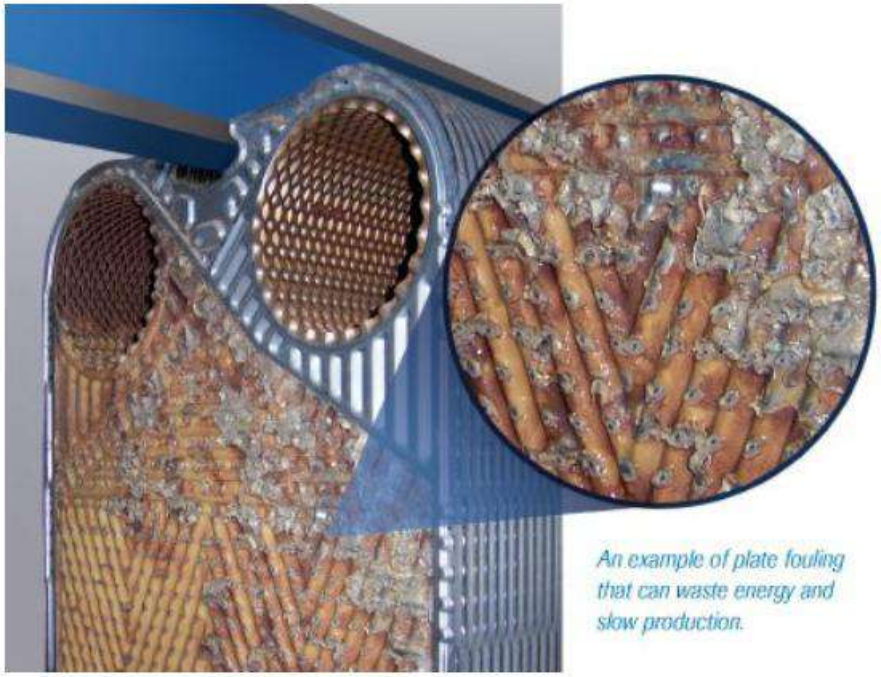
PRINCIPALI PROBLEMI IMPIANTISTICI PER TUTTI GLI IMPIANTI

- LUNGHEZZA FIAMMA
- PRESSIONE IDROSTATICA
- EFFICIENZA DELLO SCAMBIATORE









An example of plate fouling that can waste energy and slow production.



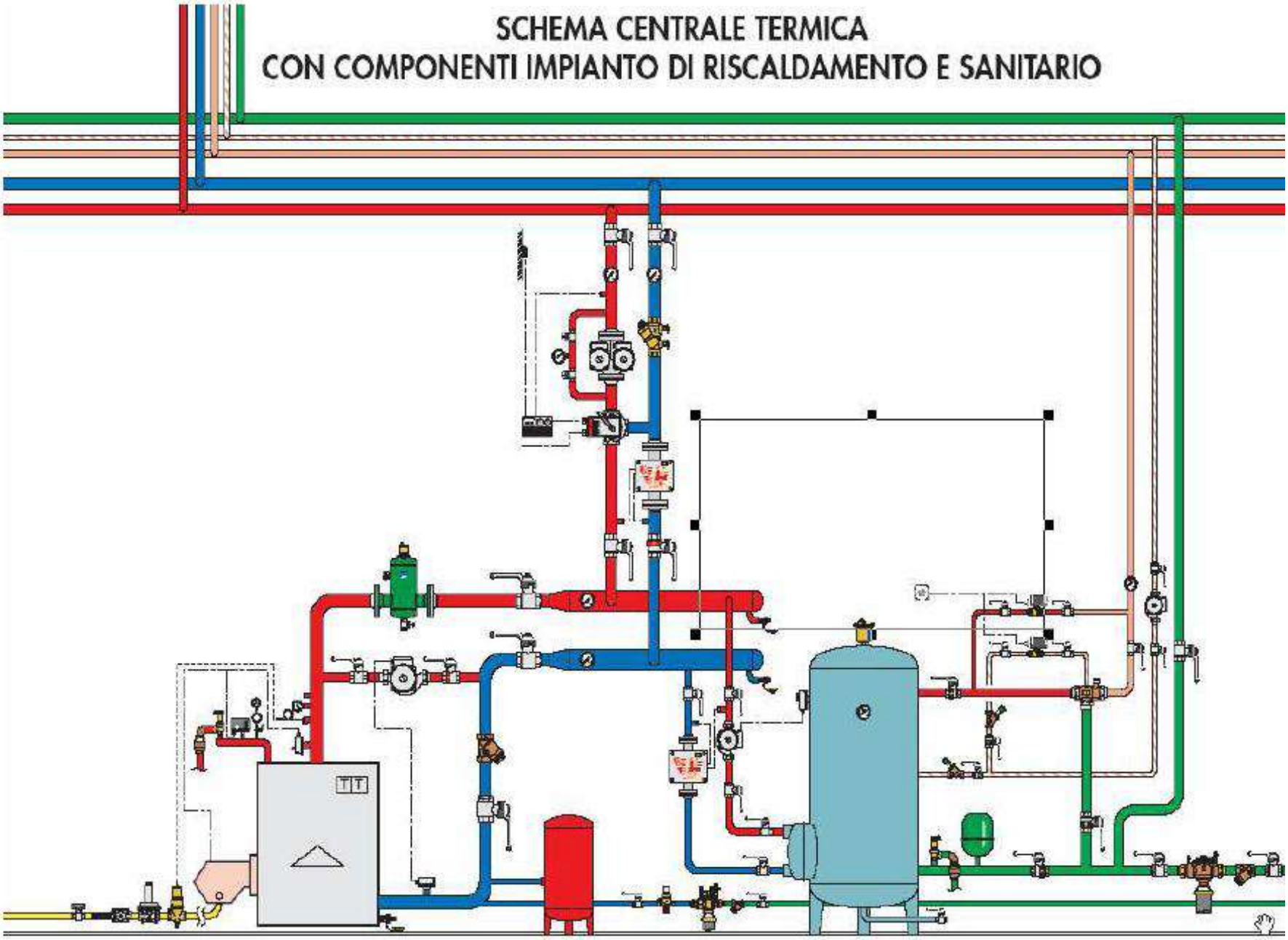
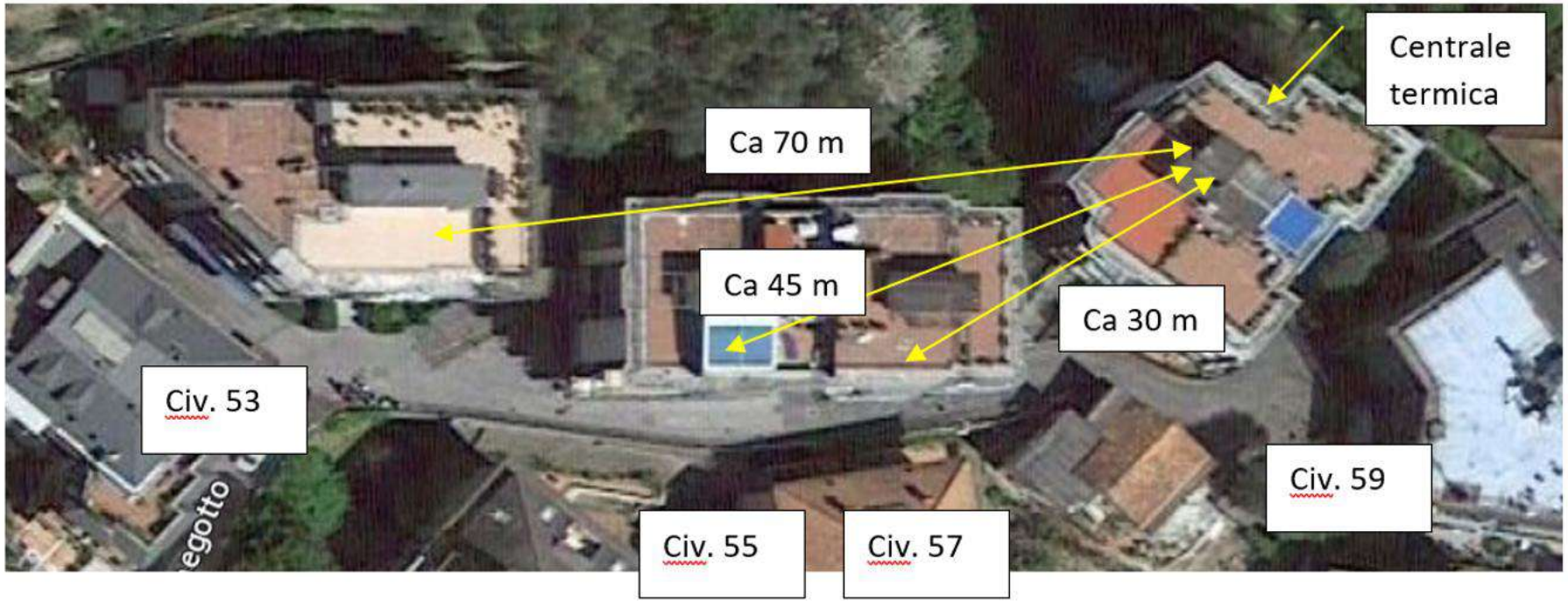


Figura 52: Schema di una centrale termica completa

Focus su ricircolo



Condizioni del condominio – stato attuale

- Contabilizzazione ACS ex UNI10200
- I tre corpi di fabbrica hanno 1000/1000 di involontario nonostante diverso numero di U.I.
- Volontario a consumo
- Prospetto dei costi

	anno	19-20	20-21	21-22
A	totale spesa ACS [€]	15,403.39	14,355.62	19,736.68
A1	energia misurata dal contatore di calore in centrale [kWh]	145,990.00	151,130.00	143,350.00
B	di cui volontaria [€]	2,968.33	3,051.48	5,066.99
C	totale consumo ACS [m^3]	733.00	837.00	789.00
D=A/C	costo unitario semplificato [€/m3]	21.01	17.15	25.01
E=B/A	% incidenza costo consumo volontario su totale	19%	21%	26%

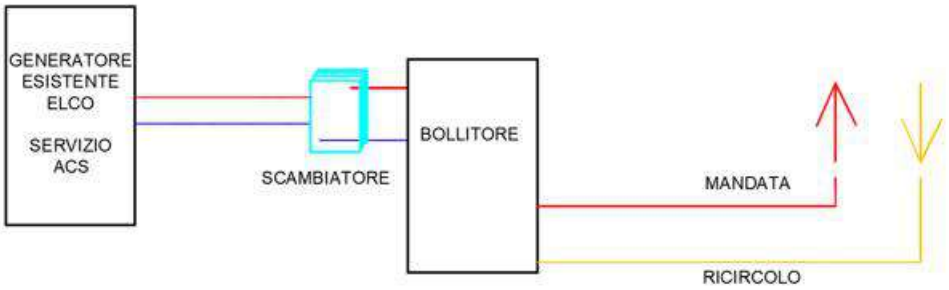
ACS centralizzata: quanto mi costi?

Tipologia	Costo unitario ACS [€/m^3]
Condominio costituito da due corpi di fabbrica e centrale termica condominiale con produzione di ACS in specifico volume distaccato (parte della distribuzione in esterno/interrata)	12-15
Condominio con unico corpo di fabbrica e centrale termica condominiale all'interno dell'edificio (distribuzione in ambienti interni)	8-10
Appartamento termoautonomo	5-7

Dove sta la differenza?

RICIRCOLO ACS: ULTERIORI CONSIDERAZIONI





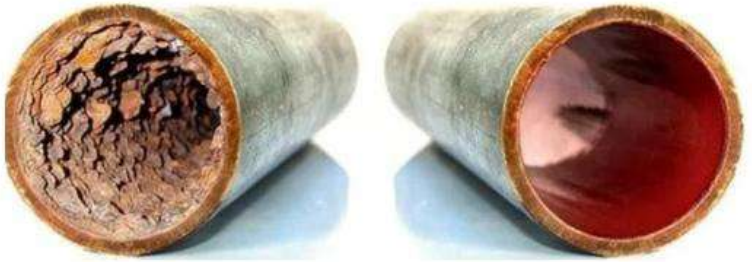
- Distribuzione orizzontale: 98.7 m
- Distribuzione verticale: 165.4 m

Tubi non coibentati incassati nella muratura perimetrale

$$\Psi_i = \frac{\pi}{\sum_{j=1}^{n} \frac{1}{2 \times \lambda_j} \times \ln \frac{d_j}{d_{j-1}} + \frac{1}{2 \times \lambda_G} \times \ln \frac{4 \times z}{d_n}} \quad [W/(m \times K)]$$

Ma funziona davvero il ricircolo?





Lavaggio degli impianti?

RICIRCOLO ACS: ULTERIORI CONSIDERAZIONI

Riepilogo consumi termici

Fabbisogno	Q_W [kWh]	2070
Accumulo	$Q_{l,w,s}$ [kWh]	1655
Distribuzione e ricircolo	$Q_{distr,ric}$ [kWh]	8598
Totale	$Q_{gn,out}$ [kWh]	12323

Secondo UNI 11300:2

Se 0,2 €/kWh il ricircolo e la distribuzione costano 1720 € su 2464 € all'anno

Riepilogo consumi elettrici
920 kWh (105 W x 24 h/gg x 365 gg)

Se 0,5 €/kWh il ricircolo costa 460€/anno

Per il condominio in questione significa
1720 € + 460 € = 2180 €/anno di risparmio a unità immobiliare!

necessita di regolazione per T esterna variabile

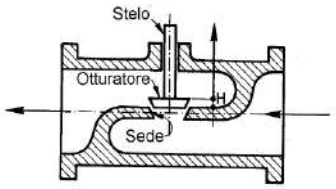


Fig. 3.15 Valvola di regolazione a due vie

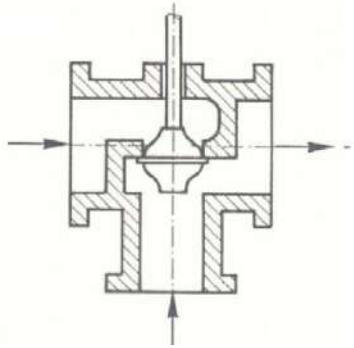


Fig. 3.16: Valvola miscelatrice a tre vie

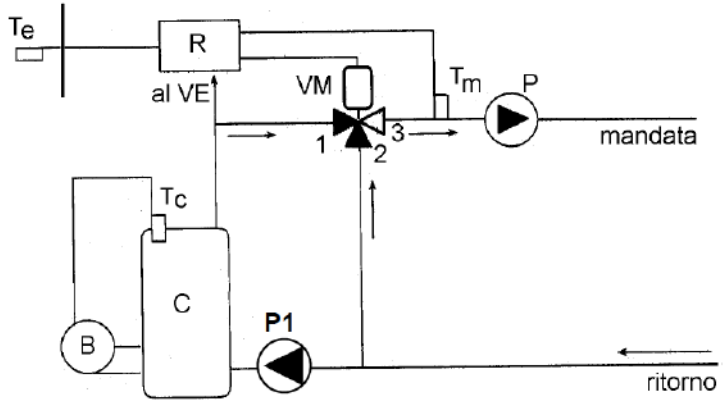
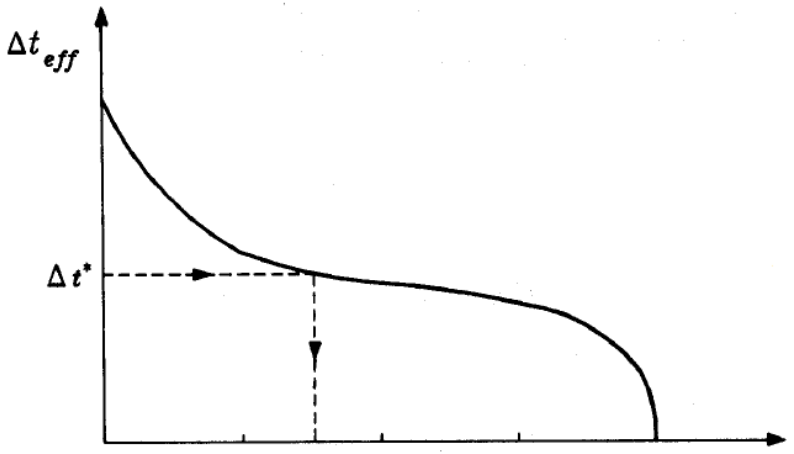
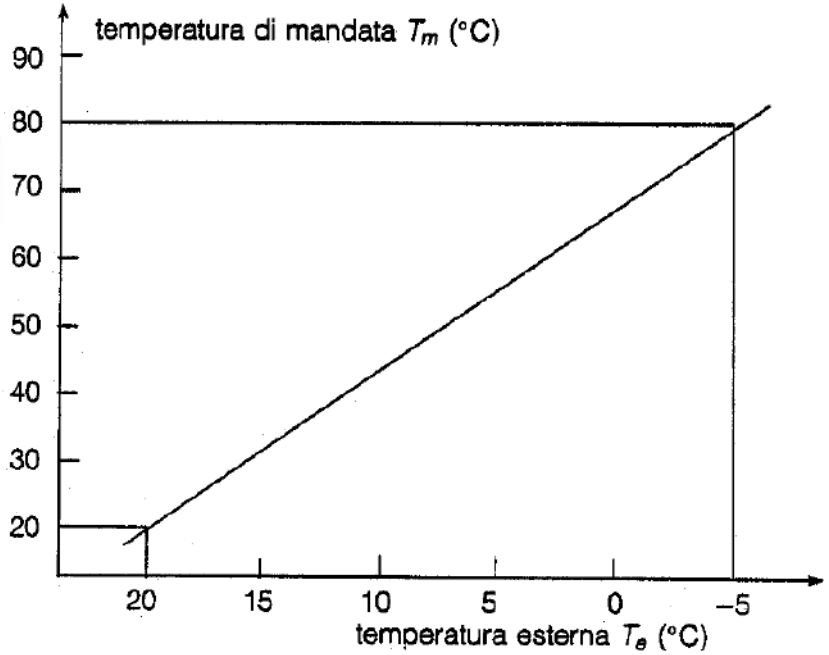


Tabella 3.1 Valori medi mensili della temperatura media giornaliera di Genova (°C)

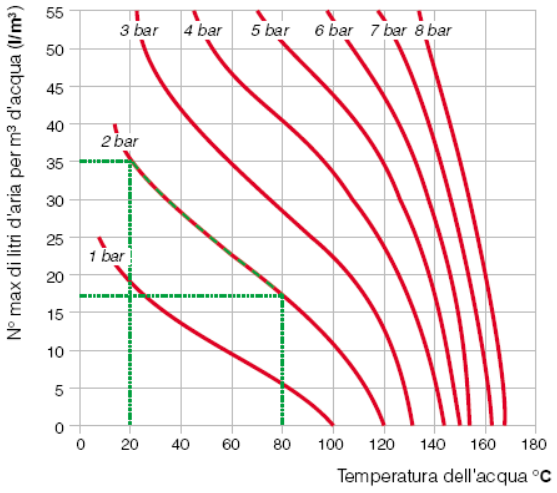
Gen.	Feb.	Marzo	Apr.	Mag.	Giu.	Lu.	Ag.	Set.	Ott.	Nov.	Dic.
7.9	8.9	11.6	14.7	17.8	21.9	24.5	24.6	22.3	17.1	12.9	9.3

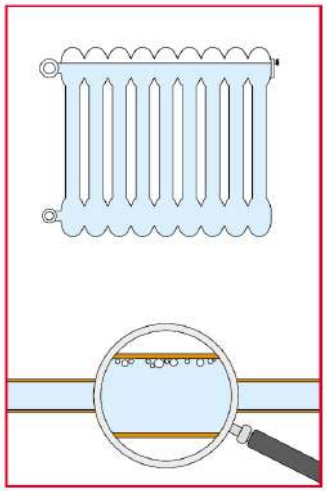




VASO APERTO O VASO CHIUSO?

L'ARIA NELLE TUBAZIONI





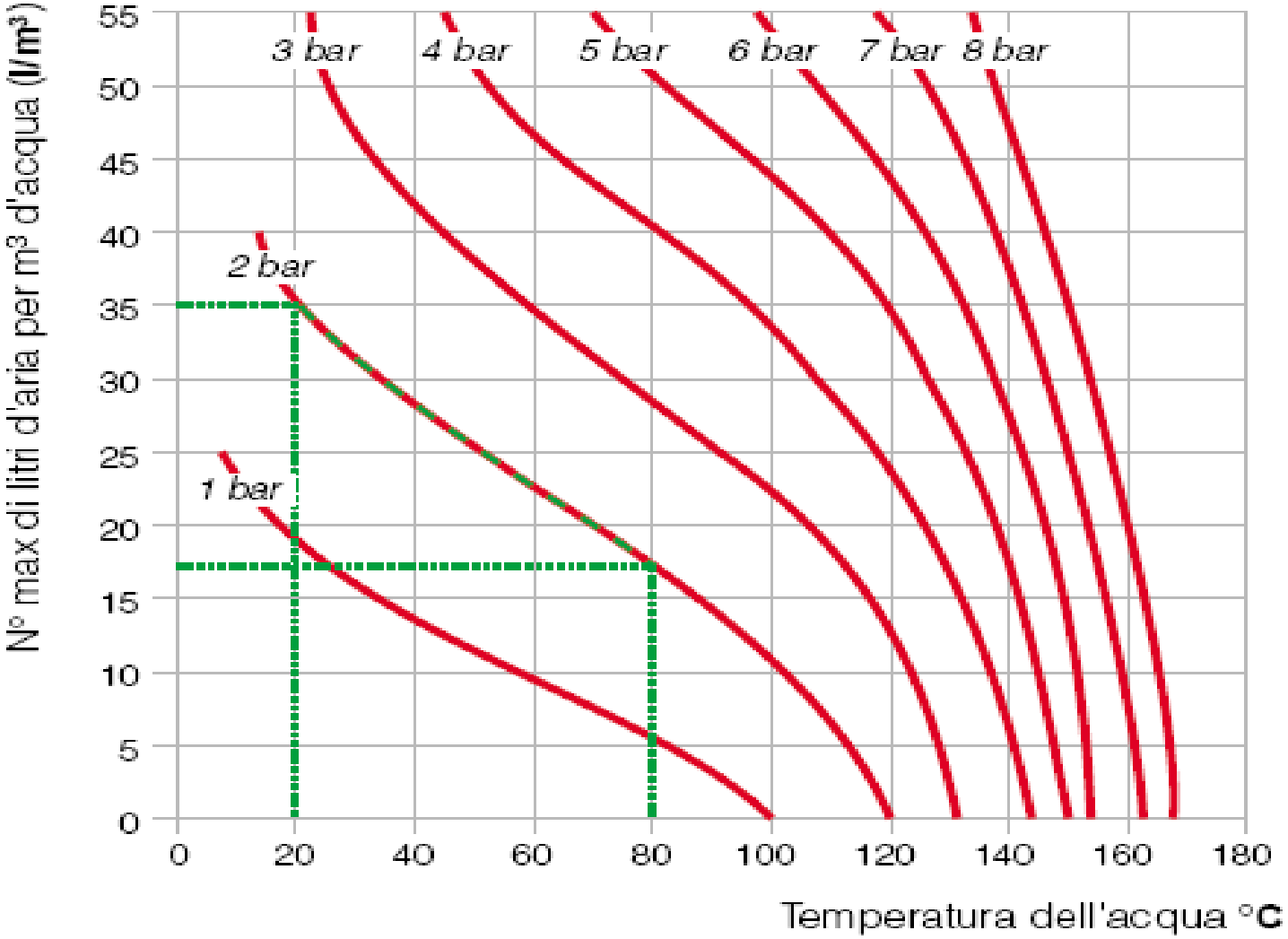
L' aria presente negli impianti di riscaldamento ad acqua può avere diverse origini:

A) può essere derivata dall'aria sciolta nell'acqua fredda di riempimento o di reintegro, (vaso aperto con ricircolo in sommità)

B) può essere aria non espulsa in fase di riempimento dell'impianto

C) può essere anche aria entrata durante il funzionamento dell'impianto.

D) può essere generata per cavitazione


N° max di litri d'aria per m³ d'acqua (l/m³)
55
50
45
40
35
30
25
20
15
10
5
0
3 bar
4 bar
5 bar
6 bar
7 bar
8 bar
2 bar
1 bar
0
20
40
60
80
100
120
140
160
180
Temperatura dell'acqua °C

Vaso di espansione

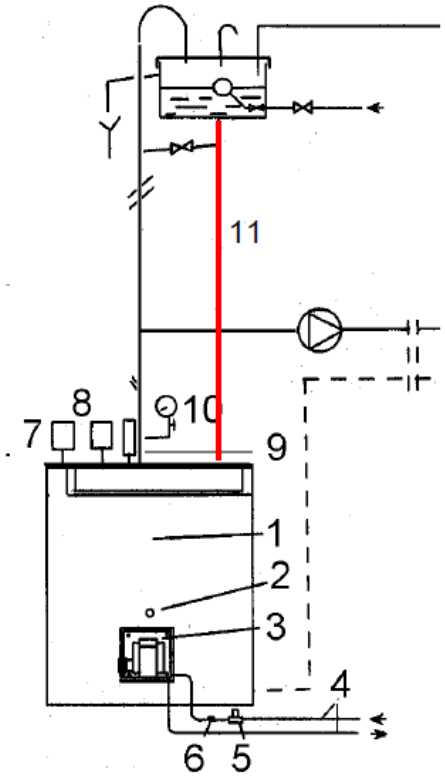
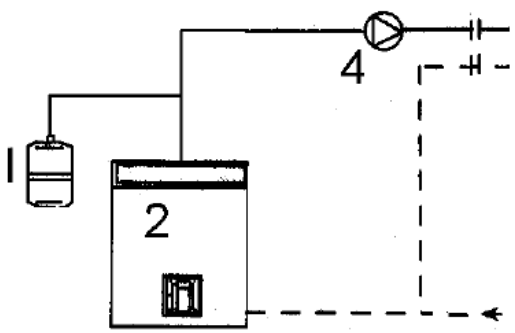


Fig. 3.12 Schema di impianto a vaso aperto

1 Generatore di calore, 2 Spia camera del combustione, 3 Bruciatore, 4 Tubazioni del combustibile, 5 Filtro del combustibile, 6 Presa per campioni del combustibile, 7 Termostato di regolazione, 8 Termostato di blocco, 9 Termometro, 10 Idrometro, 11Tubazione di sicurezza

VASO DI ESPANSIONE



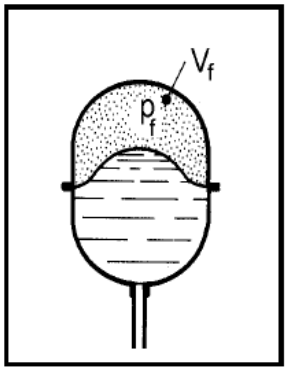


Fig. 3.13 Vaso di espansione chiuso

1 Vaso di espansione;
2 Generatore di calore
3 Corpo scaldante
4 Pompa

Nelle reti ad acqua occorre tenere conto dell'espansione dell'acqua per effetto della differenza di temperatura fra circuito freddo e caldo. Di solito supponendo che l'acqua di rete abbia una temperatura di una decina di gradi *Celsius* e che la caldaia porti l'acqua a 90 °C si ha una differenza di temperatura di ben 80 °C che non può essere trascurata pena la sicurezza dello stesso impianto. Si ricordi, infatti, che l'acqua, come qualunque altro corpo del resto, si dilata secondo la legge:

$$V_f = V_i(1+\alpha\Delta t) \qquad [44]$$

Ne segue che la variazione di volume dovuta all'espansione (l'acqua si espande riscaldandola) è:

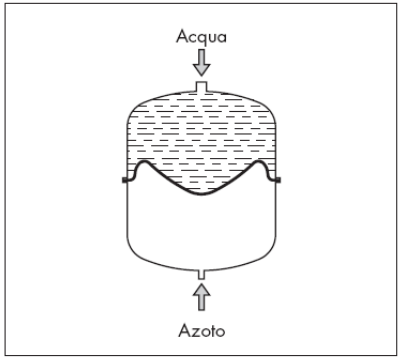
$$V_f - V_i = V_i\alpha\Delta t \qquad [45]$$

Questo è il volume minimo di espansione che occorre garantire all'acqua. Il coefficiente di espansione α varia con la temperatura. A 90°C è α=0.00355 $°C^{-1}$ e quindi la precedente relazione consente di calcolare il volume di espansione. La tubazione di collegamento fra vaso di espansione e caldaia no deve avere diametro inferiore a 15 mm. Per vasi di espansione chiusi il diametro della tubazione di collegamento deve essere non inferiore a:

$$d = \sqrt{\frac{P}{1000}} \quad (mm) \qquad [46]$$

Vasi di espansione

- *aperti o chiusi.*



Vasi aperti: presenti solo nei vecchi impianti, sono posti nel punto piu' alto dell'impianto, e sono costituiti da una vaschetta con galleggiante. Quando il livello supera il limite di sicurezza, si permette una piccola oscillazione compensante della vaschetta.
Vasi chiusi:, che possono avere una membrana interna o meno.

Sono costituiti da un contenitore suddiviso, da una membrana atossica, in due parti: una riservata all'acqua dell'impianto,

Servono a limitare gli incrementi di pressione dovuti alla dilatazione dell'acqua.
V_{H2O} il volume d'acqua contenuto nell'impianto, : V_{H2O}= 15 *litri/kW*
Δt = (80-10) [K]
si puo' determinare la variazione di volume ΔV lato acqua :

$$\Delta V = V_{H2O}\, \beta\, \Delta T\ (m^3)$$

$\beta\Delta T$ = *0.040 per Δt 70°C*
Lato gas
Indicando con V_i il volume iniziale e V_f quello finale si ha

$$\Delta V = V_i - V_f = V_i(1 - V_f/V_i)$$

per una trasformazione isoterma del gas , si ha PV=cost:

$$P_f V_f = p_i V_i$$

da cui

$$\Delta V = V\,(1 - P_i / P_f)$$

da cui si ricava il volume del vaso di espansione:

$$V = \Delta V/(1-Pi/Pf) = V_{h20}\beta\Delta T/(1-Pi/Pf)$$

P_i *= Pressione di esercizio.*

P_f*= Pressione d'intervento della valvola di sicurezza,*

Di norma si pone P_f<0.4 Mpa =*4 bar.* P_f *e* P_i *devono tener conto della differenza di quota tra il vaso di espansione e la valvola di sicurezza. Quando la pressione massima è superata si scarica il liquido in eccesso attraverso il condotto di scarico nella valvola di sicurezza.*

$$P_i = P_c > 1.5 \text{ bar} = 0.15 \text{ Mpa}$$

dove P_c *è detta pressione di carica.*

Se p_i*= 1.5 bar ;* p_f*= 4 bar* V_{h20}*= 15 l/kW*

$\Delta T = 0.04 \quad V \approx 0.96$ *l/kW*

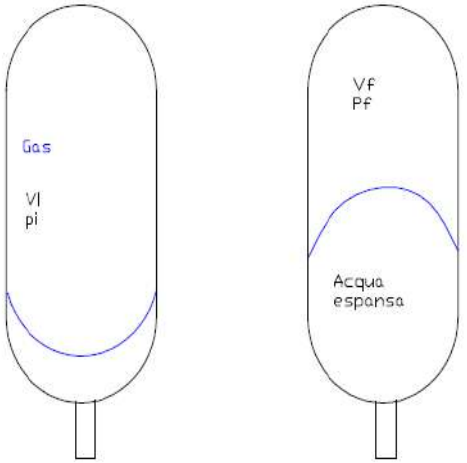
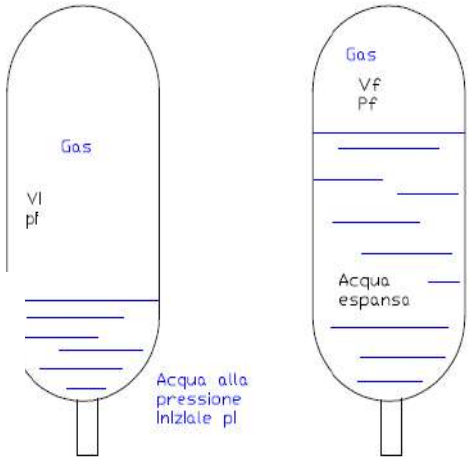


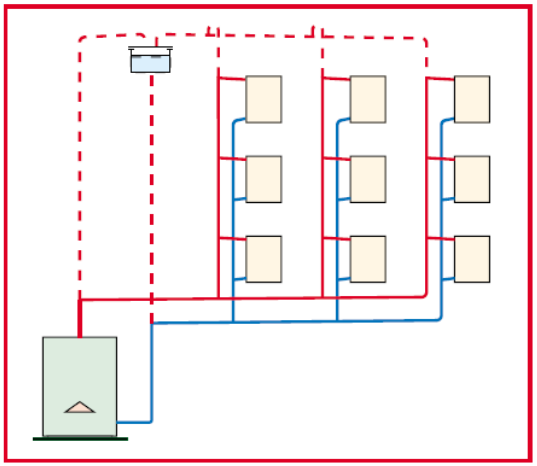
Figura 91: Vaso di espansione chiuso a membrana



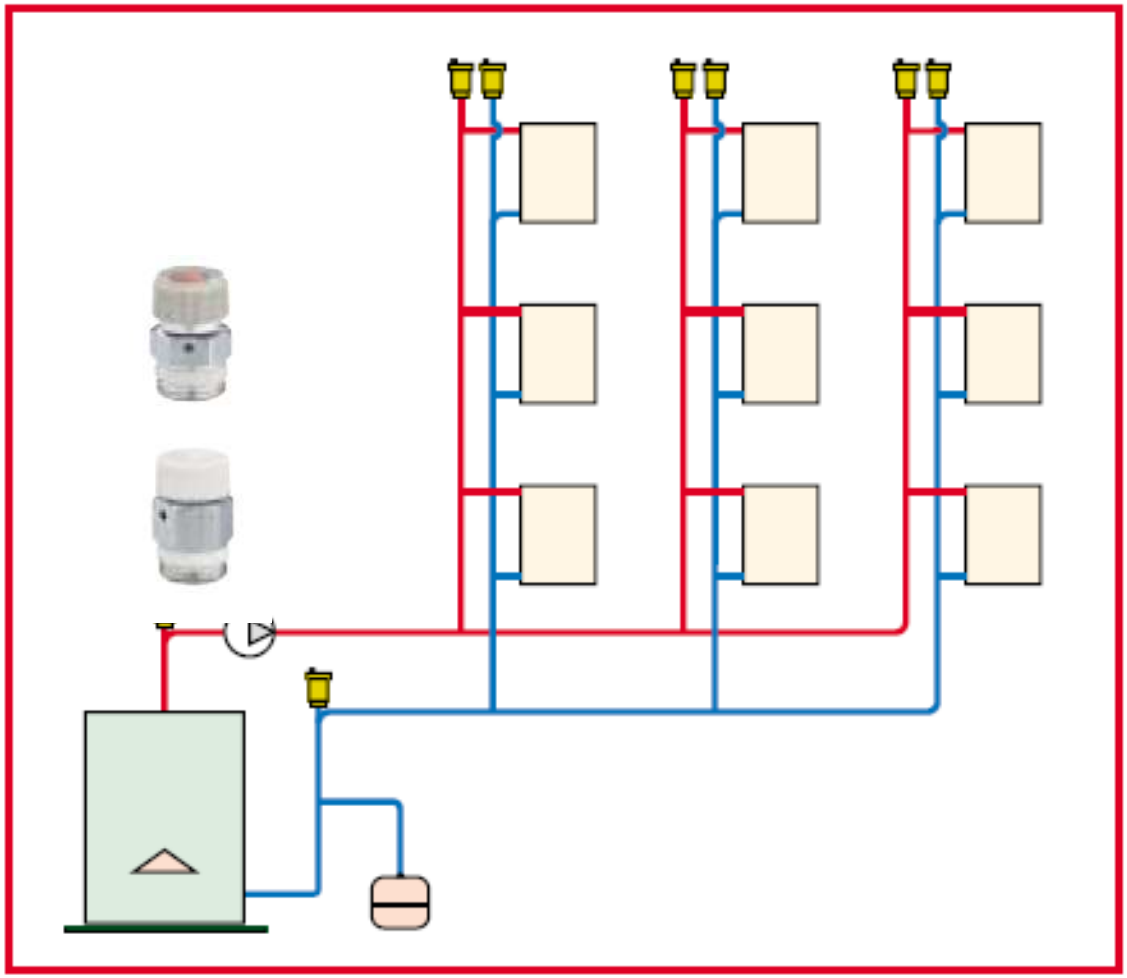
92: Vaso chiuso pressurizzato senza membrana



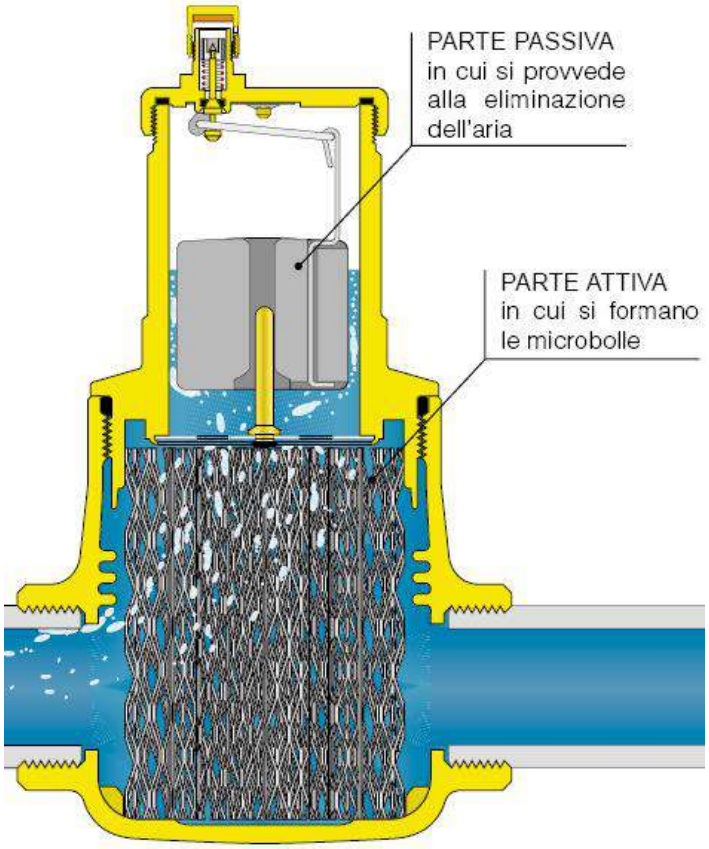
VALVOLA DI SICUREZZA







DISAREATORE



VALVOLA DI SFIATO PER RADIATORE

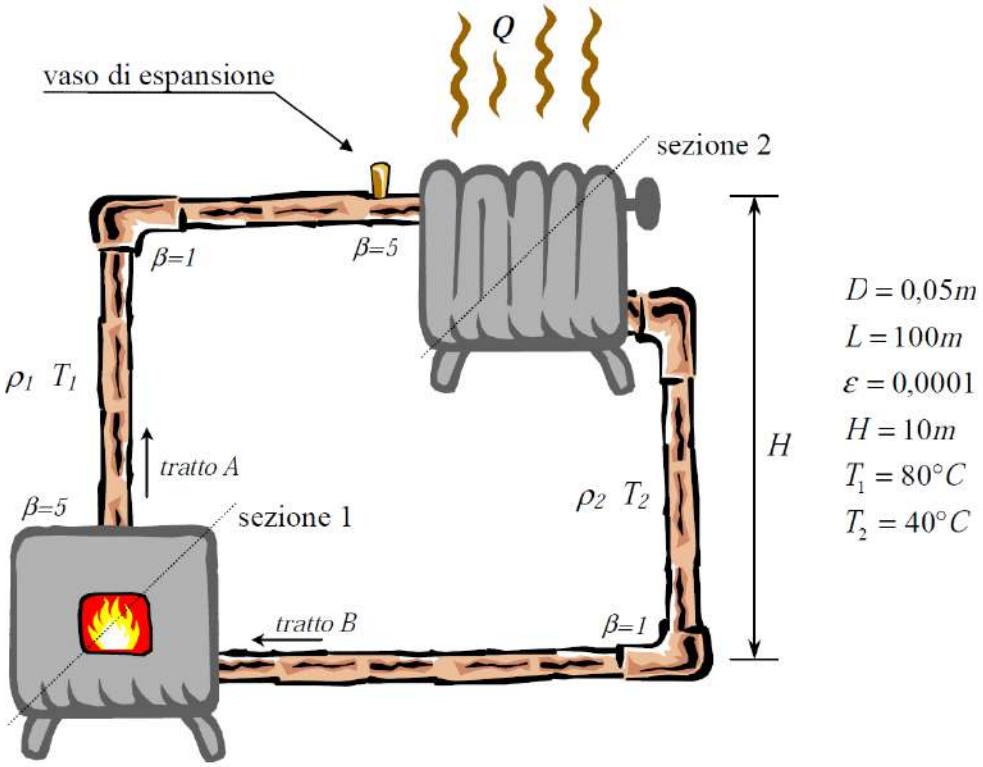


RETI DI DISTRIBUZIONE

Circolazione naturale
anni 40- impianti acqua o a vapore
differenze di densità da cui si ricava la w

La spinta è molto esigua occorre

a) buon dislivello fra caldaia e corpi scaldanti,
b) una notevole differenza di temperatura fra l'acqua di andata e quella di ritorno
c) tubazioni di grande diametro per limitare le perdite di carico



$$\rho_1 = \frac{1}{v_{l1}} = 977{,}7\,\frac{Kg}{m^3}$$

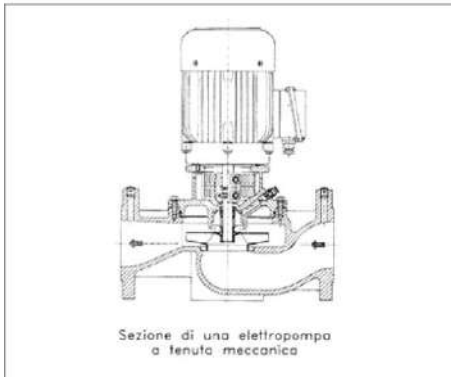
$$\rho_2 = \frac{1}{v_{l2}} = 998{,}0\,\frac{Kg}{m^3}$$

$$(\rho_2 - \rho_1)gH = \rho(R_A + R_B) = \rho\left(\xi\frac{L}{D} + \sum_j \beta_j\right)\frac{W^2}{2}$$

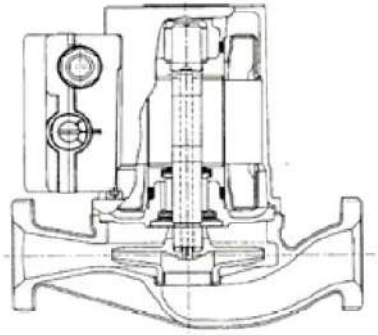
CIRCOLAZIONE FORZATA

elettropompe velocità tra 0.5 e 2 m/s a giri fissi e variabili

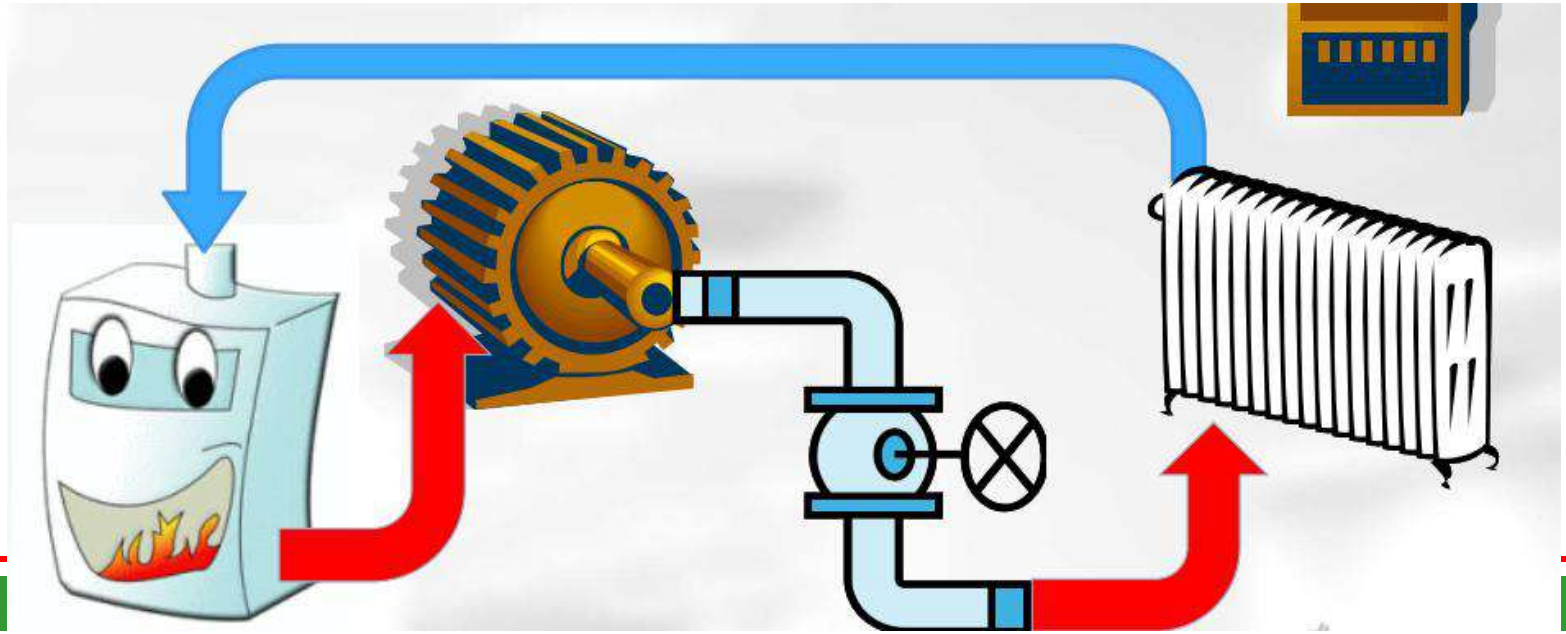
Pompe o circolatori ? Circolatore elimina rumore dei cuscinetti a sfere e ventola. (cuscinetti in grafite e raffreddamento con acqua dell'impianto) potenze massime limitate

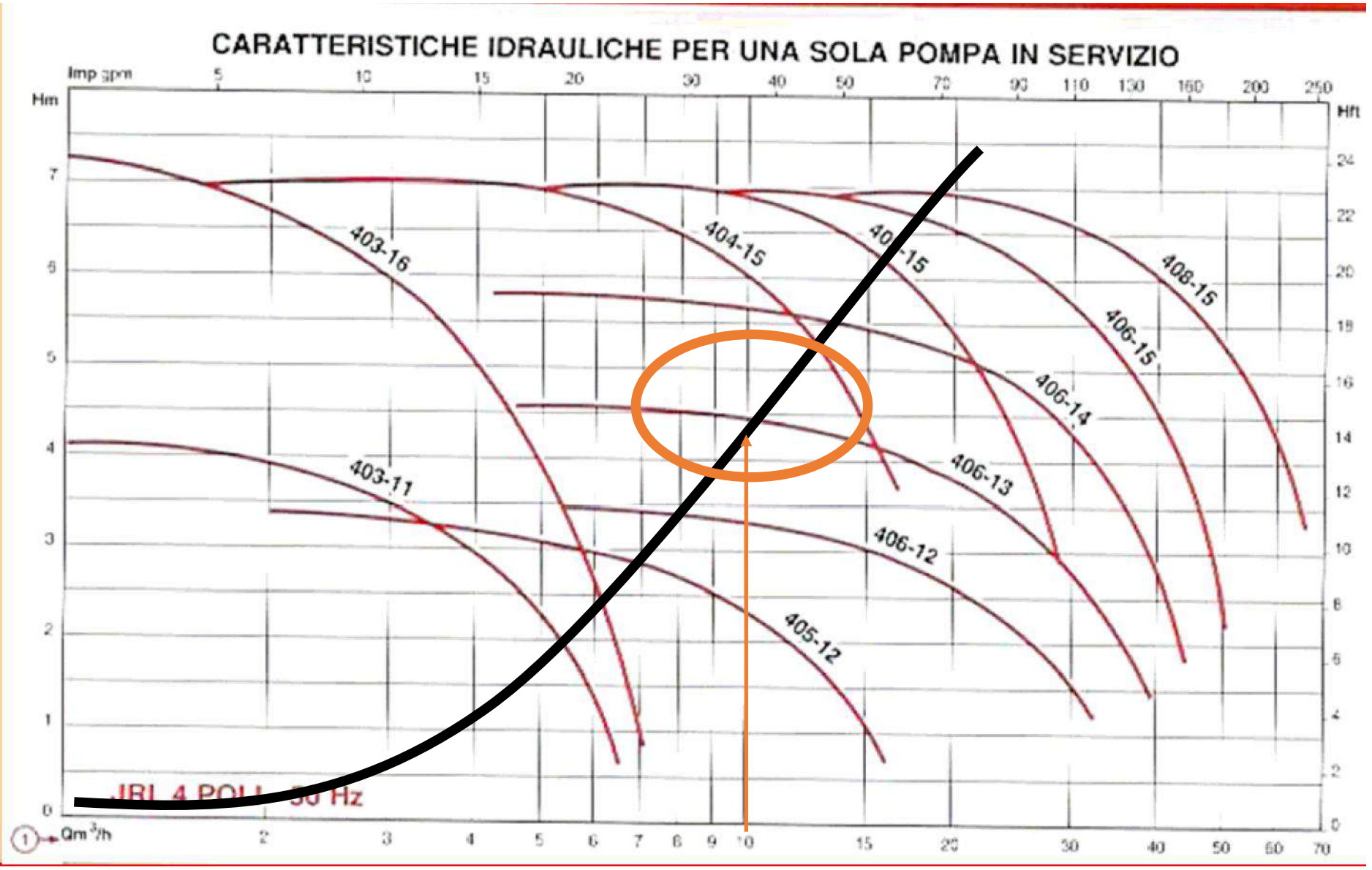


Sezione di una elettropompa a tenuta meccanica



Sezione di un circolatore



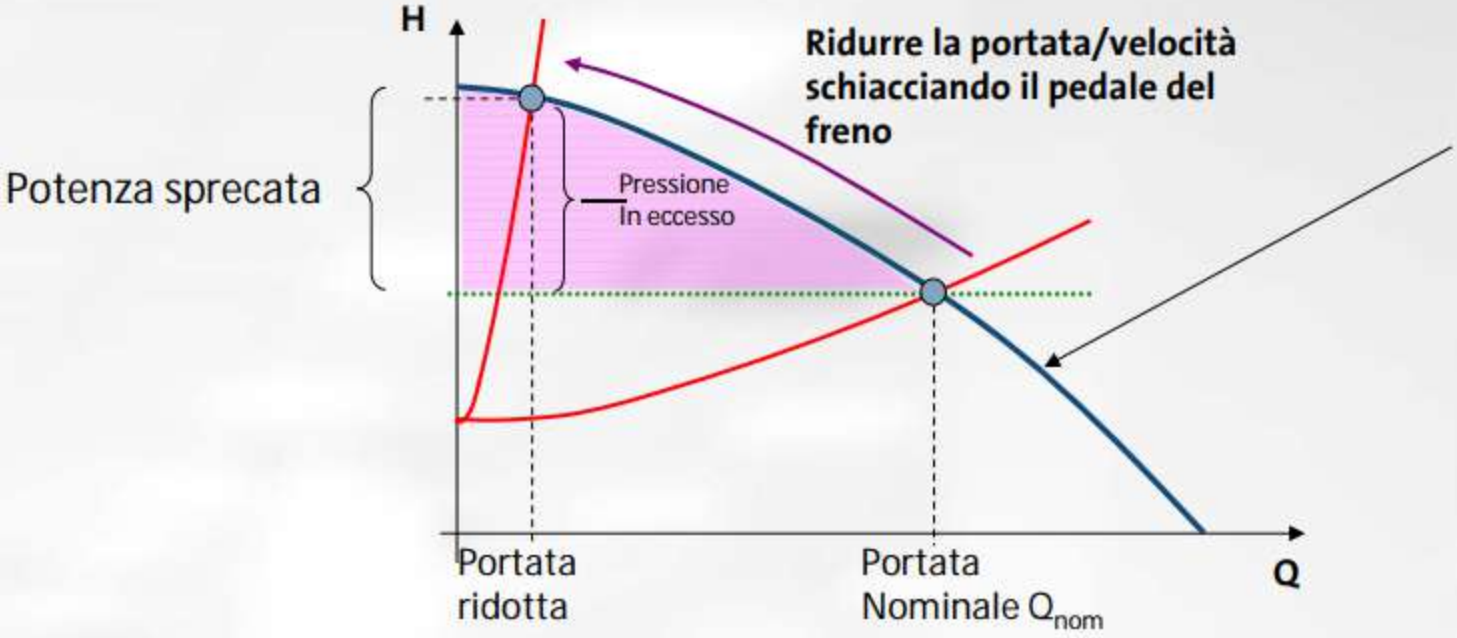

CARATTERISTICHE IDRAULICHE PER UNA SOLA POMPA IN SERVIZIO
Imp gpm
Hm
Hft
Qm³/h
403-16
403-11
404-15
40 -15
406-15
408-15
406-14
406-13
406-12
405-12
JRL 4 POLI 50 Hz

Una pompa a velocità fissa causerà:

- Elevati consumi energetici
- Rumore
- Usura e stress del sistema

Full speed =
"acceleratore a tavoletta"
= 2900 giri/min





GIRI VARIABILI DUE SETTAGGI POSSIBILI

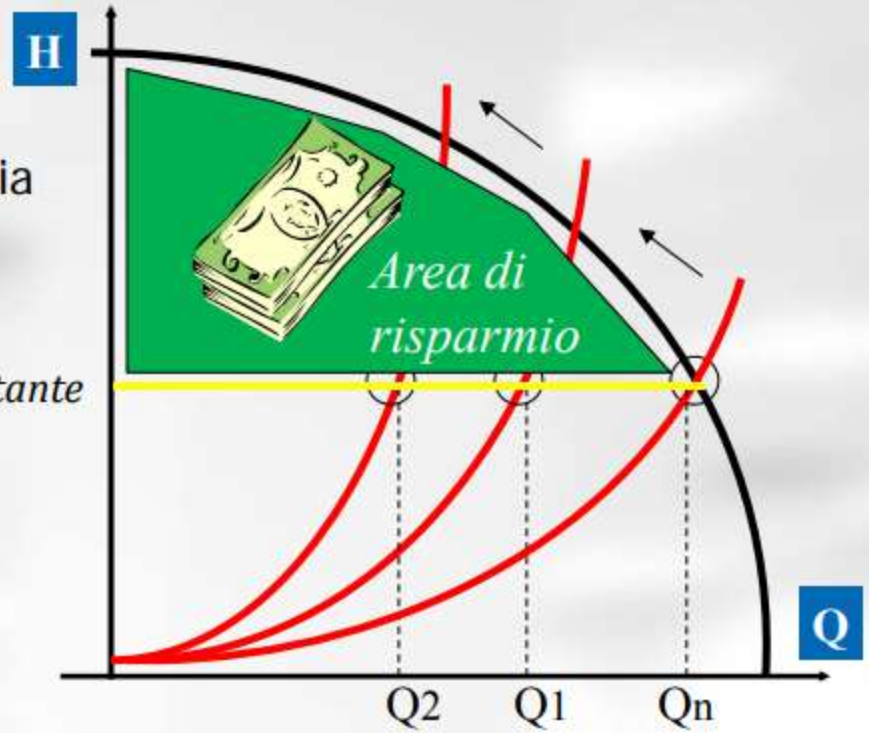
Per ogni condizione di carico il regolatore impone una velocità di rotazione tale che le curve della pompa incontrino le curve del carico sempre sulla retta orizzontale del setpoint, ovvero:

PRESSIONE COSTANTE => ***H*** non varia al variare della portata

1) nell'impianto circola la portata necessaria ma a pressione sempre costante

Regolazione a *pressione costante*

2) Risparmio energetico (kWh) su tutti i valori di portata ridotta (< Qn)
Più ci discostiamo da Qn, maggiore è il risparmio

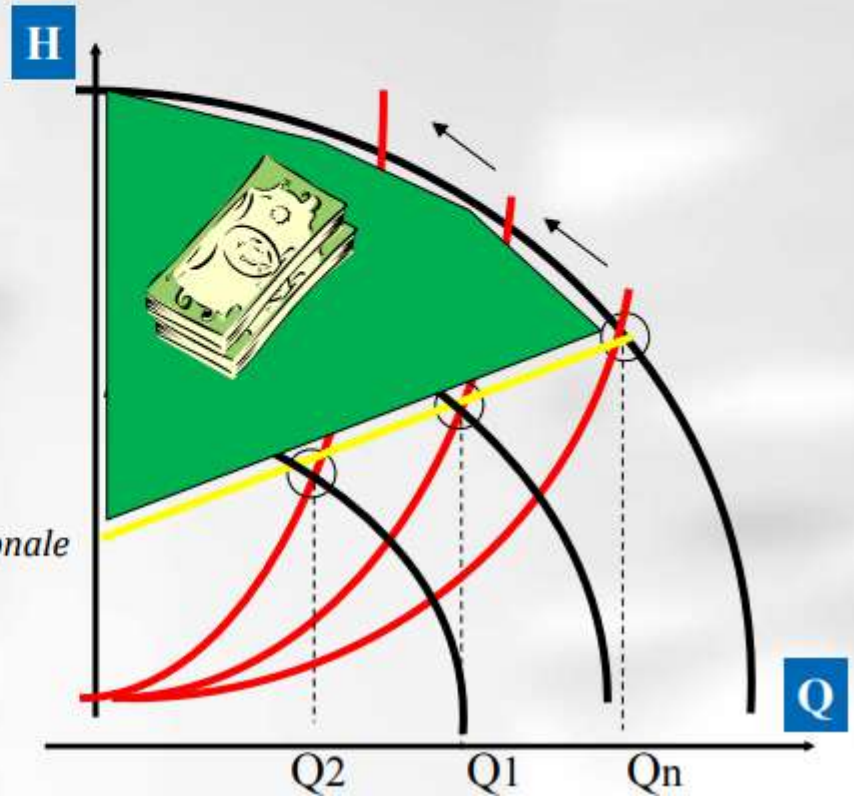


Per ogni condizione del carico, il regolatore impone una pressione che diminuisce linearmente al diminuire della portata (compensazione delle perdite di carico)

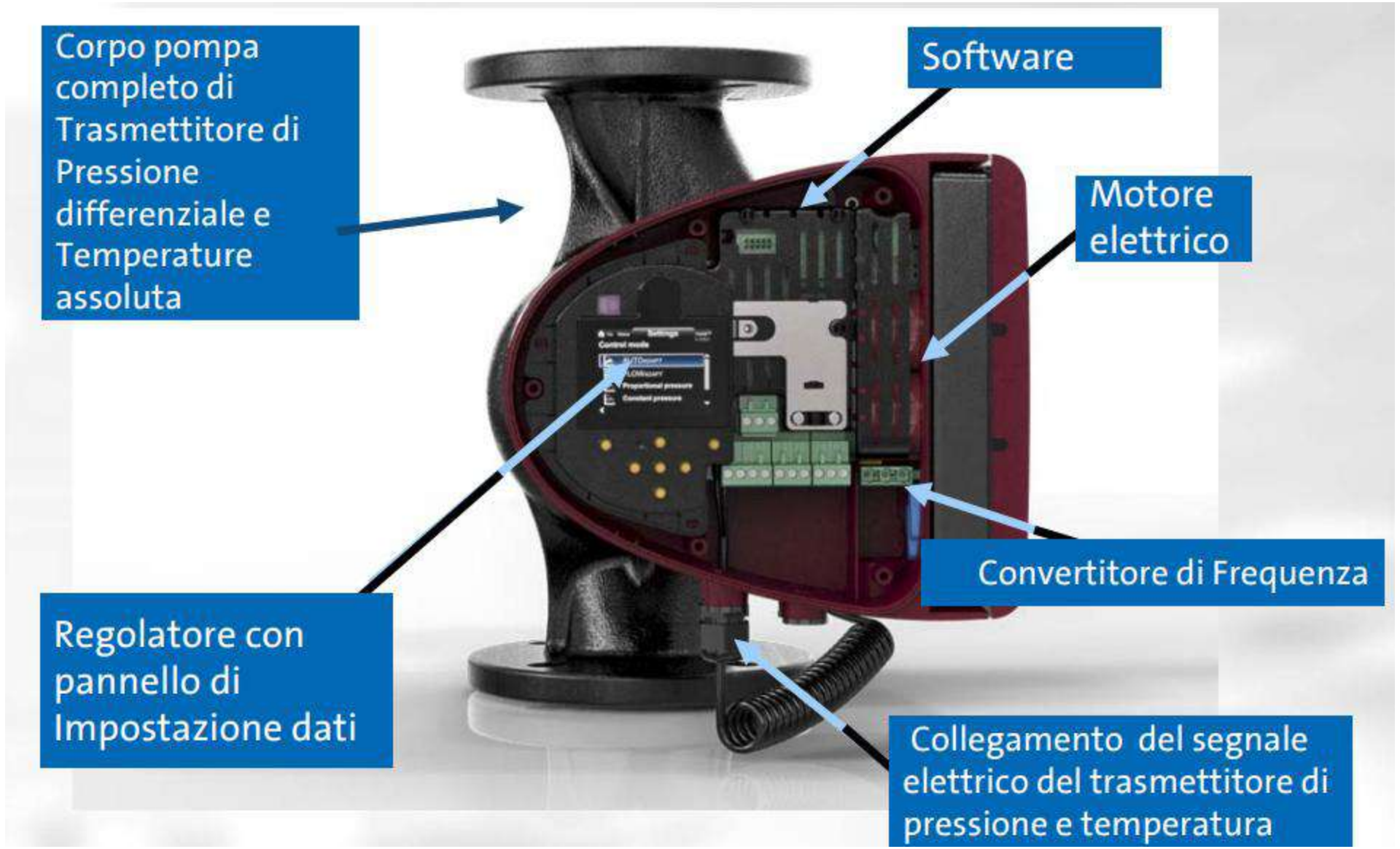
Pressione PROPORZIONALE => *H* diminuisce al diminuire della portata

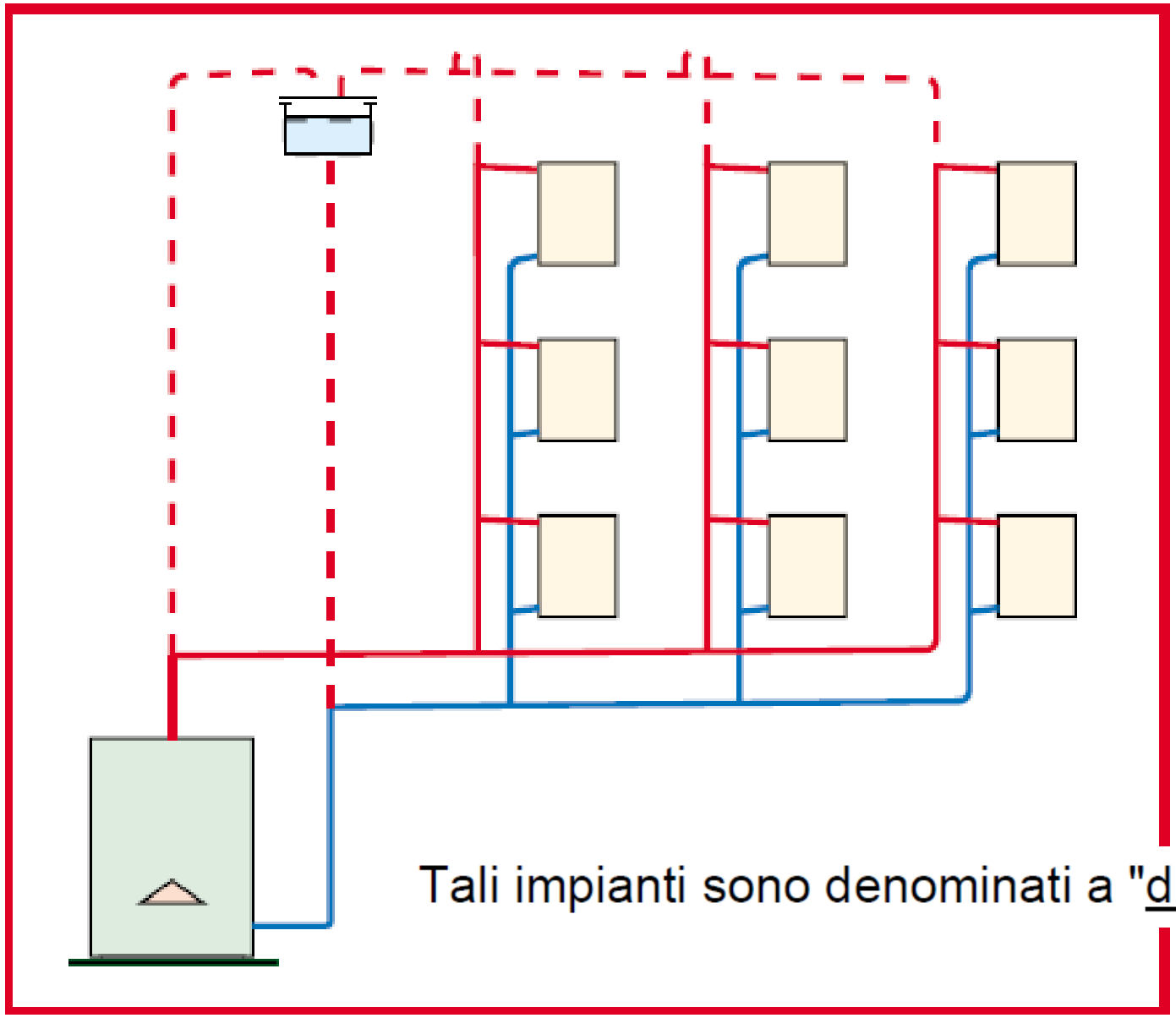
1) Nell'impianto circola la portata necessaria ma a pressione più bassa

2) Maggiore Risparmio energetico (kWh) su tutti i valori di portata ridotta (< Qn)



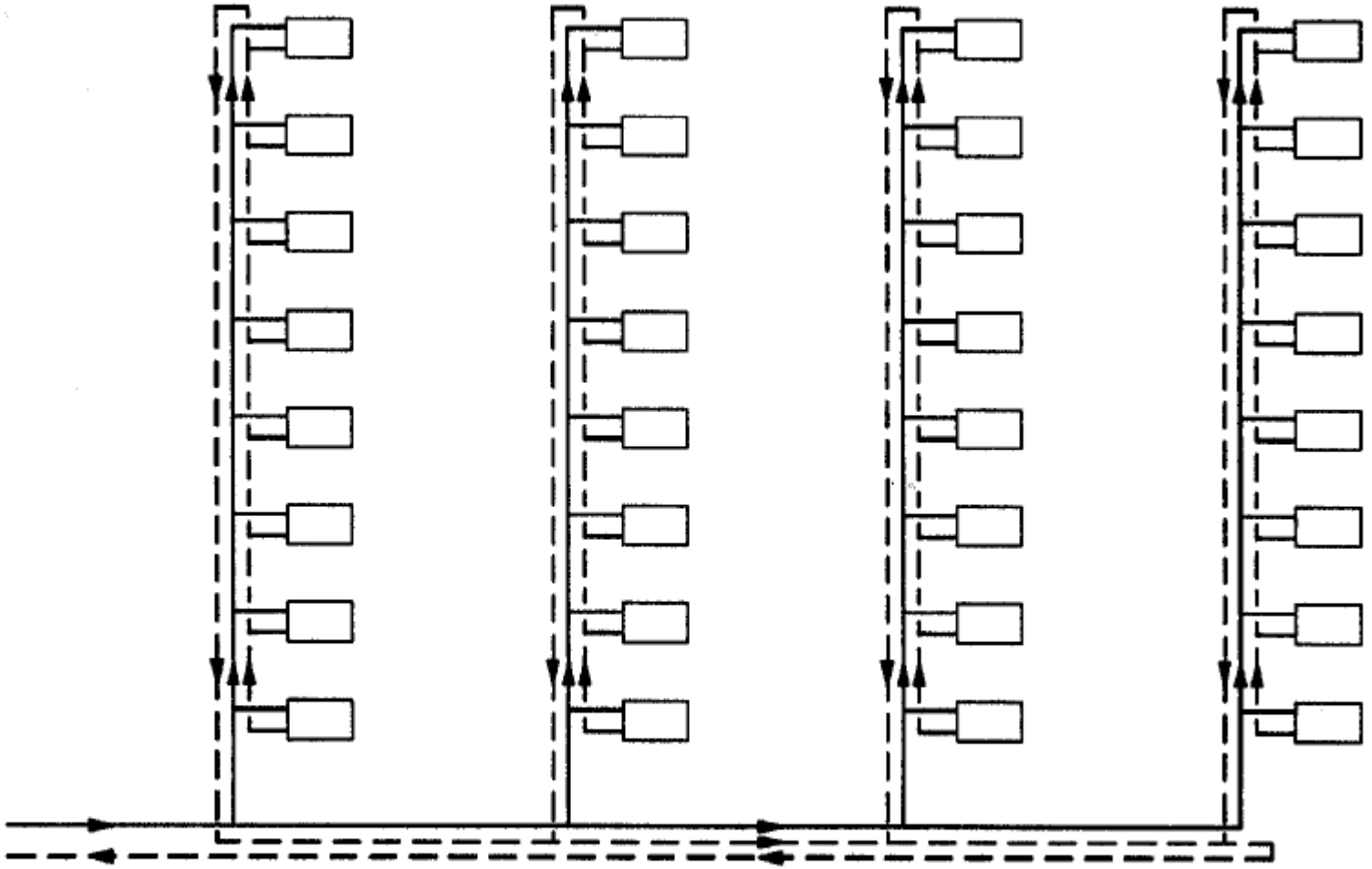
Regolazione a *Pressione Proporzionale*


Corpo pompa completo di Trasmettitore di Pressione differenziale e Temperature assoluta
Software
Motore elettrico
Convertitore di Frequenza
Regolatore con pannello di Impostazione dati
Collegamento del segnale elettrico del trasmettitore di pressione e temperatura



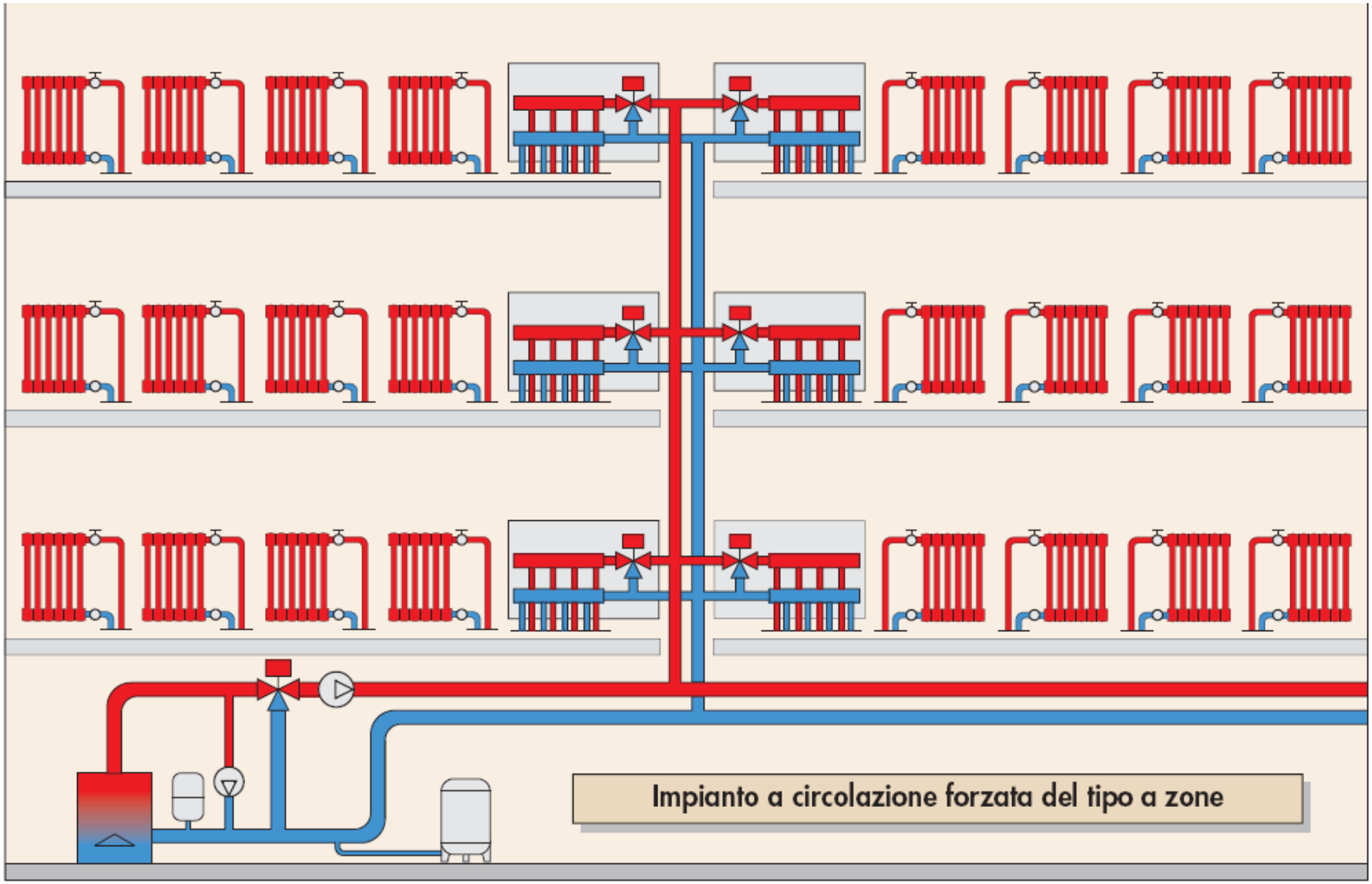
Tali impianti sono denominati a "due tubi".

A RITORNO INVERSO PER BILANCIAMENTO

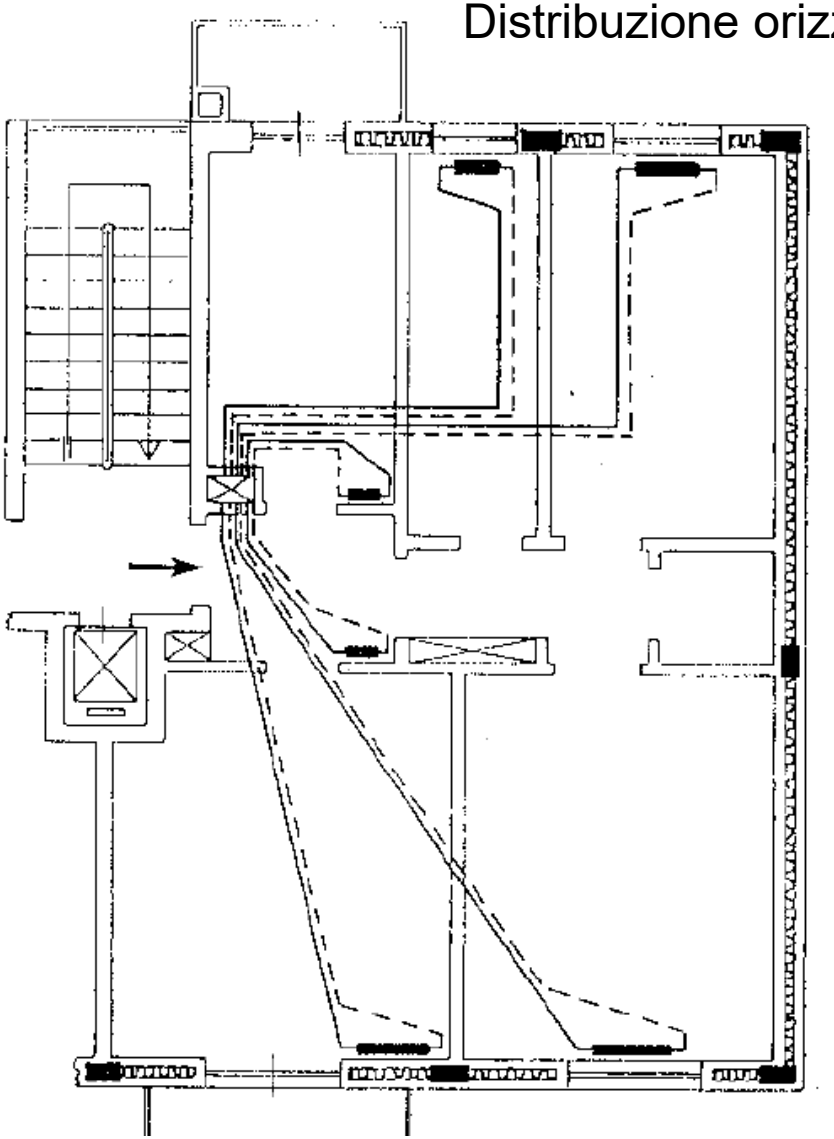


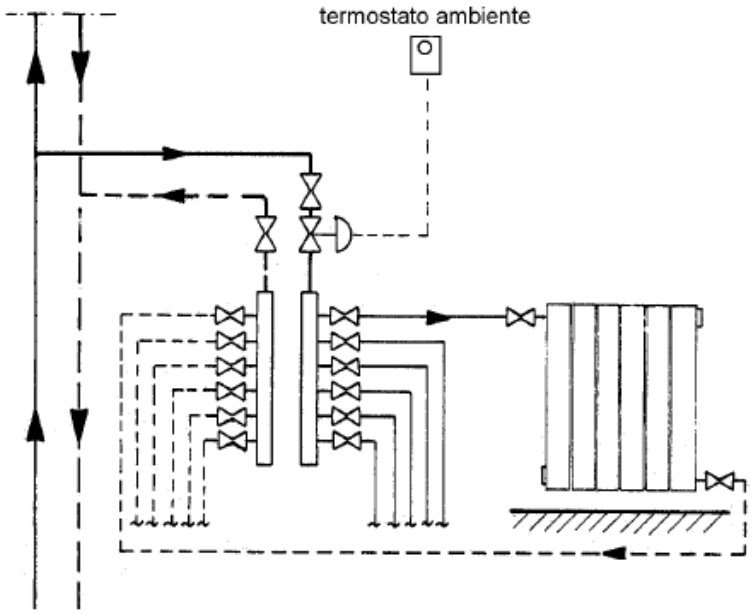
Schema di un impianto a tre tubi

DISTRIBUZIONE ORIZZONTALE

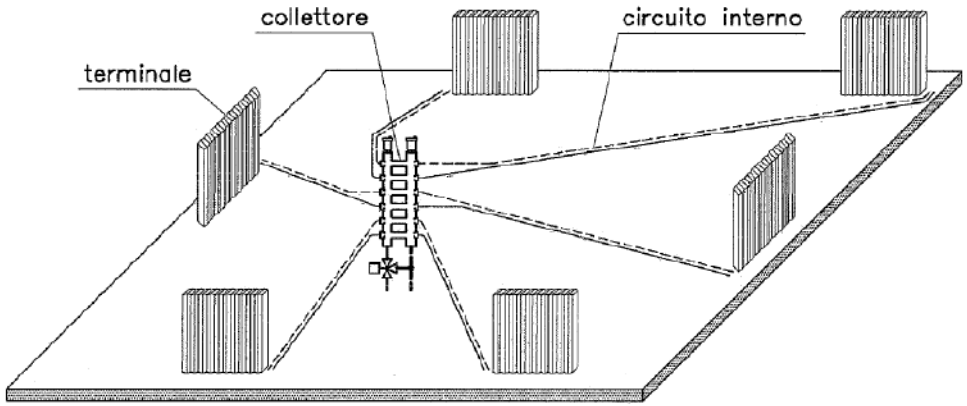


Distribuzione orizzontale a collettori complanari



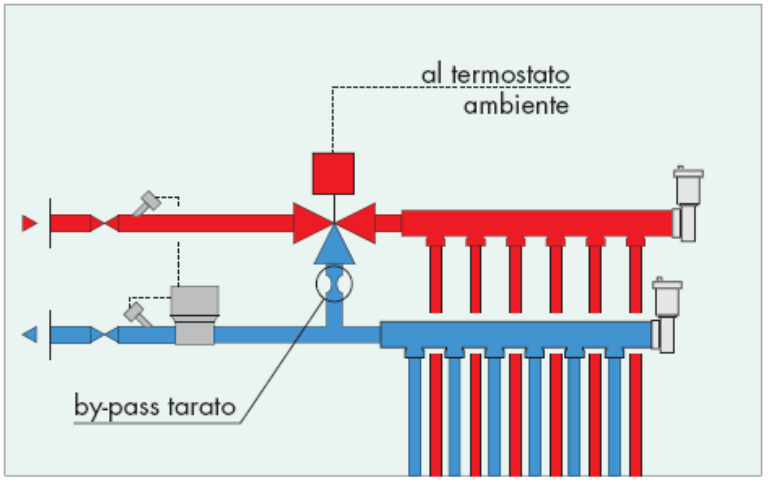


DISTRIBUZIONE A COLLETTORI

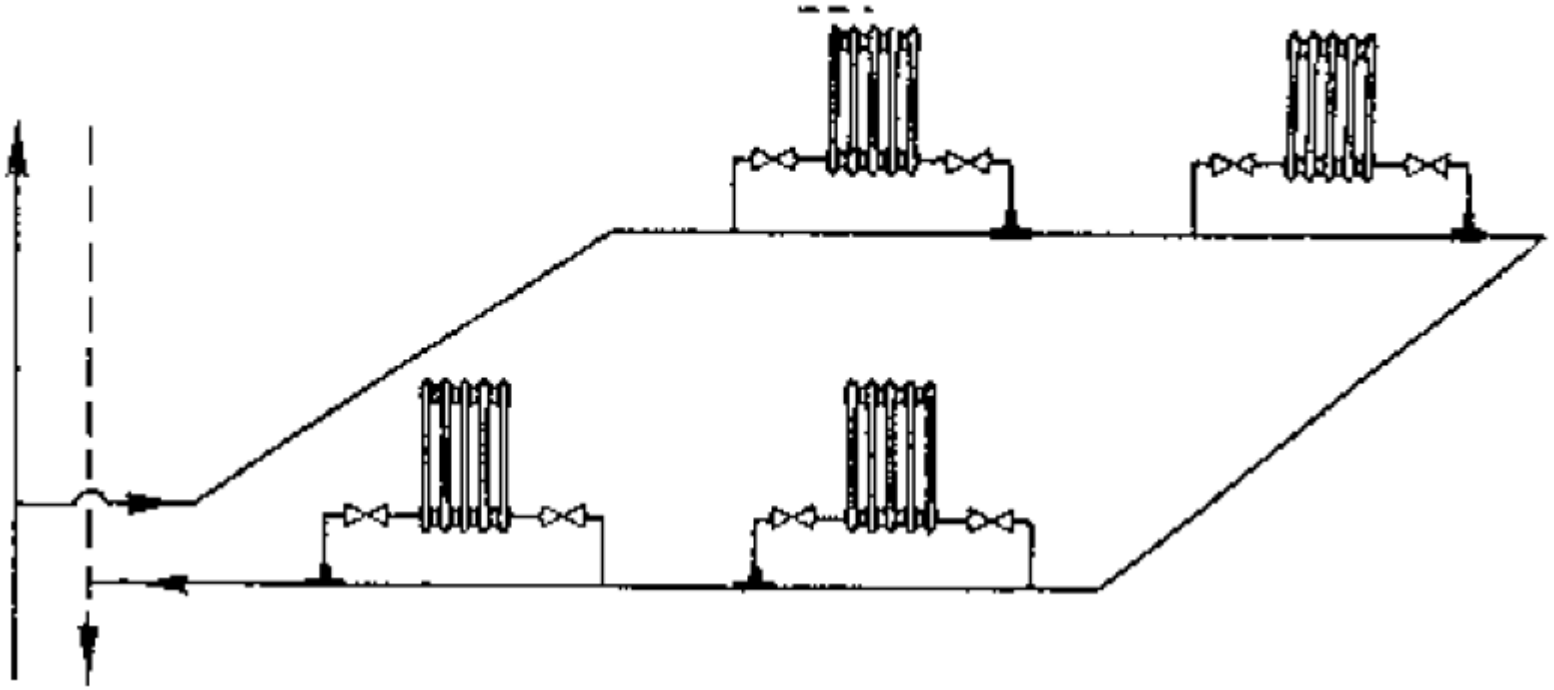


Sviluppo in piano dei circuiti interni





Distribuzione orizzontale monotubo



DISTRIBUZIONE A PIU' MODULI

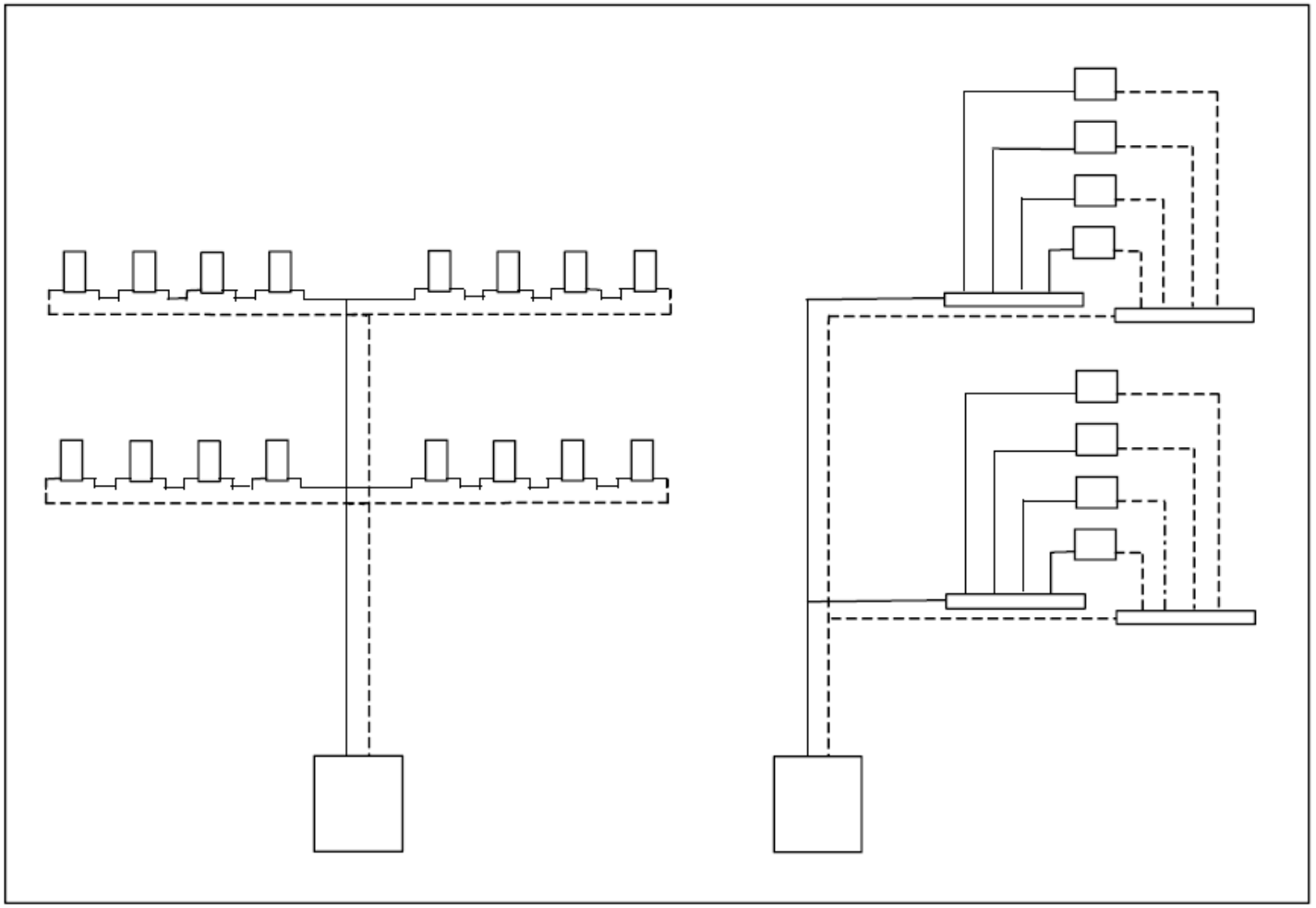


Figura 1.13 Esempi di impianti con distribuzione "*due tubi/monotubo*" e "*due tubi/modul*"

I terminali di impianto

Si possono pertanto distinguere i corpi scaldanti:
- a prevalente convezione naturale (radiatori, piastre) o forzata (aerotermi, ventilconvettori).
- a prevalente scambio termico radiativo: pannelli e strisce radianti.

I RADIATORI

Radiatori: sono i corpi scaldanti più diffusi e sono costituiti da elementi fabbricati in acciaio, ghisa o lega d'alluminio. La potenza termica è fornita mediamente per il 70% per convezione, ed il 30% per irraggiamento.

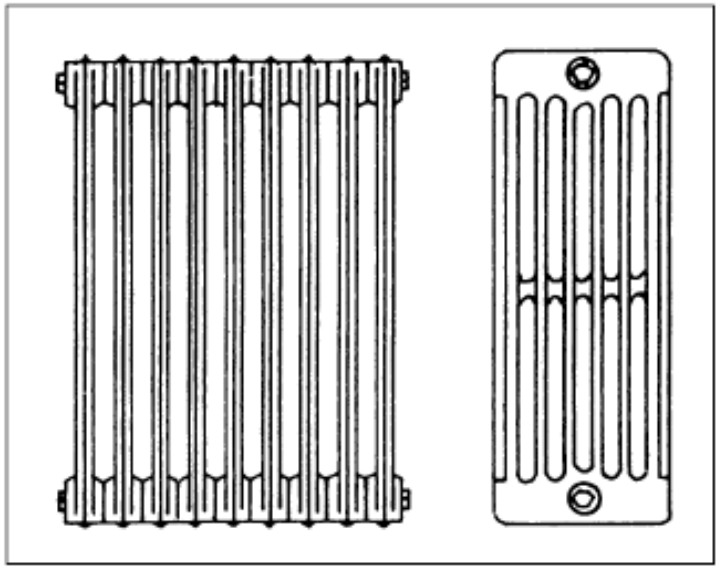


Figura 1.4 Radiatore in ghisa.

I RADIATORI

Piastre radianti: costituite in piastre d'acciaio, hanno le stesse caratteristiche funzionali dei radiatori, da cui si differenziano per il minore contenuto d'acqua e per il minore ingombro a parità di potenza emessa.

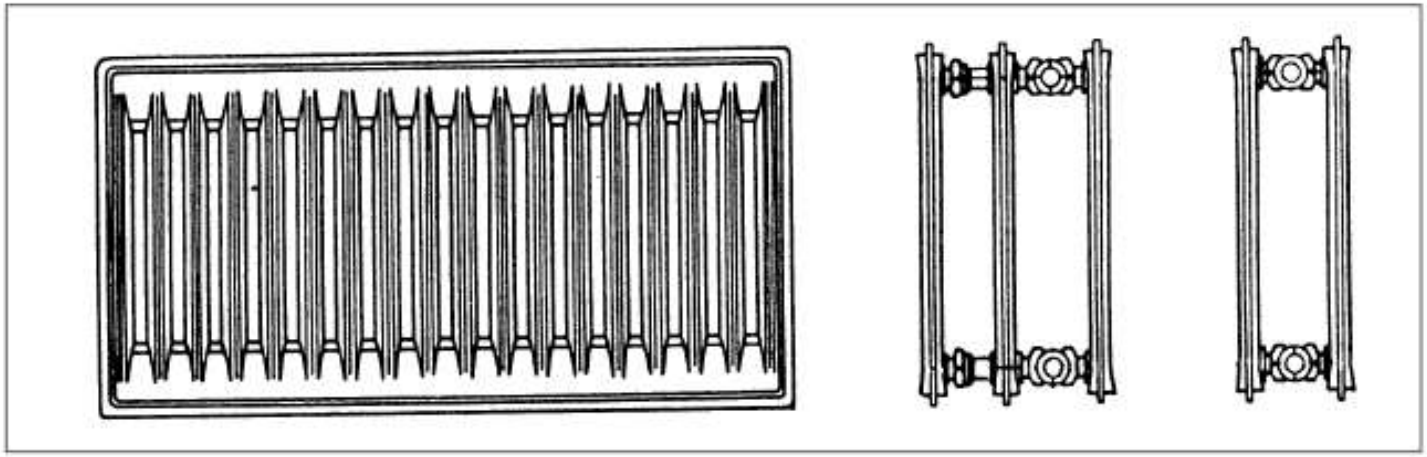


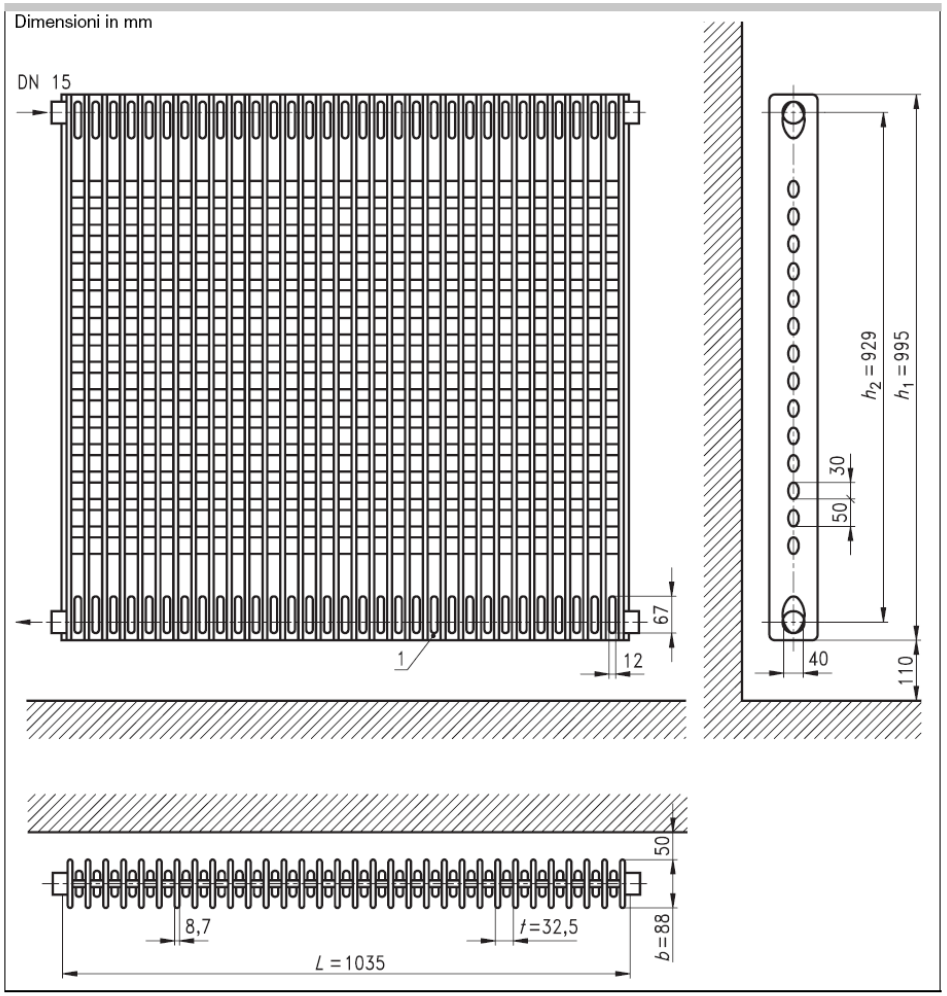
Figura 1.5 Piastra in acciaio senza alette convettive.

I RADIATORI

figura G.4 **Piastra radiante modulare di acciaio**

Legenda

1 32 moduli



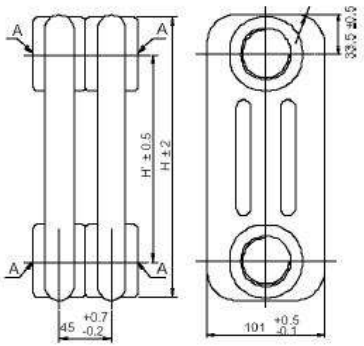
TESI 3 **Modelli standard**

Watt

SALTO TERMICO 50°

El.	Lungh. [mm](*)	Mod. 200	Mod. 300	Mod. 400	Mod. 500	Mod. 600	Mod. 750	Mod. 900	Mod. 1000	Mod. 1500	Mod. 1800	Mod. 2000	Mod. 2200	Mod. 2500
1	45	20	33	42	51	61	74	88	97	142	169	187	206	234
2	90	41	65	84	103	121	149	176	194	283	338	374	411	467
3	135	61	98	126	154	182	223	263	290	425	507	562	617	701
4	180	81	130	168	205	242	297	351	387	567	676	749	823	935
5	225	101	163	210	257	303	371	439	484	709	845	936	1028	1169
6	270	122	195	252	308	363	446	527	581	850	1014	1123	1234	1402
7	315	142	228	294	360	424	520	615	678	992	1182	1310	1440	1636
8	360	162	260	336	411	485	594	702	774	1134	1351	1498	1645	1870
9	405	183	293	378	462	545	668	790	871	1276	1520	1686	1851	2103
10	450	203	325	420	514	606	743	878	968	1417	1689	1872	2057	2337
11	495	223	358	462	565	666	817	966	1065	1559	1858	2059	2262	2571
12	540	243	390	504	616	727	891	1054	1161	1701	2027	2247	2468	2805
13	585	264	423	546	668	788	965	1141	1258	1843	2196	2434	2674	3038
14	630	284	455	588	719	848	1040	1229	1355	1984	2365	2621	2879	3272
15	675	304	488	630	771	909	1114	1317	1452	2126	2534	2808	3085	3506





I RADIATORI

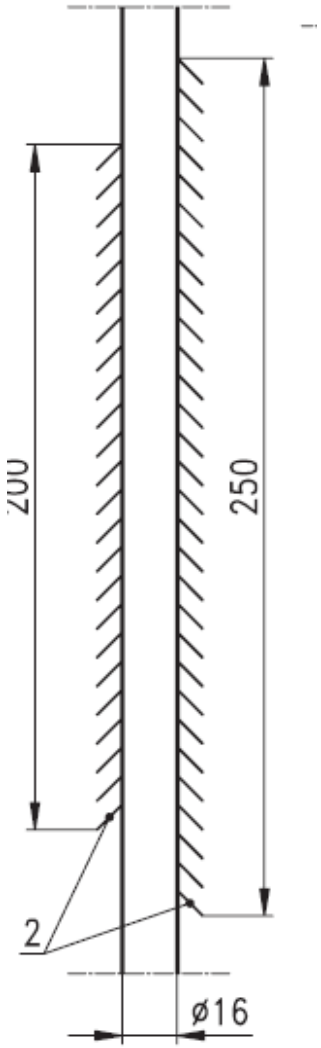
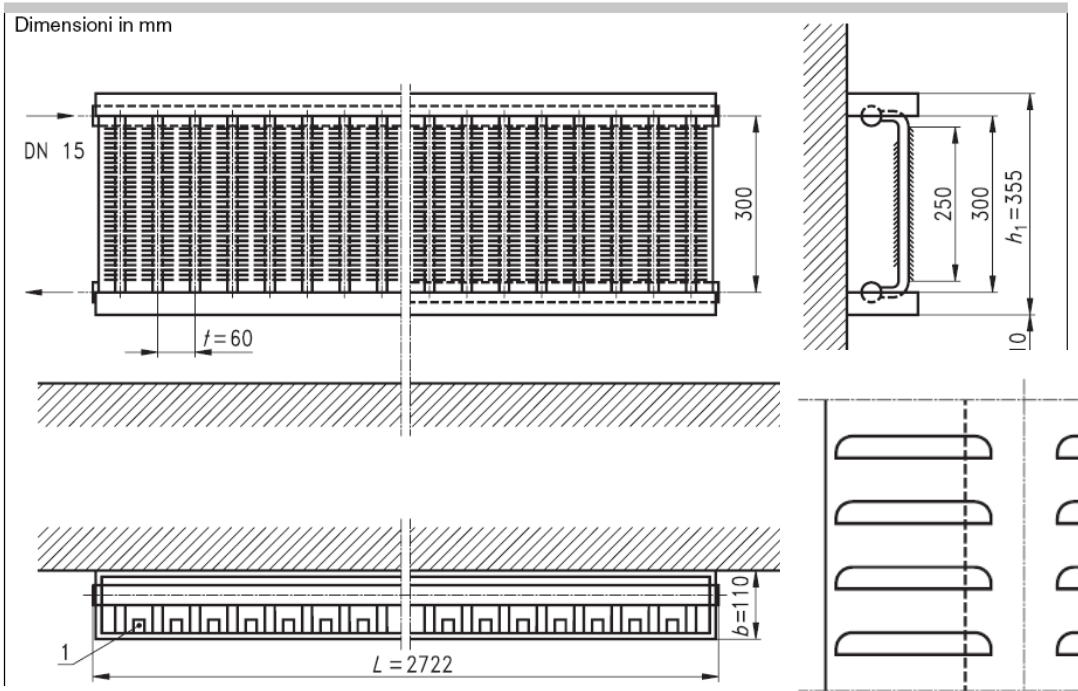
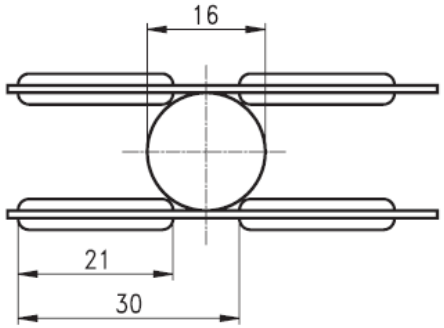


figura G.5 **Radiatore a tubi alettati**

Legenda

1 Entrata d'aria sul fondo del cassonetto
2 Entrate d'aria







- Assenza di contabilizzazione ex UNI10200 (non fattibile)
- Tre corpi di fabbrica distinti
- Impianto a vapore











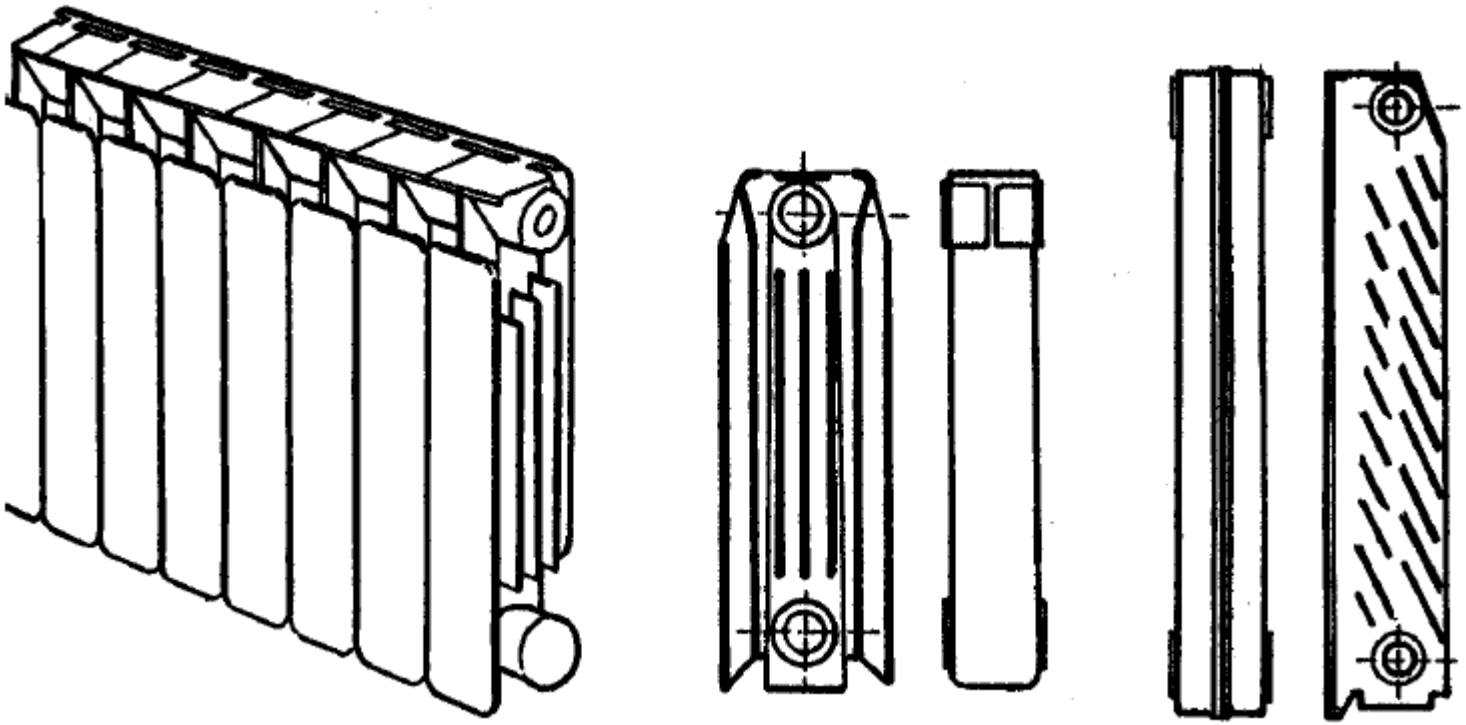




Difetti impianti a vapore

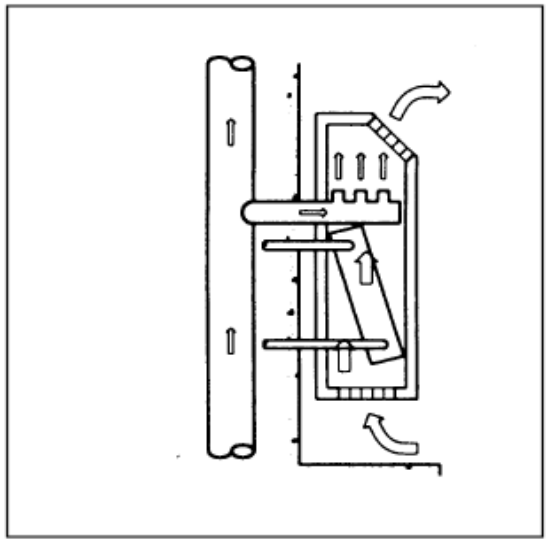
- Diametri maggiori in ingresso ai radiatori (vapore) rispetto a quelli di uscita (acqua)
- Mancanza di regolazione (circolazione naturale)
- Impianto a vapore
- Obbligo di protezione dei convettori da contatti accidentali con piastra (che permette anche il fenomeno di convezione naturale)
- Forti dissipazioni sia per carenza coibentazione tubi sia per alta temperatura (vapore a ca 116°C
- Rischio ustioni in caso rottura tubo
- Accelerati fenomeni di corrosione in centrale termica con rischio esplosione

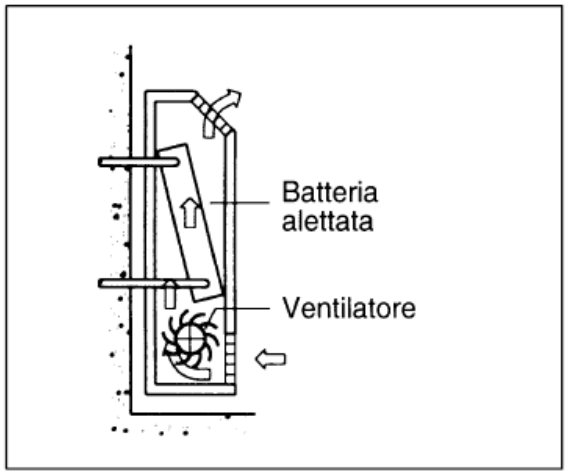
IN ACCIAIO O ALLUMINIO



I TERMOCONVETTORI

Termoconvettori: sono costituti da tubi alettati inseriti in un involucro di lamiera aperto all'estremità. All'interno del termoconvettore la colonna di aria calda determina un effetto) con conseguente circolazione di aria ambiente. La potenza termica è fornita ente per convezione.





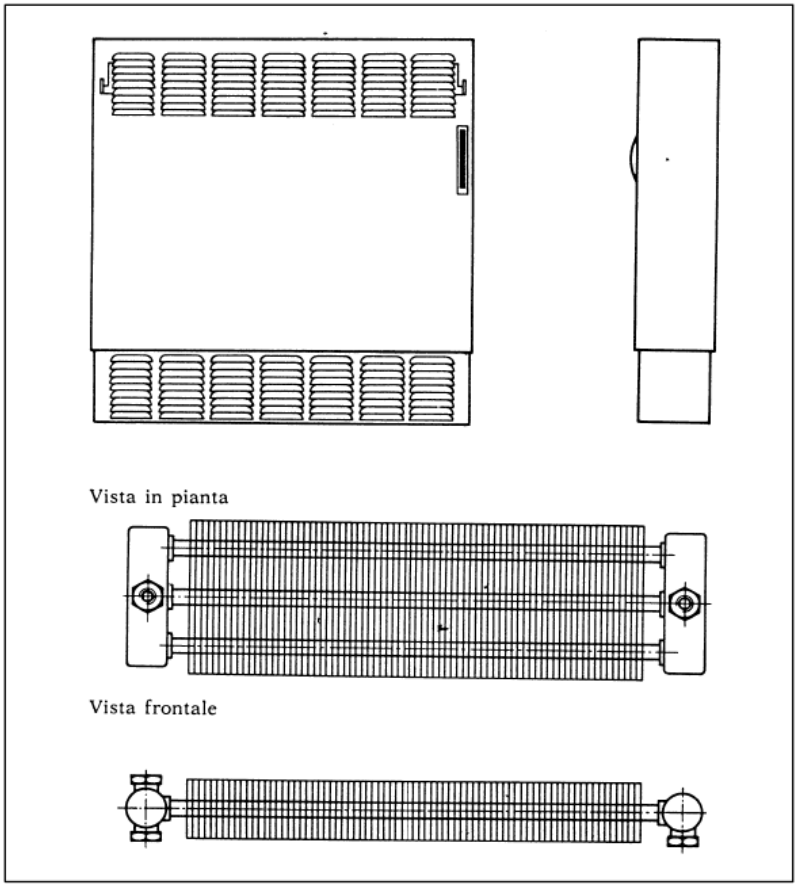


Figura 1.6 Batteria radiante per termoconvettore

AEROTERMI

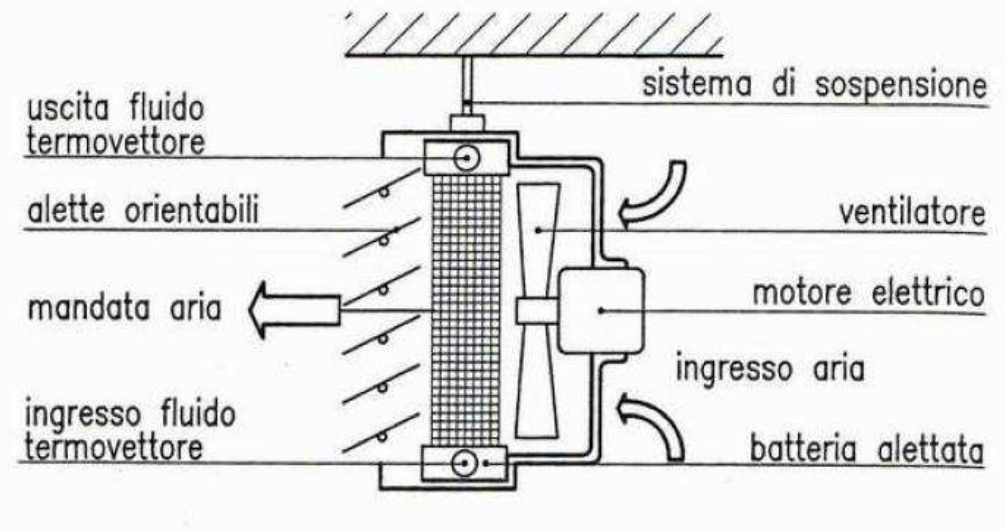
Corpi scaldanti costituiti da una batteria alettata su cui un ventilatore fa circolare una determinata portata d'aria.

Contenitore e supporto all'apparato.

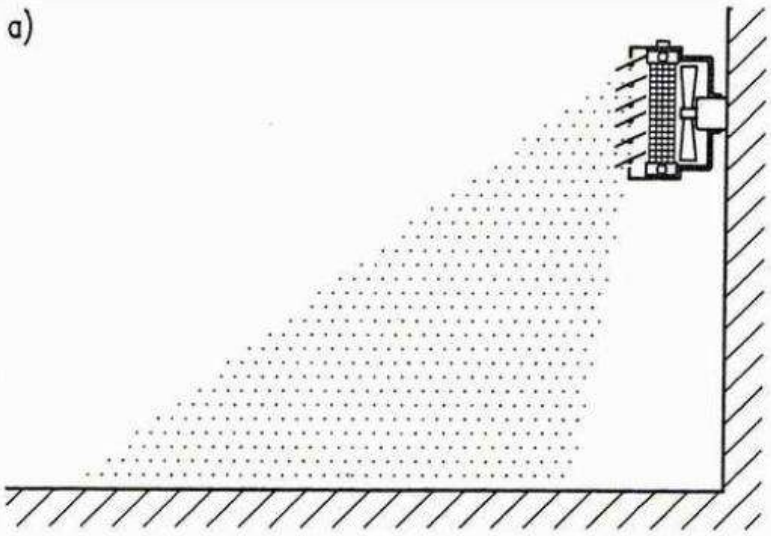
Alette deflettici orientabili e diffusori.

Dimensioni ridotte e grandi portate d'aria: locali ampi, quali magazzini, palestre, autorimesse, officine, ed ambienti industriali in genere.

Alimentati ad acqua calda e vapore (raramente).



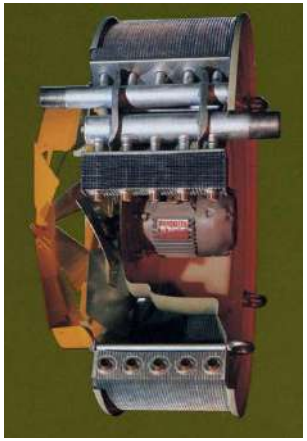
a)



b)

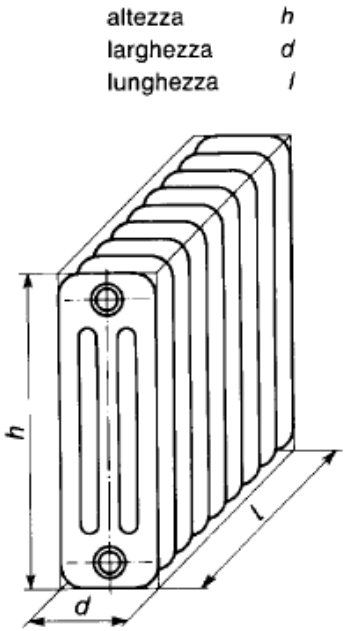


- Installati a soffitto (lancio verticale) ed a parete (lancio orizzontale); per ambienti molto alti si ha solo lancio verticale con batteria che avvolge il ventilatore.
- Controllo effetti di galleggiamento dell'aria trattata: angolo apertura getto (diffusore).
- Collocazione: evitare di investire l'occupante con l getto d'aria (TMAX= 45-50℃).
- Rumorosità.
- Versione solo ricircolo o anche con aria esterna di ricambio (servocomando . termostato).



I RADIATORI UNI 9019 APPENDICE A

DIMENSIONAMENTO DEI RADIATORI



$$Q^* = c\Delta T_n^{K}$$

c è un coefficiente tipico del radiatore ; K =4/3 per convezione in regime turbolento

$$\Delta T_n = (Tm+Tr)/2 - Taria$$

$T_{mandata}$ = 85 ° C, $T_{ritorno}$ = 75 ° C. T_{aria} =20°C ΔT_n = 60 ° C:

Se la $t_{mandata}$ diversa da 85 ° C il calcolo viene condotto con la seguente formula

$$Q(tm) = Qn\ (\Delta T_n/60)^k = m'c\Delta T$$

m' portata di fluido ; c= calore specifico del fluido (4,187 kJ/kgK per l'acqua)

$\Delta T = (Tm-Tr) = 10K$ tipicamente.

Vecchi radiatori⇒ Uni 9019 :

detta h L'altezza dell'elemento, d lo spessore, e L la lunghezza si ha

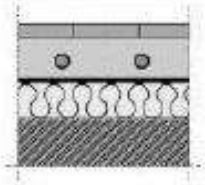
V= hdl; S = 2 (hl+ld+dh) ;

Q= 314 S +cV [W]

Con c =

18000 ghisa a colonnine	20900 ghisa in piastre senza alette	21000 acciaio a piastre
24000 acciaio alettato	29000 alluminio molto alettato	25000 alluminio med. al
22000 alluminio poco alettato		

I RADIATORI UNI 9019 APPENDICE A

DESCRIZIONE	FIGURA	VALORE D k
Corpi scaldanti a convezione naturale		1,3
Termoconvettori		1,4
Pannelli radianti		1,13
Venticonvettori		1,0

Valori dell'esponente k per le principali tipologie di corpi scaldanti

Qualora il fattore correttivo non sia noto, si può schematizzare il corpo scaldante con una lastra verticale di altezza h=0.8 m (Fig. 3.20), alla temperatura superficiale di 70°C, che scambia calore con aria a t = 20°C. Poiché lo scambio avviene in convezione naturale, si dovrà valutare il numero di Rayleigh per determinare il regime di moto:

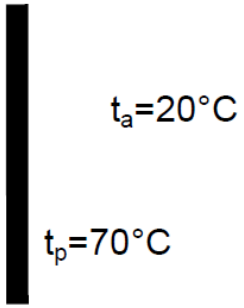


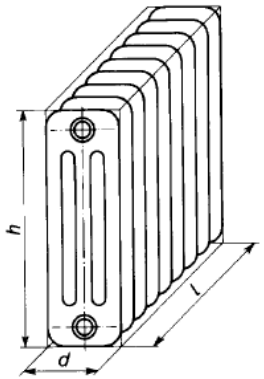
Fig. 3.20 Schema di corpo scaldante

$$Ra = \frac{\beta g l^3 \Delta t}{\nu a} = \frac{9.81 \cdot 0.8^3 \cdot 50}{(273.15 + 45)\, 15.7 \cdot 10^{-6} \cdot 22.2 \cdot 10^{-6}} = 2.3 \cdot 10^9$$

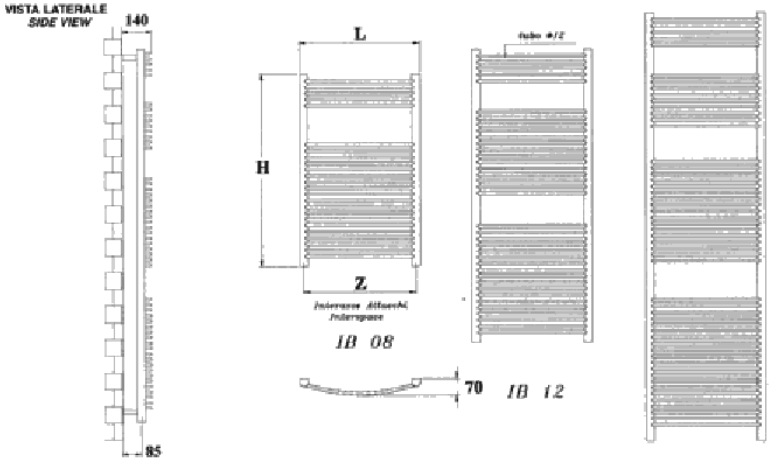
Poiché il regime è turbolento, ne segue che $\alpha \propto \Delta t^{0.33}$ e quindi la potenza termica scambiata è propozionale a $\Delta t^{1.33}$.

tipo	h cm	larg cm	prof cm	S (m2)	C	v (cm3)	q (kcal/h)	mq	q (W)
ghisa colonne <30mm	50	52	4	0,6016	15500	10400	323,63	0,83	350,10
ghisa colonne >30mm	50	52	4	0,6016	16000	10400	328,83	0,84	355,30
ghisa colonne elittica con nervature	50	52	4	0,6016	15000	10400	318,43	0,81	344,90
piastra ghisa no aletta	50	52	4	0,6016	18500	10400	354,83	0,91	381,30
piastra ghisa aletta	50	52	4	0,6016	19000	10400	360,03	0,92	386,50
alluminio molto alett	50	52	4	0,6016	25000	10400	422,43	1,08	448,90
alluminio mediam ale	50	52	4	0,6016	22000	10400	391,23	1,00	417,70
allumio poco alett	50	52	4	0,6016	19000	10400	360,03	0,92	386,50
alluminio estruso	50	52	4	0,6016	23000	10400	401,63	1,03	428,10
ferro piastra non alett a 2 o piu' ranghi	50	52	4	0,6016	18000	10400	349,63	0,89	376,10
acciaio piastra alett a 1 rango	50	52	4	0,6016	21000	10400	380,83	0,97	407,30
acciaio piastra alett a 2 o 3 ranghi	50	52	4	0,6016	19500	10400	365,23	0,93	391,70
asciugamani acciaio	50	52	4	0,6016	24000	10400	412.03	1.05	438,50

altezza *h*
larghezza *d*
lunghezza *l*



SCALDASALVIETTE



Rase termiche UNI EN 442 (ΔT 50 K) — *Heat emission at ΔT 50 K.*

ART.	DIMENSIONI *SIZES (mm)*			RESA *OUTPUT*	CONT *CAPAC*	PESO *WEIGHT*	RES. EL.	PREZZO - *PRICE*				
								BIANCO RAL 9010 *WHITE*		COLORI *COLOURS*	CROMO *CHROME*	
	L	H	Z	Watt	L	Kg	Watt	Lire x 1.000	Euro		Lire x 1.000	Euro
IB 08x45	450	805	415	408	2,8	6,0	400	459	237,05		918	474,11
IB 08x50	500	805	465	428	3,0	6,4	400	485	250,48		970	500,96
IB 08x55	550	805	515	465	3,2	6,9	400	502	259,26		1.004	518,52
IB 12x45	450	1225	415	508	4,5	9,3	400	628	324,33		1.256	648,67
IB 12x50	500	1225	465	543	4,8	10,0	400	654	337,76	+ 20%	1.308	675,53
IB 12x55	550	1225	515	590	5,3	10,8	700	679	350,67		1.358	701,35
IB 18x45	450	1785	415	906	6,8	12,8	700	832	429,69		1.664	859,38
IB 18x50	500	1785	465	1002	7,3	13,9	1000	865	446,74		1.730	893,47
IB 18x55	550	1785	515	1065	7,8	14,9	1000	900	464,81		1.800	929,62

VERSIONE ELETTRICA - ELECTRIC VERSION		Lire x 1.000	Euro
PLUS VALUE (liq. + res. / fluid + res.)	RES. EL. 400 W	220	113,62
	RES. EL. 700 W	240	123,95
	RES. EL. 1000 W	290	149,77

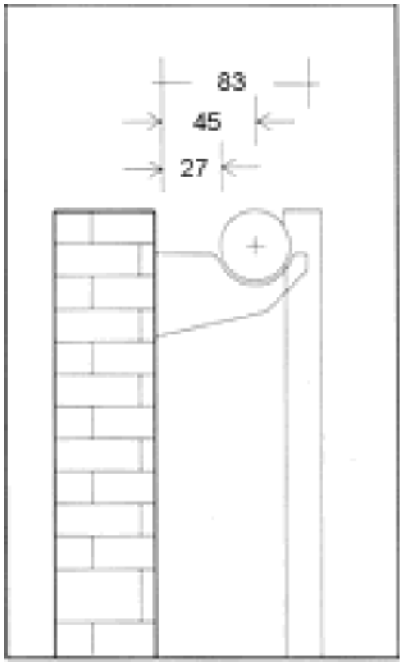
PER OTTENERE IL PREZZO DI UN RADIATORE COMPLETAMENTE ELETTRICO SI AGGIUNGE AL PREZZO IN TABELLA IL PLUS VALUE RELATIVO ALLA RESISTENZA INDICATA
IN ORDER TO QUOTE THE FULL PRICE FOR AN ELECTRICAL RADIATOR, WE MUST ADD THE PRICE INDICATED IN THE PRICE LIST, TO THE "PLUS VALUE" CONCERNING THE SUGGESTED RESISTANCE

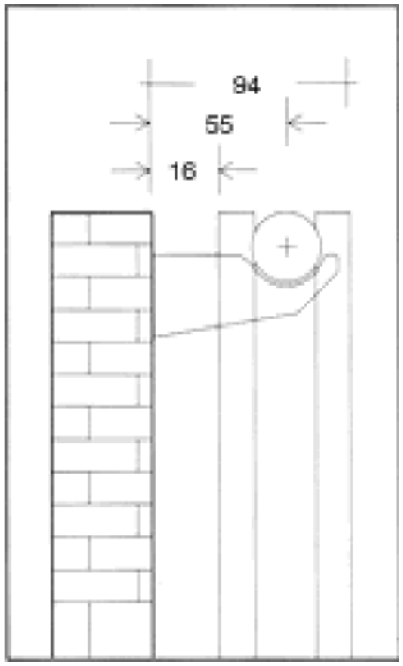
- IL RADIATORE VIENE FORNITO CON STAFFE A PARETE E VALVOLE DI SFIATO
  RADIATOR IS SUPPLIED WITH WALL HANGERS AND EXHAUST VALVE
- **NELLA TABELLA COLORI, OLTRE ALLE TINTE RAL SOTTORIPORTATE È DISPONIBILE ANCHE IL SILVER MATT RAL 9006; PER LA COLORAZIONE CANNA DI FUCILE IL SOVRAPREZZO È DEL 30%.**
  BESIDE THE RANGE COLOURS INDICATED BELOW, SILVER MATT RAL 9006 IS AVAILABLE TOO; FOR "CANNA DI FUCILE" (ANTHRACITE GREY) FINISHING THERE IS A CHARGE OF 30%.
- ATTACCHI 1/2 "G" FEMMINA, VALVOLA SFIATO 1/2 "G" FEMMINA
  CONNECTIONS 1/2 "G", EXHAUST VALVE 1/2 "G"
- NELLA VERSIONE ELETTRICA IL RADIATORE VIENE FORNITO CON TAPPI, LIQUIDO DIATERMICO E RESISTENZA ELETTRICA MONTATI E COMPLETO DI STAFFE A PARETE. IL TERMOSTATO AMBIENTE È FORNITO A RICHIESTA
  IN ELECTRIC VERSION RADIATOR IS SUPPLIED WITH BLIND CONNECTIONS, DIATHERMAL LIQUID, ELECTRICAL RESISTANCE ASSEMBLED AND COMPLETE WITH WALL HANGERS. ENVIRONMENT THERMOSTAT IS OPTIONAL
- VALVOLE E DETENTORI: VEDERE PAG. 62
  VALVES AND HOLDERS: SEE PAGE 62

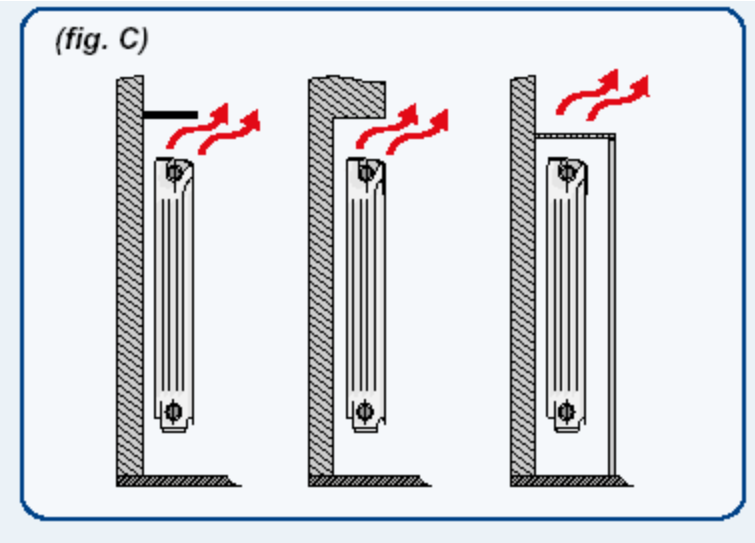
NOTE ***NOTE***

- **PER LA VERSIONE MISTA ELETTRICO/ACQUA PUÒ ESSERE INSTALLATO SUL RADIATORE AD ACQUA IL KIT DI TRASFORMAZIONE DESCRITTO A PAG. 61**
  FOR MIXED WATER/ELECTRIC RADIATOR, CONVERTING KIT DESCRIBED AT PAGE 61 CAN BE INSTALLED ON WATER RADIATOR.

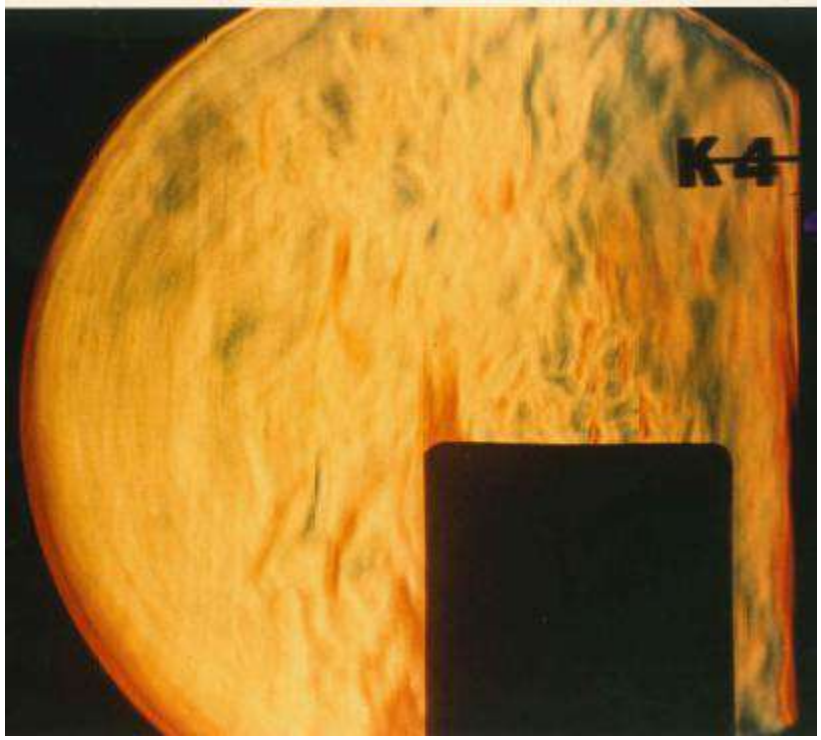
POSIZIONE DEI RADIATORI

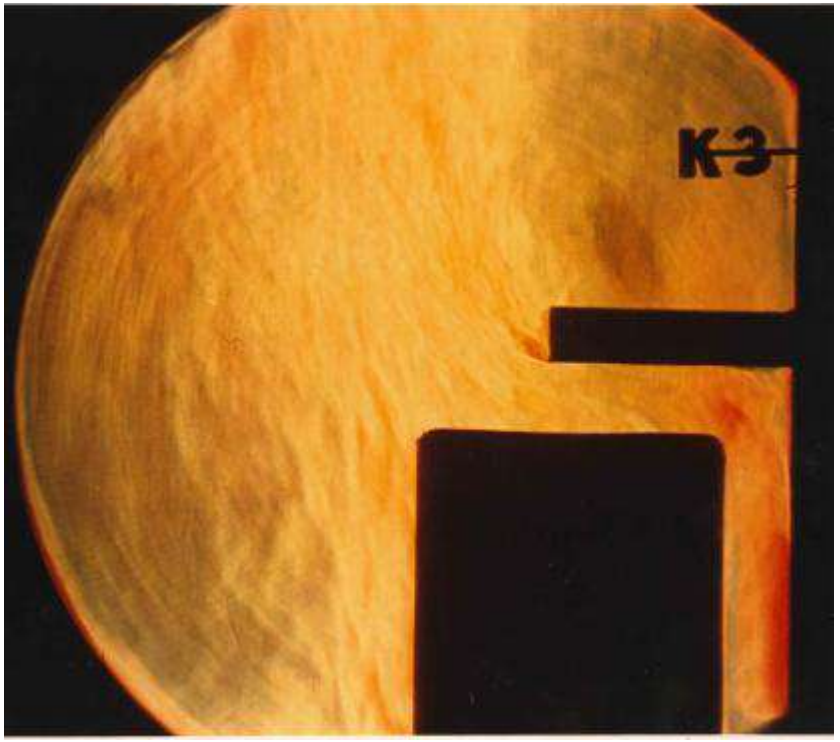






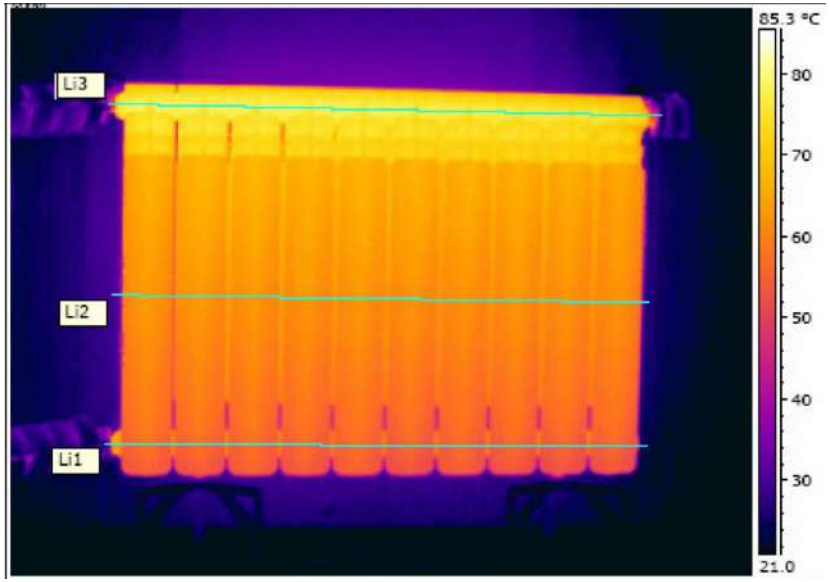
Radiatore fotografato con il Metodo Schlieren (metodo delle strie)
Influenza della mensola

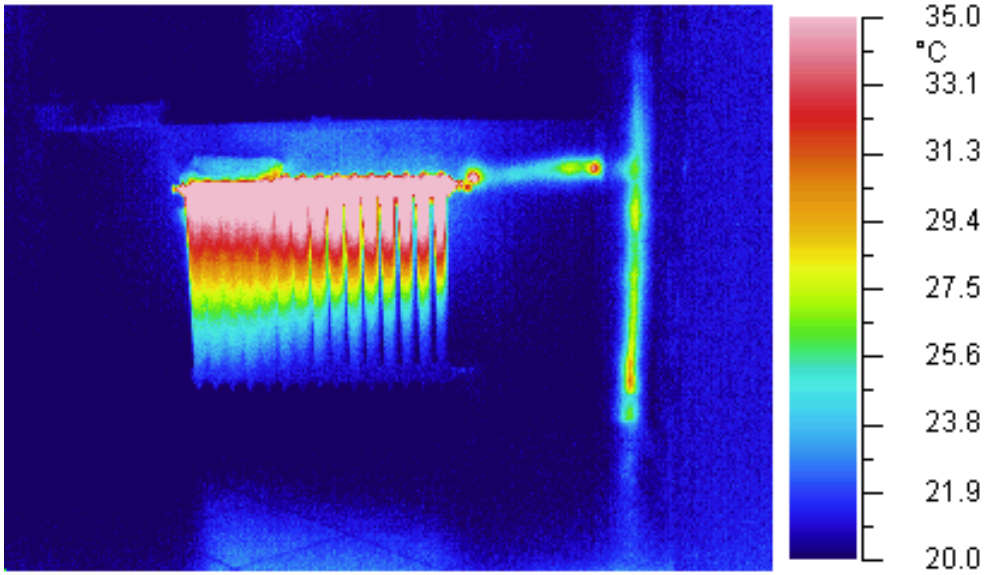




Nota sfrutta la variazione dell'indice di rifrazione conseguenza di gradienti di densità . Le disomogeneità presenti in un mezzo trasparente, pertanto non visibili ad un osservatore, vengono trasformate in ombre e quindi rese visibili.
La tecnica si basa sull'emissione di luce dotata di raggi paralleli.

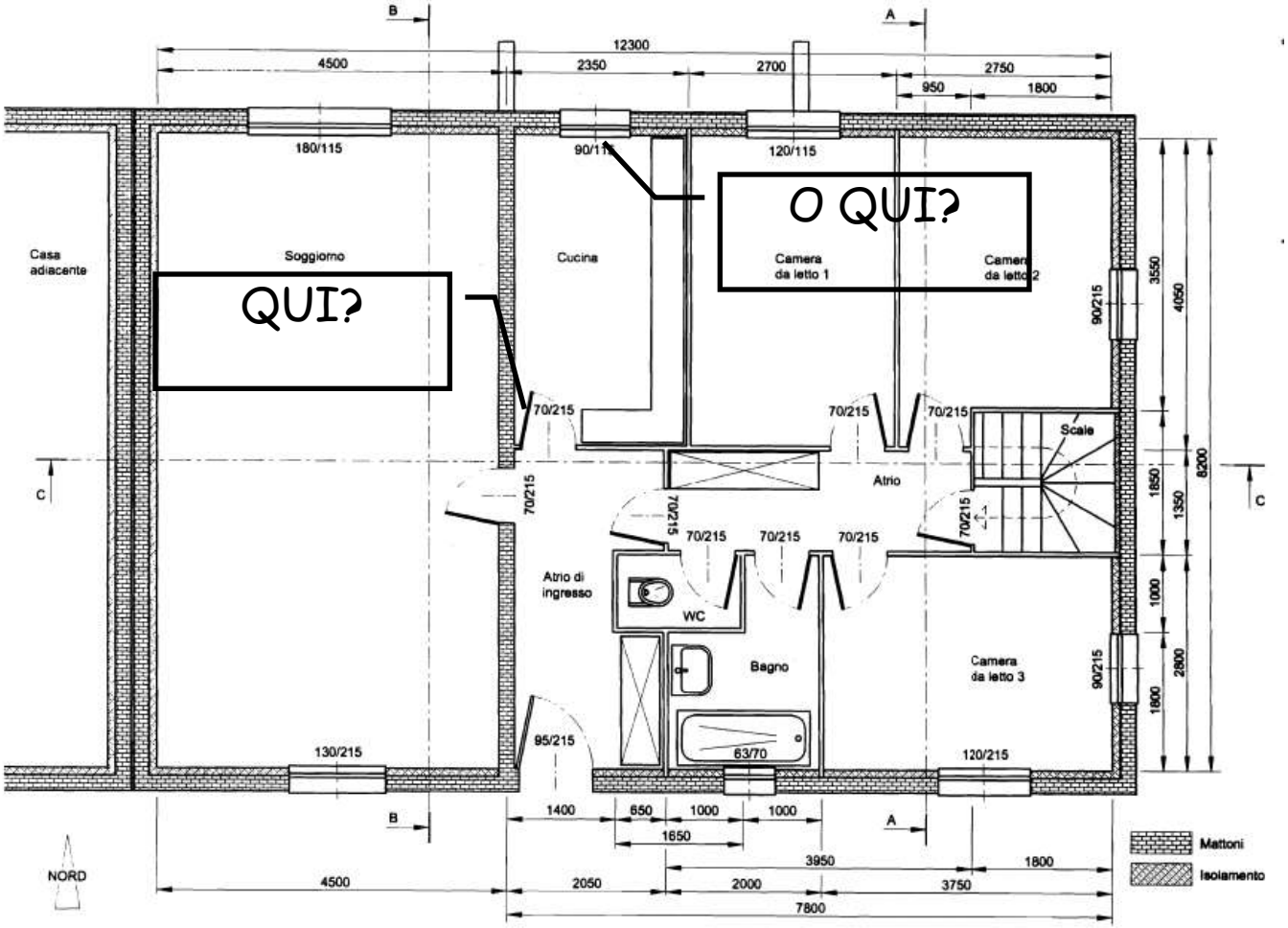
FUNZIONA IL RADIATORE?

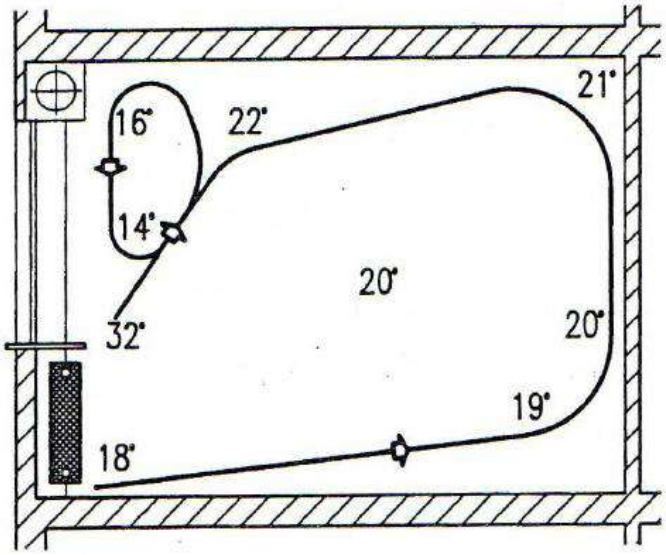




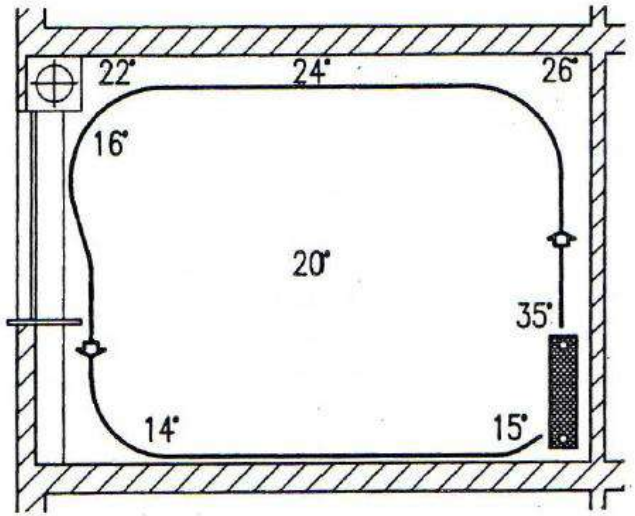


POSIZIONE DEI RADIATORI

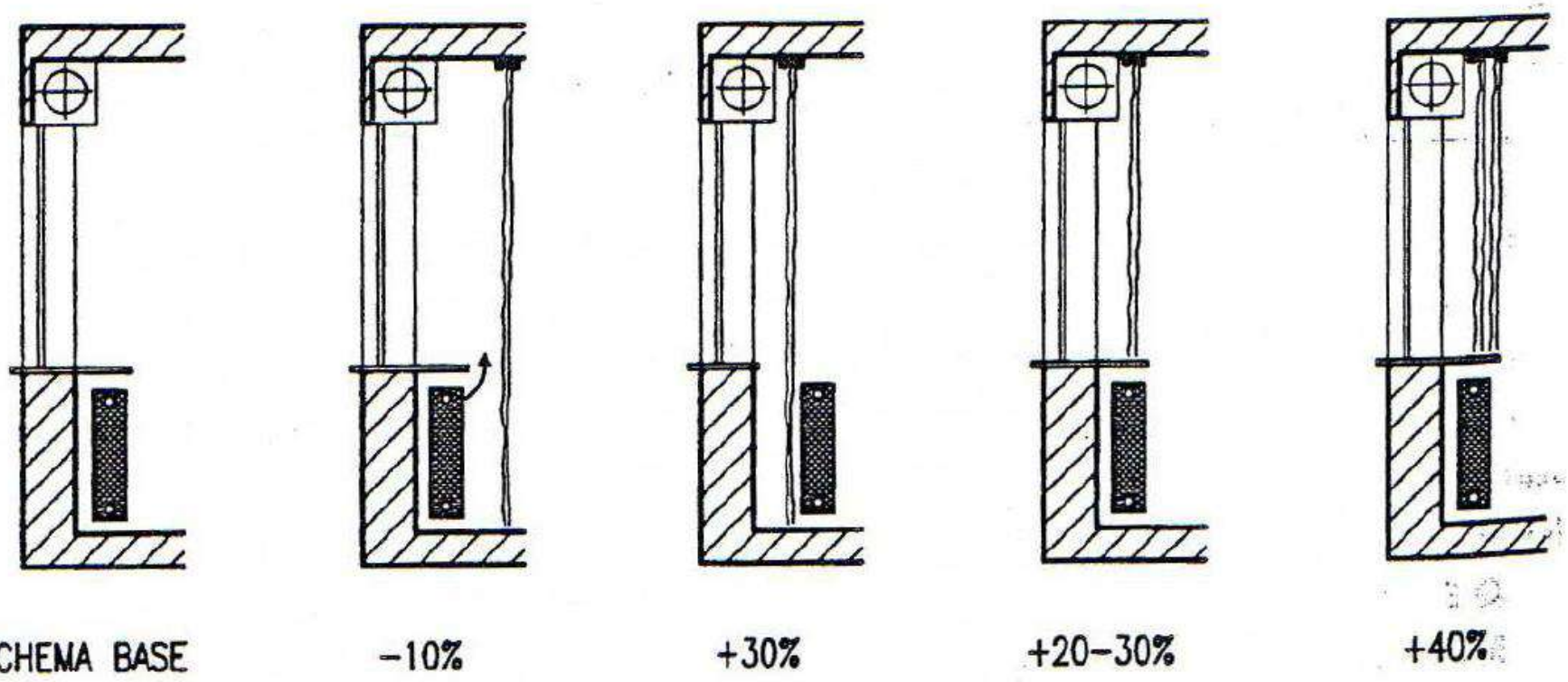




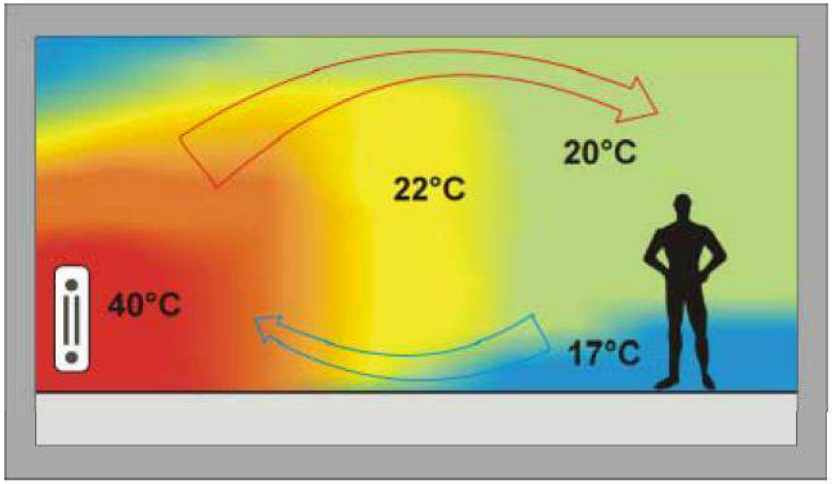
RADIATORE POSTO SOTTO IL DAVANZALE

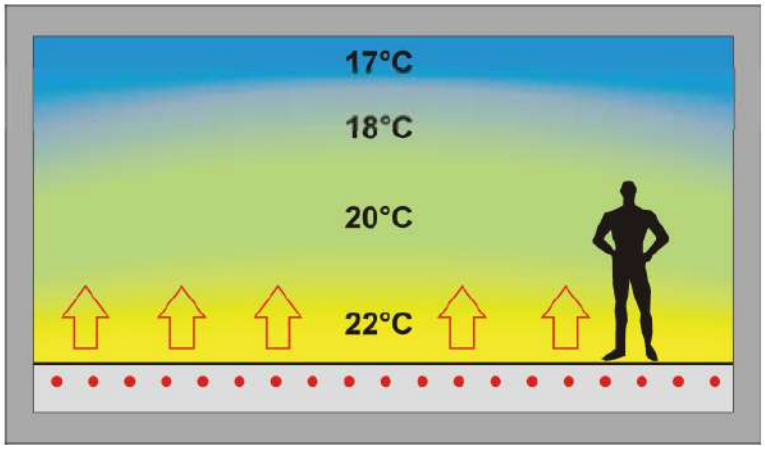


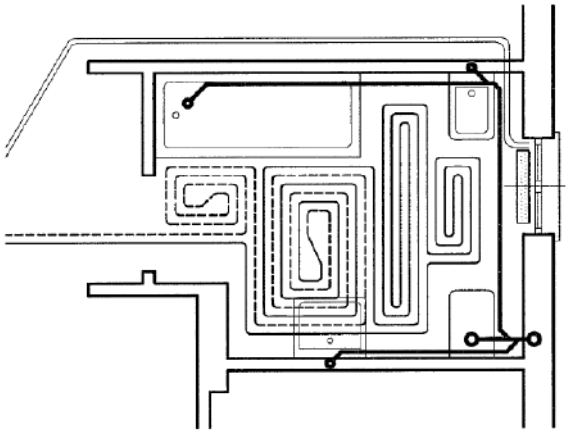
RADIATORE POSTO SULLA PARETE OPPOSTA ALLA FINESTRA


SCHEMA BASE
-10%
+30%
+20-30%
+40%

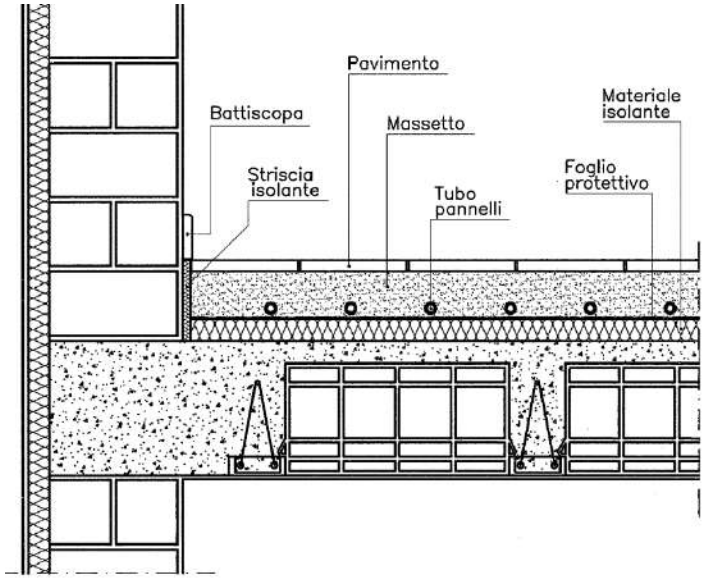
PANNELLI RADIANTI A PAVIMENTO





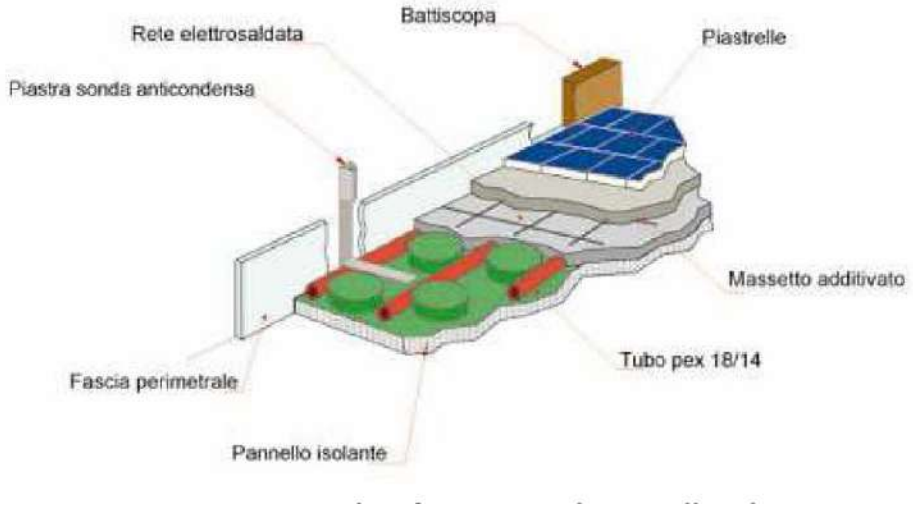


Sviluppo del pannello e degli scarichi in un bagno con WC e bidet a pavimento



temperatura massima del pavimento a 29° C, emissione di circa 100W/m^2
ai bordi dei locali, temperatura massima di 35° C emissione a 175 W/m^2 .





Dal punto di vista tecnico si sconsiglia l'applicazione di tale tipo di distribuzione di riscaldamento in quanto:

- problemi di circolazione alle persone
- in caso di rottura delle tubazioni si rischia l'allagamento dell'immobile sottostante e comunque una riparazione comporta la demolizione del pavimento!!!!! . Tale operazione è ben più onerosa che quella di una riparazione a muro
- non è possibile disporre di una fonte di calore fruibile, utile ad esempio in caso di piogge per fare asciugare nei pressi in modo rapido gli indumenti bagnati.

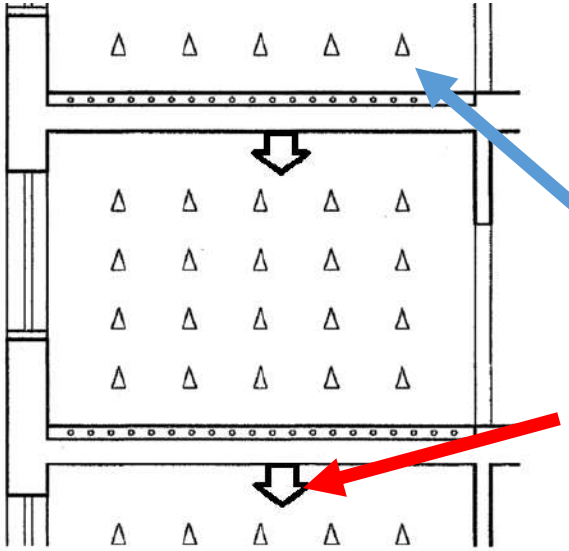
Lo scambio termico di un pannello radiante a pavimento è espresso dalla seguente relazione:

$$\Phi' = 8.92\,(t_{pm} - t_a)^{1.1} \quad [\mathrm{W/m^2}]$$

ove t_{pm} è la temperatura media del pavimento, t_a la temperatura ambiente e 8.92 il coefficiente di scambio termico per irraggiamento e convezione.
I pannelli vengono alimentati con acqua a temperatura inferiore a quella richiesta da impianti a radiatori sia per limitare le temperature massime superficiali (25-29°C) per il pavimento e 30-35°C per il soffitto
In un ambiente a 20 °C un pavimento radiante non scambia più di 100 W/m²
Mediamente poi tale pavimento ne cede circa altri 20 W/m² nel locale sottostante, se non vi sono strati coibenti interposti. Per pannelli a soffitto si può invece contare su una resa di circa 130 W/m²; mentre nei locali sovrastanti, sempre che non vi siano strati coibenti interposti, si può contare su una emissione di circa 30 W/m².

PROBLEMATICHE TECNICHE

Pannelli a pavimento accoppiati termicamente (ossia non isolati)



U int = 4 W/m²K
U est = 1,5 W/m²K
f= 72% verso l'alto!

28% verso il basso!

Se termo regolo chiudo il caldo al vicino di sotto!

Per ogni corpo radiante *j* annegato nelle strutture si calcola il fattore correttivo f_j come segue:

$$f_j = \frac{U_{int}}{U_{int} + U_{est}} \quad [-] \qquad (12)$$

dove:

U_{int} è la trasmittanza termica della parte di struttura dal lato interno rispetto all'asse dei tubi;

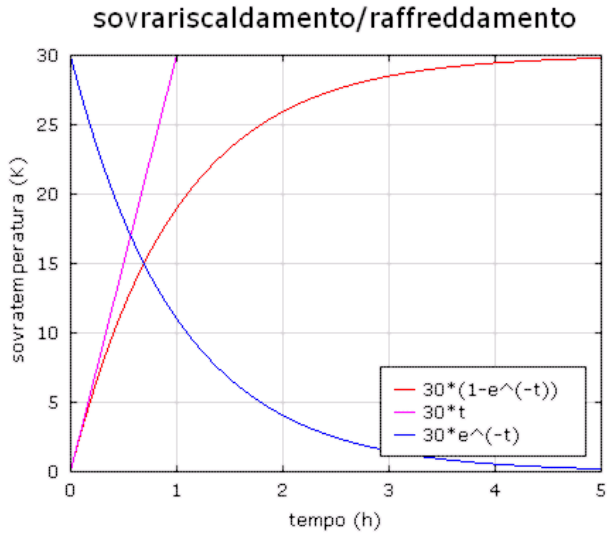
U_{est} è la trasmittanza termica della parte di struttura dal lato esterno rispetto all'asse dei tubi.

UNI 11388 “Sistemi di contabilizzazione indiretta del calore basati sui tempi di inserzione dei corpi scaldanti compensati dalla temperatura media del fluido termovettore”

Tipologia di corpo scaldante	Costante di tempo [minuti]	Costante di tempo [ore]
Ghisa	54 - 72	0,9 – 1,2
Acciaio tubolare	42 - 48	0,7 – 0,8
Acciaio 3 colonne	56 - 65	0,93 – 1,08
Alluminio	15 - 25	0,25 – 0,42
Termoconvettore	9 -13	0,15 – 0,22
Ventilconvettore	2	0,03
Pannello pavimento isolato	300	5
Pannello pavimento non isolato	600	10
Pannello soffitto	240 - 480	4 - 8

$$T = T_a + (T_i - T_a)e^{-\left(\frac{hA}{mc}\right)\tau}$$

La pendenza dipende da h !
1 costante di tempo 2/3 transitorio
5 costanti di tempo completato



Pannelli a parete



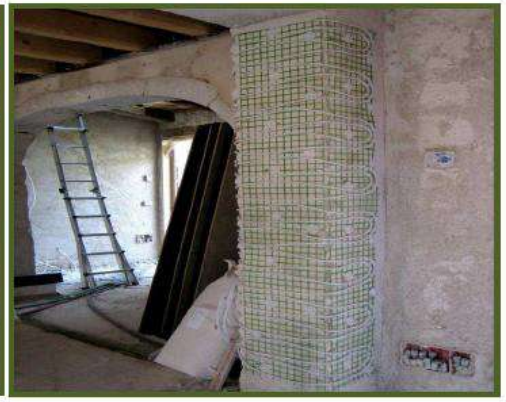


Pannelli a parete

Esempi di applicazione





Pannelli a soffitto





CAMINO

Tiraggio Naturale

tiraggio statico δp_{st} $\qquad \delta p_{st} = gz\rho_a\left(1-\frac{T_a}{T_f}\right)$

tiraggio δp

$$\delta p = \delta p_{st} - \rho_f R_{12} - \rho_f \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

$$\delta p = gz\rho_a\left(1-\frac{T_a}{T_f}\right) - \xi\frac{L_{eq}}{D_{eq}}\frac{\dot{m}_f^2}{2\rho_f A_1^2} - \frac{\dot{m}_f^2}{2\rho_f A_1^2}\left(\frac{A_1^2}{A_2^2}-1\right)$$

Tiraggio Forzato

$$\delta p - \rho_f l = \delta p_{st} - \rho_f R_{12} - \rho_f \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

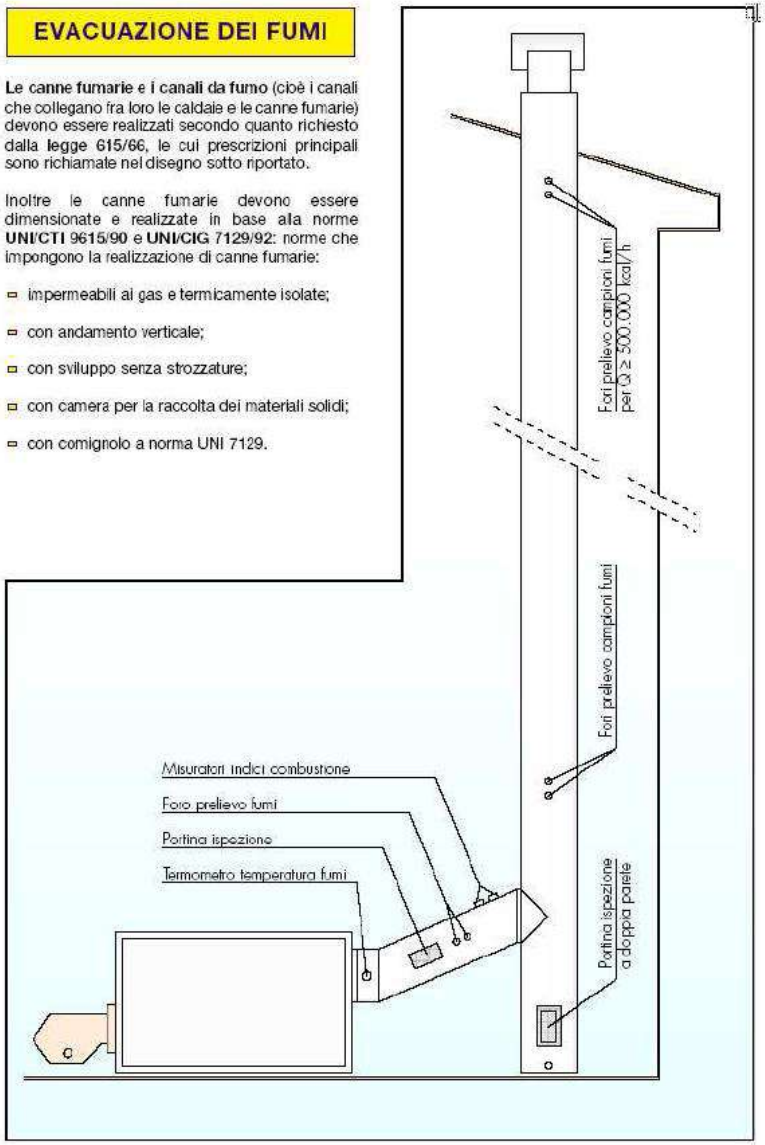


Figura 37: Sistema Generatore - Camino

La sezione minima

di progetto è data dalla relazione:

$$A = k\frac{Q}{\sqrt{H}}$$

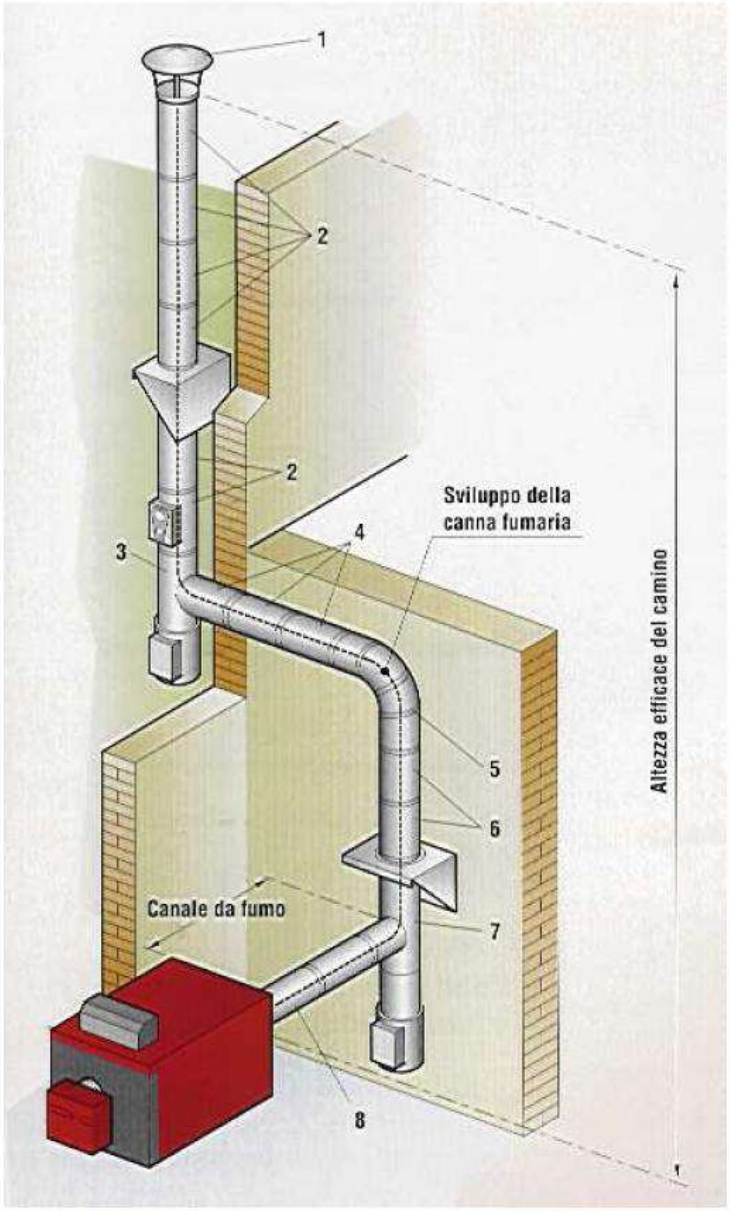
ove:

- Q *è la potenzialità della caldaia, kW o kcal/h;*
- H *è l'altezza netta della canna fumaria, m*
- A *la sezione della canna fumaria, m².*

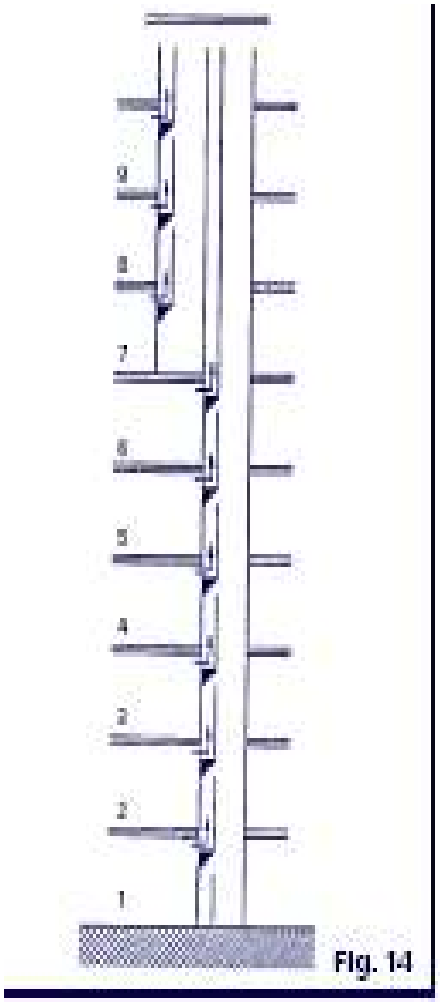
Il fattore k dipende dal tipo di combustibile utilizzato:

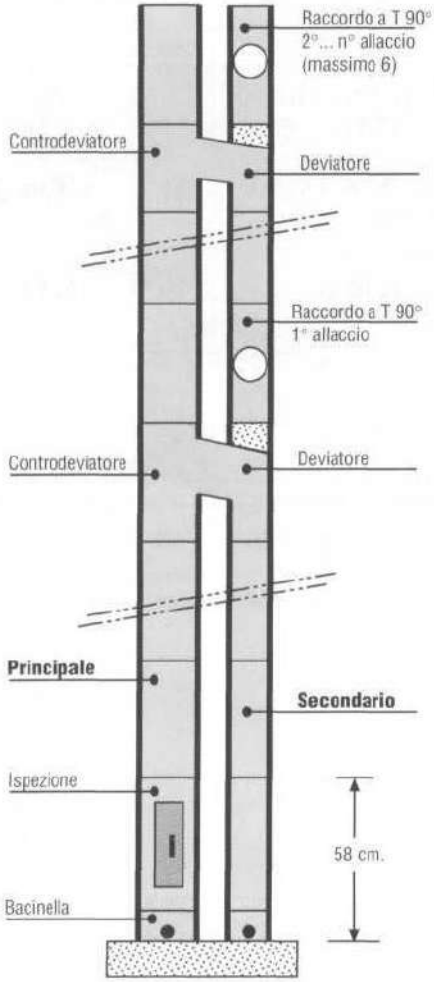
K = 0.025 per combustibili solidi,

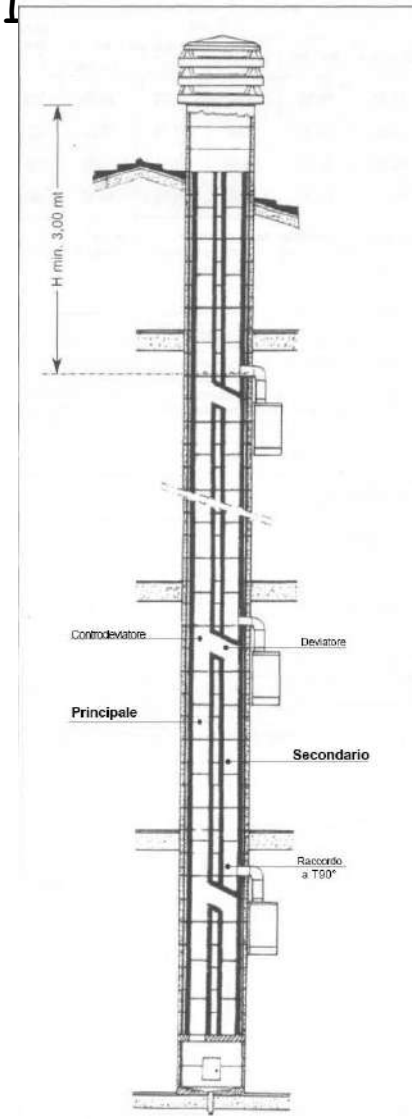
K = 0.015 per combustibili liquidi.



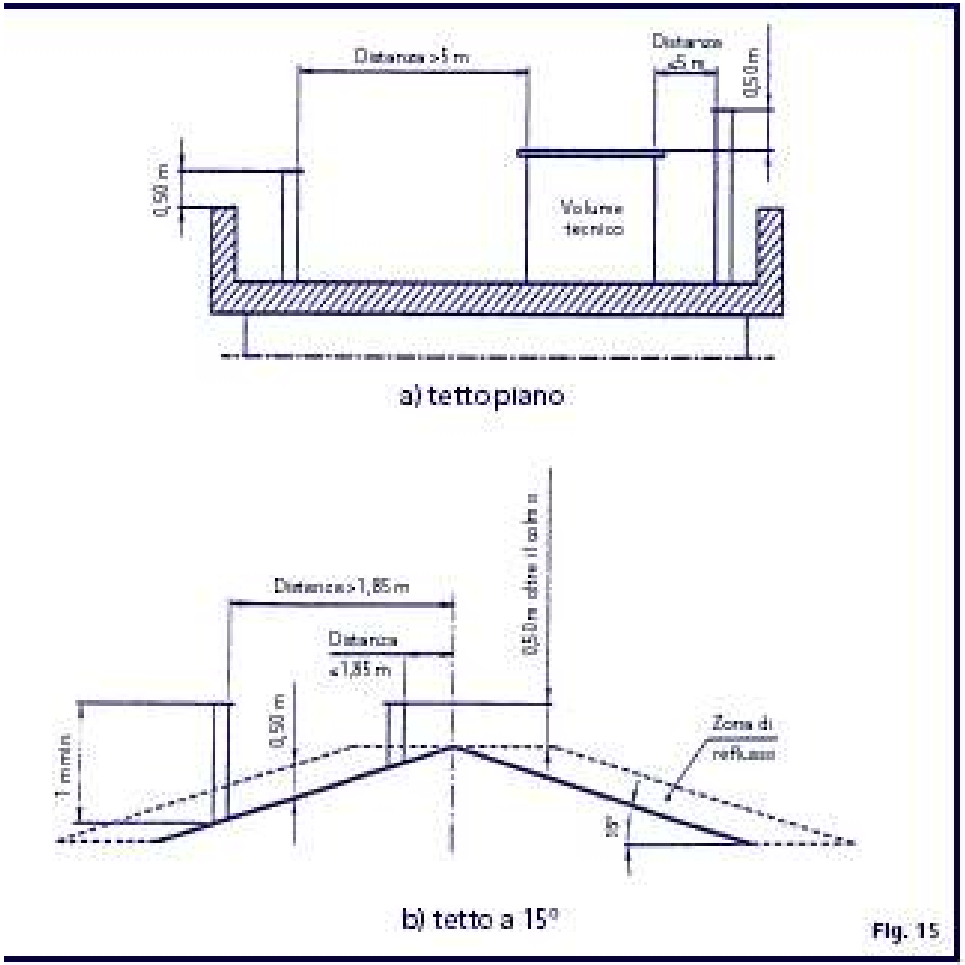
LE CANNE TIPO SHUNT UNI 10640-10641

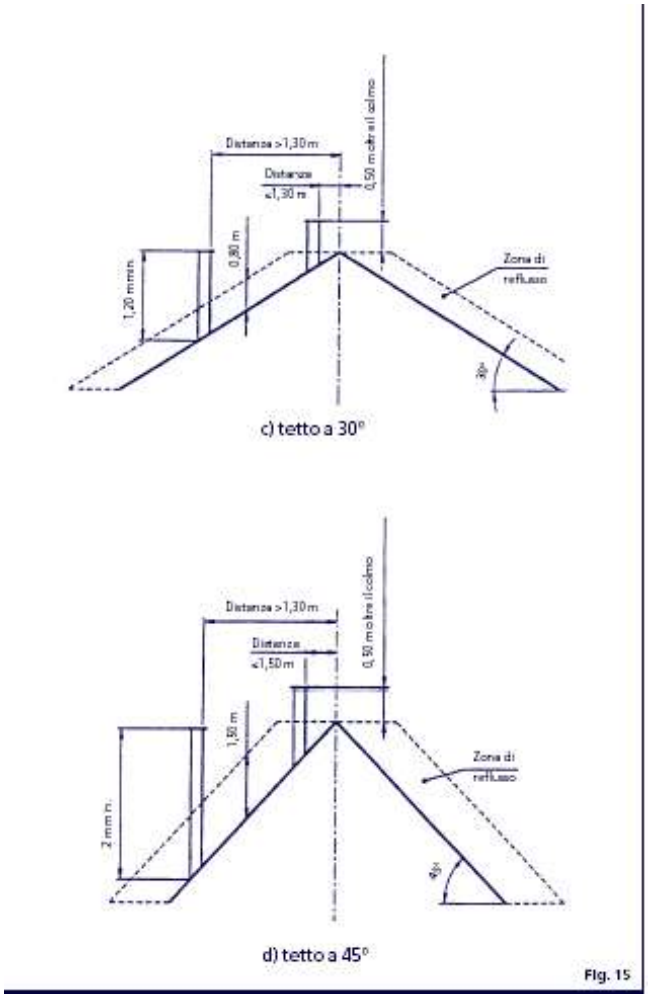




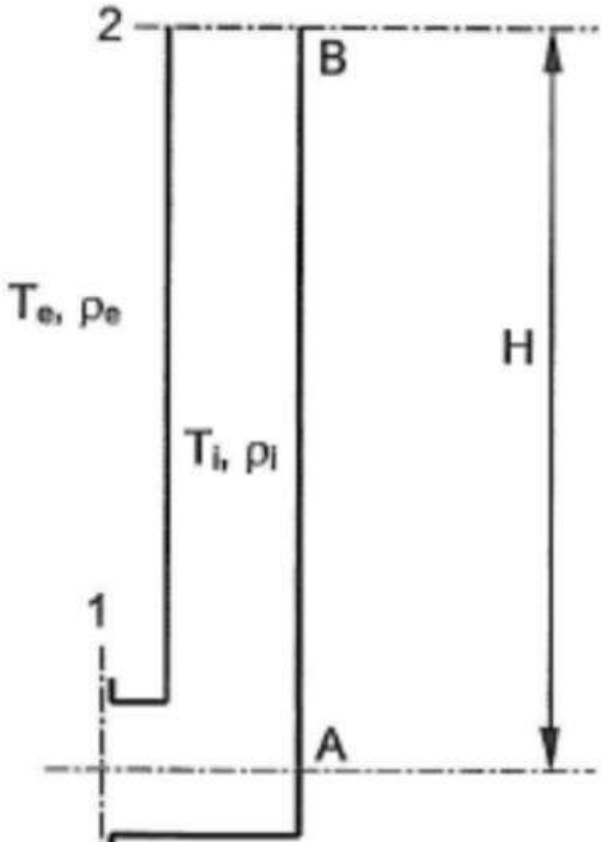


LE CANNE TIPO SHUNT UNI 10640-10641





Il camino – esempio applicativo di Bernoulli



Ipotesi di calcolo in prima approssimazione:

- *Tratto 1-A* molto breve rispetto ad AB. Il tratto AB coincide con l'altezza del camino H.
- *Sezione di ingresso 1* molto grande, presa immediatamente a monte della sezione di ingresso alla base del camino; si assume pertanto $W_1 = 0$.
- T_i e ρ_i uniformi nel tratto AB all'interno del camino.
- T_e e ρ_e uniformi all'esterno del camino, con discontinuità di temperatura alla base del camino e non di pressione.

Si applica tra le sezioni 1 e 2 l'equazione di Bernoulli in forma finita:

$$gh_e + gh_a + \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0$$

Per le ipotesi fatte:

$w_1 = 0$ e $z_2 - z_1 = H$

$$gh_e + gh_a + \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} + gH = 0$$

Le pressioni nelle sezioni 1 e 2 risultano:

$p_2 = p_a$ la pressione all'uscita del camino è pari alla pressione atmosferica

$p_1 = p_a + \rho_e g H$ la pressione alla base del camino è uguale alla pressione dovuta alla colonna d'aria esterna

Essendo per ipotesi la densità dei fumi uniforme tra le sezioni 1 e 2 ($\rho = \rho_i$), si ottiene:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho_i} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_i} = \frac{p_a - p_a - \rho_e g H}{\rho_i} = -\frac{\rho_e}{\rho_i} g H$$

L'equazione di Bernoulli diventa pertanto

$$g h_e + g h_a - \frac{\rho_e}{\rho_i} g H + \frac{w_2^2}{2} + g H = 0 \qquad (1)$$

1) Tiraggio naturale: $g h_e = 0$

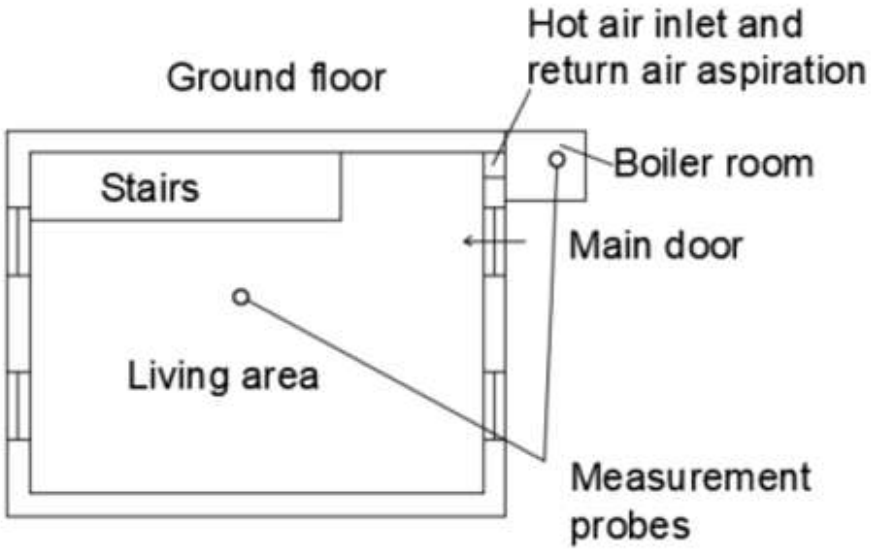
La (1) diventa:

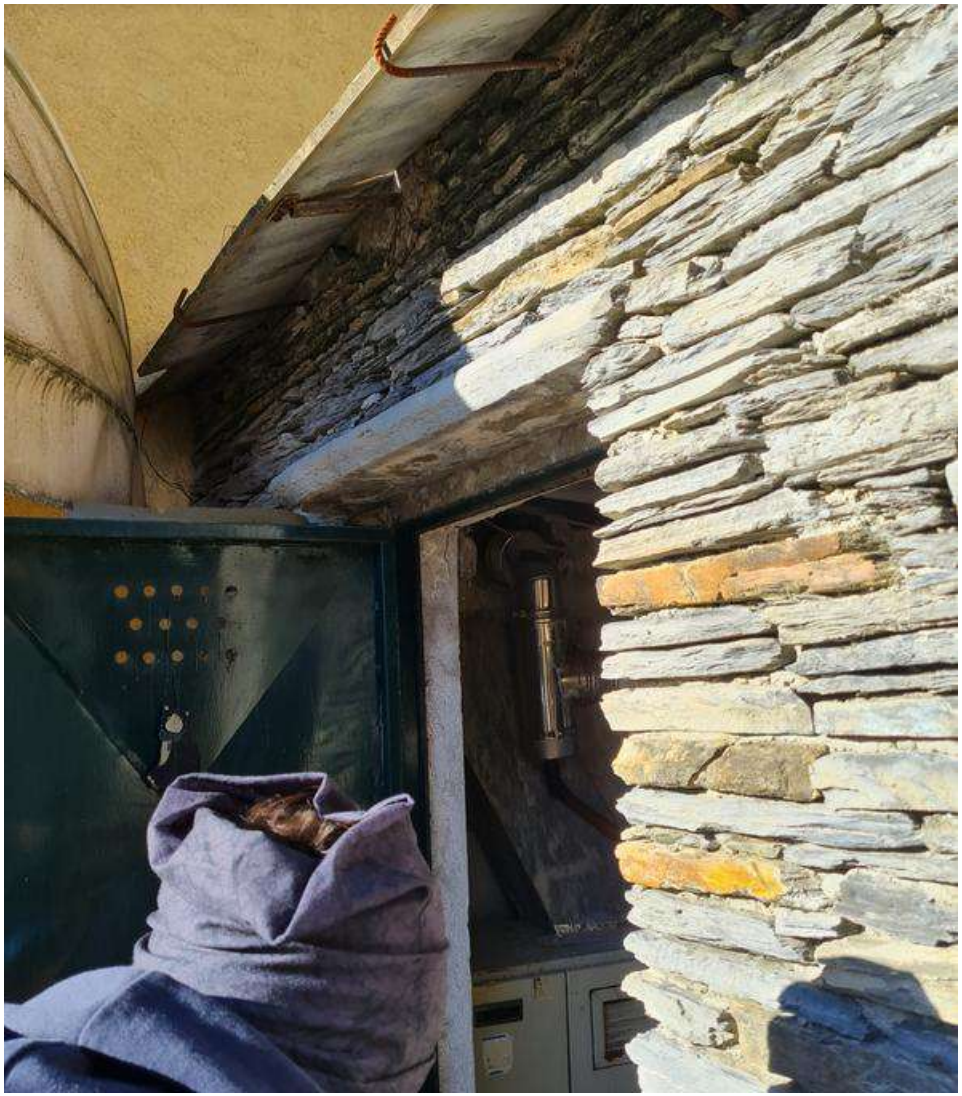
$$g h_a - \frac{\rho_e}{\rho_i} g H + \frac{w_2^2}{2} + g H = 0$$








Ground floor
Hot air inlet and
return air aspiration
Boiler room
Stairs
Main door
Living area
Measurement
probes





Focus sulle caldaie a gas

- Bozza di revisione del Regolamento Ecodesign (813/2013/UE) impone un rendimento stagionale minimo del 115% per le caldaie (oggi sul mercato si aggirano sul 90%) → protesta del settore per requisiti irraggiungibili e uscita dal mercato de facto dal 2029

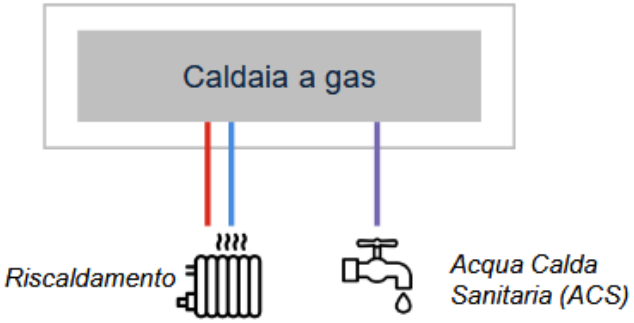
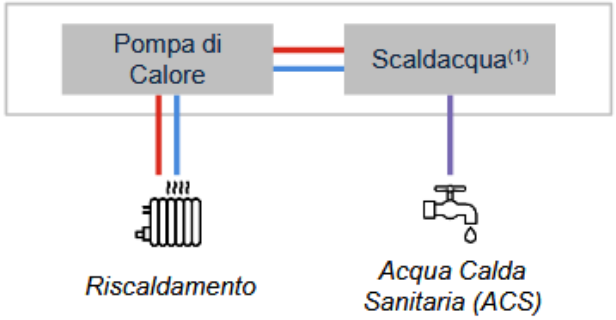
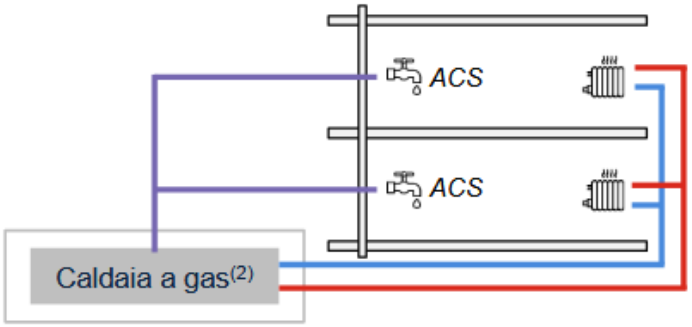
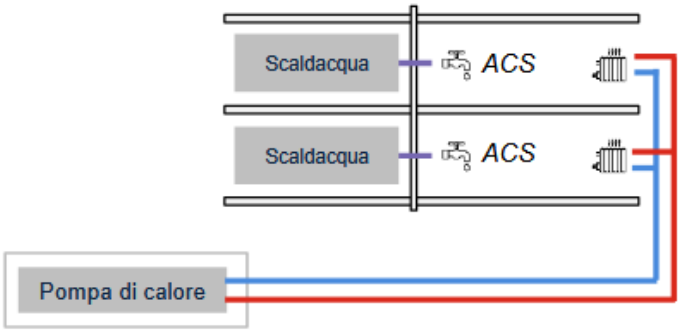


Abrogata → Nuovo Regolamento (UE) 2024/1781, passaggio più graduale (2040) ma comunque risoluto nell'abolire le caldaie

Focus sulle caldaie a gas

	Vantaggi	Punti di attenzione
Pompa di Calore	• **Alta efficienza** di targa, con valori medi del **220-240%** • **Contenute emissioni** di CO_2 (in base al mix energetico)	• **Elevati costi di investimento** (circa 10.000€) • **Prestazioni inferiori in presenza di climi rigidi** • **Ingombri significativi** per le **unità interne** ed **esterne** • **Necessità di serbatoio** per Acqua Calda Sanitaria (ACS) • **Poco compatibile** con **sistemi** ad **alta temperatura** (radiatori)
Caldaia a gas metano/biometano e GPL/bioGPL	• **Costi di investimento contenuti** (circa 2.000€) • **Buona efficienza** di targa, con valori medi del **95-97%** • **Ingombri ridotti**	• **Emissioni di CO_2**, riducibili con l'utilizzo di gas rinnovabili (es. biometano e bioGPL)
Caldaia a gasolio	• **Costi di investimento contenuti** (circa 3.000€)	• **Elevate emissioni** di CO_2, riducibili con combustibili rinnovabili • **Ingombro** per serbatoio gasolio
Sistema ibrido	• **Buona efficienza** di targa, con valori medi del **170%** • **Flessibilità** garantita da caldaia anche **con temperature rigide** • **Tempi di installazione** ragionevolmente **contenuti**	• **Elevati costi di investimento** (circa 8.000 - 9.000€) • **Necessità di spazio aggiuntivo** per unità esterna

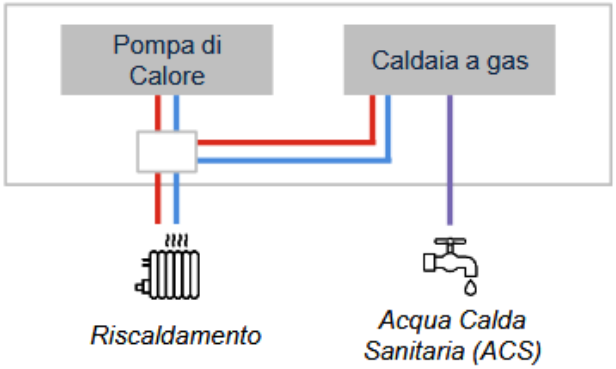
Focus sulle caldaie a gas

	Soluzioni costruttive per caldaia a gas	Soluzioni costruttive per PdC
Villetta monofamiliare – Appartamento autonomo		
Condominio centralizzato		

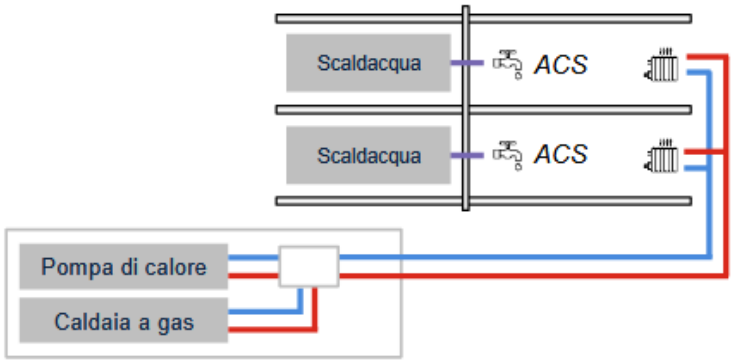
Focus sulle caldaie a gas

Soluzioni costruttive per sistema ibrido

Villetta monofamiliare – Appartamento autonomo

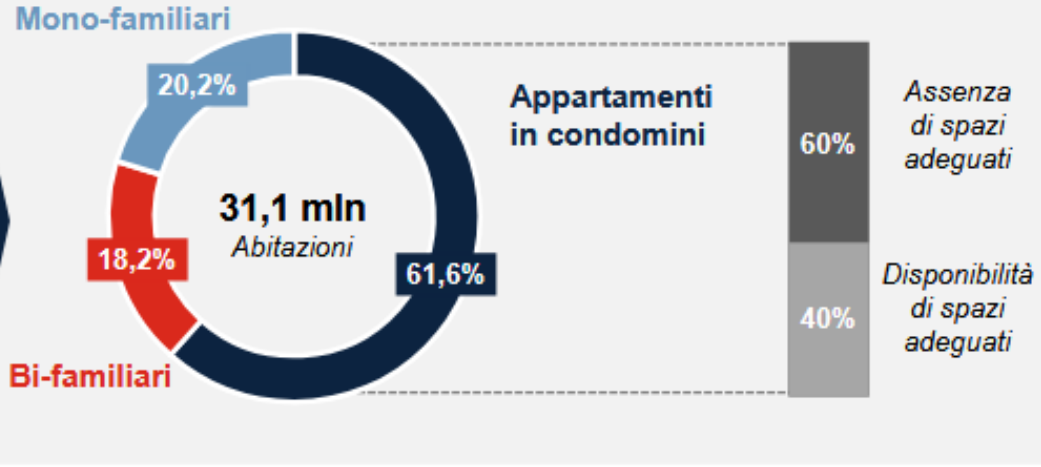


Condominio centralizzato



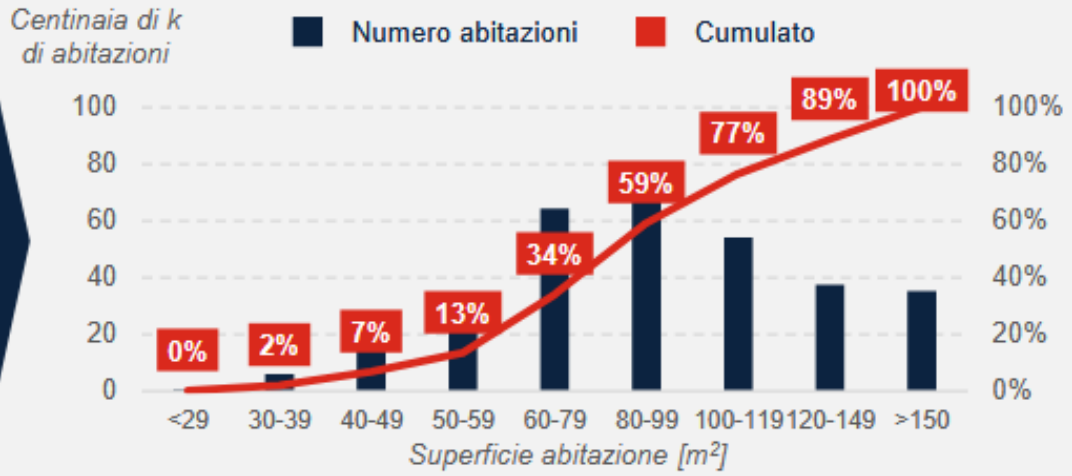
Tipologie abitative e spazi esterni

Oltre il 60% delle abitazioni risulta in condomini, il 60% di questi è privo di spazi esterni



Dimensione abitazioni

Il 60% delle abitazioni presenta una superficie inferiore a 100 m²



Fonte: CRESME; TABULA-EPISCOPE; Studio DESTEC; ISTAT; Agenzia delle Entrate – Gli immobili in Italia (2023)

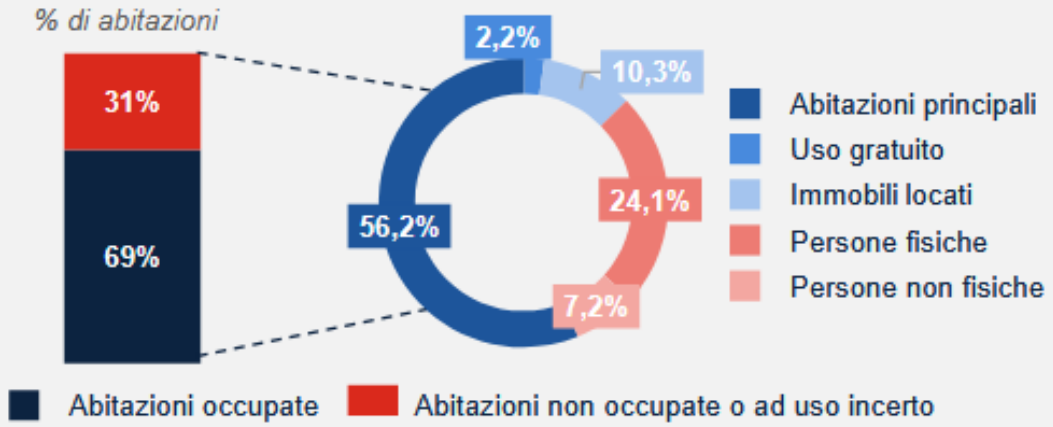
Abitazioni per epoca di costruzione

Il parco residenziale italiano ha un'età elevata, oltre il 70% che superano i 45 anni



Categorizzazione occupazionale degli immobili

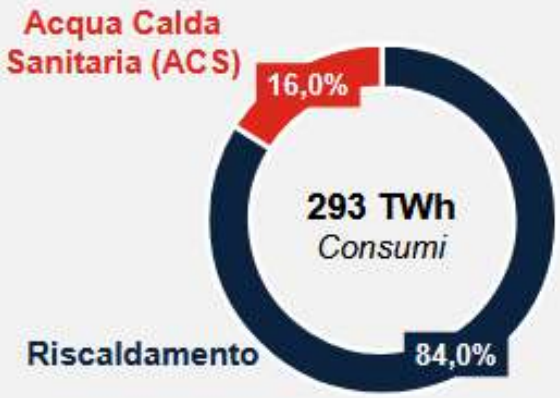
Il 30% delle abitazioni è considerato non occupato o ad uso incerto



Fonte: CRESME; TABULA-EPISCOPE; Studio DESTEC; ISTAT; Agenzia delle Entrate – Gli immobili in Italia (2023)

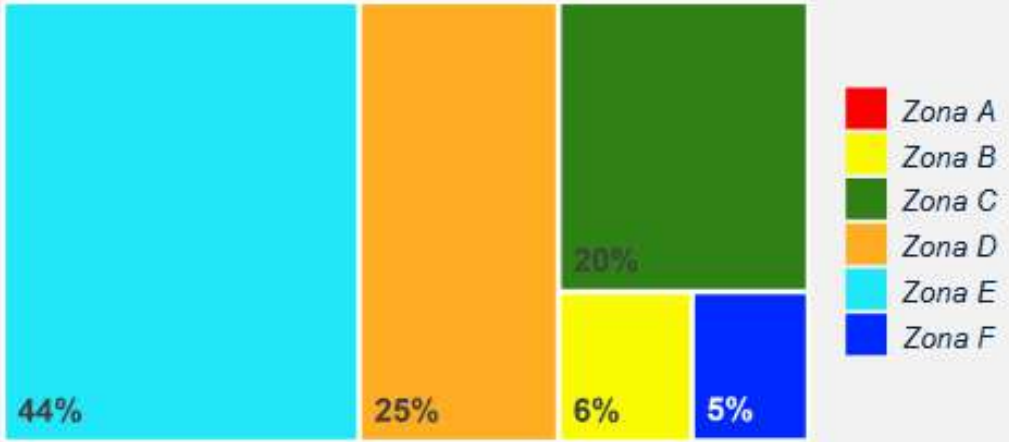
Consumi settore residenziale

Il riscaldamento è la voce di consumo termico preponderante nel settore residenziale



Zone climatiche

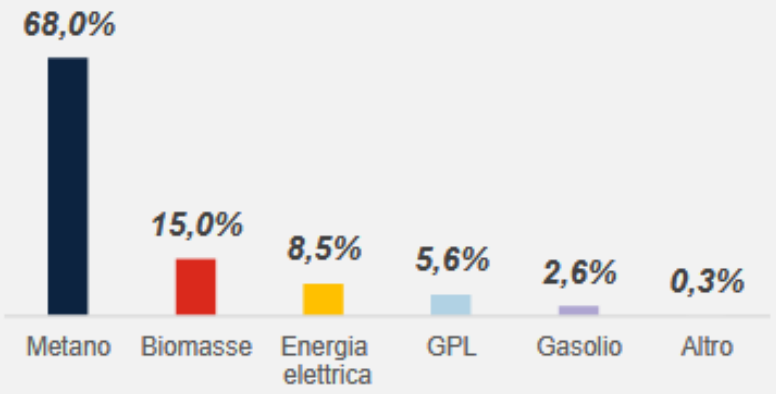
Circa il 50% delle abitazioni è ubicato in aree caratterizzate da climi rigidi (E-F)



Fonte: GSE; CRESME; TABULA-EPISCOPE; portale SIAPE-ENEA, Rapporto annuale sulla certificazione energetica degli edifici 2023 (ENEA),

Sistemi di riscaldamento

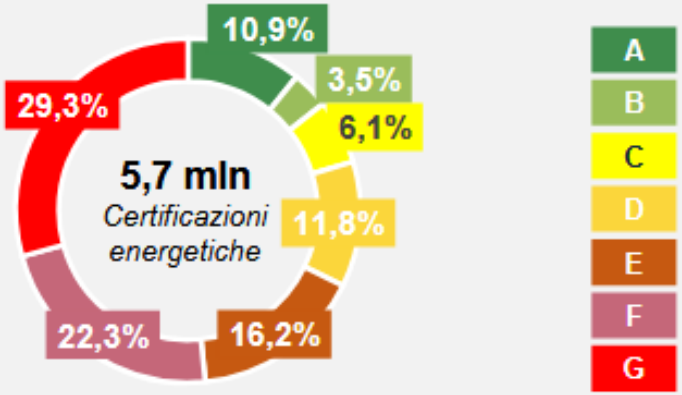
Il 68% delle abitazioni presenta sistemi alimentati a metano



Prevalenza di sistemi di riscaldamento autonomi con radiatori

Classe energetica

Il 50% delle abitazioni campionate rientra nelle classi energetiche meno efficienti (F-G)

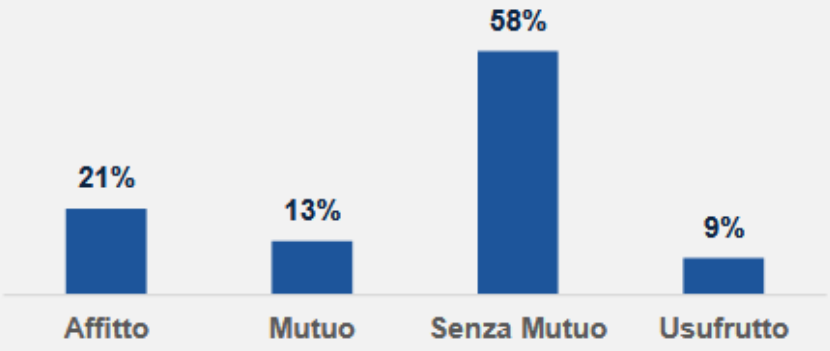


Fonte: GSE; CRESME; TABULA-EPISCOPE; portale SIAPE-ENEA, Rapporto annuale sulla certificazione energetica degli edifici 2023 (ENEA),

Titolo di godimento proprietà

Il 58% degli italiani vive in immobili di proprietà senza mutuo

% popolazione per titolo di godimento

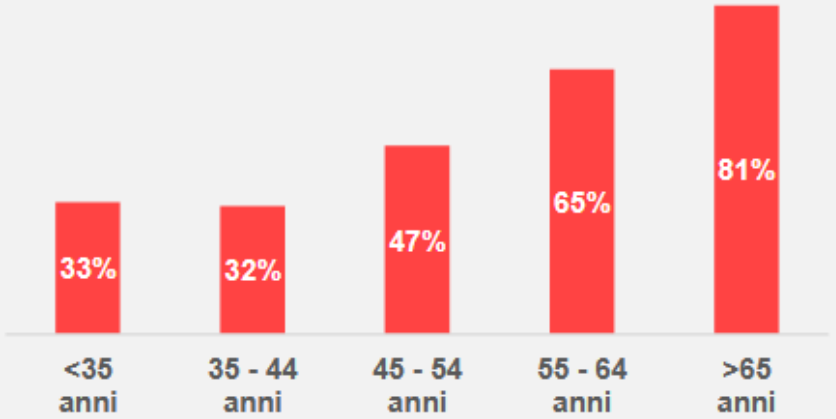


- Il **58% della popolazione** vive in **immobili di proprietà** senza mutuo
- Circa il **30% della popolazione** risiede in **abitazioni non di proprietà** (affitto o usufrutto). Questo segmento rappresenta una **quota meno incline a effettuare investimenti** per l'efficientamento energetico

Proprietà per età anagrafica

Solo un terzo della popolazione under-45 possiede un immobile

% proprietari senza mutuo

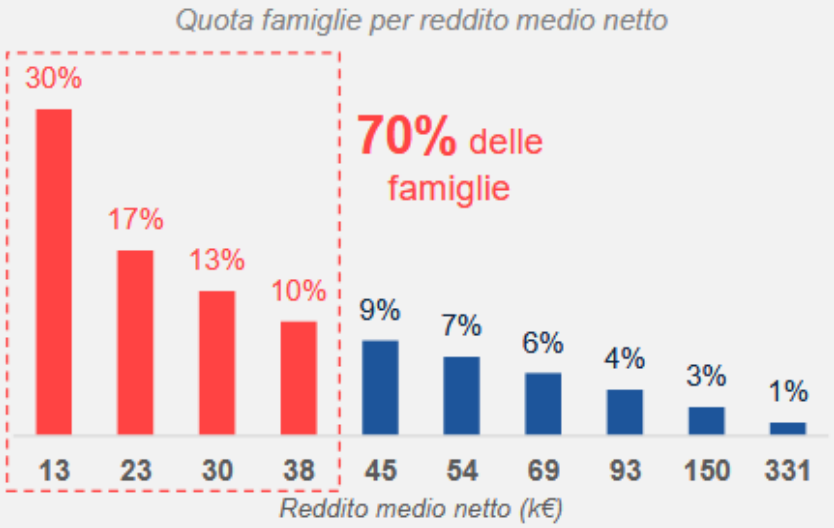


- La **predisposizione ad investire** in soluzioni di decarbonizzazione sarà **inferiore** nel caso di **abitazioni non di proprietà** o **soggette a mutuo**
- La **popolazione over 65**, che per l'81% possiede case di proprietà, è **meno predisposta al cambiamento** e ad investire in efficienza

Fonte: ISTAT; Ministero dell'Economia e Finanza; Banca d'Italia; CRESME

Reddito medio

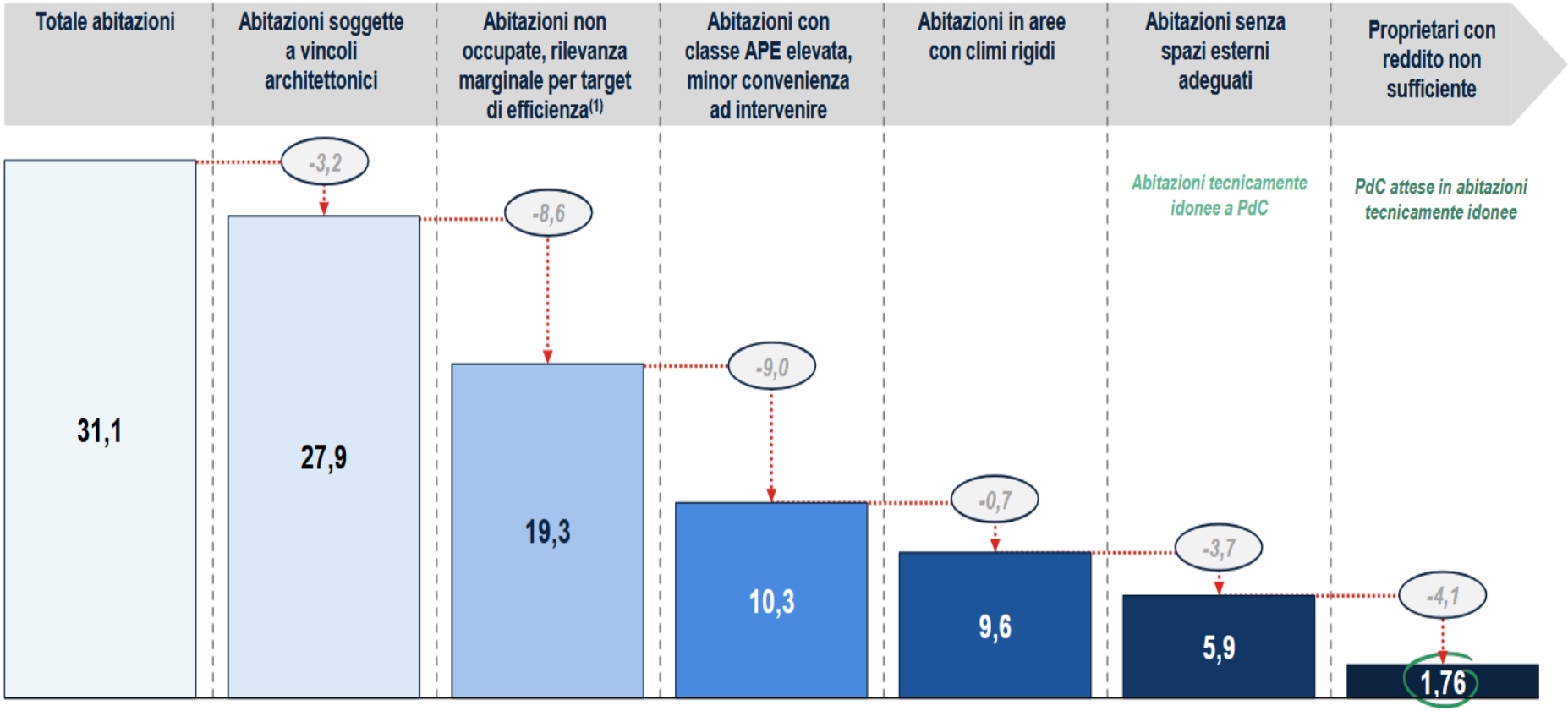
Il 70% delle famiglie ha un reddito medio insufficiente per l'acquisto di una Pompa di Calore (PdC)



- Il **70% delle famiglie** presenta un **reddito medio netto inferiore** a **40.000 €** (**60% inferiore a 30.000 €**).
- Considerando il **costo medio** per l'installazione di una **PdC** (10.000 €, al netto di eventuale coibentazione) e la **spesa media annua** di una famiglia (30.000 €), solo il **30%** delle famiglie possiede **risorse finanziarie sufficienti** ad installare una PdC

Fonte: ISTAT; Ministero dell'Economia e Finanza; Banca d'Italia; CRESME

Su 10,3 mln abitazioni in classi F – G, la PdC risulta tecnicamente perseguibile in 5,9 mln di abitazioni, che si riducono a 1,76 mln se si considerano fattori economici legati al reddito



CONTABILIZZAZIONE DEL CALORE

Alcuni esempi..

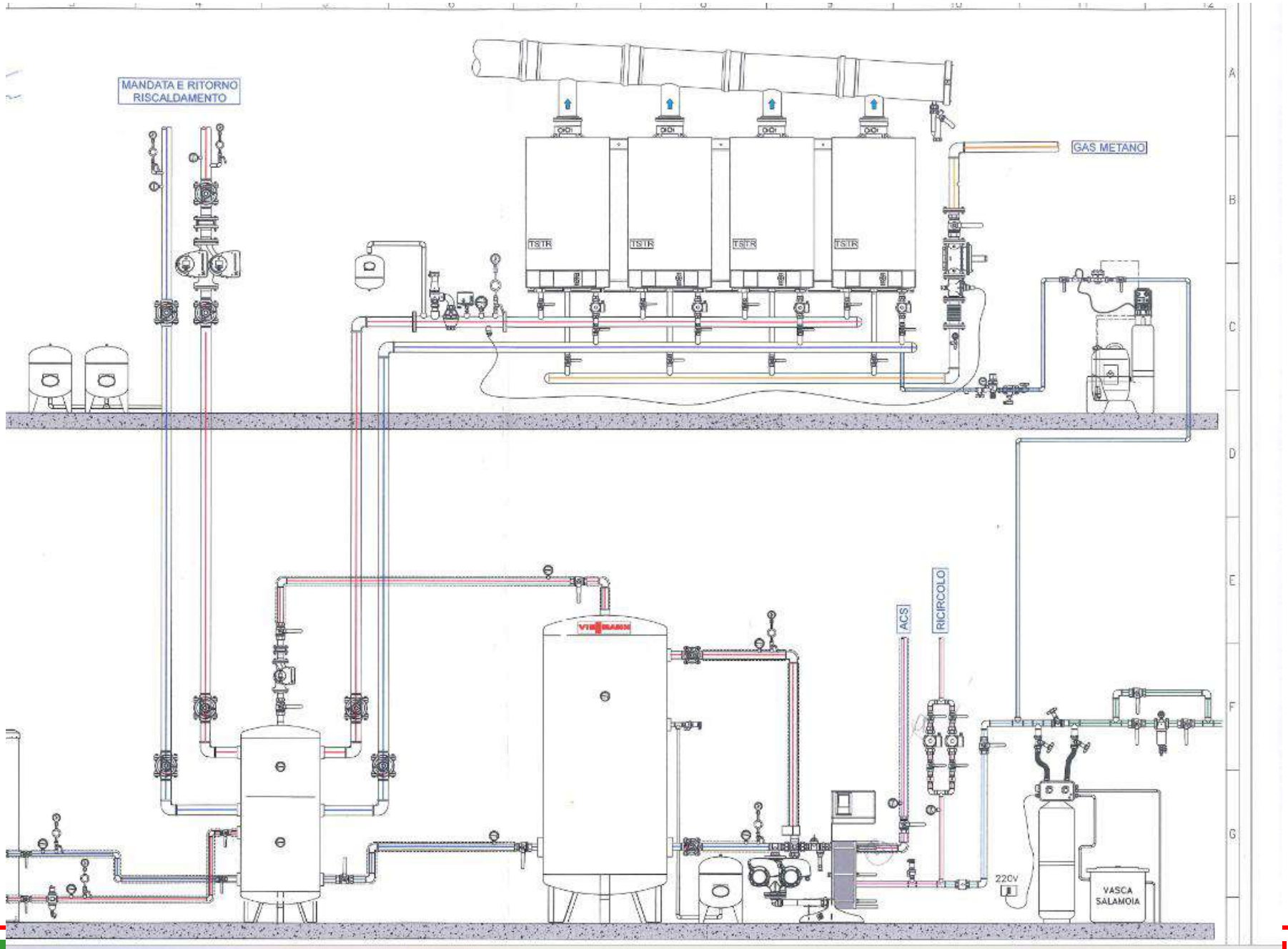


Alcuni esempi..



Alcuni esempi..




MANDATA E RITORNO
RISCALDAMENTO
GAS METANO
TSTR
TSTR
TSTR
TSTR
ACS
RICIRCOLO
220V
VASCA
SALAMOIA

Alcuni esempi..



Alcuni esempi..





Alcuni esempi..



Alcuni esempi..

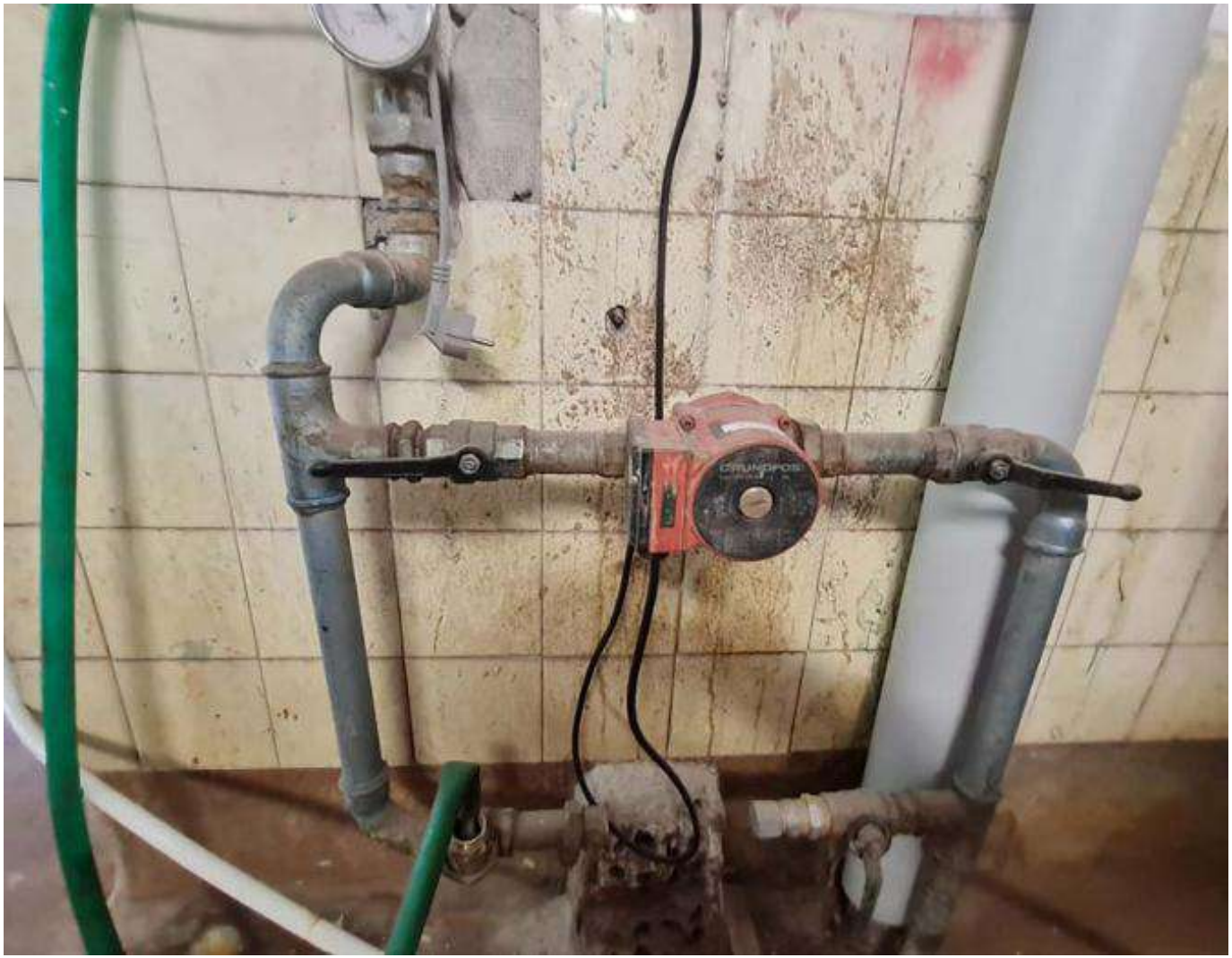




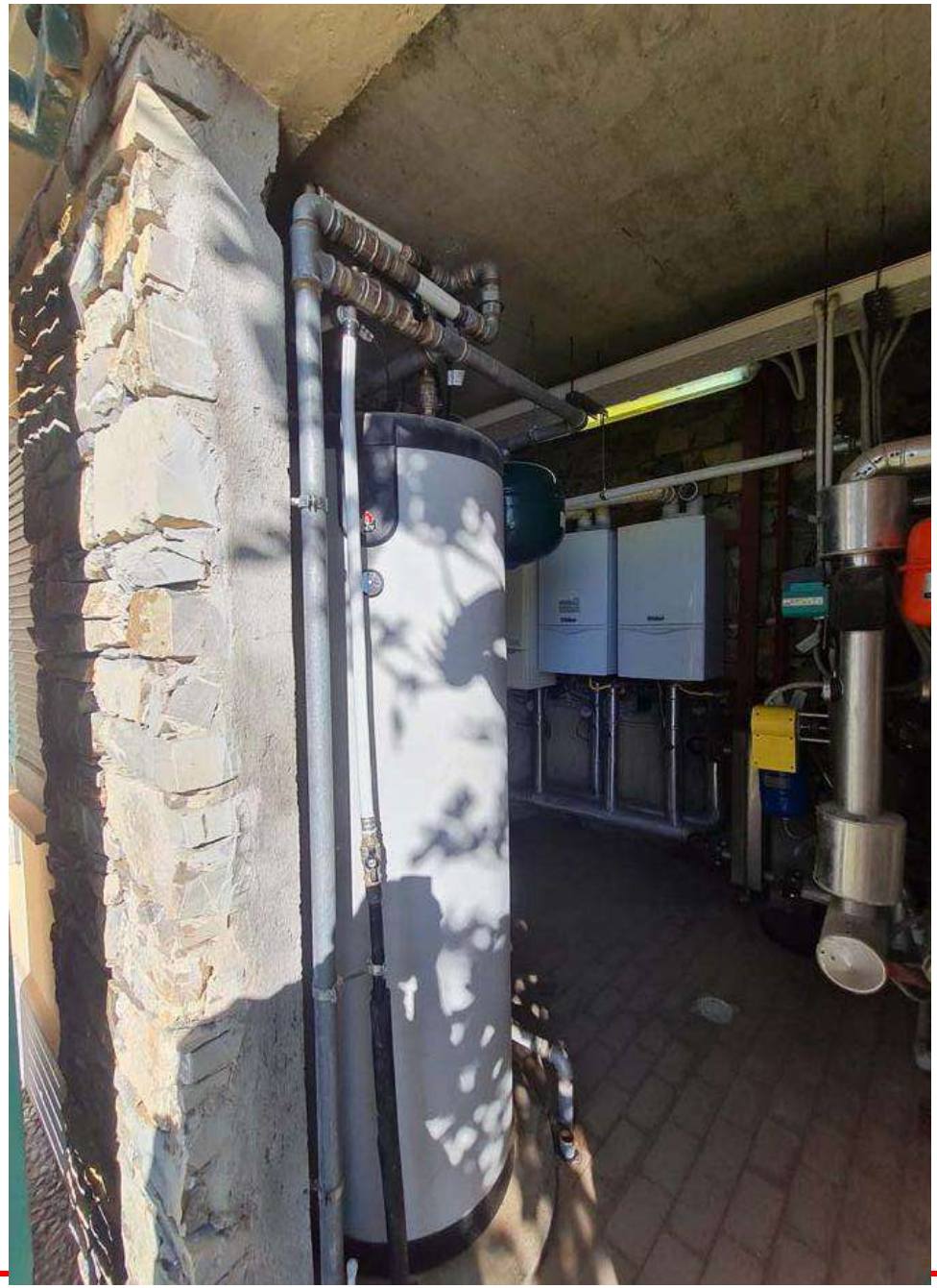
Alcuni esempi..



Alcuni esempi..



Alcuni esempi..

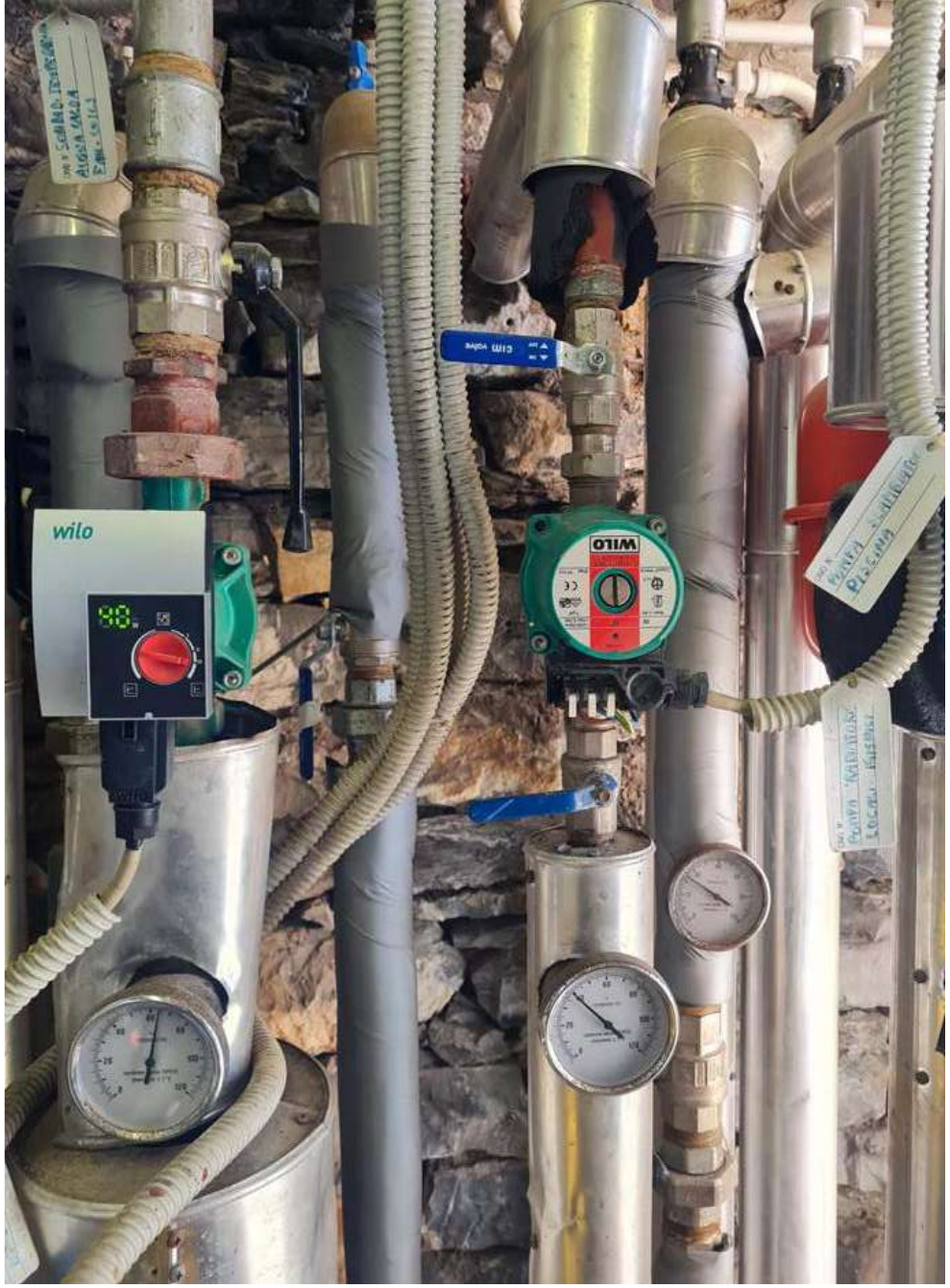


Alcuni esempi..



Alcuni esempi..





Alcuni esempi..



Alcuni esempi..

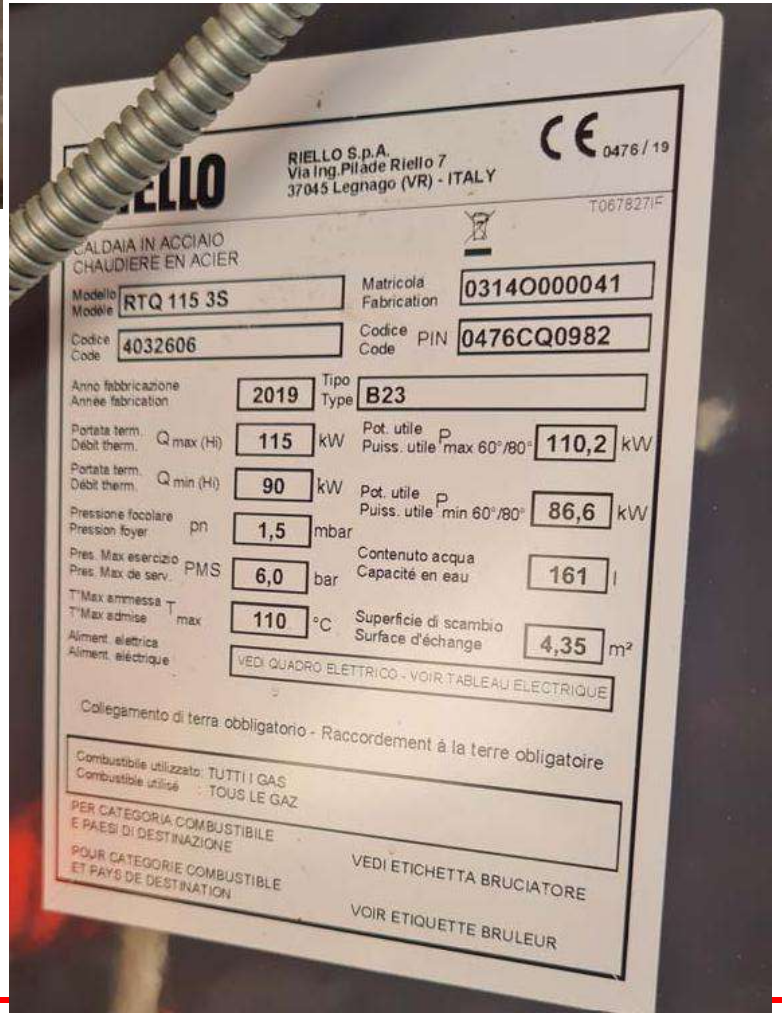




Alcuni esempi..



R.B.L.	GULLIVER BS3		3761311	TIPO TYP TYPE 913	T1	1998
N. 01248100173		230V ~ 50Hz IP40			0,35 kW	
II2H3P GB, IE	II2H3B/P AT,DK,IT	GAS GAZ	FAM. 2 20÷100 mbar FAM. 3 29÷100 mbar		65÷189 kW 65÷189 kW	
II2L3B/P NL	II2ELL3B/P DE	II2Er3P FR	CE	0085AQ0409		



Alcuni esempi..



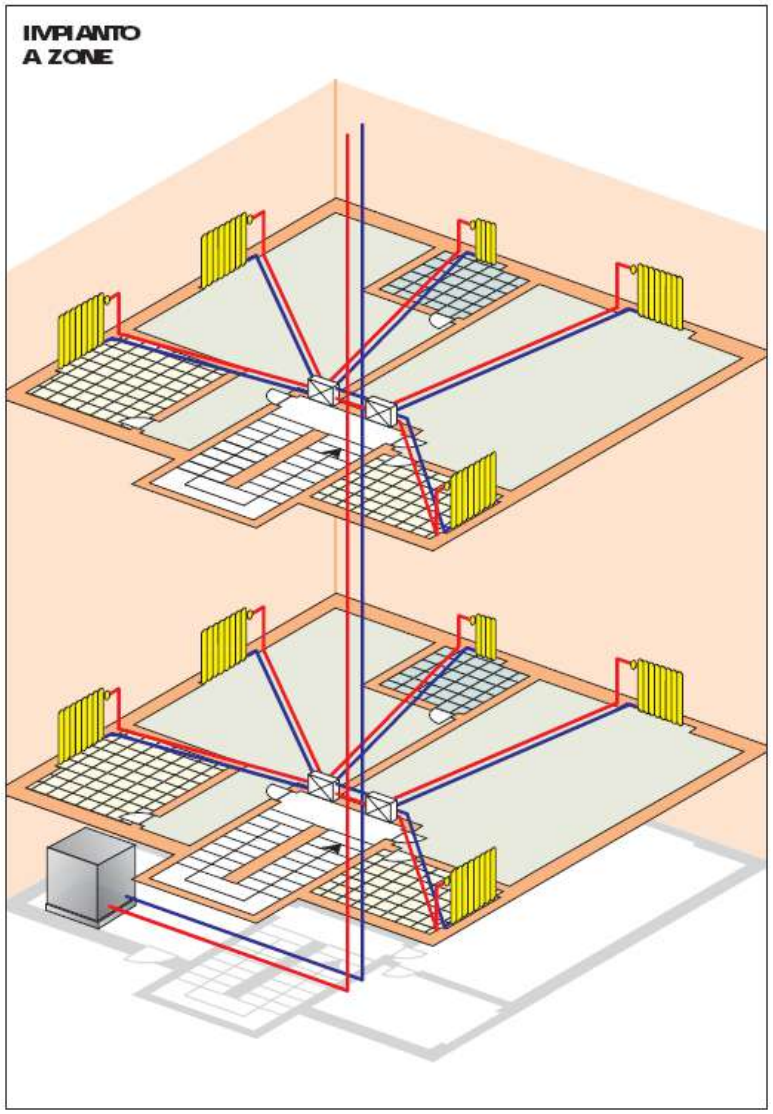


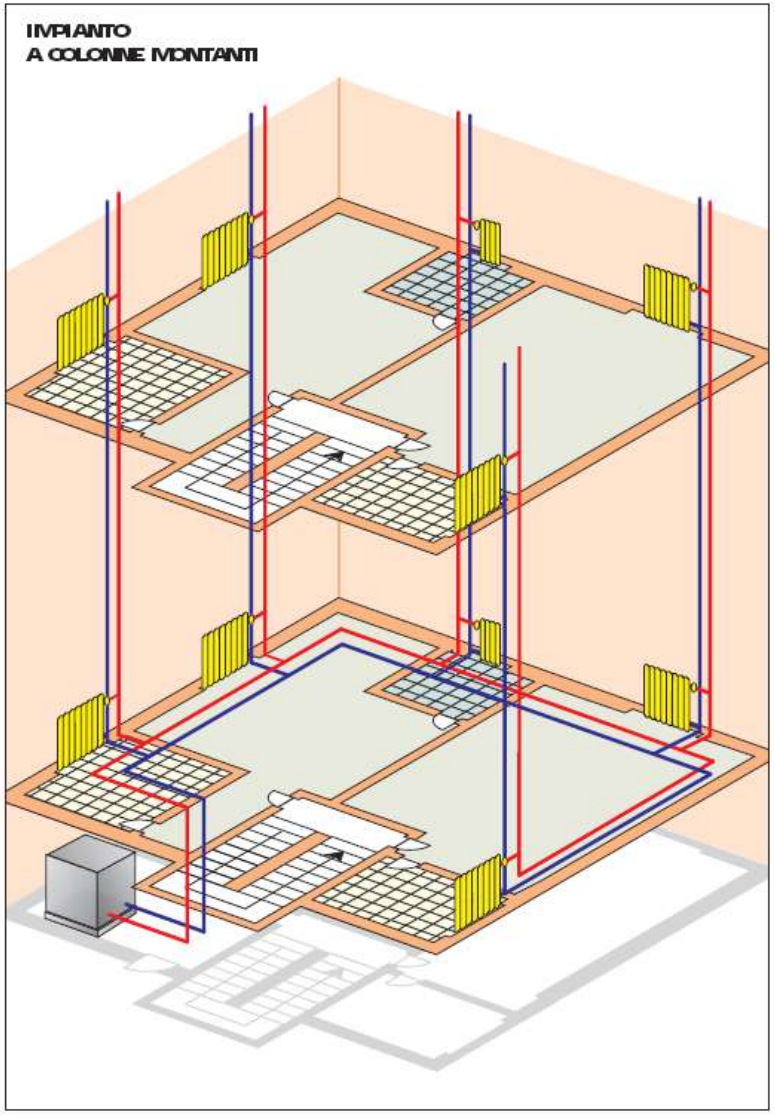






La contabilizzazione del calore



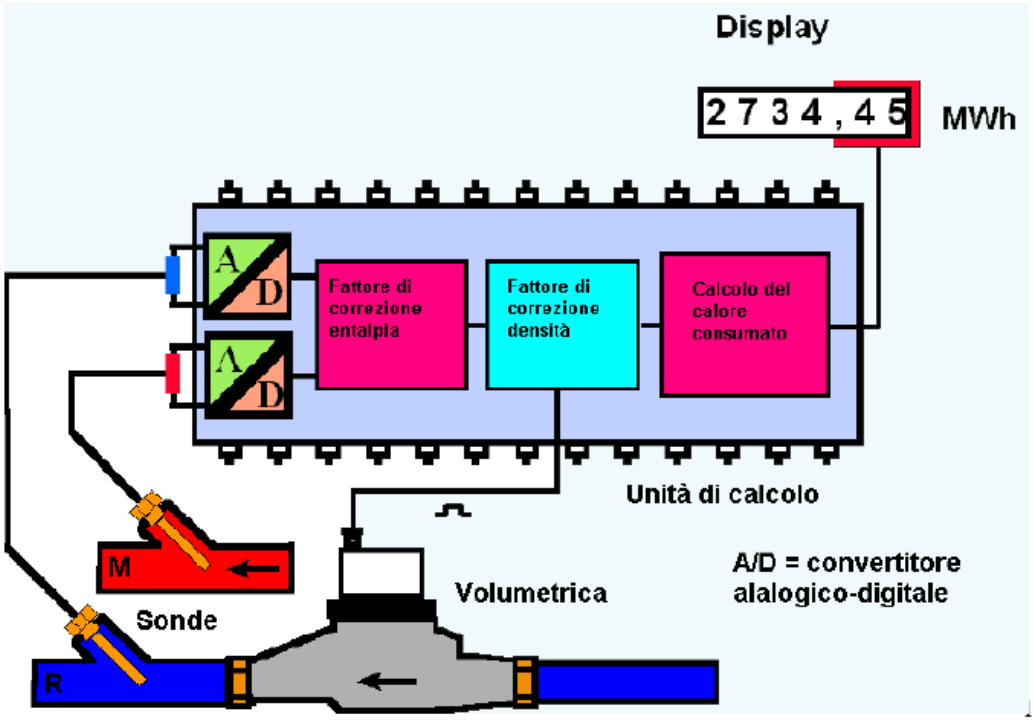


Contabilizzazione diretta (Contatori di calore)

Sono costituiti da:

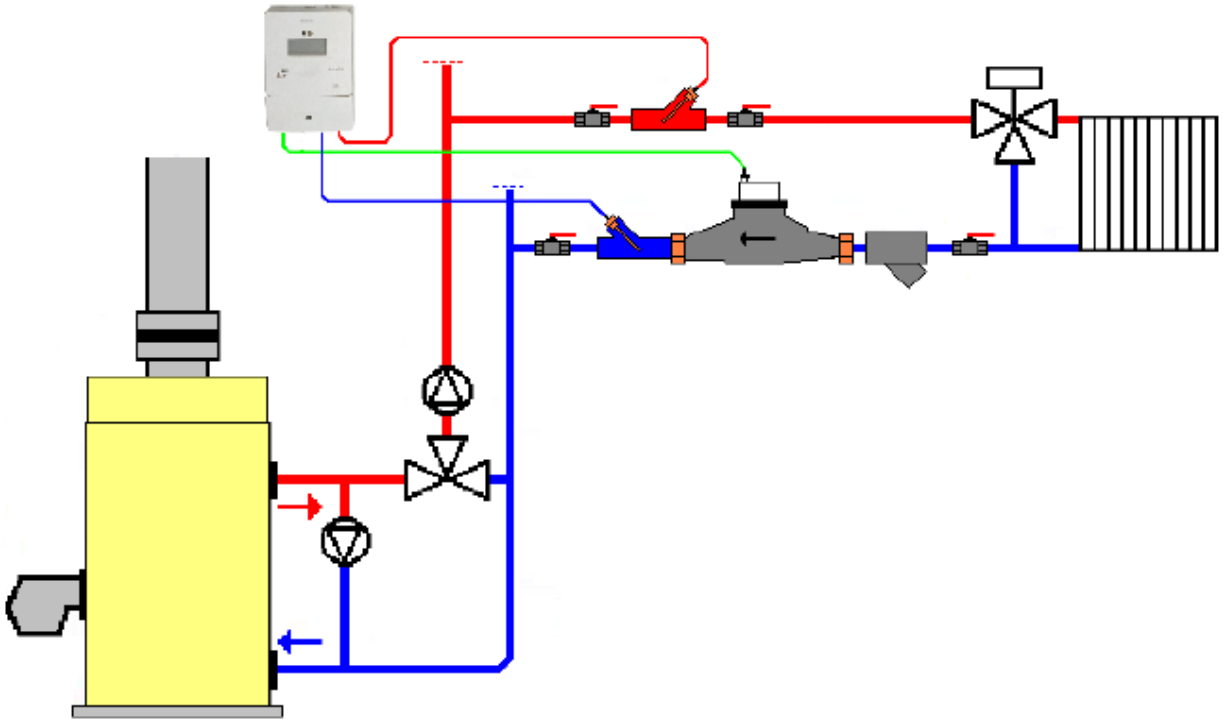
- Misuratori di portata
  - Venturimetrici
  - A turbina
  - A ultrasuoni
  - Elettromagnetici
- Sonde di temperatura
- Unità di calcolo

Principio di misura contatori di calore



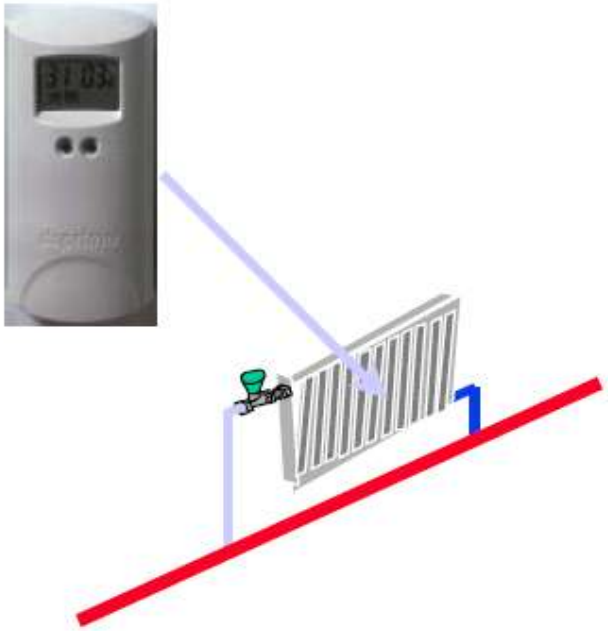


Principio di installazione contatori di calore



Contabilizzazione indiretta

Montaggio dei ripartitori di calore





Situazione con

copricalorifero

Contabilizzazione indiretta

Montaggio dei ripartitori di calore





Problematiche della contabilizzazione indiretta











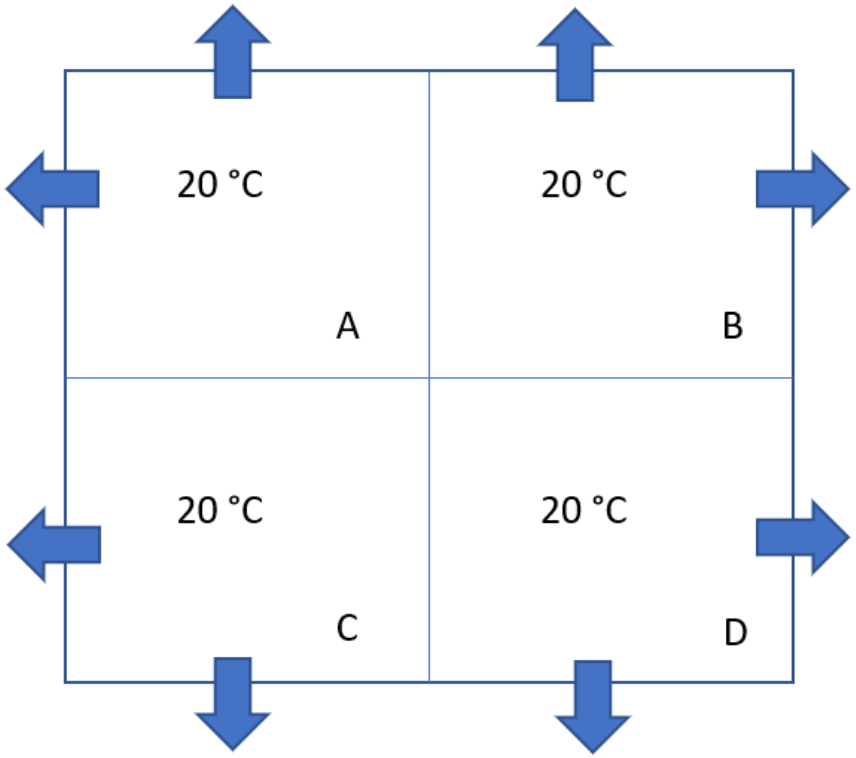
Problematiche della contabilizzazione indiretta



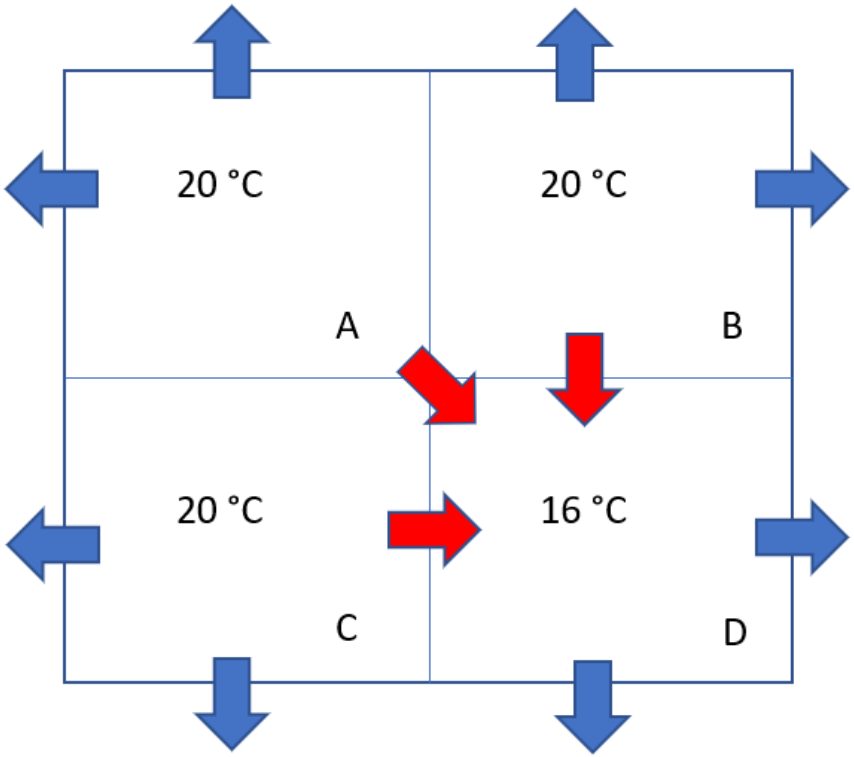


Problematiche della contabilizzazione

Senza contabilizzazione



Con contabilizzazione



Ripartitori di calore

PROBLEMATICA: NON VIENE MISURATA LA PORTATA

Vale la relazione:

$$Q = h * A * (T_{SUP} - T_{AMB})$$

lT_{SUP} viene misurata da una sonda (termometro a resistenza di platino) e inviata ad una centralina di elaborazione e totalizzazione che provvede ad effettuare l'integrazione temporale.

PROBLEMI:

- Nel transitorio di riscaldamento raffreddamento: dati inaffidabili
- Misura puntuale
- Difficoltà di giusto posizionamento
- Possibili manomissioni esterne

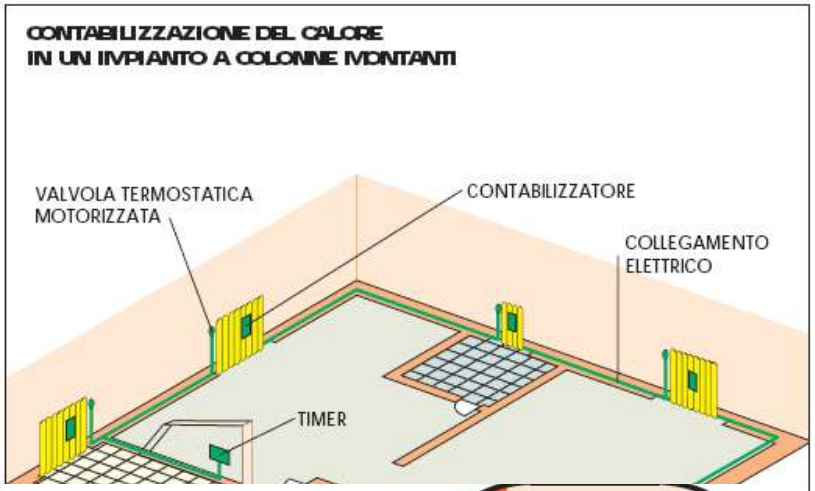
EQUAZIONE DI BILANCIO DI FLUSSI

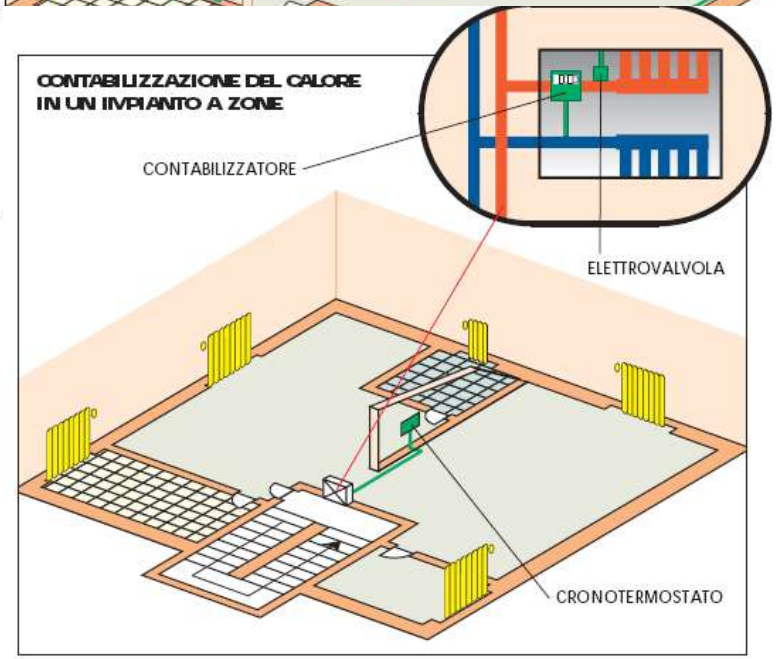
ENERGIA= EN CEDUTA DAL FLUIDO= EN SCAMBIATA CON AMBIENTE = EN CEDUTA ALL'ESTERNO

$$E = m * c * \Delta T * \tau = h * A * (T_{SUP} - T_{INT}) * \tau = K * A * (T_{INT} - T_{EST}) * \tau$$

Dove (IN ROSSO LE MISURE):

$\Delta\tau$	=	intervallo osservazione (mesi)
E	=	energia termica fornita all'ambiente in intervallo di tempo $\Delta\tau$
m	=	portata massica fluido vettore (acqua)
ΔT	=	differenza temperatura media (in Δt) del fluido vettore in ingresso/uscita
h	=	coefficiente adduzione media superficiale
A	=	area superficie corpo scaldante
A'	=	area pareti ambiente
T_{SUP}	=	temperatura superficiale corpo scaldante
T_{INT}	=	temperatura ambiente interno
T_{EST}	=	temperatura esterna
K	=	coefficiente globale scambio pareti perimetrali edificio
C	=	capacità termica massica fluido vettore (4.186 Kj/kgK per l' acqua)





I VARI SISTEMI

COLONNE MONTANTI

* misurare energia consumata, singolarmente,dai radiatori

- quindi installare un contabilizzatore di calore su ogni radiatore.

(MISURA DELLA PORTATA DI FLUIDO PASSATO E LA SUA TEMPERATURA MEDIA)

•GESTIRE L'IMPIANTO

•sostituire le valvole manuali dei radiatori con valvole termostatiche in modo da regolare, stanza per stanza, la temperatura desiderata.(circa 65 a valvola)

•Eventuali valvole motorizzate con un interruttore orario (timer). Collegando elettricamente le valvole al timer si potranno aprire o chiudere i radiatori in base agli orari scelti.

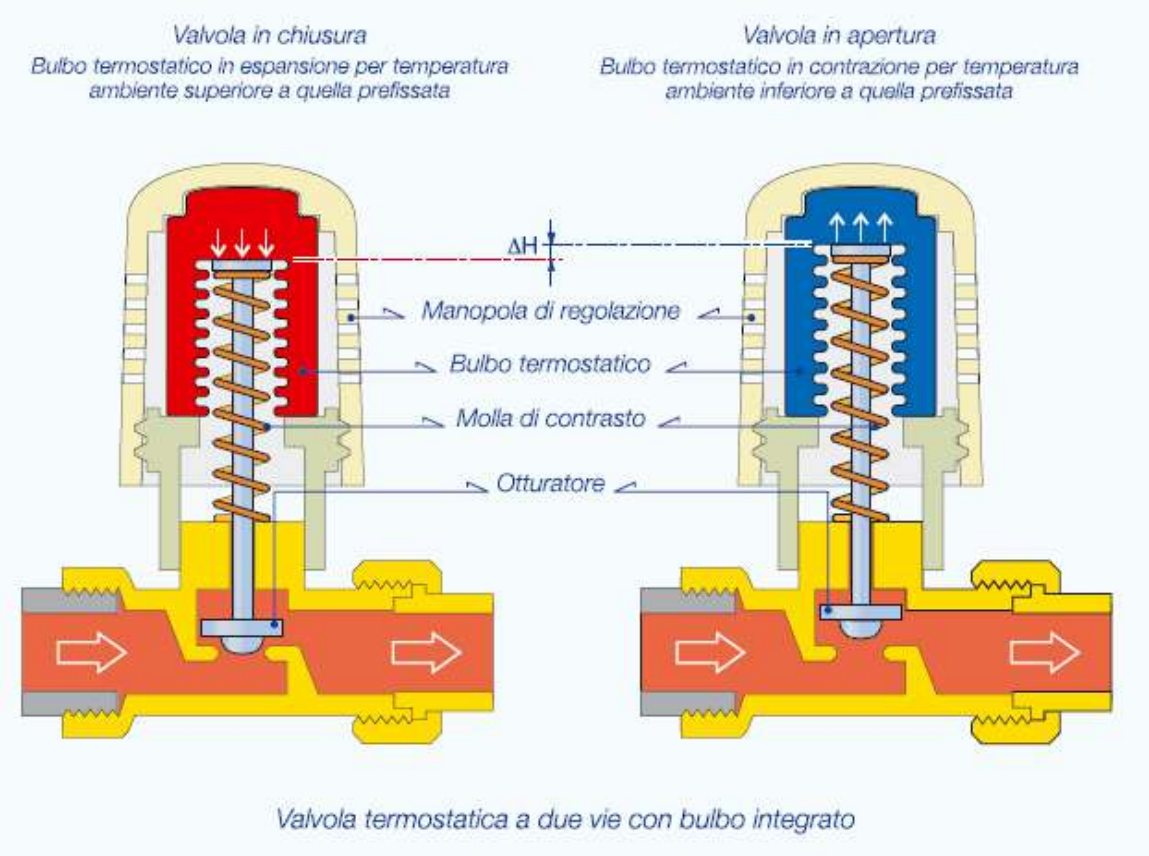
A ZONE : 1 SOLO CONTABILIZZATORE

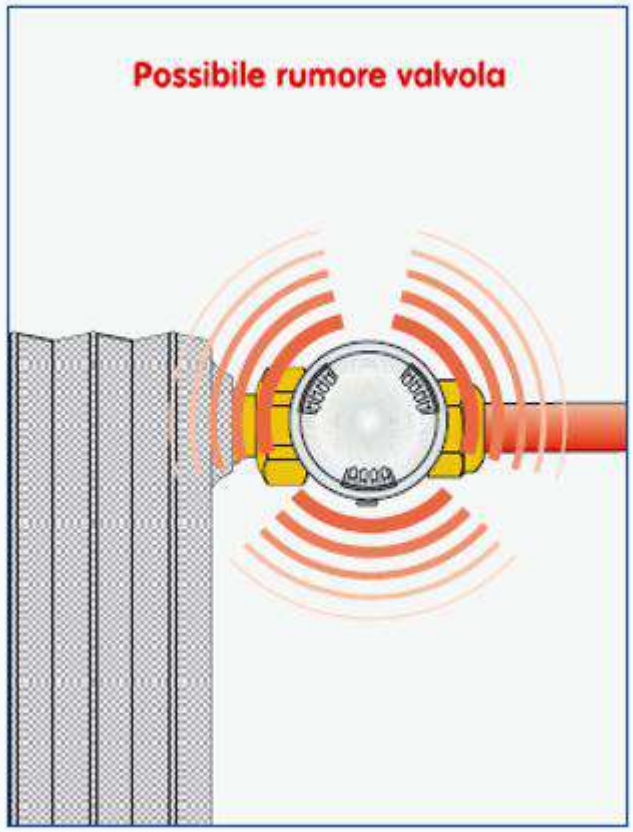
La quantità di calore consumata da ogni radiatore viene letta, periodicamente, da un tecnico incaricato dall'Amministratore.

Tuttavia, alcuni tra i sistemi di contabilizzazione più recenti permettono di evitare che la lettura dei consumi sia fatta all'interno dell'appartamento, radiatore per radiatore: ogni contabilizzatore, infatti può trasmettere via radio i dati ad una centralina, installata ad esempio nell'androne, dalla quale l'incaricato della lettura potrà prelevare i dati relativi ai consumi di tutti gli appartamenti. (5-6 € annui)



COME FUNZIONA LA VALVOLA TERMOSTATICA ?





Se si superano i 1800 mm c.a.

OSSERVAZIONI

✓ OCCORRE INSERIRE IN CALDAIA POMPE A GIRI VARAIBILI CON INVERTER

✓ AL CHIUDERE DELLE VALVOLE TERMOSTATICHE AUMENTANO LE RESISTENZE DEL CIRCUITO ⇒ SERVE MENO PORTATA

✓ OCCORRE ESSERE SICURI CHE I DIVISORI, TETTO, PRIMO PIANO E AMBIENTI VERSO LOCALI NON RISCALDATI SIANO BEN COIBENTATI

✓ LE SPESE SONO SEMPRE RIPARTITE IN QUOTA FISSA FORFETTARIA 20-50 % E QUOTA CONSUMO.

Grazie per l'attenzione…

Prof. a contratto PhD Ing. Alessandro Cavalletti
alecavalletti@libero.it
alessandro.cavalletti@edu.unige.it