

**informazione
tecnica**

**Il sistema integrato
convettore radiante
monotubo in serie**

Il sistema integrato convettore radiante monotubo in serie

INTRODUZIONE

Le tecniche industriali attuali interessano sempre più il settore delle costruzioni edilizie, settore per sua stessa natura piuttosto tradizionale.

Nuovi materiali, estensione dei metodi di prefabbricazione e di premontaggio, sistemi di calcolo più sofisticati, hanno lo scopo di migliorare lo standard generale delle costruzioni, pur mantenendo i costi entro limiti accettabili.

Nel settore specifico del riscaldamento, soprattutto civile, non sono mancate in questi ultimi anni ricerche e realizzazioni tendenti alla razionalizzazione dei componenti e dei sistemi da parte dei costruttori, progettisti ed installatori, ma solo recentemente si è fatto quel salto di qualità che permette di inserire l'impianto nell'edificio come sua parte integrante. Questo significa poter estendere anche all'impianto di riscaldamento gli obiettivi propri di ogni realizzazione industriale:

- costi minimi dei componenti
- costi minimi dell'installazione
- costi minimi dell'esercizio

Nel caso specifico questi obiettivi sono raggiunti con:

- ottimizzazione dei calcoli termici
- razionalizzazione delle reti di distribuzione
- regolazione automatica

Il sistema integrato convettori radianti-monotubo in serie rappresenta un notevole passo avanti su questa strada.

SISTEMI DI DISTRIBUZIONE

Come è noto, la quantità di calore Q (kcal/h) emessa da un corpo scaldante si può esprimere come prodotto della portata di acqua che lo attraversa q (litri/h) per la differenza di temperatura Δt ($^{\circ}\text{C}$) tra entrata e uscita dello stesso.

$$Q = q \cdot \Delta t$$

La costanza dell'uno o dell'altro dei due fattori caratterizza i diversi sistemi.

due tubi (q variabile - Δt costante)

È il sistema tradizionale nato come impianto a circolazione naturale e poi perfezionato con l'applicazione di una pompa di circolazione.

Da tubazioni principali verticali o orizzontali sono derivati i corpi scaldanti; ciascuno lavora con un comune Δt che corrisponde al Δt tra andata e ritorno della caldaia.

Le portate q_1, q_2, \dots sono determinate dalle rispettive quantità di calore Q_1, Q_2, \dots (fig. 1).

Ogni corpo scaldante deve essere dotato di una adatta valvola di equilibratura.

microtubo (q variabile - Δt costante)

Questo sistema corrisponde sostanzialmente al precedente con la sola differenza che un certo numero di corpi scaldanti (per esempio quelli relativi ad un appartamento o in generale a una zona) è collegato singolarmente con tubi di piccolo diametro (normalmente tubi di rame 6/8 mm) a un distributore derivato dalla rete principale (fig. 2).

Anche in questo caso ad ogni corpo scaldante deve essere applicato un organo di equilibratura.

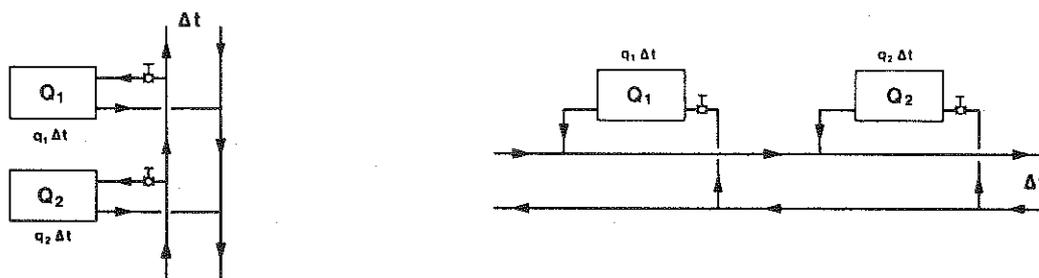


Fig. 1 - Schemi distribuzione a 2 tubi.

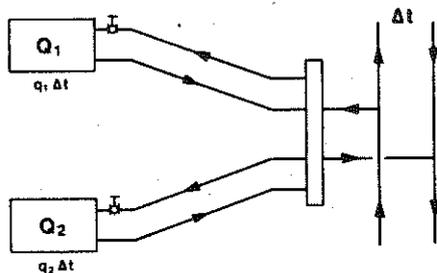


Fig. 2 - Schema distribuzione microtubo.

monotubo in derivazione (q variabile, Δt variabile)

È un sistema presentato alcuni anni or sono che si avvale di particolari dispositivi detti diversori. Si tratta di installare su un anello monotubo, in verticale o in orizzontale, i corpi scaldanti in derivazione in modo che ognuno riceva la quantità di acqua che gli compete, prelevandola dall'anello e restituendogliela. Naturalmente i successivi corpi scaldanti saranno alimentati con acqua a temperature via via decrescenti (fig. 3).

I buoni risultati del sistema sono legati essenzialmente alla precisione con cui si riesce a derivare per ogni corpo scaldante la portata necessaria, essendo il tutto affidato a un preciso equilibrio di perdite di carico.

monotubo in serie (q costante, Δt variabile)

Il sistema fu proposto parecchi anni fa, ma solo oggi i componenti disponibili permettono di sfruttarne in pieno le particolari caratteristiche.

L'ormai universale applicazione delle pompe di circolazione e la possibilità di avere corpi scaldanti la cui emissione di calore può essere regolata non sul lato acqua ma sul lato aria (convettori radianti con serranda esterna di parzializzazione) hanno fatto sì che il sistema abbinato convettori-monotubo in serie sia oggi il più compatto e funzionale tra tutti quelli in uso.

Disponendo in serie tra di loro un certo numero di corpi scaldanti, si ha una portata costante di acqua attraverso tutti gli apparecchi disposti su un determinato anello. L'uscita dal primo alimenta il secondo, l'uscita dal secondo alimenta il terzo e così via fino all'ultimo apparecchio dell'anello dal quale l'acqua esce alla temperatura corrispondente al ritorno generale dell'impianto (fig. 4).

Gli anelli si possono sviluppare sia in verticale che in orizzontale.

Il fatto di poter regolare l'emissione di calore senza dover intervenire sul circuito acqua è determinante agli effetti del costo di installazione.

Qualora non vi sia questa possibilità, come per esempio nel caso di radiatori o piastre, è indispensabile installare su ogni corpo scaldante una particolare valvola a tre o a quattro vie di by-pass; infatti è evidente che, essendo con questi apparecchi la regolazione ottenibile solo parzializzando la portata di acqua, occorre predisporre un opportuno dispositivo per assicurare in ogni caso la portata costante nell'anello.

Con il convettore radiante invece, regolando la serranda, il flusso di acqua nell'anello non viene evidentemente mai turbato. Se si tiene conto che il costo di un dispositivo regolabile di by-pass incide in modo non trascurabile su ogni corpo scaldante e che nel sistema monotubo non occorre neppure installare il classico detentore, risulta evidente che il convettore trova sull'impianto monotubo in serie l'applicazione più razionale ed economica nei riguardi di qualsiasi altro corpo scaldante.

Si deve aggiungere un'altra importante osservazione: a differenza dei corpi scaldanti la cui emissione è prevalentemente per radiazione, le rese di un convettore sono notevolmente influenzate dalla velocità dell'acqua. Nel caso del monotubo in serie ogni apparecchio di un anello è attraversato dall'intera portata relativa alla somma degli apparecchi installati sull'anello stesso e funziona di conseguenza con velocità di acqua di molto superiori a quelle relative a un qualsiasi altro sistema di distribuzione.

Si ottiene lo sfruttamento massimo dell'apparecchio e quindi sarà minore la superficie da installare o, a parità di superficie installata, sarà possibile lavorare con salti maggiori di temperatura tra andata e ritorno e si potrà realizzare la rete di distribuzione con tubazioni di diametro inferiore.

CONFRONTO RETI DI DISTRIBUZIONE

Il confronto sarà effettuato su un edificio di abitazione di 4 piani considerando per semplicità il piano tipo ed in particolare una zona d'angolo (fig. 5-6-7-8).

La valutazione dei percorsi sarà fatta partendo dai collettori di distribuzione disposti a soffitto del cantinato.

Sono state prese in considerazione le seguenti soluzioni:

- 1) due tubi con distribuzione verticale su quattro colonne di andata e quattro colonne di ritorno alle quali sono collegati gli apparecchi insistenti sulla stessa verticale (fig. 5).
- 2) monotubo in derivazione con una colonna di andata e una di ritorno collegate a ogni piano da un anello orizzontale sul quale i corpi scaldanti sono applicati in derivazione (fig. 6).
- 3) monotubo in serie con una colonna di andata e una di ritorno collegate a ogni piano da un anello orizzontale sul quale i corpi scaldanti sono applicati in serie (fig. 7).
- 4) monotubo in serie con due anelli in verticale colleganti in serie tutti i corpi scaldanti insistenti sulla stessa verticale (fig. 8).

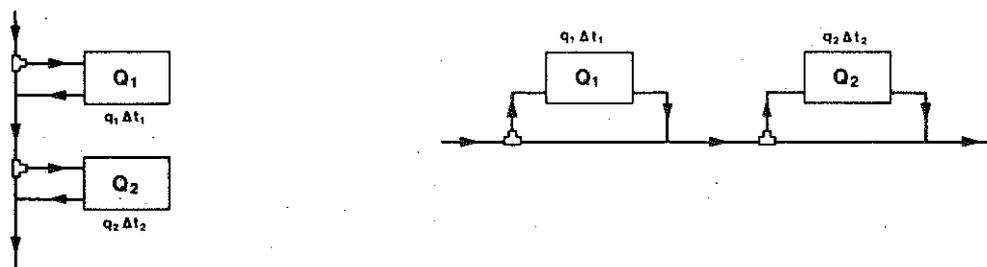


Fig. 3 - Schemi distribuzione monotubo in derivazione.

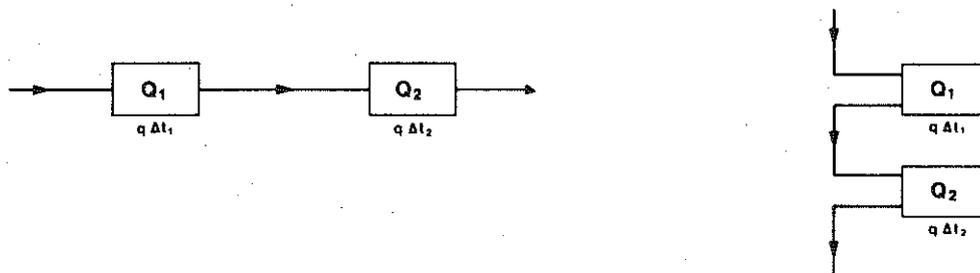


Fig. 4 - Schemi distribuzione monotubo in serie.

Dalla tabella 1 risultano evidenti le differenze tra gli sviluppi delle tubazioni.

Si noterà che la soluzione 4 che collega in serie i corpi scaldanti di piani diversi risulta nelle migliori condizioni. Dal punto di vista funzionale è però in genere preferita la soluzione 3 in serie orizzontale che permette di rendere gli appartamenti termicamente indipendenti gli uni dagli altri.

Le considerazioni che si possono trarre da questa tabella, la quale forzatamente si riferisce a un caso particolare anche se tipico, sono però sicuramente significative an-

che se da situazione a situazione vi potranno essere scarti in più o in meno dei rapporti di sviluppo dei tubi.

CONFRONTO SUPERFICI INSTALLATE

Riprendiamo i due esempi tipici di fig. 5 e 7, prendendo in considerazione le superfici da installare su un piano tipo. Se consideriamo le kcal/h indicate su detti disegni con alimentazione acqua a 85°, ritorno a 75° e temperatura ambiente 20°, possiamo impostare la tabella 2. Nella tabella abbiamo introdotto i valori di resa dei con-

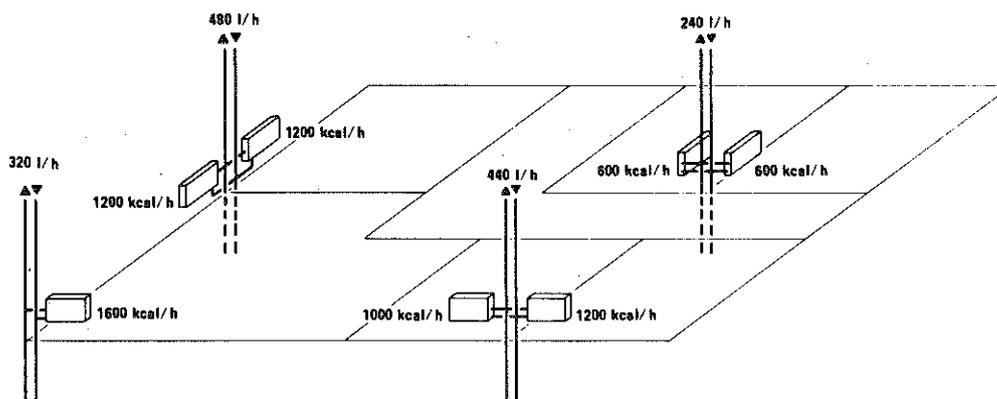


Fig. 5 - Distribuzione a 2 tubi.

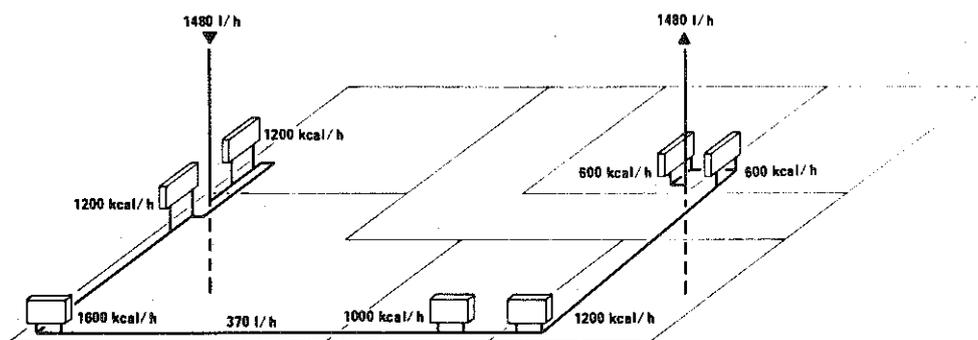


Fig. 6 - Distribuzione monotubo in derivazione.

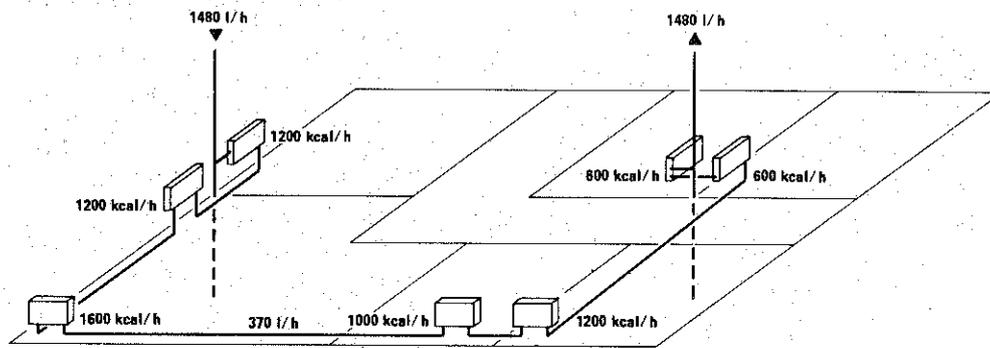


Fig. 7 - Distribuzione monotubo in serie orizzontale.

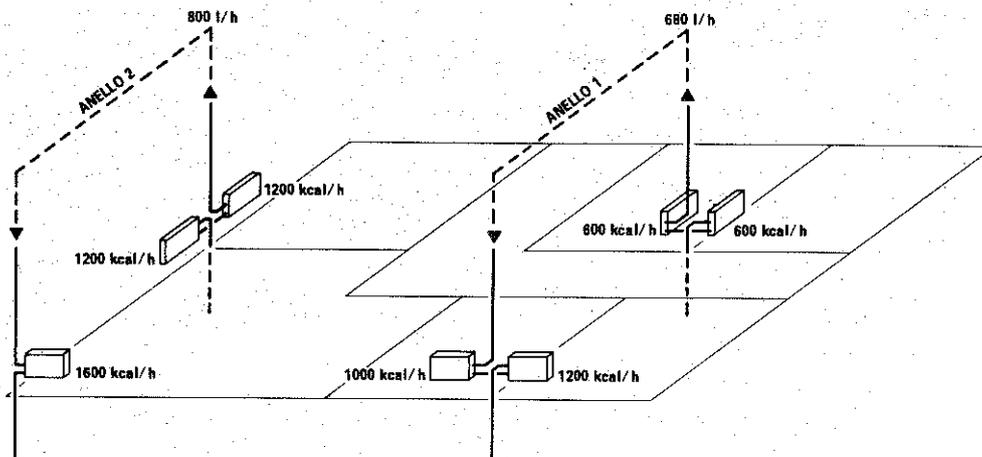


Fig. 8 - Distribuzione monotubo in serie verticale.

TABELLA 1

DISTRIBUZIONE		SVILUPPO TUBAZIONI (metri)		TOTALE (metri)
1	A due tubi	Colonne	90	120
		Collegamenti orizzontali	30	
2	Monotubo in derivazione	Colonne	18	128
		Anelli orizzontali (12,4 x 14 mm)	110	
3	Monotubo in serie orizzontale	Colonne	18	98
		Anelli orizzontali (12,4 x 14 mm)	80	
4	Monotubo in serie verticale	Anello 1 (16,4 x 18 mm)	40	75
		Anello 2 (18 x 20 mm)	25	

vettori radianti riferiti alle condizioni di alimentazione, valori che verranno poi discussi più avanti; per questo confronto è sufficiente notare che, mentre per l'impianto a 2 tubi la resa è uguale per ogni apparecchio, e ciò è evidente trattandosi di apparecchi tutti alimentati con acqua alle stesse condizioni, cioè 85° - 75°, nel monotubo in serie

ogni convettore lavora in condizioni diverse essendo il primo dell'anello alimentato con acqua a 85° e l'ultimo con acqua di poco superiore a 75°. Inoltre, mentre nell'impianto a 2 tubi la caduta di temperatura, se l'impianto è perfettamente tarato, è di 10° costante (a pieno carico), nel monotubo in serie le cadute

TABELLA 2

CON-VETTORE	kcal/h	A		B		C	
		2 TUBI 85° ÷ 75°		MONOTUBO 85° ÷ 75°		MONOTUBO 85° ÷ 65°	
		kcal/m ² h	m ²	kcal/m ² h	m ²	kcal/m ² h	m ²
1	1200	293	4,09	398	3,02	361	3,32
2	1200	293	4,09	382	3,14	333	3,60
3	1600	293	5,46	353	4,53	292	5,47
4	1000	293	3,41	356	2,81	279	3,58
5	1200	293	4,09	336	3,58	251	4,79
6	600	293	2,05	351	1,71	251	2,39
7	600	293	2,05	343	1,75	238	2,52
SUPERFICIE TOTALE		25,24 m ²		20,54 m ²		25,67 m ²	
RESA MEDIA		293 kcal/m ² h		360 kcal/m ² h		288 kcal/m ² h	
PORTATA ACQUA		740 l/h		740 l/h		370 l/h	

sono molto ridotte, dell'ordine di pochi °C, ed anche queste variabili da apparecchio ad apparecchio in funzione delle kcal/h assorbite.

È interessante notare subito come la resa media sia comunque superiore alla resa dell'impianto a 2 tubi, il che significa che la resa viene esaltata dall'elevata velocità di attraversamento, alla quale il convettore è più sensibile di qualsiasi altro corpo scaldante.

Come si può vedere dalla tabulazione, il semplice passaggio da impianto a 2 tubi a monotubo comporta una riduzione di superficie installata del 20% a parità di altre condizioni.

A questo punto è però importante esaminare cosa succede variando il salto di temperatura tra andata e ritorno, passando da 85° - 75 °C a 85° - 65 °C; il risultato è indicato nell'ultima colonna.

Si può vedere che la resa media è di poco diversa da quella relativa all'impianto a 2 tubi funzionante con una caduta di temperatura di 10°, ma, con una superficie installata di conseguenza praticamente uguale, si ha metà portata di acqua in circolazione, cioè 370 l/h contro 740 l/h.

Naturalmente risulta dimezzata anche tutta la portata dell'acqua in circolazione nell'impianto.

Questa possibilità dell'impianto monotubo non deve essere trascurata, anzi ai fini del costo totale assume forse maggior importanza della riduzione della superficie installata. L'incidenza della mano d'opera e le difficoltà derivate dalla riduzione degli spazi concessi per le tubazioni fanno sì che ogni riduzione della portata in circolazione e quindi ogni riduzione conseguente dei diametri delle tubazioni, delle pompe di circolazione, ecc. porti a sensibili vantaggi sui costi di installazione.

Le 7400 kcal/h dell'anello preso in considerazione possono essere distribuite realizzando l'anello con una tubazione di rame da 14 mm. che può essere sistemata a pavimento come un cavo elettrico o telefonico con la massima libertà di tracciato e quindi scegliendo anche il percorso più breve.

Se poi il confronto viene effettuato con altri corpi scaldanti tipo radiatori o piastre, occorre mettere in conto anche l'economia di installazione propria dell'impianto monotubo a convettori, dovuta al fatto che il convettore non richiede il dispositivo di by-pass, essendo la regolazione della quantità di calore emessa effettuata tramite la serranda dell'aria. L'eliminazione di questo dispositivo comporta oltre che risparmio di materiale e mano d'opera anche l'eliminazione di ogni fonte potenziale di perdite e di necessità di manutenzione.

SISTEMI DI CALCOLO

Se, come si può dedurre dalla descrizione e dai confronti effettuati in precedenza, il sistema monotubo è di estrema semplicità concettuale e presenta aspetti estremamente favorevoli per l'installazione, esso richiede invece una certa cura nel dimensionamento dei corpi scaldanti. Con un sistema da noi elaborato anche questo problema è però risolto in modo rapido e preciso.

La particolarità che si presenta nel dimensionamento dei convettori radianti in questo tipo di impianto è che, contrariamente ad un impianto tradizionale a due tubi, la temperatura di alimentazione ai corpi scaldanti disposti su un anello è variabile dal valore massimo che corrisponde alla temperatura di mandata della caldaia al valore minimo riscontrabile sull'ultimo apparecchio dell'anello. Ciò significa che la resa unitaria che in un impianto a due tubi è praticamente uguale per tutti gli apparecchi ed è determinata dalla temperatura di mandata e dal salto termico di progetto, nell'impianto monotubo in serie varia da convettore a convettore.

Inoltre, e qui risiede una delle particolarità del convettore, la resa è anche influenzata dalla portata di acqua che attraversa la batteria ed aumenta notevolmente al suo aumentare: nel monotubo in serie il convettore è attraversato dall'intera portata relativa all'anello su cui si trova.

In pratica, essendo l'aumento della portata di acqua tratto nella batteria in una diminuzione del salto termico tra entrata e uscita, si è preferito tabulare le rese unitarie in base alla differenza di temperatura tra l'entrata dell'acqua nel convettore e l'ambiente (che chiamiamo ΔT) e la differenza tra l'entrata e l'uscita dell'acqua dal convettore stesso (che chiamiamo Δt).

In generale la procedura di calcolo è la seguente:

- 1) Dividere la potenzialità complessiva dell'anello per la differenza di temperatura tra mandata e ritorno generale dell'impianto ottenendo la portata che gli compete.

Se è data invece la portata dell'anello, determinare la temperatura di ritorno dividendo la potenzialità complessiva dell'anello per la portata che gli compete.

- 2) Partendo dal primo apparecchio dell'anello dividere la sua potenzialità per la portata, ottenendo così la differenza di temperatura Δt tra entrata ed uscita.

- 3) Sulla tabella 3 (pag. 9) in corrispondenza a ΔT (differenza tra temperatura di entrata nel convettore e temperatura ambiente) e a Δt (calcolato al punto 2), si ricava la resa in kcal/h m² eventualmente interpolando per valori intermedi.

La superficie del convettore si ottiene dividendo la potenzialità per la resa.

- 4) Si passa al convettore successivo la cui temperatura di entrata sarà quella dell'apparecchio precedente diminuita del Δt . Si ricava il relativo salto termico e si procede come ai punti 2 e 3.
- 5) Continuare fino all'ultimo apparecchio verificando che la temperatura di uscita dallo stesso sia quella prevista come ritorno in caldaia.
- 6) Determinate le superfici si scelgono i convettori adatti ricordando che i modelli a due tubi potranno essere installati solo su anelli in cui la portata non superi 600 l/h.

I metodi di calcolo proponibili sono quattro e ne vediamo qui di seguito l'applicazione.

Calcolo tabellare

Supponiamo di avere un anello con 5 convettori (CVA) in serie che devono erogare 2.000 kcal/h cadauno in ambiente a 20° C.

L'anello è alimentato con acqua a 85° C e ritorno a 75° C (figura 9). Il primo calcolo da fare è la portata dell'anello che risulta:

$$q = \frac{2000 \times 5}{85 - 75} = 1000 \text{ litri/h}$$

Nel primo apparecchio che deve erogare 2000 kcal/h l'acqua si raffredda di

$$\Delta t = 2000 : 1000 = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e il secondo sarà alimentato con acqua a 85° - 2° = 83° C. Avendo supposto che tutti i convettori abbiano la stessa potenzialità si avrà per ognuno un salto di 2° C così che saranno alimentati progressivamente con 85° - 83° - 81° - 79° - 77° C.

Dall'ultimo apparecchio l'acqua esce a 77° - 2° = 75° C come era stabilito. Per determinare le rese vediamo come variano i ΔT , cioè le differenze tra la temperatura di entrata e l'ambiente. Per il primo si ha:

$$\Delta T = 85^\circ - 20^\circ = 65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

per il secondo 83° - 20° = 63° C e quindi successivamente 61° C, 59° C, 57° C. Dalla tabella 3 si ricavano quindi le rese per ogni apparecchio e la superficie corrispondente. La superficie complessiva dei CVA sull'anello è di 28,66 m² con resa media di 349 kcal/h m².

CVA	ΔT	Δt	Resa	Superficie
1	65°	2°	387	5,17
2	63°	2°	368	5,43
3	61°	2°	350	5,71
4	59°	2°	333	6,00
5	57°	2°	315	6,35

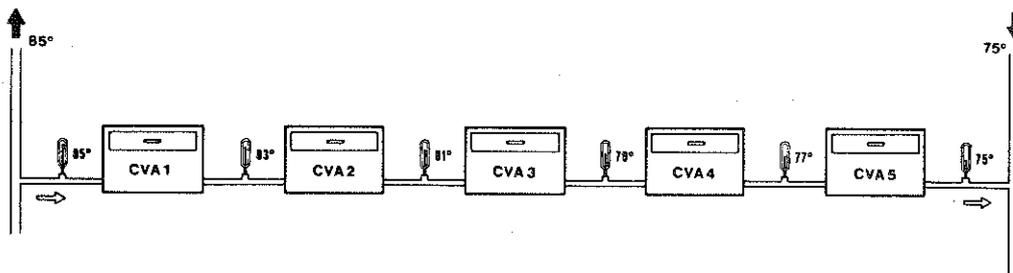


Fig. 9 - Esempio calcolo tabellare.

Se l'impianto fosse stato realizzato col sistema a due tubi, ogni apparecchio sarebbe stato alimentato con acqua a 85° C e con un Δt di 10° C; sempre dalla tabella 3 la resa sarebbe risultata (con $\Delta T = 85^\circ - 20^\circ = 65 \text{ } ^\circ\text{C}$) di 293 kcal/h m² e in totale si sarebbero dovuti installare 34,13 m², cioè il 19% in più.

L'aumento di resa da 293 a 349 è spiegato dal fatto che nel caso dell'impianto a due tubi ogni convettore è attraversato dalla portata di acqua che gli compete in base alle kcal/h che deve erogare, cioè nel nostro caso 2000 : 10 = 200 l/h, mentre nel monotubo in serie è attraversato da 2000 x 5 : 10 = 1000 l/h.

Il conseguente aumento di velocità da 1 a 5 e quindi del coefficiente di scambio è la causa principale di questa maggior resa del convettore.

Calcolo grafico

Per la determinazione della temperatura di ingresso di ogni apparecchio e dei Δt si può applicare un sistema grafico molto semplice di cui suggeriamo un modello che può essere reso di comodo impiego riportandolo in dimensioni maggiori.

Stabilite le temperature di andata e ritorno dell'anello, e nota la somma delle kcal/h che lo stesso deve erogare, si traccia il segmento AB (figura 10) che determina le cadute di temperatura Δt nei corpi scaldanti in base alle singole kcal/h e quindi la temperatura di entrata nell'apparecchio successivo.

Con questi valori dalla tabella 3 si ricavano le rese in funzione dei Δt e della differenza di temperatura tra l'entrata e l'ambiente ΔT , come fatto nel primo metodo.

In questa figura è riportato il caso di un anello con 6 CVA in serie rispettivamente di 1000, 1500, 500, 1800, 700 e 1500 kcal/h funzionanti con acqua 85° - 65° C. Partendo dallo 0 si portano di seguito verso destra le kcal/h dei CVA nell'ordine con cui gli apparecchi si incontrano seguendo il flusso dell'acqua nell'anello, giungendo alla somma di 7000 kcal/h. Sulla scala di sinistra si segna la temperatura di mandata 85° C e su quella di destra la temperatura di ritorno 65° C e quindi si traccia il segmento B. Si ricavano infine i valori $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_6$.

Calcolo analitico

Nell'esempio fatto la ricerca delle rese sulla tabella 3 è stata rapida perché abbiamo considerato i valori interi dei ΔT e Δt , mentre normalmente si hanno dei valori frazionari.

Occorre quindi quasi sempre fare una doppia interpolazione.

Se è disponibile un calcolatore elettronico anche di tipo tascabile con possibilità di eseguire l'elevazione a potenza x^y o y^x , si può eseguire il calcolo diretto della resa in base ai ΔT e Δt (da calcolarsi preliminarmente) applicando la formula

$$R = 0,74362 \left(\Delta T - \frac{\Delta t}{2} \right)^{1,5222} (\Delta t)^{-0,1111}$$

con R espresso in kcal/h m².

TABELLA 3 - RESA IN kcal/ m²h DEI CONVETTORI RADIANTI JUCKER NEL MONOTUBO IN SERIE

Differenza entrata acqua e ambiente (°C)	Differenza entrata e uscita acqua (°C)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
30	128	116	108	102	97	92	88	84	81	77
31	135	122	114	107	102	97	93	89	85	82
32	142	128	120	113	107	103	98	94	90	87
33	149	135	126	119	113	108	103	99	95	92
34	156	141	132	125	119	114	109	105	101	97
35	163	148	138	131	124	119	114	110	106	102
36	170	154	144	137	130	125	120	115	111	107
37	178	161	151	143	136	131	126	121	117	113
38	185	168	157	149	142	137	131	127	122	118
39	193	175	164	155	149	143	137	132	128	123
40	200	182	171	162	155	149	143	138	133	129
41	208	189	177	168	161	155	149	144	139	135
42	216	196	184	175	168	161	155	150	145	140
43	224	204	191	182	174	167	161	156	151	146
44	232	211	198	189	181	174	168	162	157	152
45	240	219	205	195	187	180	174	168	163	158
46	248	226	213	202	194	187	180	175	169	164
47	257	234	220	209	201	193	187	181	175	170
48	265	242	227	217	208	200	193	187	182	176
49	274	250	235	224	215	207	200	194	188	183
50	282	257	242	231	222	214	207	200	195	189
51	291	266	250	238	229	221	214	207	201	196
52	300	274	258	246	236	228	221	214	208	202
53	309	282	265	253	243	235	228	221	214	209
54	318	290	273	261	251	242	235	228	221	215
55	327	299	281	269	258	249	242	235	229	222
56	336	307	289	276	266	257	249	242	235	229
57	345	315	298	284	273	264	256	249	242	236
58	355	324	306	292	281	272	263	256	249	243
59	364	333	314	300	289	279	271	263	256	250
60	374	342	322	308	297	287	278	270	263	257
61	383	350	331	316	305	295	286	278	271	264
62	393	359	339	324	313	302	293	285	278	271
63	403	368	348	333	321	310	301	293	285	278
64	413	377	356	341	329	318	309	300	293	286
65	423	387	365	349	337	326	317	308	300	293
66	433	396	374	358	345	334	324	316	308	301
67	443	405	383	367	353	342	332	324	316	308
68	453	415	392	375	362	350	340	331	323	316
69	463	424	401	384	370	359	348	339	331	323
70	473	434	410	393	379	367	357	347	339	331
71	484	443	419	401	387	375	365	355	347	339
72	494	453	428	410	396	384	373	363	355	347
73	505	463	437	419	405	392	381	372	363	355
74	515	472	447	428	413	401	390	380	371	363
75	526	482	456	437	422	409	398	388	379	371
76	537	492	466	446	431	418	407	397	387	379
77	548	502	475	456	440	427	415	405	395	387
78	559	512	485	465	449	436	424	413	404	395
79	570	522	495	474	458	445	433	422	412	403
80	581	533	504	484	467	453	441	431	421	412
81	592	543	514	493	477	462	450	439	429	420
82	603	553	524	503	486	471	459	448	438	428
83	615	564	534	512	495	481	468	457	446	437
84	626	574	544	522	504	490	477	465	455	445
85	637	585	554	532	514	499	486	474	464	454
86	649	595	564	542	523	508	495	483	473	463
87	661	606	574	551	533	518	504	492	481	471
88	672	617	585	561	543	527	513	501	490	480
89	684	628	595	571	552	537	523	510	499	489
90	696	639	605	581	562	546	532	520	508	498
91	708	650	616	591	572	556	541	529	517	507
92	719	661	626	601	582	565	551	538	527	516
93	731	672	637	612	592	575	560	547	536	525
94	744	683	647	622	602	585	570	557	545	534
95	756	694	658	632	612	595	580	566	554	543
96	768	705	669	643	622	604	589	576	564	552
97	780	717	680	653	632	614	599	585	573	562
98	793	728	691	664	642	624	609	595	583	571
99	805	740	701	674	652	634	619	605	592	580
100	817	751	712	685	663	644	629	614	602	590

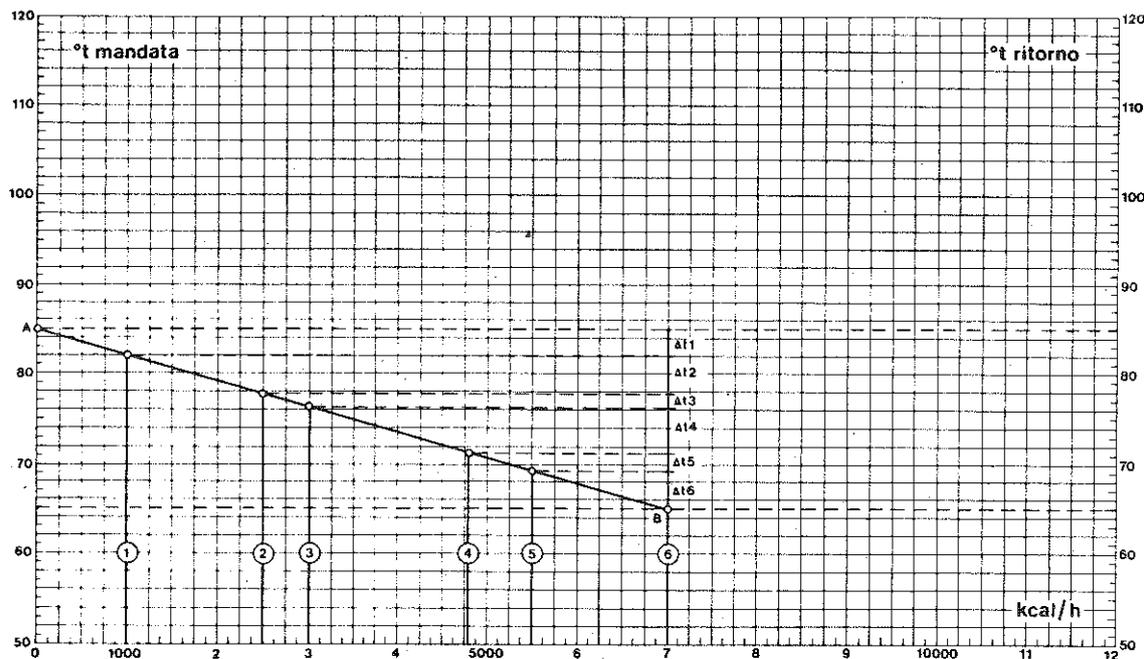


Fig. 10 - Esempio calcolo grafico.

Questa formula, che è servita per calcolare i valori della tabella 3, copre tutto il normale campo di impiego. Essa è ricavata tenendo conto della variazione della resa con la portata di acqua e che, a parità di portata, la resa varia con la differenza tra la temperatura media dell'acqua e la temperatura ambiente elevata all'esponente 1,37.

In generale, essendo note le kcal/h che ogni CVA deve erogare, si esegue dapprima la somma

$$Q = Q_0 + Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n$$

Dividendo Q per il salto termico di progetto dell'anello, cioè per la differenza fra la temperatura di mandata t_m e la temperatura di ritorno t_r , si ricava la portata q nell'anello considerato:

$$q = Q / (t_m - t_r)$$

Naturalmente se la portata dell'anello è invece un dato di progetto essa viene usata direttamente nelle formule che seguono.

Si ricavano per ogni corpo scaldante i Δt , cioè:

$$\Delta t_n = Q_n / q$$

la temperatura di entrata:

$$t_n = t_{n-1} - Q_n / q$$

e quindi la differenza ΔT_n tra la temperatura t_n e l'ambiente t_a

$$\Delta T_n = t_n - t_a$$

Calcolata la resa R_n di ogni CVA, applicando la formula sopra riportata, si calcola poi la superficie di ogni apparecchio che in m^2 è data da:

$$S_n = Q_n / R_n$$

Calcolo automatico

Se si ha a disposizione un calcolatore programmabile di qualsiasi tipo è possibile realizzare un programma automatico con il quale, introdotte da tastiera per ogni anello la temperatura di mandata T_M , la temperatura di ritorno T_R (o la portata dell'anello), la temperatura ambiente T_A

e la potenzialità dei CVA nell'ordine in cui si incontrano seguendo il flusso dell'acqua, si hanno direttamente le superfici dei CVA nell'ordine.

Accenniamo brevemente per gli interessati allo schema di programmazione (fig. 11).

Il programma, eseguita la somma delle Q_n e calcolata la portata q , calcola successivamente la resa di tutti gli apparecchi dopo averne determinato progressivamente le temperature di entrata.

In modo analogo si procede nel caso in cui il dato di progetto sia la portata.

ESEMPIO DI CALCOLO

A titolo di esempio riportiamo il calcolo di una installazione su una piccola costruzione a due piani per una potenzialità complessiva di 24.000 kcal/h.

La rete di distribuzione è stata suddivisa in 4 anelli A - B - C - D ed i calcoli, che non hanno bisogno di particolari commenti sono riportati nella tabella 4.

Lo schema di distribuzione è indicato nelle figure 12 e 13.

APPLICAZIONE IN IMPIANTI AUTONOMI

È questo un esempio tipico in cui il convettore radiante dimostra tutte le sue doti di flessibilità di impiego e di installazione su una distribuzione monotubo.

Con l'estensione della disponibilità di gas per riscaldamento sta avendo attualmente un notevole rilancio l'impianto per appartamento con caldaie autonome di cui è oggi disponibile un'ampia gamma (anche di tipo murale) con potenzialità che partono da un minimo di 10/12.000 kcal/h, anche nella versione con produttore di acqua calda incorporato.

Alla compattezza della caldaia, che viene generalmente fornita già completa di tutti gli accessori (pompa di circolazione, serbatoio di espansione, valvola di sicurezza, valvola di miscela, pannello di comando e controllo), corrisponde la possibilità di eseguire l'impianto di riscaldamento con estrema semplicità e minimo ingombro.

Su questi impianti autonomi di appartamento la soluzione

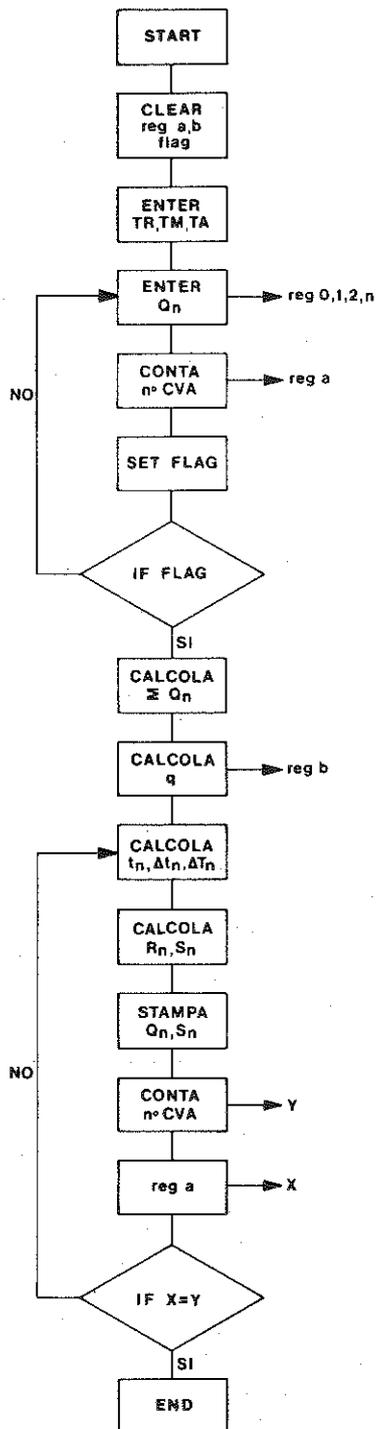


Fig. 11 - Diagramma a blocchi

con apparecchi disposti in serie si presenta come l'ideale.

In questi casi è generalmente sufficiente un solo anello monotubo (in genere realizzato con tubo di rame) che collega tutti i convettori dell'appartamento. Al massimo, per gli appartamenti di maggior dimensione, si eseguiranno due anelli.

Il diametro dei tubi di rame per gli anelli non è generalmente superiore a 14 ÷ 16 mm. ed in commercio sono disponibili tubi già con rivestimento isolante.

Se si tratta di nuove costruzioni, le tubazioni vengono sistemate sotto pavimento o a zoccolo. Nel primo caso si può eseguire il percorso più breve come si usa per i cavi elettrici.

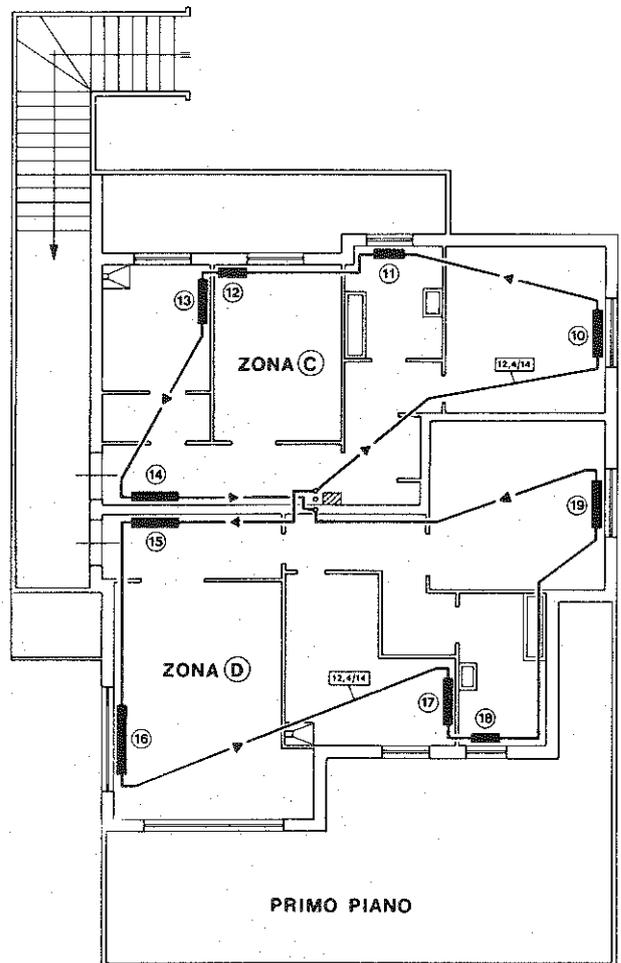
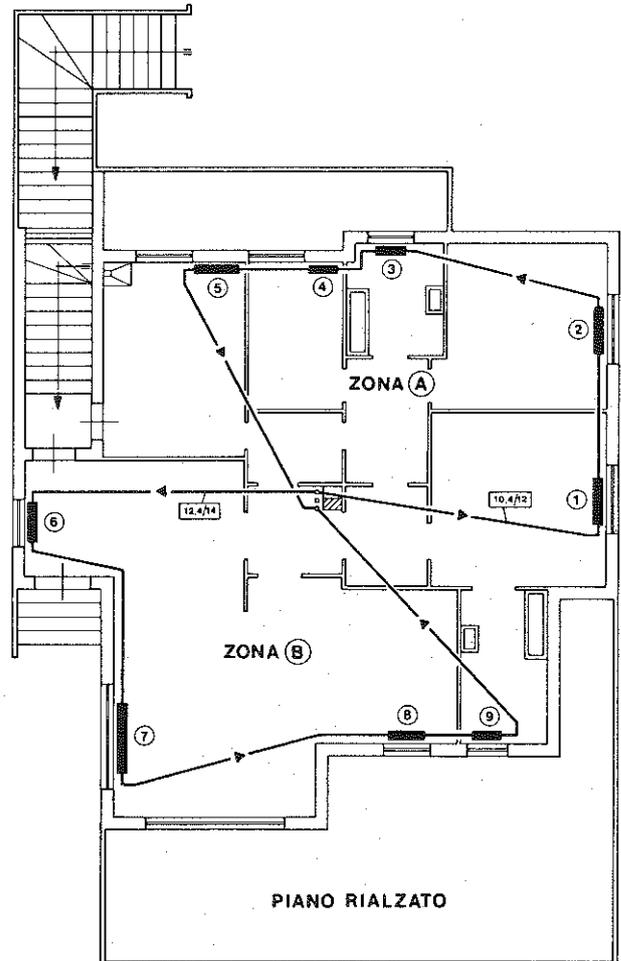


Fig. 12

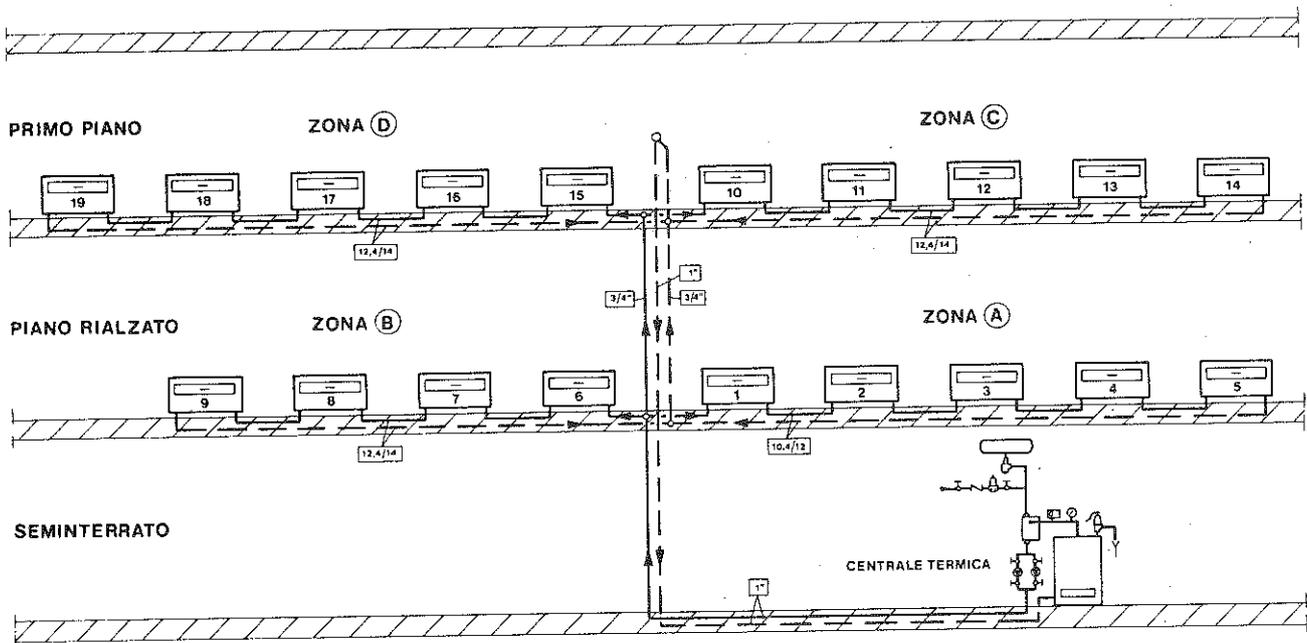


Fig. 13

TABELLA 4 – ESEMPIO CALCOLO IMPIANTO POTENZIALITÀ 24.000 kcal/h

ANELLO	TEMPERATURA MANDATA 90°C			TEMPERATURA RITORNO 70°C				TEMPERATURA AMBIENTE 20°C		
	POTENZIALITÀ kcal/h	PORTATA litri/h	CONVETTORE	POTENZIALITÀ kcal/h	TEMPERATURA ENTRATA °C	Δt °C	ΔT °C	RESA kcal/m ² h	SUPERFICIE m ²	MODELLO CVA JUCKER
A	4900	245	1	1100	90,00	4,50	70,00	386	2,85	66/3
			2	1350	85,50	5,50	65,50	335	4,03	86/3
			3	450	80,00	1,84	60,00	346	1,30	56/2
			4	550	78,16	2,24	58,16	320	1,72	46/3
			5	1450	75,92	5,92	55,92	257	5,64	116/3
B	6200	310	6	1750	90,00	5,64	70,00	371	4,72	96/3
			7	2000	84,36	6,45	64,36	316	6,32	106/4
			8	1500	77,91	4,84	57,91	282	5,32	86/4
			9	950	73,07	3,07	53,07	265	3,58	106/2
C	5400	270	10	1650	90,00	6,11	70,00	366	4,51	76/4
			11	500	83,89	1,85	63,89	382	1,31	56/2
			12	1150	82,04	4,26	62,04	321	3,58	106/2
			13	1550	77,78	5,74	57,78	272	5,69	116/3
D	7500	375	14	550	72,04	2,04	52,04	274	2,01	56/3
			15	550	90,00	1,47	70,00	451	1,22	46/2
			16	3500	88,53	9,33	68,53	325	10,28	146/4
			17	900	79,20	2,40	59,20	326	2,76	86/2
			18	950	76,80	2,53	56,80	304	3,13	96/2
			19	1600	74,27	4,27	54,27	260	6,15	96/4

Nel caso di rifacimento di impianti o di installazione su costruzioni già esistenti, sempre il limitato diametro dei tubi di collegamento permette anche un'installazione in vista. Uno dei problemi che si presentano in questo caso è il percorso obbligato delle tubazioni in corrispondenza di porte o finestre. Anche qui però viene in aiuto una delle caratteristiche positive dell'impianto monotubo con convettori in serie, cioè che, a causa delle velocità dell'acqua negli anelli, sono minimizzati tutti i problemi dovuti alla formazione di sacche d'aria lungo la distribuzione; risalite, contropendenze o sifoni non provocano in genere alcun inconveniente.

È da sottolineare che utilizzando tubi in rotolo è possibile eseguire tutta la distribuzione senza alcuna saldatura. Un'ulteriore economia nell'installazione è rappresentata dal fatto che, come detto all'inizio, nell'impianto con con-

vettori in serie non deve essere installata la valvola a 4 vie indispensabile invece nel caso si adottino radiatori o piastre.

REGOLAZIONE

Per completare lo studio del comportamento delle reti con convettori radianti in serie occorre esaminare un aspetto particolare che deriva dall'applicazione del sistema di regolazione noto come regolazione climatica o interno-esterno.

Si tratta di uno dei più diffusi ed efficaci sistemi di regolazione con il quale si raggiunge lo scopo di mantenere costante la temperatura ambiente in impianti di riscalda-

mento di qualsivoglia dimensione, creando una univoca corrispondenza tra temperatura esterna e temperatura dell'acqua di mandata ai corpi scaldanti.

Tenendo presente che la dispersione di calore di un ambiente è proporzionale alla differenza tra temperatura interna e temperatura esterna, che l'emissione del corpo scaldante deve bilanciare la dispersione di calore, e che questa emissione è funzione della differenza di temperatura tra la temperatura di alimentazione del corpo scaldante stesso e la temperatura ambiente, si può intuire che esiste un legame abbastanza preciso tra temperatura di alimentazione e temperatura esterna tale da garantire una sufficiente costanza di temperatura ambiente.

Stabilito questo legame (fondamentalmente legato al tipo di costruzione ed al tipo di elemento riscaldante), con una opportuna calibratura il regolatore climatico comanda una valvola motorizzata a 3 o 4 vie che permette di variare con la legge voluta la temperatura dell'acqua di mandata ai corpi scaldanti in base al segnale di temperatura esterna rilevato da apposita sonda.

Il generatore di calore rimane a temperatura pressoché costante e corrispondente alla temperatura massima richiesta dai corpi scaldanti alle condizioni di progetto, mentre la valvola provvede ad effettuare una miscela tra andata e ritorno così da ridurre la temperatura di alimentazione.

Per esempio, se un impianto è progettato con una temperatura di mandata di 85 °C con esterno a -5 °C, quando la temperatura esterna sale a +5 °C, la valvola di miscela dovrà provvedere ad alimentare i corpi scaldanti intorno a 65 °C, ed a valori ancora più bassi quando la temperatura esterna dovesse salire a valori maggiori.

Abbiamo richiamato questo tipo di regolazione ormai largamente diffuso ed ora anche previsto dalla legge sui consumi energetici poiché, mentre nell'impianto tradizionale a due tubi tutti i corpi scaldanti si comportano in ugual modo alle variazioni di temperatura imposte dal dispositivo di regolazione e quindi lo stesso rapporto variazione temperatura mandata/variazione temperatura esterna è sicuramente valido per ogni elemento, nell'impianto monotubo in serie occorre una verifica per stabilire se esso si presta o meno ad una regolazione del genere. Nei corpi scaldanti in monotubo, contrariamente a quanto avviene nei due tubi ove la temperatura media è pressoché comune a tutti gli elementi, si ha una temperatura media decrescente dall'inizio al termine dell'anello, e può sorgere il dubbio che gli apparecchi a valle del primo, il quale unico risente direttamente delle variazioni di temperatura dell'acqua di mandata, si comportino in modo diverso da quello voluto. In altre parole che la loro emissione termica non segua la legge di proporzionalità richiesta per consentire la costanza della temperatura ambiente: se così fosse evidentemente il sistema di regolazione compensato, cioè temperatura di acqua variabile con la temperatura esterna, non sarebbe accettabile negli impianti monotubo in serie.

Una prima considerazione intuitiva è che, poiché la portata di acqua è costante in ogni condizione, diminuendo la temperatura di alimentazione dell'anello si ha in un certo senso un «recupero» per gli ultimi apparecchi; infatti, rispetto alle condizioni di pieno carico il raffreddamento dell'acqua dai primi agli ultimi apparecchi è progressiva-

mente minore a causa delle ridotte emissioni dei corpi scaldanti.

Per verificare le condizioni di accettabilità o meno siamo partiti da un anello tipo costituito da 5 convettori in serie destinati ad erogare a pieno carico rispettivamente 1350 - 1100 - 1450 - 450 - 550 kcal/h in 4 diverse condizioni di alimentazione di progetto scelte tra le più frequenti, cioè 85° ÷ 75 °C; 90° ÷ 75 °C; 90° ÷ 70 °C; 105° ÷ 80 °C. Sono state inoltre considerate 4 condizioni di carico che abbracciano praticamente alla nostra latitudine tutte le condizioni di funzionamento.

Ritenendo con buona approssimazione che le kcal/h di dispersione, cioè quelle che devono essere erogate dai convettori, siano proporzionali alla differenza di temperatura tra esterno ed interno, si può compilare la tabella 5. A questo punto, dopo aver calcolato le superfici dei convettori da installare, prendendo come base la condizione di carico 100%, utilizzando il programma di calcolo automatico è stata ricercata la legge di variazione tra temperatura esterna e temperatura di mandata (rapporto di compensazione) atta a mantenere il minimo scarto tra le kcal/h emesse e quelle richieste.

Si è poi verificato, fissate queste condizioni di alimentazione per ogni condizione di carico diversa dal 100%, di quanto la superficie dei corpi scaldanti scartasse da quella calcolata con il carico di 100%, cioè da quella effettivamente installata.

Se gli scarti si fossero mantenuti entro limiti accettabili (cioè dell'ordine di qualche per cento) se ne sarebbe dedotto che tutti i convettori dell'intero anello si comportano in modo sufficientemente uniforme al variare della temperatura di alimentazione, cioè in sostanza che non si verificano squilibri tra locale e locale.

Nella tabella 6 sono riassunti i risultati e indicate le superfici di progetto installate e quelle richieste dalle altre condizioni; si può osservare che gli scarti sono perfettamente accettabili e quindi in ogni condizione di funzionamento è assicurata la costanza della temperatura di ogni ambiente indipendentemente dal fatto che esso sia servito da un convettore in testa o in coda all'anello monotubo.

Nella tabella è indicato anche il rapporto di compensazione che può fornire un'indicazione per la calibratura del regolatore climatico.

LA RETE DI DISTRIBUZIONE

Sono possibili molti schemi di collegamento con anello ad andamento verticale o orizzontale-verticale: ogni tipo di distribuzione è valido tenendo presente però che è consigliabile raggruppare nei limiti del possibile in un anello corpi scaldanti facenti parte di utenze indipendenti (appartamenti, zone di appartamento, zone di uffici, ecc.) Nel caso di anelli orizzontali collegati ad una distribuzione verticale a 2 tubi è consigliabile realizzare le colonne montanti con il sistema di ritorno inverso per ridurre al minimo le operazioni di taratura tra gli anelli.

Appare evidente in impianti monotubo in serie la facile applicazione di una regolazione di zona quando la zona sia rappresentata da un anello con valvola motorizzata. Circa la distribuzione dei corpi scaldanti su un anello, pre-

TABELLA 5

Temperatura esterna	Temperatura interna	Differenza	Carico	kcal/h richieste				
				1	2	3	4	5
-5°	20°	25°	100%	1350	1100	1450	450	550
0°		20°	80%	1080	880	1160	360	440
+5°		15°	60%	810	660	870	270	330
+10°		10°	40%	540	440	580	180	220

vedere, nel limite del possibile, un percorso tale che gli apparecchi di maggior carico siano installati all'inizio dell'anello in modo da essere alimentati con temperatura maggiori, lasciando verso la fine dell'anello gli apparecchi dei locali con minore richiesta.

DIMENSIONAMENTO ANELLI

Ogni anello di un impianto monotubo è attraversato dalla portata di acqua che compete alla somma delle potenzialità dei corpi scaldanti applicati allo stesso.

Questo porta come conseguenza che ogni anello, in base al diametro del tubo con cui è realizzato, può erogare complessivamente un numero massimo di kcal/h, determinato dalla portata (e quindi dalla velocità) e dalla differenza di temperatura massime consigliabili tra ingresso ed uscita dall'anello.

È chiaro che questa limitazione non riguarda il numero massimo di apparecchi che possono insistere su un anello, ma piuttosto la somma delle kcal/h che possono essere erogate.

Velocità di circolazione nell'anello

Con acqua ben degasata, quale si può avere realizzando impianti con serbatoio di espansione chiuso, la velocità può essere tenuta a valori abbastanza elevati senza disturbi.

Il criterio del valore massimo è dettato dall'esigenza di non avere eccessive perdite di carico e di non giungere a fenomeni di erosione quali si possono avere soprattutto con i tubi di rame. È consigliabile un limite superiore intorno a 1 m/sec, e comunque una perdita di carico massima intorno ai 70 ÷ 80 mm H₂O per metro di tubazione (vedi tabella 7).

Altrettanto importante è il criterio del valore minimo, sotto il quale non è consigliabile scendere se si vuole avere la massima libertà di tracciato nei riguardi delle contropendenze, la cui possibilità di superamento è un vantaggio non trascurabile negli impianti monotubo in serie.

L'esperienza ha dimostrato che già viaggiando negli anelli con velocità minime intorno a 0,5 m/sec ogni bolla o sacca d'aria viene trascinata dalle tubazioni (figura 14). Con questa avvertenza, e dato che per il principio stesso dell'impianto monotubo in serie velocità elevate sono ottenute automaticamente, sono permessi andamenti di tubazioni non realizzabili con il sistema a due tubi se non a costo di complicazioni costruttive (sfiate d'aria, riprese in quota, ecc.).

Caduta di temperatura nell'anello

La caduta di temperatura possibile in un anello può essere scelta tra valori anche molto diversi, legati essenzialmente alla temperatura d'ingresso di progetto. È quindi relativamente libera, tenendo solo presente che è consigliabile non scendere oltre i 65 ÷ 70 °C come temperatura di ritorno. Si passa quindi da salti di 10° ÷ 15 °C per temperature di mandata da 80° ÷ 85 °C per arrivare a 25° ÷ 30 °C per temperature intorno ai 100 °C (vedi tabella 8). I salti nella tabella 8 a destra della riga nera sono da impiegare solo in casi eccezionali.

In base a questi dati si può compilare la tabella successiva che, per ogni diametro di tubo usato per l'anello, dà le massime potenzialità ottenibili da una serie di apparecchi in monotubo (tabella 9)

COMPENSAZIONE DELLE DILATAZIONI

Un ultimo ed importante problema di installazione che, se pur è presente in qualsiasi tipo di impianto, richiede una particolare attenzione nel caso di impianti monotubo in serie, deriva dal fatto che spesso gli anelli di distribuzione sono realizzati con tubi di rame e che, a differenza degli impianti a due tubi, è molto più probabile che gli sforzi dovuti alle dilatazioni termiche si sommino lungo l'anello andando a scaricarsi, se non si prendono le opportune precauzioni, sui collettori dei corpi scaldanti.

Occorre però osservare che nel monotubo è possibile sfruttare forse più razionalmente il tracciato delle tubazioni, ed anzi in gran parte delle installazioni è sufficiente la conoscenza degli effetti delle dilatazioni termiche per trovare soluzioni semplici ed efficaci. Se la situazione locale non permette tali soluzioni, sarà necessario ricorrere a veri e propri compensatori di dilatazione.

Prima di accennare alla soluzione del problema o con il tracciato delle tubazioni o con i compensatori, vediamo quali effetti provoca sui corpi scaldanti il trascurare le dilatazioni termiche.

La regola base è evitare che sui collettori delle batterie si trasmettano gli sforzi dovuti alle dilatazioni delle tubazioni alle quali sono collegate.

Dilatazioni e sforzi che non sono certo trascurabili: 4 metri di tubo passando da 20° a 80 °C si allungano di circa 3 mm se di acciaio e di oltre 4 mm se di rame.

I due casi che si possono più frequentemente presentare sono illustrati in fig. 15 e 16. Nel primo caso la tubazione è bloccata nell'attraversamento della parete A e libera in B.

TABELLA 6

Progetto °C	Temp. esterna °C	Temp. mandata °C	Rapporto compensa- zione	Convettore 1		Convettore 2		Convettore 3		Convettore 4		Convettore 5	
				m ²	scarto %								
85÷75°	- 5°	85°	1:2,1	3,65	-	3,09	-	4,49	-	1,29	-	1,65	-
	0°	74,5°		3,72	+1,9	3,14	+1,6	4,55	+1,3	1,30	+0,7	1,67	+1,2
	+ 5°	64°		3,72	+1,9	3,14	+1,6	4,53	+0,9	1,29	-	1,65	-
	+ 10°	53,5°		3,59	-1,6	3,05	-1,3	4,42	-1,6	1,28	-0,8	1,62	-1,8
90÷75°	- 5°	90°	1:2,3	3,46	-	3,02	-	4,49	-	1,31	-	1,72	-
	0°	78,5°		3,51	+1,4	3,06	+1,3	4,55	+1,3	1,33	+1,5	1,73	+0,6
	+ 5°	67°		3,52	+1,7	3,07	+1,6	4,54	+1,1	1,32	+0,8	1,71	-0,6
	+ 10°	55°		3,50	+1,1	3,03	+0,3	4,54	-1,1	1,29	-1,5	1,69	-1,8
90÷70°	- 5°	90°	1:2,4	3,75	-	3,37	-	5,08	-	1,56	-	2,03	-
	0°	78°		3,76	+0,3	3,35	-0,6	5,18	+1,9	1,56	-	2,06	+1,4
	+ 5°	66°		3,82	+1,8	3,43	+1,8	5,20	+2,3	1,58	+1,3	2,07	+1,9
	+ 10°	54°		3,80	+1,3	3,41	+1,2	5,15	+1,4	1,53	-1,9	2,00	-1,5
105÷80°	- 5°	105°	1:2,9	2,87	-	2,55	-	3,93	-	1,19	-	1,57	-
	0°	90,5°		2,89	+0,7	2,57	+0,8	3,98	+1,2	1,21	+1,6	1,60	+1,9
	+ 5°	76°		2,92	+1,7	2,60	+1,9	4,00	+1,7	1,21	+1,6	1,60	+1,9
	+ 10°	61,5°		2,92	+1,7	2,59	+1,5	3,92	+0,3	1,17	-1,7	1,55	-1,3

TABELLA 7 - PERDITE DI CARICO IN TUBI DI RAME

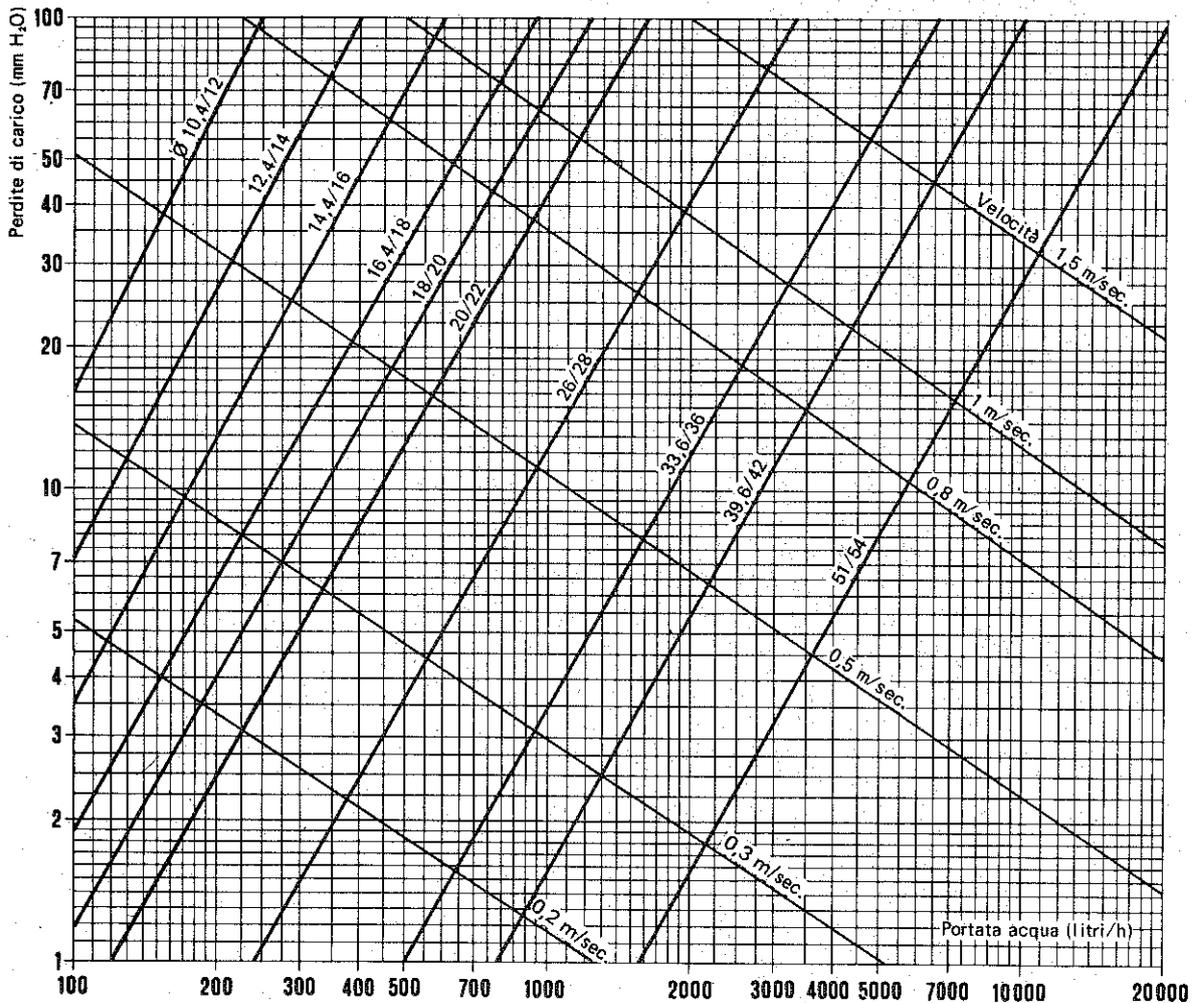


TABELLA 8

TEMP. MANDATA °C	SALTI DI TEMPERATURA RACCOMANDATI °C					
	10°	15°				
80°	10°	15°				
85°	10°	15°				
90°	10°	15°	20°			
95°	10°	15°	20°			
100°		15°	20°	25°		
105°			20°	25°	30°	
110°			20°	25°	30°	35°

Durante la fase di riscaldamento, l'allungamento del tratto di anello compreso tra A e il collettore di sinistra della batteria del convettore provoca uno spostamento verso destra della batteria rispetto alla carrozzeria fissata rigidamente alla parete. Analogo fenomeno si avrà in fase di raffreddamento.

Tali movimenti della batteria rispetto al mobile in alcuni casi si manifestano con scricchiolii che l'utente è portato ad attribuire a difetti del corpo riscaldante ma che hanno tutt'altra origine.

La seconda situazione, che può portare a veri e propri danni, si ha quando la batteria è collegata a tratti di tubo a loro volta bloccati nei passaggi (fig. 16). In tale caso gli sforzi dovuti alle dilatazioni impedito si esercitano nella

TABELLA 9 - POTENZIALITÀ MASSIMA ANELLO IN kcal/h

TUBAZIONE	PORTATA MASSIMA litri/h	PERDITA DI CARICO MASSIMA mmH ₂ O/m	DIFFERENZA DI TEMPERATURA ANDATA - RITORNO					
			10 °C	15 °C	20 °C	25 °C	30 °C	40 °C
Rame 10,4/12	250	80	2.500	3.750	5.000	6.500	7.500	10.000
12,4/14	400	80	4.000	6.000	8.000	10.000	12.000	16.000
14,4/16	600	80	6.000	9.000	12.000	15.000	18.000	24.000
16,4/18	800	72	8.000	12.000	16.000	20.000	24.000	32.000
18 /20	1.000	68	10.000	15.000	20.000	25.000	30.000	40.000
20 /22	1.200	57	12.000	18.000	24.000	30.000	36.000	48.000
Ferro 1/2"	600	70	6.000	9.000	12.000	15.000	18.000	24.000
3/4"	1.200	57	12.000	18.000	24.000	30.000	36.000	48.000

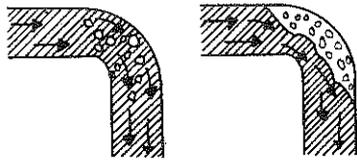


Fig. 14

zona di attacco tubo-collettore e possono provocare gravi deformazioni od addirittura rotture per fatica, specie in impianti con valvole di zona con funzionamento tutto-niente e quindi soggetti a continui cicli di riscaldamento e raffreddamento.

Dall'esame delle conseguenze negative delle dilatazioni termiche sugli elementi riscaldanti, si ricava una regola di installazione molto semplice: i corpi scaldanti devono rappresentare punti della rete di distribuzione non soggetti a spostamenti o sforzi provocati dall'allungamento delle tubazioni e costituire per così dire l'origine delle dilatazioni i cui effetti non devono evidentemente essere contrastati, almeno nella componente principale.

Occorre però creare le condizioni per uno scorrimento longitudinale libero ai lati opposti del corpo scaldante che rappresenterà un punto fisso, valutando accuratamente l'esistenza di altri punti fissi obbligati e, eliminati quelli non indispensabili, prevedendo gli opportuni accorgimenti per eliminarne gli effetti.

Occorrerà anche evitare i bloccaggi delle tubazioni nell'attraversamento di pareti o solette o in eventuali collari di supporto quando questi bloccaggi non occorrono come punti di riferimento.

Una situazione tipica è quella rappresentata in figura 17. Se la distanza tra il corpo scaldante e l'attraversamento della soletta è superiore a circa 1 m, tra i punti A e B si ha una dilatazione che, se non è opportunamente compensata, dà luogo a sforzi non indifferenti.

Tra i tracciati che permettono di sfruttare la flessibilità delle tubazioni per assorbire le dilatazioni, le figure 18, 19 e 20 rappresentano tre soluzioni tipiche con le quali si possono risolvere numerose situazioni.

Realizzando i punti di guida a distanza non inferiore a 25 volte il diametro esterno della tubazione, si può delimitare la zona di deformazione evitando l'insorgere di altre zone di sforzo.

Il tracciato ad angolo di fig. 18 permette una possibilità di dilatazione di circa 10 mm; con la disposizione ad S di fig. 19 si stabilisce un punto di rotazione; nel tracciato ad U di fig. 20 occorre prevedere uno spostamento della parte superiore. In fig. 21, 22, 23 sono indicati esempi di instal-

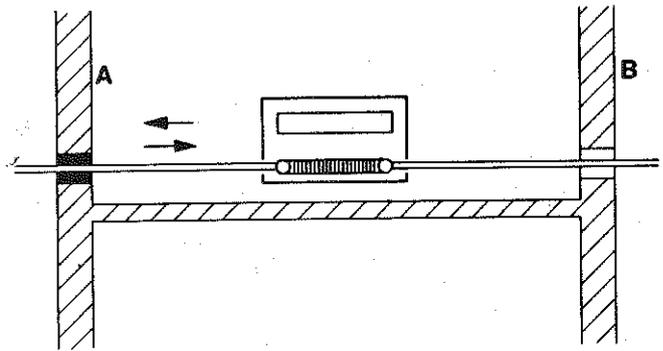


Fig. 15

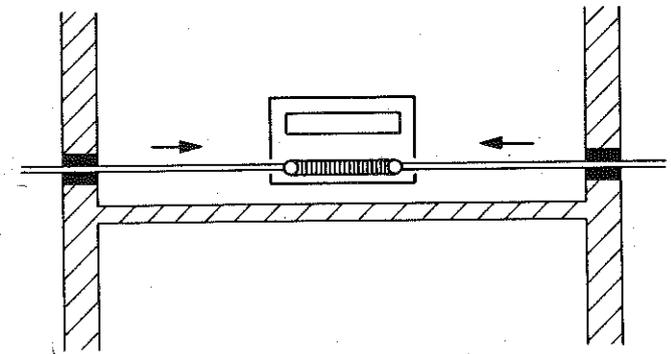


Fig. 16

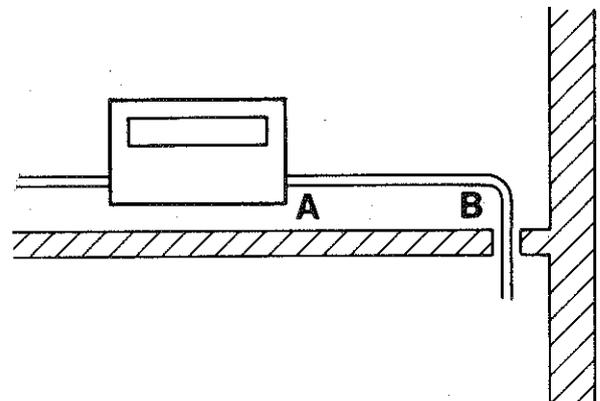


Fig. 17

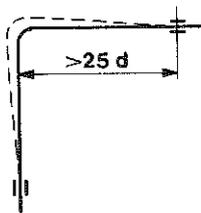


Fig. 18

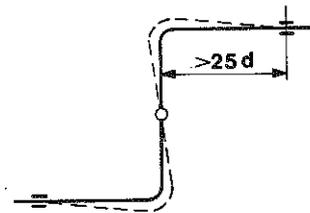


Fig. 19

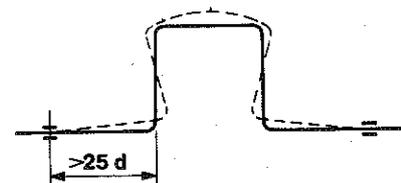


Fig. 20

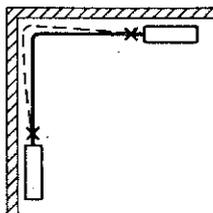


Fig. 21

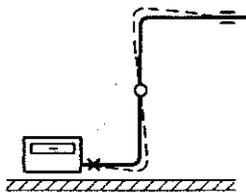


Fig. 22

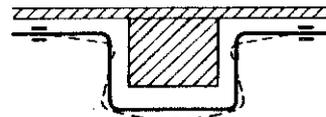


Fig. 23

lazioni realizzabili con i criteri sopra esposti. Naturalmente è necessario lasciare nelle tracce destinate a ricevere le tubazioni spazi sufficienti per gli spostamenti prevedibili.

Un ulteriore accorgimento che sfrutta la flessibilità delle tubazioni è di evitare lunghi percorsi con tracciati rettili-

nei, realizzando andamenti leggermente curvilinei con opportuni giochi laterali.

Qualora, data l'estensione o la complessità dell'impianto, non sia possibile sfruttare con i criteri su esposti la flessibilità delle tubazioni è necessario ricorrere alla installazione dei compensatori di dilatazione.



20124 MILANO - Via Campanini 6 - tel. 62.50 - telex 311462