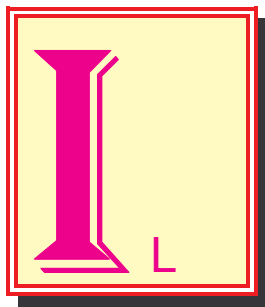
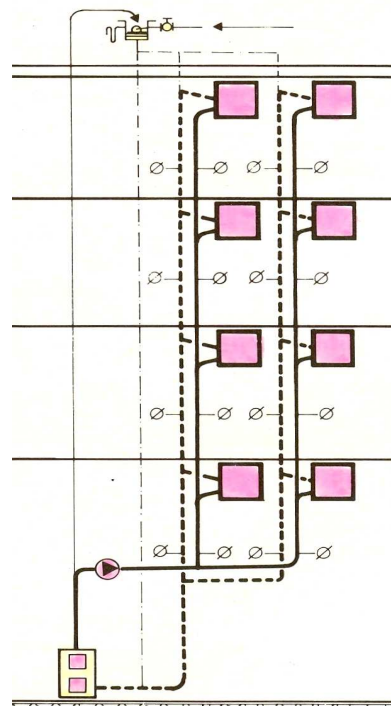


LA CIRCOLAZIONE DELL'ACQUA NEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE



Il movimento dei fluidi è studiato dall'Idrodinamica. Per calcolare la «resistenza continua al moto» si può usare la formula del Darcy: $Y = B \cdot L \cdot Q^2 / D^5$; dove L e D sono rispettivamente, la lunghezza e il diametro del contenitore in metri; B rappresenta invece il coefficiente che è dipendente dalle caratteristiche dello stesso. La pressione idrostatica vale: $p \cdot h \cdot \text{Kg}/\text{m}^2$ ($Y = \text{peso specifico del fluido in Kg}/\text{m}^3$; h = profondità in metri). La pressione assoluta la si ottiene addizionando alla pressione idrostatica la pressione che agisce sulla superficie libera (comunemente è la pressione atmosferica ~ 10 metri d'acqua). Vista la complessità delle leggi che governano l'Idrodinamica, vediamo solo gli aspetti più elementari che più ci interessano: aspetti relativi agli impianti a circolazione forzata di fluido termico — in genere acqua — quasi sempre miscelata con glicole o altre sostanze che ne scongiurano il congelamento ed altri guai connessi con le basse temperature, sia queste di funzionamento, sia climatiche.



Schema impianto riscaldamento

Gli impianti di climatizzazione, sono costituiti essenzialmente da: tubazioni, termoventilanti, gruppi refrigeratori d'acqua, pompe di circolazione, caldaie, scambiatori di calore, organi di sezionamento, valvole a 2, a 3 e a 4 vie, curve a corto e largo raggio, te, valvole di ritegno, vasi di espansione, apparecchiature di misura, di sicurezza, di controllo, ed altro.

Le unità termiche — climatizzatori — nello studio di progettazione, vengono dimensionate e scelte nelle forme più idonee per essere installate nei pressi o negli ambienti che devono trattare, ed in funzione delle necessità termigometriche per garantire il risultato che si intende raggiungere. Le potenze termiche da esse rese, tralasciando i metodi costruttivi, sono principalmente in funzione della temperatura media del fluido termico in circolazione nelle batterie radianti, della portata d'acqua, dalla temperatura dell'aria che attraversa la batteria, della differenza di temperatura tra l'aria in uscita dalla stessa e della temperatura di ingresso dell'aria nella batteria di scambio termico (differenza di temperatura, salto termico o Δt), nonché dalla portata dell'aria trattata.

I diametri interni delle tubazioni idrotermiche, vengono scelti in relazione della portata d'acqua in litri per ogni ora (lt/h) e della velocità in metri per secondo (m/s) e della relativa perdita di carico — *resistenza* — unitaria per metro lineare che dipende non solo dall'asperità delle pareti interne delle tubazioni, ma anche dalla temperatura del fluido termovettore e dalla velocità con cui si muove; in parole tecniche: il fattore di attrito dipende dal numero di Reynolds. Nel dimensionare gli impianti, si fissa il salto termico — Δt — tra la temperatura di mandata e quella di ritorno dell'acqua di scambio termico o fluido termovettore che dir si voglia.

Negli impianti di climatizzazione a circolazione forzata a mezzo pompa, il salto termico è in genere di °C 3 ÷ 7 °C in ciclo estivo; di °C 10 ÷ 12 °C in riscaldamento nei casi normali, e di °C 16 ÷ 20 °C nel sistema monotubo.

Voglio ricordare che il volume d'acqua contenuto negli impianti, non ha nessuna influenza sulla determinazione della portata e la prevalenza della pompa, in quanto la portata dell'acqua è il quoziente della potenza termica totale, maggiorata delle perdite ed il salto termico (Δt) che c'è tra l'uscita e l'entrata del fluido vettore dal generatore termico (caldaia, freddaia, ecc.).

Quindi, conoscendo la potenza termica che deve fornire un impianto, la portata totale dell'acqua di scambio termico che deve circolare in esso, si può calcolare con le formule seguenti:

$$P = \frac{Ct}{(Tu - Tr)} \quad \text{oppure} \quad P = \frac{Ct}{\Delta t}$$

in cui:

P = Portata d'acqua in litri in circolazione per ogni ora (lt/h);

Ct = Potenza termica dell'impianto (Watt/h);

Tu = Temperatura dell'acqua in uscita dal generatore termico;

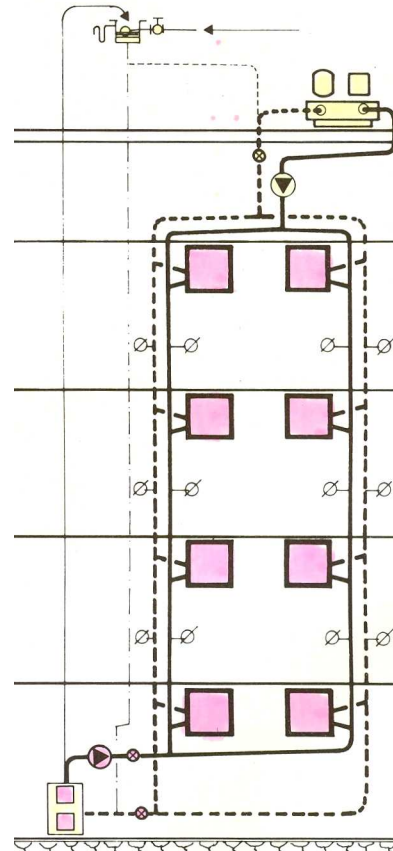
Tr = Temperatura dell'acqua di ritorno al generatore;

Δt = Differenza di temperatura dell'acqua tra andata e ritorno al generatore.

I fluidi che scorrono nelle tubazioni subiscono sempre una diminuzione progressiva della pressione metrica — *perdita di carico per attrito* — dovuta dalle resistenze che ne contrastano il movimento. Anche le resistenze per turbolenza ed attrito causate da valvole, apparecchiature, raccorderie, ecc. esercitano un'influenza negativa sul funzionamento degli impianti.

Negli impianti a circolazione forzata, le perdite di carico per attrito, vengono comprese mediamente tra 10 millimetri e 45 millimetri per metro lineare di tubazione; a perdite di carico più alte, corrispondono tubazioni con diametri interni più piccoli, ma in questi casi, si deve stare molto attenti, in quanto si annidano pericolose insidie: tanto per cominciare, si devono installare pompe con prevalenze più elevate, con potenza motore maggiore e con spese di esercizio più onerose di corrente elettrica per l'utenza ed inoltre, si possono verificare erosioni nelle tubazioni, mentre si registrano fastidiosi gorgoglii d'acqua, dovuti alla forte velocità di circolazione: non si dovrebbe superare mai la velocità di 2 m/s, e solo eccezionalmente 2,5 m/s).

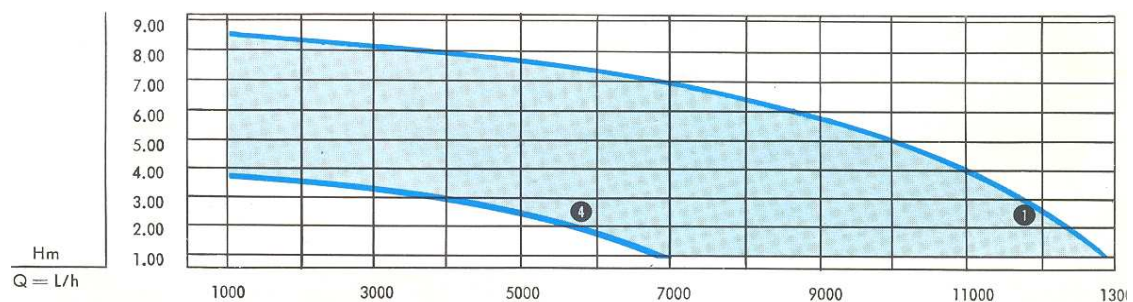
Pertanto, conoscendo la portata d'acqua che dovrà portare ciascun tratto di tubazione con relativi apparecchi e prefissate le perdite di carico per unità di lunghezza, si determinano, con l'ausilio del diagramma NFP 41-205, i diametri interni in millimetri delle tubazioni stesse; tale diagramma, presenta due scale, una di esse non tiene conto delle perdite di carico localizzate, mentre l'altra fornisce valori maggiorati del 15% in considerazione delle eventuali e sempre presenti perdite di carico localizzate.



Schema impianto con caldaia e refrigeratore d'acqua

Nella scelta della pompa di circolazione, si deve tenere conto della portata d'acqua totale in Lt/h dell'impianto e considerare le perdite di carico del circuito più sfavorito ricordando sempre che la portata P, si calcola dividendo la potenza totale Ct dell'impianto per il salto termico o Δt .

Diagramma delle prestazioni di una pompa di circolazione



Oltre alle perdite di carico continue nelle tubazioni, si devono considerare anche le perdite di carico localizzate che oppongono altri componenti, quali ad esempio: la freddaia o chillers, le batterie radianti, gli organi di regolazione e sezionamento, i flussostati, le curve, le derivazioni, le eventuali caldaie, e quanto altro esiste nel circuito: vedi — *l'Abaco Americano* — nel capitolo:

"I collegamenti delle unità termiche all'impianto", in questo stesso volume, che oltre alla scala delle perdite di carico continue per metro lineare di tubazione, riporta anche una scala che tiene conto delle perdite di carico equivalenti.

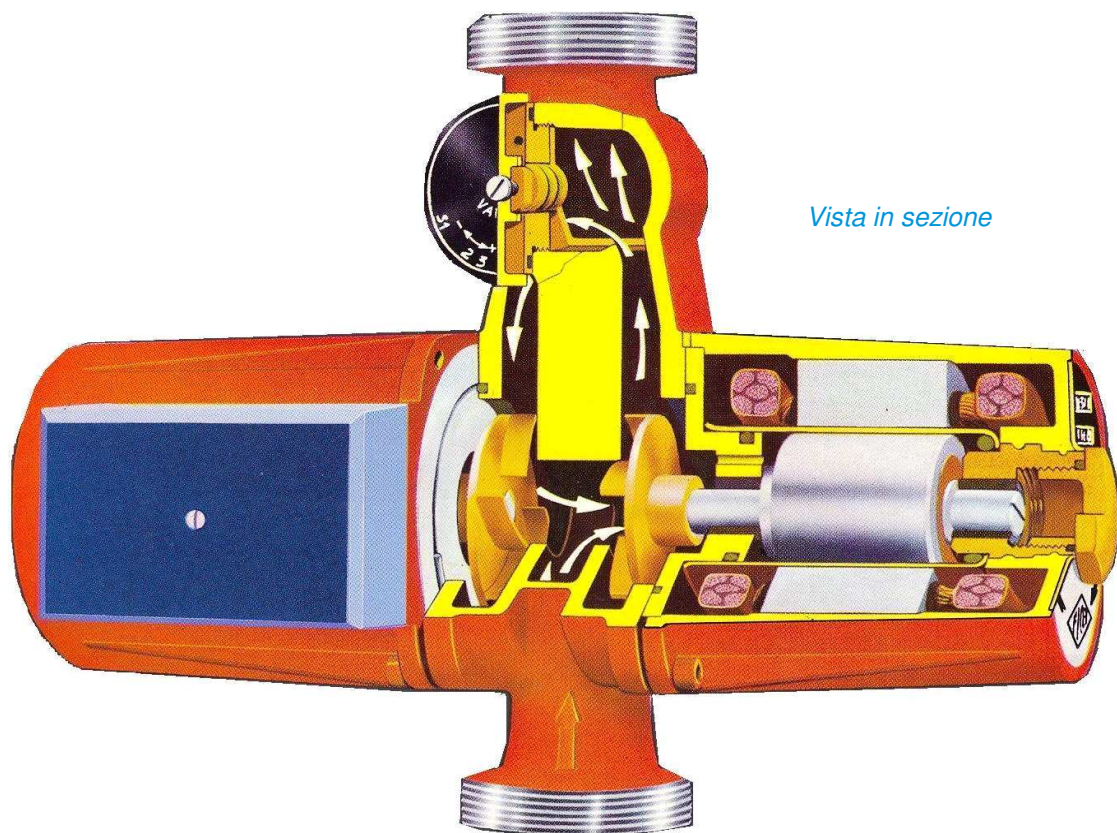
Esempio pratico:

___ Si debba calcolare la portata d'acqua che deve avere la pompa di circolazione in un impianto, la cui potenza termica della freddaia risulta di frigorifici ora 100.000 (Fr/h), con acqua refrigerata in uscita a +7 °C, che torna a +12 °C, si avrà una temperatura media di 9,5 °C ed un Δt di 5 °C, infatti: 12 °C meno 7 °C è = a 5 °C, applicando la formula si otterrà:

$$P = \frac{Ct}{\Delta t}$$

sostituendo; $\frac{\text{Fr/h } 100.000}{\Delta t = 5 \text{ °C}} = 20.000 \text{ lt/h.}$

Quindi, la pompa di circolazione, dovrà avere una portata di 20.000 litri per ogni ora ed una prevalenza almeno pari alle perdite di carico del circuito più sfavorito, cioè quel circuito più lungo e più tortuoso, che in pratica presenta le più alte perdite di carico, anche in questo caso preciso, che la pressione idrostatica o manometrica dell'impianto, così dicasi pure per l'altezza della costruzione e del vaso di espansione, aperto o chiuso che sia, non hanno alcuna relazione con la prevalenza della pompa, la quale è determinata solo dalle resistenze opposte al moto dell'acqua nel circuito che presenta le più alte perdite di carico.



Pompa di circolazione gemellare, a portata e prevalenza variabili.

LA DILATAZIONE TERMICA DELLE TUBAZIONI

Quando le tubazioni sono percorse dal fluido caldo queste si allungano per effetto della dilatazione termica, per tanto bisogna tenerne conto. Notare, che la dilatazione è indipendente dal diametro e dallo spessore delle pareti dei tubi, è invece dipendente dal tipo di materiale di cui sono costituite.

Il calcolo della dilatazione termica di qualsiasi tubazione si esegue con estrema facilità tramite l'applicazione della formula seguente:

$$DI = Kd \cdot \Delta t \cdot Lg$$

Dove: DI = dilatazione in millimetri per metro lineare di tubazione;

Kd = al coefficiente di dilatazione, nel caso dell'acciaio risulta di millimetri 0,012;

Δt = all'escursione termica in °C (salto termico);

Lg = lunghezza del tratto di tubazione in metri.

__ *Esempio:*

Si debba calcolare la dilatazione di una tubazione di acciaio, lunga metri 25, percorsa da fluido termico alla temperatura di +85 °C; considerando che la tubazione sia stata installata a +25 °C, la dilatazione che la tubazione subirà, per effetto dell'aumento della temperatura, sarà la seguente:

$$DI = 85 - 25 \cdot 0,012 \cdot 25 = 18 \text{ millimetri.}$$

Concludo dicendo che le dilatazioni termiche delle tubazioni dei piccoli impianti, in genere sono "assorbite" dallo spessore delle coppelle (guaine) di coibentazione che ne permettono modesti movimenti. Nei medi e soprattutto nei grandi impianti dove esistono tratti di tubazioni anche molto lunghe, si rende indispensabile prevedere sempre gli opportuni compensatori di dilatazione (dilatatori: a soffietto, a snodo, a pera, a lira, ecc.)

| SALTO TERMICO Δt °C | DILATAZIONI TERMICHE «mm» PER METRO LINEARE DI TUBO | |
|--------------------------------|--|--------------|
| | TUBI DI ACCIAIO | TUBI DI RAME |
| 45 °C | 0,54 | 0,74 |
| 50 °C | 0,60 | 0,83 |
| 55 °C | 0,66 | 0,91 |
| 60 °C | 0,72 | 1,00 |
| 65 °C | 0,78 | 1,08 |
| 70 °C | 0,84 | 1,16 |
| 75 °C | 0,90 | 1,24 |
| 80 °C | 0,96 | 1,33 |
| 85 °C | 1,02 | 1,41 |
| 90 °C | 1,08 | 1,50 |
| 95 °C | 1,14 | 1,58 |
| 100 °C | 1,20 | 1,66 |

**PORTATE «H₂O» MINIME E MASSIME PRATICHE INDICATIVE
NEI TUBI DI RAME E DI ACCIAIO**

| DIAMETRO DEL TUBO | | mm PORTATE IN l/h | | VELOCITÀ m/s | |
|-------------------|---------|-------------------|---------|--------------|---------|
| Rame | Acciaio | Minima | Massima | Minima | Massima |
| 16,5 x 18 | 1/2 | 180 | 550 | 0,23 | 0,72 |
| 20,0 x 22 | 3/4 | 400 | 900 | 0,35 | 0,80 |
| 26,0 x 28 | 1" | 800 | 1.800 | 0,42 | 0,94 |
| 34,0 x 36 | 1" 1/4 | 1.500 | 3.800 | 0,46 | 0,16 |
| 39,6 x 42 | 1" 1/2 | 2.600 | 5.600 | 0,59 | 1,26 |
| 51,6 x 54 | 2" | 4.600 | 12.000 | 0,69 | 1,59 |
| ----- | 2" 1/2 | 10.000 | 20.000 | 0,90 | 1,85 |
| ----- | 3" | 17.000 | 30.000 | 1,10 | 2,00 |
| ----- | 4" | ----- | 60.000 | ----- | 2,40 |

**TUBI GAS COMMERCIALI DELLA SERIE NORMALE
SENZA SALDATURA E * SALDATI "DALMINE"
DI ACCIAIO, FILETTATI, CON MANICOTTO DI GIUNZIONE
ORIGINE UNI 3824 (T.N. 8295)**

| Indicazione convenzionale nominale per la designazione | Diametro esterno ø mm | Spessore mm | Massa dimensionale dei tubi | |
|---|-----------------------------|----------------|-----------------------------|---------------------|
| | | | non filettati Kg / m | filettati Kg / m |
| 3/8" | 17,2 | 2,00 | 0,747 | 0,753 |
| 1/2" | 21,3 | 2,35 | 1,10 | 1,11 |
| 3/4" | 26,9 | 2,35 | 1,41 | 1,42 |
| 1" | 33,7 | 2,90 | 2,21 | 2,23 |
| 1 1/4 | 42,4 | 2,9 | 2,84 | 2,87 |
| 1 1/2 | 48,3 | 2,9 | 3,26 | 3,30 |
| 2" | 60,3 | 3,25 | 4,56 | 4,63 |
| 2 1/2 | 76,1 | 3,25 | 5,81 | 5,93 |
| 3" | 88,9 | 3,65 | 7,65 | 7,82 |
| 4" | 114,3 | 4,05 | 11,00 | 11,30 |

* I tubi saldati sono previsti solo nelle dimensioni 3/8" ÷ 3" e nelle esecuzioni:
3/8" ÷ 2 1/2" : FRETZ MOON. 3" a saldatura elettrica a resistenza.

**CARATTERISTICHE DEI TUBI DI RAME (Cu DHP 99,9)
RICOTTI IN ROTOLI (UNI 6507 e EN 1057)**

| dimensioni mm ø x spessore | * pressione di esercizio (MPa) | pressione di scoppio (MPa) | volume litri per metro |
|-------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------|---------------------------|
| 6 x 1,0 | 17,00 | 70,00 | |
| 8 x 1,0 | 13,00 | 52,00 | ---- |
| 10 x 1,0 | 13,70 | 52,28 | 0,053 |
| 12 x 1,0 | 8,71 | 34,85 | 0,0785 |
| 14 x 1,0 | 7,47 | 29,87 | 0,1131 |
| 15 x 1,0 | 6,97 | 27,88 | 0,1327 |
| 16 x 1,0 | 6,54 | 26,14 | 0,1539 |
| 18 x 1,0 | 5,81 | 23,23 | 0,2001 |
| 22 x 1,0 | 4,57 | 19,01 | 0,3142 |
| 22 x 1,5 | 7,13 | 28,51 | 0,2835 |
| 28 x 1,2 | 5,00 | ---- | ---- |
| 35 x 1,2 | 5,00 | ---- | ---- |
| 42 x 1,2 | 4,00 | ---- | ---- |

- I valori delle pressioni sono espressi in mega Pascal. 1 MPa corrisponde a circa 10 bar. Ø sta ad indicare il diametro esterno del tubo di rame preso in esame.

La pressione di esercizio è calcolata con la seguente espressione:

$$P = 2,04 \cdot \frac{s \cdot R}{De}$$

dove:

R = 205 N/mm² per tubi di rame ricotto in rotoli;
R = 295 N/mm² per tubi di rame crudo in barre rigide;
De = diametro esterno dei tubi: mm 6 ÷ 18, spessore mm 1.

100.000 Pascal corrispondono a 1 bar e viceversa.

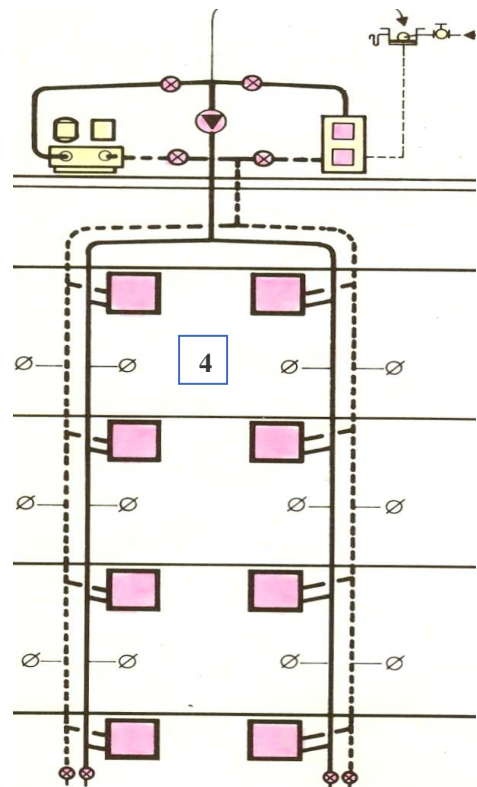
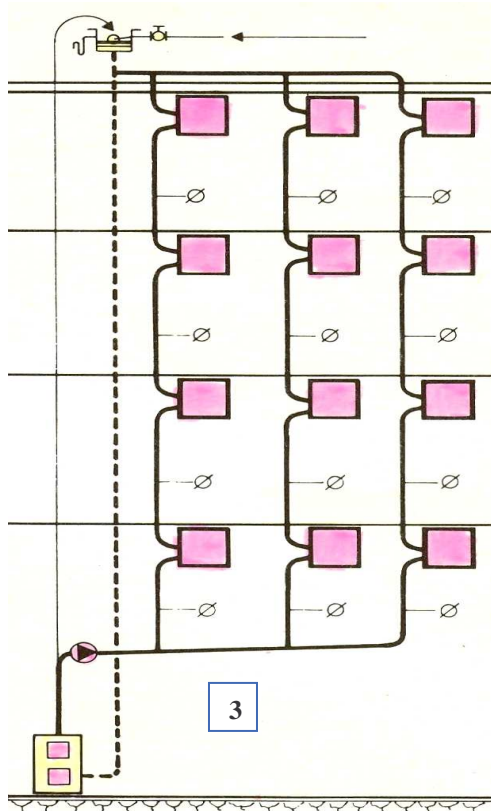
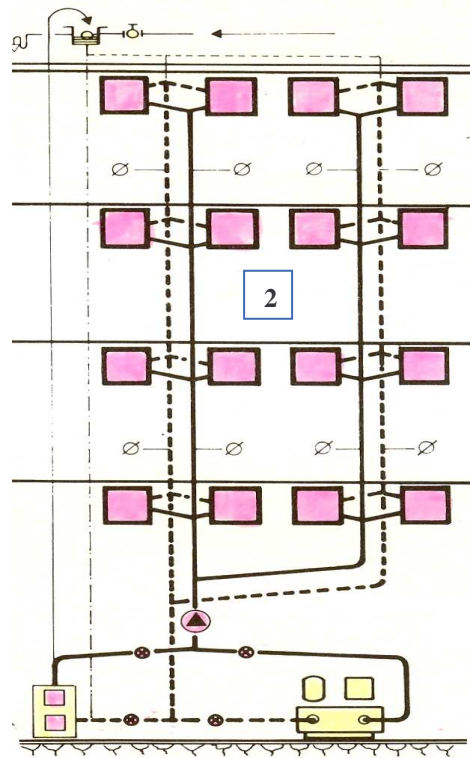
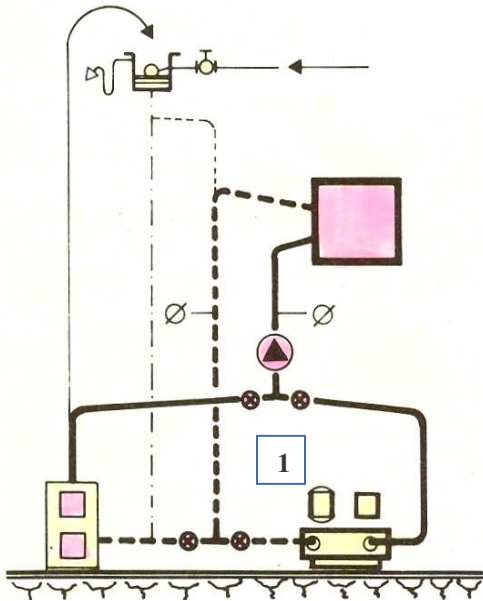
| CARATTERISTICHE DEI TUBI DI RAME IN VERGHE (Cu DHP 99,9) (UNI EN 1057) | | | |
|---|---------------------------------|-------------------------------|---------------------------|
| Dimensioni mm Øe x spessore | Pressione di esercizio (MPa) | Pressione di scoppio (MPa) | Volume litri per metro |
| 14 x 1 | 10,75 | 42,99 | 0,1131 |
| 15 x 1 | 10,03 | 40,12 | 0,1327 |
| 16 x 1 | 9,40 | 37,61 | 0,1539 |
| 18 x 1 | 8,36 | 33,43 | 0,2001 |
| 22 x 1 | 6,84 | 27,35 | 0,3142 |
| 22 x 1,5 | 10,26 | 41,03 | 0,2835 |
| 28 x 1• | 5,37 | 21,40 | 0,5309 |
| 28 x 1,5 | 8,06 | 32,24 | 0,4909 |
| 35 x 1,2• | 5,16 | 20,63 | 0,8347 |
| 35 x 1,5 | 6,45 | 25,79 | 0,8042 |
| 42 x 1,2• | 4,30 | 17,19 | 1,2316 |
| 42 x 1,5 | 5,37 | 21,49 | 1,1946 |
| 54 x 1,5• | 4,18 | 16,72 | 2,0428 |
| 54 x 2 | 5,57 | 22,29 | 1,9635 |
| 64 x 2• | 4,70 | 18,81 | 2,8274 |
| 76,1 x 2• | 3,96 | 15,82 | 4,0828 |
| 88,9 x 2• | 3,39 | 13,54 | 5,6612 |
| 108 x 2,5• | 3,48 | 13,93 | 8,3323 |

Le misure dei tubi ad esclusione di quelle contrassegnate dal punto (•) sono della serie pesante (EX UNI 6507). Quelle contrassegnate dal punto sono della serie leggera (EX UNI 6507).

I valori della pressione d'esercizio indicati nella tabella, sono calcolati sulla base della pressione di scoppio, diviso un coefficiente di sicurezza di 4 e sono espressi in Mega Pascal.

| TEMPERATURE DI EBOLLIZIONE DELL'ACQUA A VARIE QUOTE s.l.m. | | |
|---|-----------------------------------|-------------------------------|
| Quote in m sul livello del mare | Pressione atmosferica in millibar | Temperatura di ebollizione °C |
| 0 | 1.013 | 100,0 |
| 500 | 955 | 98,3 |
| 1.000 | 899 | 96,7 |
| 1.500 | 846 | 95,2 |
| 2.000 | 795 | 93,4 |
| 2.500 | 747 | 91,6 |
| 3.000 | 701 | 89,9 |
| 3.500 | 658 | 88,4 |

ALCUNI SCHEMI GRAFICI INDICATIVI DI IMPIANTO IDRICO TUBIERO



- 1 — Impianto autonomo, con caldaia e freddaia in parallelo.
- 2 — Impianto normale, con caldaia e freddaia in parallelo.
- 3 — Impianto speciale in unitubo e unisezione, per solo riscaldamento.
- 4 — Impianto rovesciato, con freddaia e caldaia all'ultimo piano.

Luigi Tudico