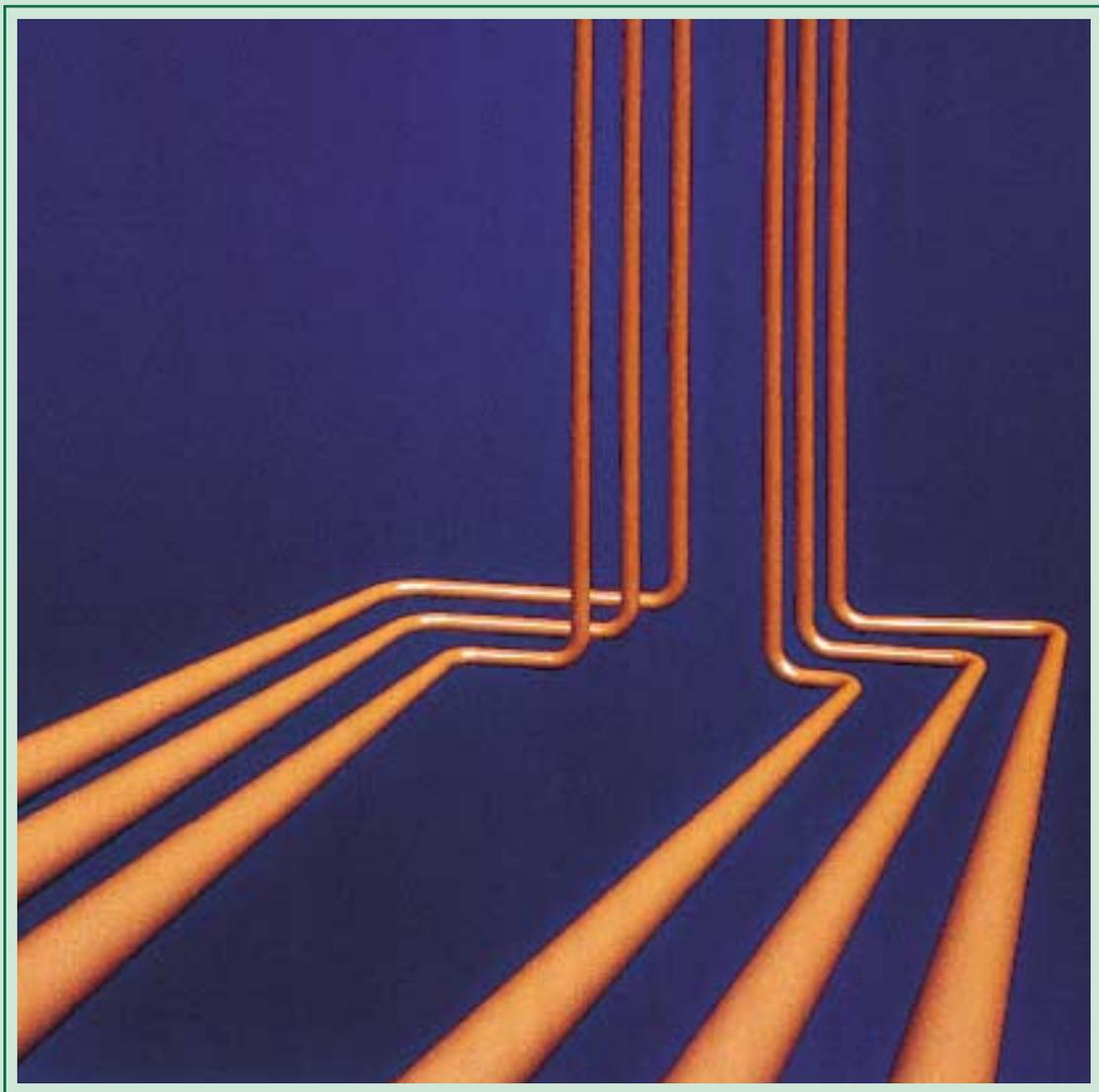


MARIO DONINELLI

LE RETI DI DISTRIBUZIONE



MARIO DONINELLI

LE RETI DI DISTRIBUZIONE

Da sempre, le scelte aziendali della Caleffi sono orientate non solo verso prodotti altamente qualificati, ma anche in direzione di un sistematico e diffuso lavoro di assistenza e di documentazione tecnica.

Finora, nel settore dell'informazione abbiamo dato risalto principalmente a due aspetti: quello legislativo e quello riguardante le caratteristiche tecniche dei nostri prodotti.

L'esser ben consapevoli che il continuo evolversi della tecnologia impiantistica richiede una documentazione sempre più completa ed efficace, ci ha indotto ad aprire un nuovo fronte: quello dei "QUADERNI CALEFFI": pubblicazioni impostate e sviluppate per essere tecnicamente rigorose, ma anche facili da leggere e pratiche da consultare.

Questo nuovo progetto editoriale ben evidenzia un principio per noi fondamentale: quello di conoscere e soddisfare le esigenze progettuali e realizzative degli operatori termotecnici.

La possibilità di offrire materiali di elevata qualità, nonché una valida informazione tecnica, ci consente di lavorare in sintonia con chi ci segue da anni e, come noi, è impegnato in un continuo processo migliorativo per portare la qualità dei suoi servizi ai livelli richiesti da un mercato particolarmente competitivo e selettivo.

Personalmente intendo ringraziare l'Autore e tutti coloro che hanno collaborato alla stesura di questo primo Quaderno Caleffi, per la chiarezza e semplicità con cui hanno saputo trattare anche gli argomenti più complessi.

Sarò inoltre grato a chi vorrà suggerirci miglioramenti, modifiche, o anche, più semplicemente, offrire il suo consiglio per affinare questa esperienza editoriale adeguandola sempre più ai bisogni concreti di un settore come il nostro, ancora così aperto all'innovazione e al perfezionamento.

*Franco Caleffi
Presidente della CALEFFI S.p.A.*

In questo libro ho cercato di presentare in modo organico la parte del mio schedario di lavoro che riguarda le reti di distribuzione. Ho cercato, cioè, di rivedere e mettere in ordine quell'insieme vario e composito - fatto di grafici, tabelle, formule, esempi e annotazioni - che da anni vado predisponendo e utilizzando a sussidio della mia duplice attività di progettista e di consulente.

Come progettista ho fatto largo uso - e lo faccio tuttora anche in tempo di computers - di grafici e di tabelle: perciò li ho qui riuniti ed allegati. Una ben selezionata raccolta di grafici e tabelle consente di lavorare con riferimenti sicuri e fa risparmiare tempo, in quanto evita dispersive consultazioni di testi e depliant. Inoltre, nella "trincea" operativa del cantiere, una raccolta di questo tipo è molto utile per effettuare rapide verifiche o per predisporre varianti.

Ho qui riportato anche numerose formule di calcolo. La loro conoscenza può essere d'aiuto a comprendere meglio la reale importanza dei parametri che concorrono a determinare una certa grandezza. Esse possono servire anche a verificare l'attendibilità di grafici e tabelle, o, ancora, ad elaborare programmi personali, dato che i calcolatori mal "digeriscono" le tabelle.

Come consulente ho lavorato principalmente alla formazione di tecnici specializzati nel settore termotecnico. In tale veste, ho via via elaborato definizioni, note ed esempi allo scopo di mettere a fuoco i problemi, di illustrare le tecniche di lavoro, di dare suggerimenti pratici, possibilmente con chiarezza, con concretezza, con rapidità.

Tutto questo materiale, in alcune parti integrato, in altre depurato e riorganizzato, è confluito nel presente manuale.

Lo scopo è quello di offrire agli operatori termotecnici un utile e agile strumento di lavoro, nato da una lunga esperienza sul campo, confidando che esso possa diventare un valido punto di riferimento, un vademecum amico, pronto a fornire le informazioni giuste nei momenti e nei modi in cui effettivamente servono.

Desidero ringraziare per l'aiuto che mi hanno dato l'amico Paolo Barcellini e i collaboratori dello studio STC, Umberto Bianchini, Roger Brescianini, Alberto Perini.

Infine voglio esprimere la mia gratitudine alla Caleffi che ha condiviso la forma e lo stile di questa pubblicazione.

Mario Doninelli

A V V E R T E N Z E

STRUTTURA GENERALE

Definizioni, grafici, tabelle, formule, esempi e consigli sono di seguito raccolti in voci (o schede) classificate in ordine alfabetico.

Ogni voce, pur essendo legata al contesto generale, è in pratica autosufficiente. I collegamenti tra voce e voce sono indicati da appositi rinvii: ciascun rinvio è chiaramente evidenziato e compreso fra parentesi tonde.

Grafici, tabelle e formule hanno un numero d'ordine legato solo al contesto della voce in cui sono riportati.

Le voci di maggiori dimensioni, spesso introdotte da un breve indice ad albero, sono suddivise in capitoli e sottocapitoli.

SCHEMI E DISEGNI

Le voci sono completate da schemi e disegni che illustrano essenzialmente l'aspetto funzionale degli impianti, delle apparecchiature e dei particolari descritti.

Non sono allegati disegni tecnici esecutivi.

SEGNI, SIMBOLI E ABBREVIAZIONI

Segni e simboli (della matematica, della fisica, della chimica, ecc...) sono quelli di uso corrente.

Si è cercato di evitare il più possibile il ricorso ad abbreviazioni: quelle di cui si è fatto uso sono specificate caso per caso.

UNITA' DI MISURA

Non si è applicato in modo rigoroso il Sistema Internazionale. Spesso sono state preferite le unità di misura del sistema tecnico in quanto:

1. sono più immediate e comprensibili sul piano pratico;
2. sono le effettive unità di misura cui si fa riferimento nel linguaggio operativo dei tecnici e degli installatori.

ALFABETO GRECO

Grandezze fisiche, coefficienti numerici e costanti sono sovente rappresentati con lettere dell'alfabeto greco. Si è ritenuto utile pertanto riportare di seguito tali lettere e la relativa pronuncia.

Lettere dell'alfabeto greco					
Maiuscole	Minuscole	Nome	Maiuscole	Minuscole	Nome
A	α	alfa	N	ν	ni o nu
B	β	beta	Ξ	ξ	xi
Γ	γ	gamma	O	o	omicron
Δ	δ	delta	Π	π	pi
E	ϵ	epsilon	P	ρ	rho
Z	ζ	zeta	Σ	σ	sigma
H	η	eta	T	τ	tau
Θ	θ	theta	Y	υ	upsilon
I	ι	iota	Φ	ϕ	fi
K	κ	cappa	X	χ	chi
Λ	λ	lambda	Ψ	ψ	psi
M	μ	mi o mu	Ω	ω	omega

INDICE GENERALE

CIRCUITO INVERSO pag. 1

COLLETTORI pag. 2

COLLETTORI DI ZONA	2
COLLETTORI PRINCIPALI	2

DILATAZIONE TERMICA pag. 5

CALCOLO DELLE DILATAZIONI TERMICHE LINEARI	6
• TAB. 1 - Coefficienti di dilatazione termica lineare	6
• DGR. 1 - Dilatazioni termiche dei tubi in acciaio	7
CONTROLLO DELLE DILATAZIONI TERMICHE	8
COMPENSATORI NATURALI	8
• DGR. 2 - Compensatori a U	9
• DGR. 3 - Compensatori a L	10
• DGR. 4 - Compensatori a Z	11
COMPENSATORI ARTIFICIALI	12
- COMPENSATORI A SOFFIETTO METALLICO	12
- COMPENSATORI IN GOMMA	13
- COMPENSATORI TELESCOPICI	13
- COMPENSATORI A TUBO FLESSIBILE	13

ELETTROPOMPE pag. 14

ELETTROPOMPE A TENUTA MECCANICA	16
CIRCOLATORI	17
CONFRONTO FRA POMPE A TENUTA MECCANICA E CIRCOLATORI	18
CURVA CARATTERISTICA DI UNA ELETTROPOMPA CENTRIFUGA	19
- ELETTROPOMPE IN SERIE	20
- ELETTROPOMPE IN PARALLELO	20
RENDIMENTO DI UNA ELETTROPOMPA CENTRIFUGA	21
• TAB. 1 - Rendimento medio delle elettropompe a tenuta meccanica	21
• TAB. 2 - Rendimento medio dei circolatori	21
POTENZA ASSORBITA DA UNA ELETTROPOMPA	22
NPSH	22
PUNTO DI FUNZIONAMENTO ELETTROPOMPA-CIRCUITO	22
SCELTA DI UNA ELETTROPOMPA	24
MESSA IN OPERA DELLE ELETTROPOMPE	24

ISOLAMENTO TERMICO DELLE TUBAZIONI**pag. 25**

FORMULE GENERALI DI CALCOLO	26
CALCOLO DELLE ADDUTTANZE UNITARIE	28
- CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI ADDUTTANZA INTERNA.....	28
- CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI ADDUTTANZA ESTERNA	28
- VALORI TABULATI DELLE ADDUTTANZE UNITARIE.....	30
• TAB. 1 - Adduttanza unitaria esterna (acqua surriscaldata a 140°C)	30
• TAB. 2 - Adduttanza unitaria esterna (acqua surriscaldata a 120°C)	31
• TAB. 3 - Adduttanza unitaria esterna (acqua a 80°C)	31
• TAB. 4 - Adduttanza unitaria esterna (acqua a 60°C)	32
• TAB. 5 - Adduttanza unitaria esterna (acqua a 40°C)	32
• TAB. 6 - Adduttanza unitaria esterna (acqua a 10°C)	33
• TAB. 7 - Adduttanza unitaria esterna (acqua glicolata a 0°C)	33
MATERIALI ISOLANTI PER TUBAZIONI	35
- MATERIALI A BASE DI GOMMA SINTETICA	35
- MATERIALI A BASE DI SCHIUME POLIURETANICHE	36
- MATERIALI FIBROSI IN LANA DI ROCCIA O DI VETRO	36
POSA IN OPERA DEI MATERIALI ISOLANTI	36
• TAB. 8 - Superficie esterna riferita ad un metro di tubo isolato (tubi in pollici).....	37
• TAB. 9 - Superficie esterna riferita ad un metro di tubo isolato (tubi in mm)	38

LIQUIDO ANTIGELO**pag. 39**

• TAB. 1 - Soluzioni antigelo acqua-glicole etilico	39
---	----

MASSA VOLUMICA**pag. 40**

• TAB. 1 - Massa volumica dell'acqua in relazione al variare della temperatura.....	40
• TAB. 2 - Massa volumica dei materiali per tubazioni.....	40

PERDITE DI CARICO CONTINUE**pag. 41**

FORMULA GENERALE DI CALCOLO	42
PERDITE DI CARICO CONTINUE NEL MOTO LAMINARE	43
PERDITE DI CARICO CONTINUE NEL MOTO TURBOLENTO	45
- TUBI A BASSA RUGOSITA'	46
- TUBI A MEDIA RUGOSITA'	48
- TUBI A ELEVATA RUGOSITA'	50
• TAB. 1 - Fattori di correzione per tubi ad elevata rugosità	50

PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE pag. 51

METODO DIRETTO	52
• TAB. 1 - Valori del coefficiente di perdita localizzata ξ	54
• TAB. 2 - Perdite di carico localizzate in mm c.a. per ξ variabile da 1 a 15	56
• TAB. 3 - Fattori di conversione per temperature dell'acqua diverse da 80°C	58
METODO DELLE PORTATE NOMINALI	59
- PORTATA NOMINALE PER D.D.P. = 1 bar	59
- PORTATA NOMINALE PER D.D.P. = 0,01 bar	60
METODO DELLE LUNGHEZZE EQUIVALENTI	61
CORRELAZIONE FRA I DIVERSI METODI DI CALCOLO	62

PERDITE DI CARICO TOTALI pag. 66

PORTATA DI BILANCIAMENTO pag. 67

RUGOSITÀ pag. 72

• TAB. 1 - Valori di rugosità relativi a tubazioni commerciali	72
--	----

TUBI IN ACCIAIO pag. 73

TUBI SENZA SALDATURA	73
TUBI SALDATI ELETTRICAMENTE	74
TUBI SALDATI FRETZ MOON	74
• TAB. 1 - Caratteristiche dei tubi in acciaio, diam. pollici	75
• TAB. 2 - Caratteristiche dei tubi in acciaio, diam. in mm	76
• TAB. 3 - Perdite di carico continue, diam. pollici, T. acqua = 10°C	77
• TAB. 4 - Perdite di carico continue, diam. pollici, T. acqua = 50°C	78
• TAB. 5 - Perdite di carico continue, diam. pollici, T. acqua = 80°C	79
• TAB. 6 - Perdite di carico continue, diam. mm, T. acqua = 10°C	80
• TAB. 7 - Perdite di carico continue, diam. mm, T. acqua = 50°C	82
• TAB. 8 - Perdite di carico continue, diam. mm, T. acqua = 80°C	84

TUBI IN ACCIAIO DOLCE

pag. 86

• TAB. 1 - Caratteristiche dei tubi in acciaio dolce	86
• TAB. 2 - Perdite di carico continue, T. acqua = 10°C	87
• TAB. 3 - Perdite di carico continue, T. acqua = 50°C	88
• TAB. 4 - Perdite di carico continue, T. acqua = 80°C	89

TUBI IN MATERIALE PLASTICO

pag. 90

• TAB. 1 - Campi di impiego e di idoneità dei principali materiali plastici per tubi.....	90
TUBI IN POLIETILENE RETICOLATO	91
• TAB. 2 - Caratteristiche dei tubi in PEX (10 atm, 95°C)	92
• TAB. 3 - Caratteristiche dei tubi in PEX (6 atm, 95°C)	92
• TAB. 4 - Perdite di carico continue, tubi PEX, T. acqua = 10°C	93
• TAB. 5 - Perdite di carico continue, tubi PEX, T. acqua = 50°C	94
• TAB. 6 - Perdite di carico continue, tubi PEX, T. acqua = 80°C	95
TUBI IN POLIETILENE AD ALTA DENSITA'	96
• TAB. 7 - Caratteristiche dei tubi in PEad PN 6	97
• TAB. 8 - Caratteristiche dei tubi in PEad PN 10	97
• TAB. 9 - Caratteristiche dei tubi in PEad PN 16	98
• TAB. 10 - Perdite di carico continue, tubi PEad PN 6, T. acqua = 10°C	99
• TAB. 11 - Perdite di carico continue, tubi PEad PN 10, T. acqua = 10°C	100
• TAB. 12 - Perdite di carico continue, tubi PEad PN 16, T. acqua = 10°C	101

TUBI IN RAME

pag. 102

• TAB. 1 - Caratteristiche dei tubi in rame	104
• TAB. 2 - Perdite di carico continue, T. acqua = 10°C	105
• TAB. 3 - Perdite di carico continue, T. acqua = 50°C	106
• TAB. 4 - Perdite di carico continue, T. acqua = 80°C	107

VALVOLE DI INTERCETTAZIONE

pag. 108

VALVOLE A SARACINESCA	108
VALVOLE A DISCO E A TAPPO	109
VALVOLE A MASCHIO	110
VALVOLE A SFERA	111
VALVOLE A FARFALLA	112

VALVOLE A RITEGNO pag. 113

VALVOLE A BATTENTE O A CLAPET	113
VALVOLE A TAPPO O A DISCO	113
VALVOLE A SFERA	114
VALVOLE A FUSO	114

VELOCITÀ pag. 115

VELOCITA' CONSIGLIATE	117
• TAB. 1 - Velocità consigliate per reti ad acqua calda e refrigerata	117
• TAB. 2 - Velocità consigliate per canali d'aria in impianti a bassa velocità	117
VELOCITA' MINIMA DI TRASCINAMENTO DELL'ARIA	118
• TAB. 3 - Velocità minima di trascinamento dell'aria per acqua a 80°C	118
• TAB. 4 - Fattori di correzione delle velocità minime di trascinamento dell'aria	119

VINCOLI DELLE TUBAZIONI pag. 120

• TAB. 1 - Distanze massime consigliate per vincoli di tubi metallici orizzontali	120
PUNTI FISSI	121
- PUNTI FISSI PRINCIPALI	121
- PUNTI FISSI SECONDARI O INTERMEDI	122
GUIDE	122
APPOGGI E SOSTEGNI	123

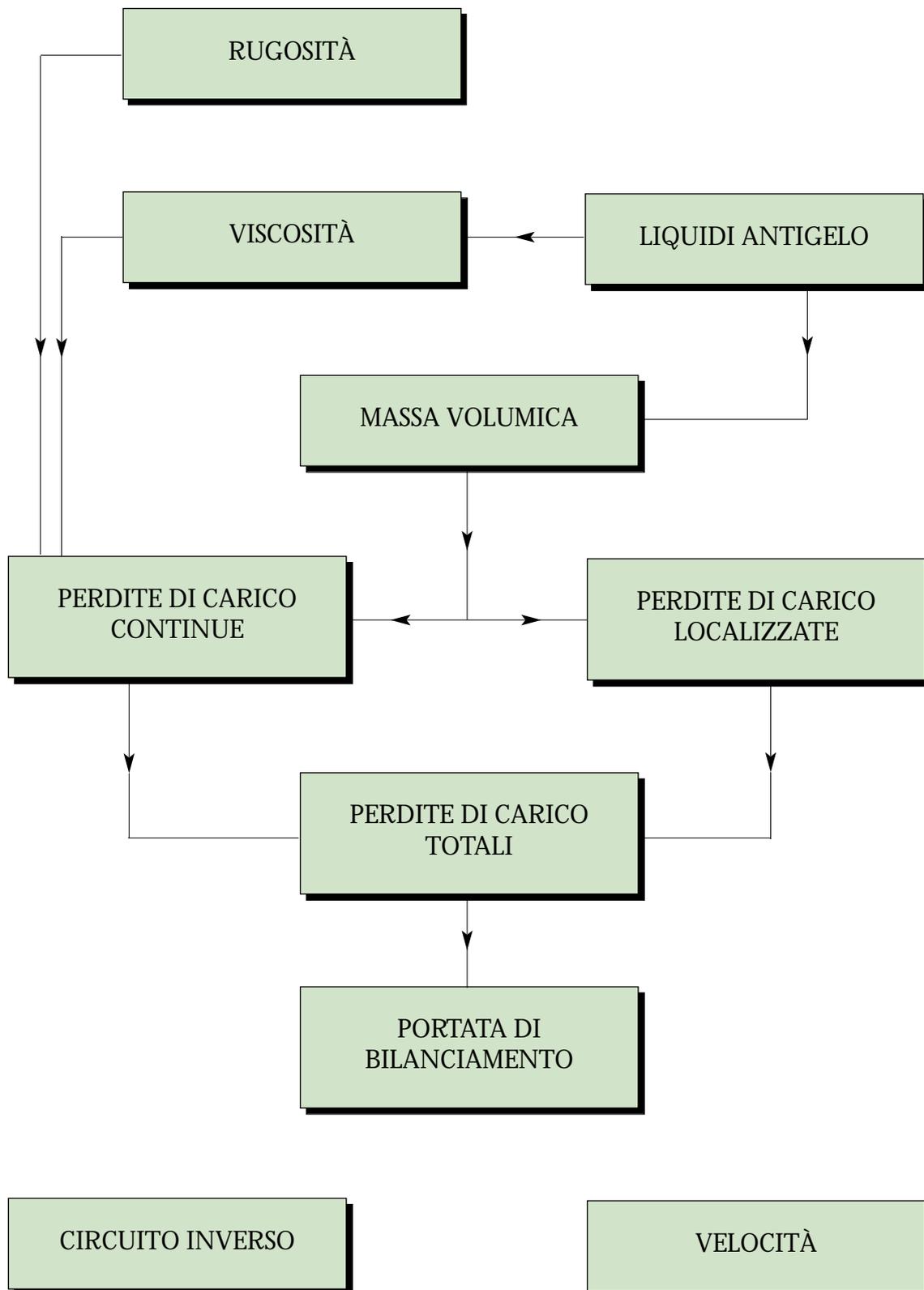
VISCOSITÀ pag. 125

• TAB. 1 - Viscosità dell'acqua in relazione alla temperatura	126
---	-----

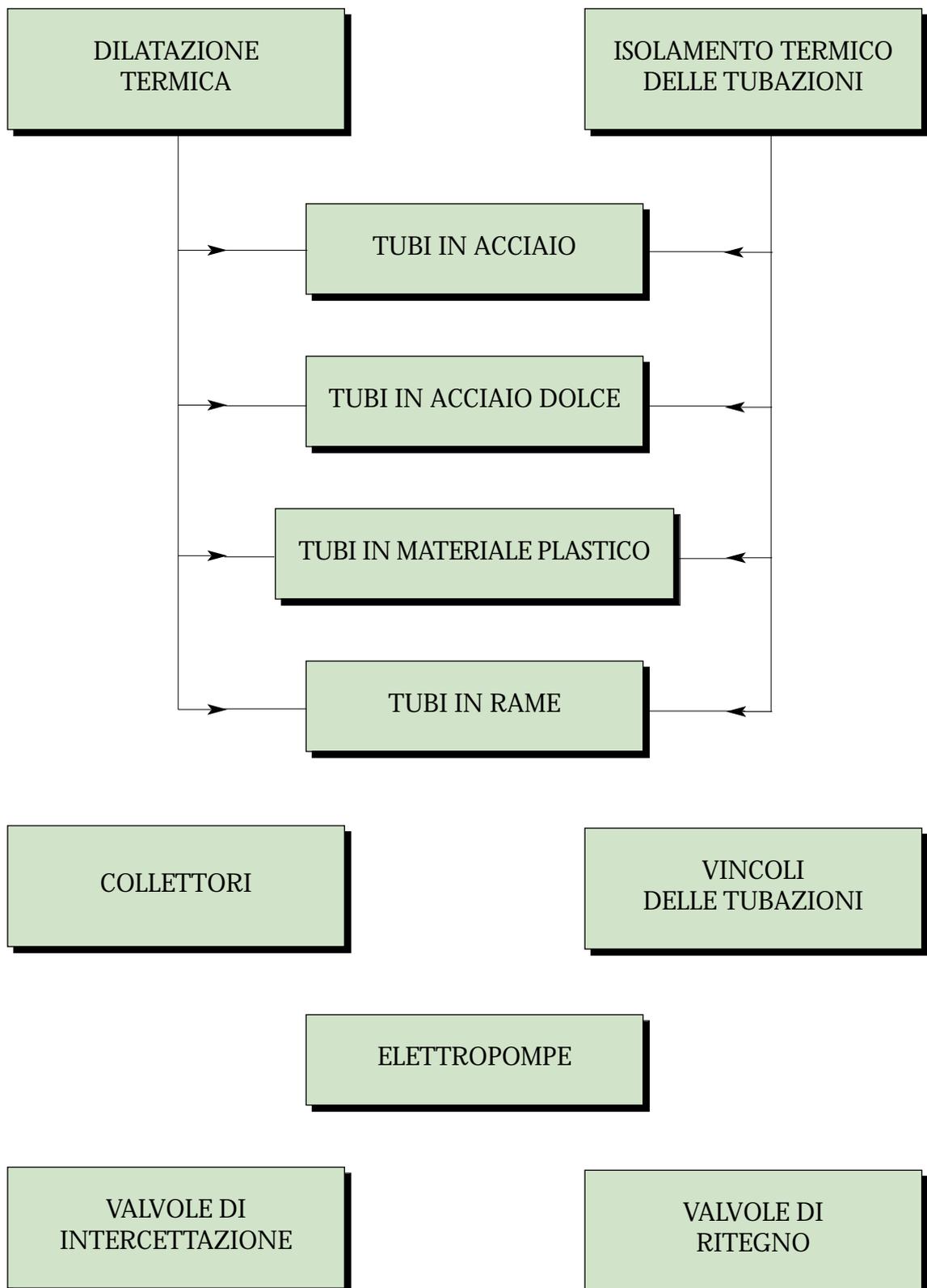
BIBLIOGRAFIA pag. 127

INDICE ANALITICO pag. 129

Schema riassuntivo: Elementi di base per il calcolo delle tubazioni



Schema riassuntivo: Componenti delle reti di distribuzione



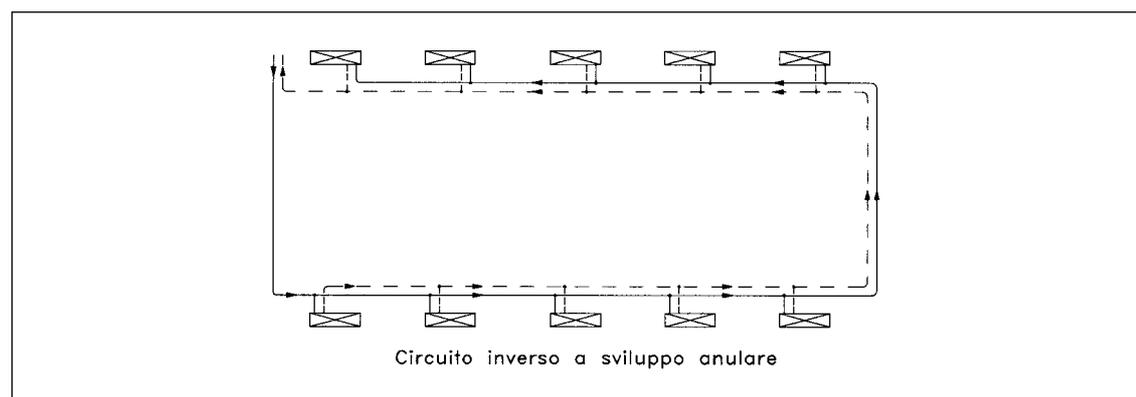
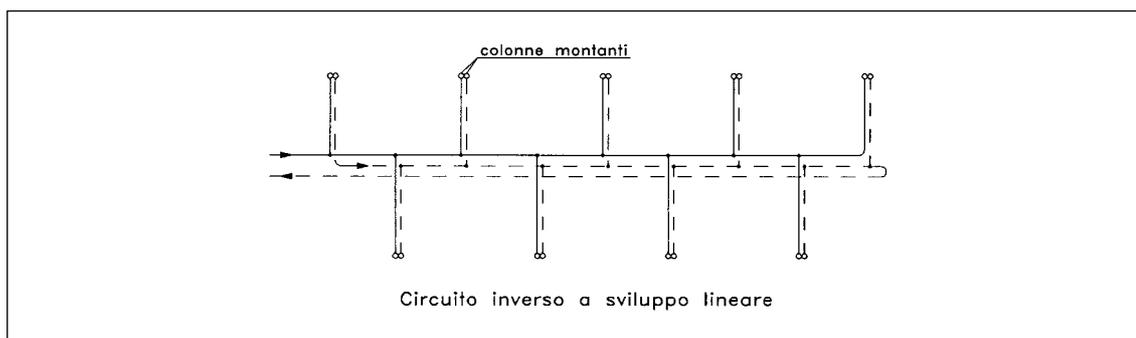
CIRCUITO INVERSO

Questo circuito - definito anche “compensato” o “bilanciato” - consente di garantire ai suoi terminali (corpi scaldanti, colonne o derivazioni di zona) valori di prevalenza pressoché uguali fra loro.

Simile prestazione si ottiene sviluppando il circuito in modo tale che:

il primo	terminale dell'andata sia	l'ultimo	del ritorno;
il secondo	terminale dell'andata sia	il penultimo	del ritorno;
il terzo	terminale dell'andata sia	il terzultimo	del ritorno, e così via fino a che
l'ultimo	terminale dell'andata sia	il primo	del ritorno.

Il circuito inverso può essere del tipo a **sviluppo lineare** (comunemente detto a tre tubi) oppure a **sviluppo anulare** (falso tre tubi).



Le applicazioni di questo circuito (specie nel tipo a sviluppo lineare) sono limitate soprattutto dai suoi costi relativamente elevati. In molti casi, il bilanciamento delle derivazioni di rete può essere ottenuto più convenientemente con valvole di taratura o con limitatori di portata.

COLLETTORI

Sono tratti di condotto che servono a distribuire e a raccogliere i fluidi di più circuiti. Si classificano in collettori di zona e collettori principali.

COLLETTORI DI ZONA

Sono i collettori “interni” che collegano la rete principale di distribuzione ai vari terminali di utilizzo: radiatori, convettori, ventilconvettori, pannelli radianti, ecc...

In genere i collettori di zona sono in ottone, ma si possono trovare anche in rame o in lega di alluminio.

In base alle loro caratteristiche costruttive possono essere classificati come **collettori ciechi, semplici, componibili, complanari o a sviluppo su due piani**.

Normalmente sono reperibili nei diametri che variano da 3/4” fino a 1 1/2”.

COLLETTORI PRINCIPALI

Sono detti anche **collettori di centrale** perchè sono realizzati soprattutto nelle centrali termiche e frigorifere. Da essi vengono derivati i circuiti principali dell'impianto.

Questi collettori possono essere a **condotti indipendenti o coassiali, con attacchi centrali o laterali**.

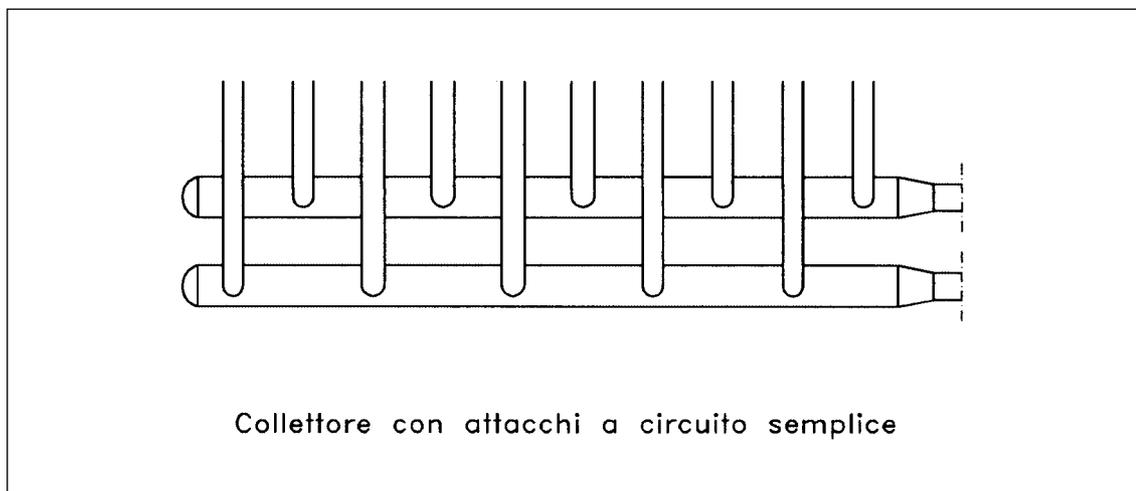
Per il loro dimensionamento non esistono formule generali semplici e precise, perchè troppi sono i fattori che entrano in gioco, quali ad esempio: la portata e la prevalenza dei circuiti derivati, la posizione e il tipo degli attacchi, la configurazione geometrica adottata (a sviluppo indipendente o coassiale) ecc...

Come regola generale è bene dimensionare questi collettori con sezioni “**abbondanti**”; con sezioni troppo piccole, infatti, alcuni circuiti derivati potrebbero “rubare” acqua ad altri.

Di seguito sono riportate due formule, di natura empirica, che possono essere utilizzate per determinare i diametri dei **collettori indipendenti con attacchi laterali**.

COLLETTORI PRINCIPALI CON ATTACCHI A CIRCUITO SEMPLICE

Hanno gli attacchi, di andata e di ritorno, collegati sullo stesso lato.



Possono essere dimensionati con la formula:

$$S_c \geq 1,6 \cdot (S_1 + S_2 + \dots + S_n) \quad (1)$$

dove : S_c = sezione interna del collettore, mm^2
 S_1, S_2, S_n = sezioni interne dei circuiti derivati, mm^2

Esempio:

Calcolare il diametro di un collettore, del tipo a circuito semplice, da cui sono derivati i seguenti circuiti: due da 1 1/2", due da 2" e uno da 3".

Soluzione:

La sezione minima del collettore si può calcolare con la formula (1), mentre le sezioni interne dei circuiti derivati possono essere ricavate dalla TAB. 1 riportata alla voce: TUBI IN ACCIAIO.

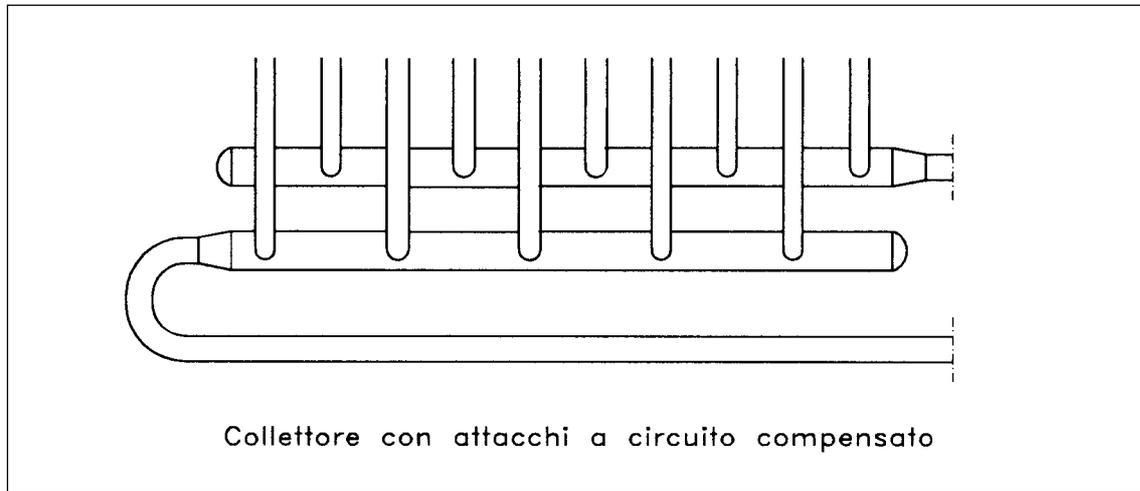
Si ha pertanto:

$$S_c \geq 1,6 \cdot (2 \cdot 1.385 + 2 \cdot 2.213 + 1 \cdot 5.100) = 19.674 \text{ mm}^2$$

Sempre nell'ambito della voce TUBI IN ACCIAIO, dalla TAB. 2 (che per i grandi diametri offre più possibilità di scelta della TAB. 1) risulta che il diametro minimo del collettore richiesto si ha in corrispondenza del tubo 168,3/159,3 (sezione interna 19.921 mm^2).

COLLETTORI PRINCIPALI CON ATTACCHI A CIRCUITO COMPENSATO

Hanno gli attacchi, di andata e di ritorno, collegati sui lati opposti.



Possono essere dimensionati con la formula:

$$S_c \geq 1,4 \cdot (S_1 + S_2 + \dots + S_n) \quad (2)$$

dove: S_c = sezione interna del collettore, mm^2
 S_1, S_2, S_n = sezioni interne dei circuiti derivati, mm^2

Esempio:

Calcolare il diametro di un collettore, del tipo a circuito compensato, da cui sono derivati i seguenti circuiti: due da 1 1/2", due da 2" e uno da 3".

Soluzione:

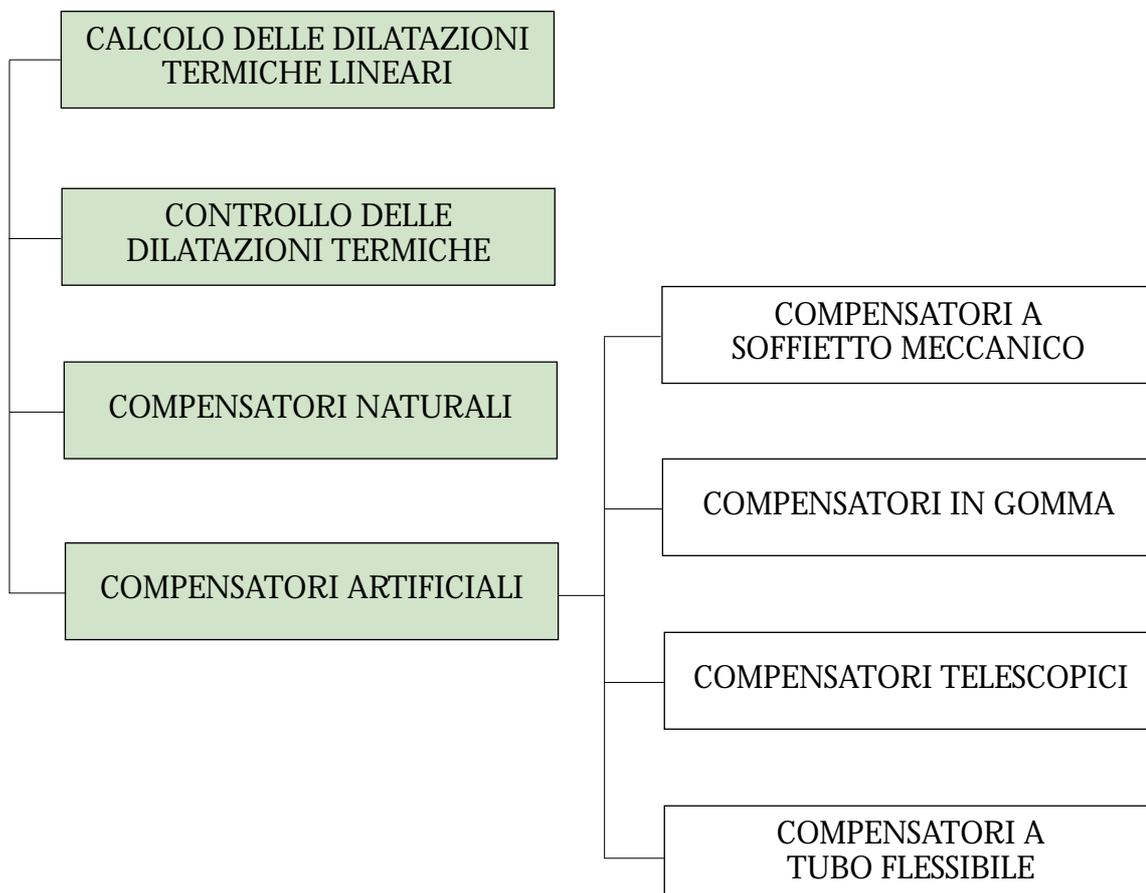
La sezione minima del collettore si può calcolare con la formula (2), mentre le sezioni interne dei circuiti derivati possono essere ricavate dalla TAB. 1 riportata alla voce: TUBI IN ACCIAIO.

Si ha pertanto:

$$S_c \geq 1,4 \cdot (2 \cdot 1.385 + 2 \cdot 2.213 + 1 \cdot 5.100) = 17.214 \text{ mm}^2$$

Sempre nell'ambito della voce TUBI IN ACCIAIO, dalla TAB. 2 (che per i grandi diametri offre più possibilità di scelta della TAB. 1) risulta che il diametro minimo del collettore richiesto si ha in corrispondenza del tubo 159/150 (sezione interna 17.663 mm^2).

DILATAZIONE TERMICA



La dilatazione termica è il fenomeno fisico per cui le dimensioni di un corpo aumentano o diminuiscono al variare della sua temperatura.

La dilatazione termica si dice **lineare**, **superficiale** o **cubica**, a seconda che riguardi prevalentemente una, due o tutte tre le dimensioni di un corpo. Ad esempio si dice lineare la dilatazione termica di un filo o di un tubo.

Quando si progettano e si realizzano reti di distribuzione, **interessa soprattutto conoscere, e tener sotto controllo, le dilatazioni termiche delle tubazioni che trasportano fluidi ad elevata temperatura**. In particolare tali tubazioni devono potersi dilatare senza far nascere forze in grado di causare danni (deformazioni permanenti o rotture) alle tubazioni stesse o ai supporti di ancoraggio.

CALCOLO DELLE DILATAZIONI TERMICHE LINEARI

Le dilatazioni termiche lineari possono essere calcolate con la formula:

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta T \quad (1)$$

dove: ΔL = dilatazione termica lineare, mm
 α = coefficiente di dilatazione termica lineare, mm/m°C
 L = lunghezza della tubazione, m
 ΔT = differenza di temperatura, °C

Nella seguente tabella sono riportati i valori di α per i tubi normalmente utilizzati negli impianti idro-termosanitari:

Acciaio	0,0114
Rame	0,0170
PEX (polietilene reticolato)	0,1400
PEad (polietilene ad alta densità)	0,1300
PVC (policloruro di vinile)	0,0800
PP (polipropilene)	0,1500

Esempio:

Calcolare le dilatazioni termiche lineari di tubi in acciaio, rame e PEX, considerando le seguenti caratteristiche:

lunghezza tubo = 30 m, temperatura di installazione = 10°C, temperatura di esercizio = 90°C.

Soluzione:

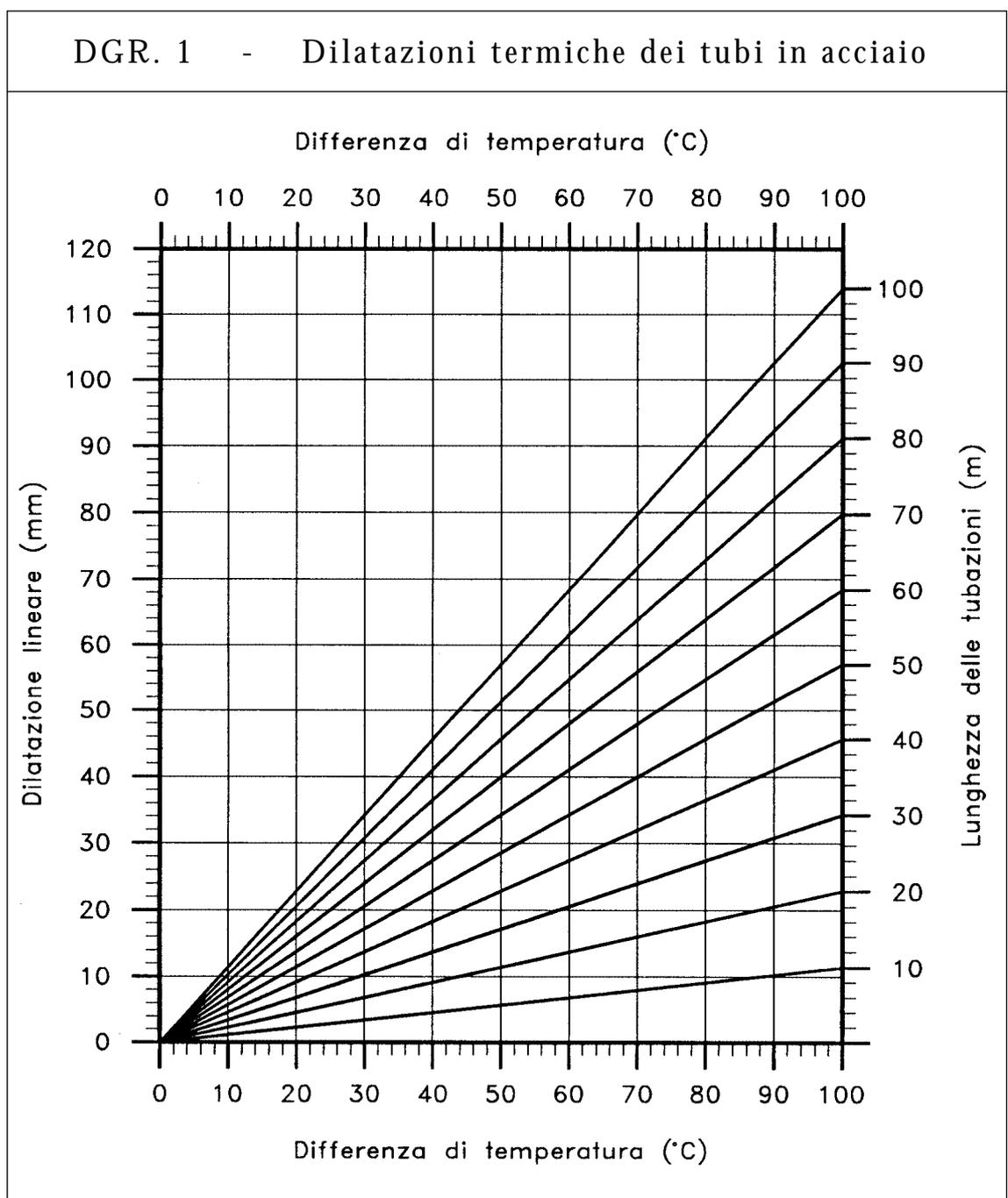
Applicando la formula (1) e derivando i valori di α dalla TAB. 1 si ottiene:

— tubo in acciaio : $\Delta L = 0,0114 \cdot 30 \cdot (90 - 10) = 27,36 \text{ mm}$

— tubo in rame : $\Delta L = 0,0170 \cdot 30 \cdot (90 - 10) = 40,80 \text{ mm}$

— tubo in PEX : $\Delta L = 0,1400 \cdot 30 \cdot (90 - 10) = 336,00 \text{ mm}$

Oltre che con la formula (1), le dilatazioni termiche dei tubi in acciaio possono essere determinate con il diagramma di seguito riportato:



CONTROLLO DELLE DILATAZIONI TERMICHE

Negli impianti con reti di distribuzione a sviluppo limitato, le dilatazioni termiche dei tubi sono in genere assorbite dalla elasticità “naturale” delle reti stesse. Tale elasticità dipende soprattutto dal numero e dal tipo di curve inserite nella rete. Le curve, infatti, si deformano facilmente e possono così assorbire in modo “naturale” l'allungamento e l'accorciamento dei tubi.

Le curve che meglio assorbono le dilatazioni termiche dei tubi sono quelle che hanno diametri piccoli ed elevati raggi di curvatura.

Al contrario, negli impianti a grande sviluppo, l'elasticità propria delle reti non è in genere sufficiente a garantire l'assorbimento delle dilatazioni termiche.

In questi casi si deve provvedere alla messa in opera di appositi compensatori che possono essere di tipo naturale o artificiale.

COMPENSATORI NATURALI

Sono così definiti i compensatori ottenuti con tratti rettilinei e con curve degli stessi tubi che costituiscono le reti di distribuzione.

Questi dispositivi di dilatazione sono facili da realizzare, sono poco costosi e hanno un elevato grado di sicurezza.

Possono però presentare l'inconveniente di richiedere molto spazio e, quindi, non sempre sono realizzabili, specie quando i tubi sono posti in cunicoli o in cavedi.

Per limitare le loro dimensioni, questi compensatori possono essere messi in opera con una pretensione, cioè con uno stato di tensione di segno contrario a quello indotto dalla dilatazione termica dei tubi.

Simile tecnica di montaggio consente di ridurre l'entità della dilatazione effettiva da assorbire.

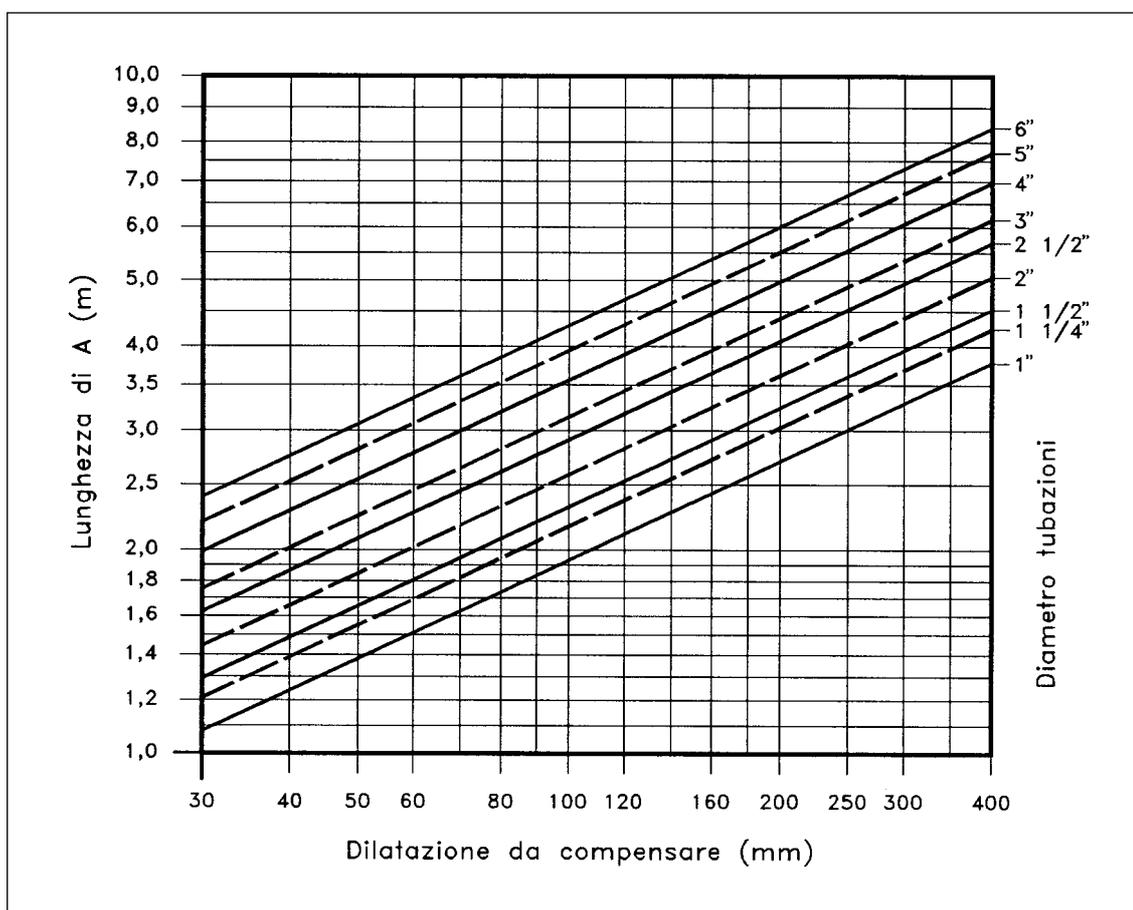
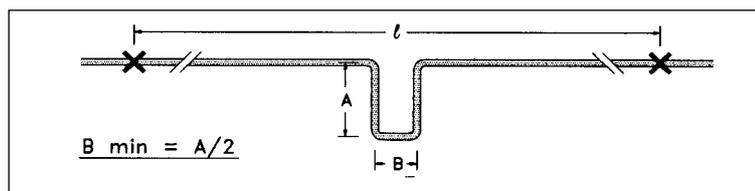
Solitamente conviene che l'allungamento di pretensione sia uguale a metà della dilatazione termica prevista.

I compensatori naturali più comunemente usati sono quelli che hanno forma geometrica a U, L e Z.

In genere i compensatori a U devono essere realizzati appositamente, mentre i compensatori a L, oppure a Z, possono essere ricavati anche dal normale percorso delle tubazioni, posizionando opportunamente i punti fissi e le guide di scorrimento.

I diagrammi DGR.2, DGR.3 e DGR.4 consentono di dimensionare i compensatori del tipo a U, L e Z in relazione al loro diametro e al valore della dilatazione da compensare.

DGR. 2 Compensatori a U



Esempio:

Determinare le dimensioni di un compensatore naturale a U, considerando: diametro del tubo = 4", lunghezza = 100 m, temperatura di installazione = 10°C, temperatura di esercizio = 90°C.

Soluzione:

La dilatazione termica del tubo in esame si può determinare con la formula (1), oppure mediante il relativo diagramma DGR. 1. Con la formula (1) si ha: $\Delta L = 0,0114 \cdot 100 \cdot (90 - 10) = 91,2$ mm.

tubo messo in opera senza pretensione:

La dilatazione che il compensatore deve assorbire risulta: $\Delta L = 91,2$ mm.

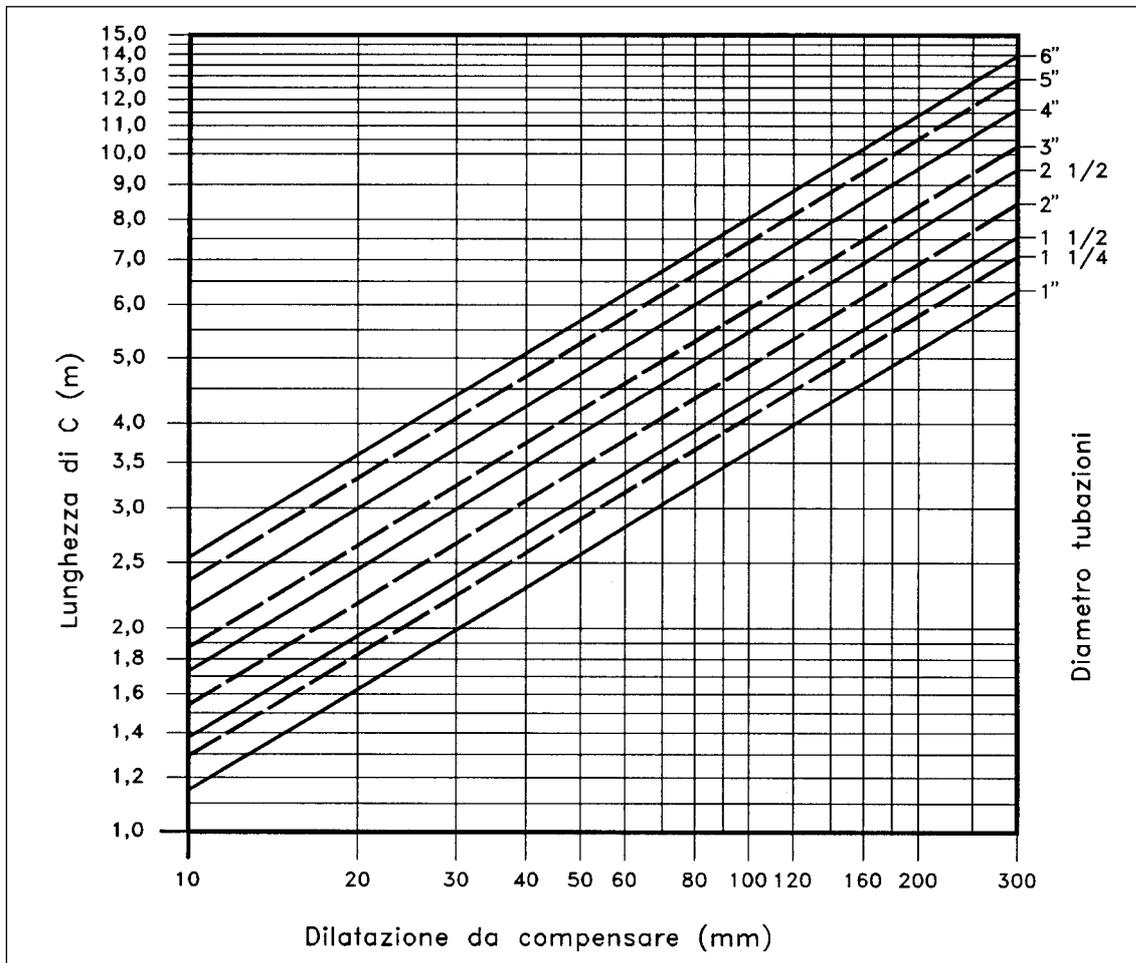
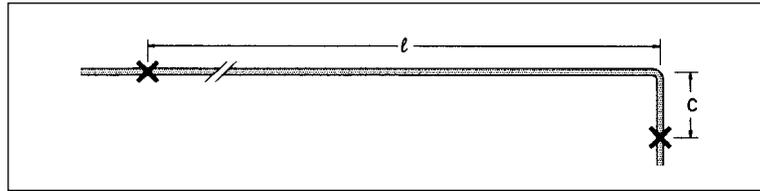
Dal DGR. 2 si deducono le lunghezze minime dei bracci di compensazione: $A \approx 3,3$ m; $B \approx 1,65$ m.

tubo messo in opera con pretensione:

Mettendo in opera il tubo con una pretensione tale da determinare un allungamento del tubo stesso pari a $\Delta L/2$, la dilatazione da assorbire risulta: $\Delta L/2 = 45,6$ mm.

Dal DGR. 2 si deducono le lunghezze minime dei bracci di compensazione: $A \approx 2,4$ m; $B \approx 1,2$ m.

DGR. 3 Compensatori a L



Esempio:

Determinare le dimensioni di un compensatore naturale a L considerando: diametro del tubo = 4", lunghezza = 100 m, temperatura di installazione = 10°C, temperatura di esercizio = 90°C.

Soluzione:

La dilatazione termica del tubo in esame si può determinare con la formula (1), oppure mediante il relativo diagramma (DGR. 1). Con la formula (1) si ha: $\Delta L = 0,0114 \cdot 100 \cdot (90 - 10) = 91,2$ mm.

tubo messo in opera senza pretensione:

La dilatazione che il compensatore deve assorbire risulta: $\Delta L = 91,2$ mm.

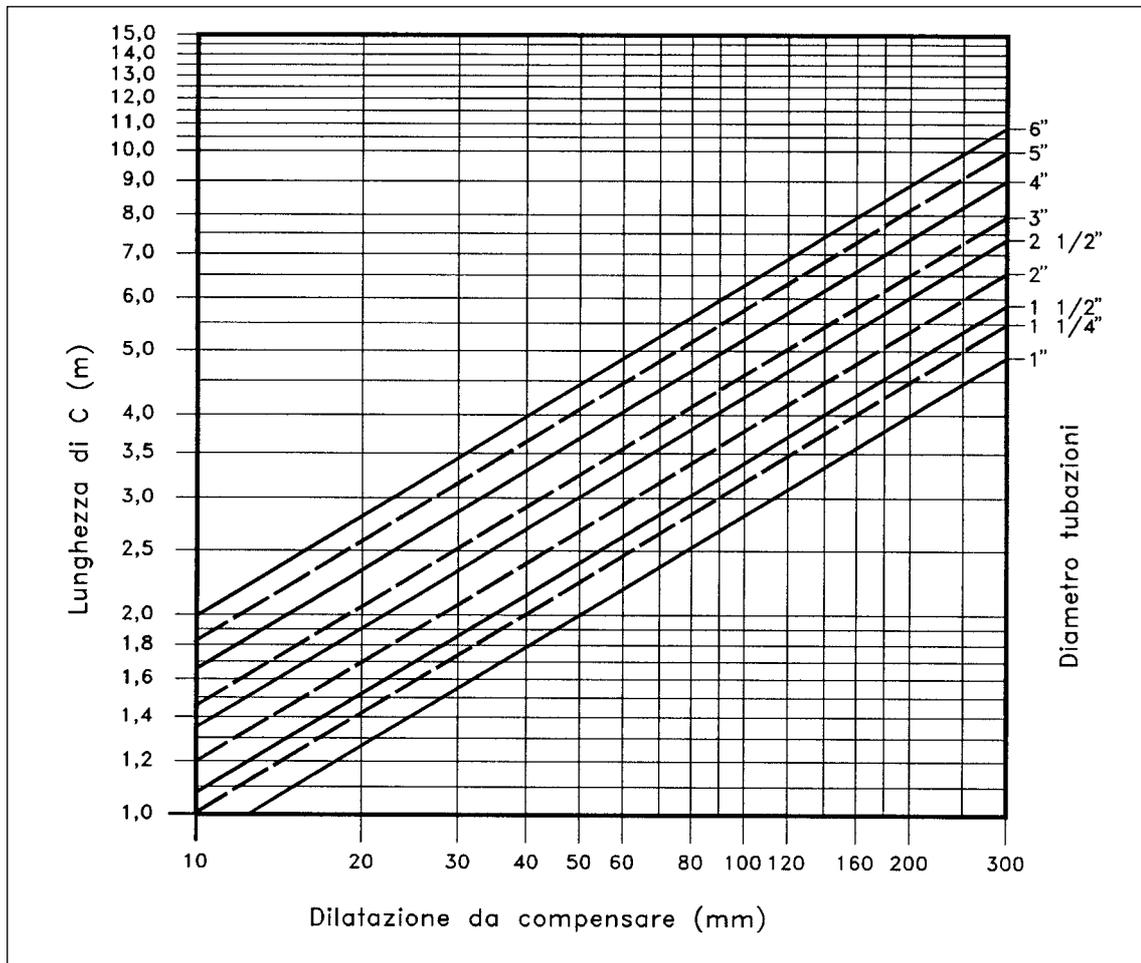
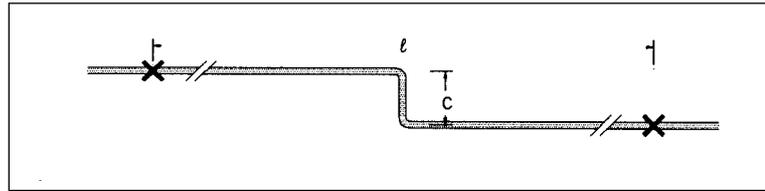
Dal DGR. 3 si deduce la lunghezza minima del braccio di compensazione: $C \approx 6,4$ m.

tubo messo in opera con pretensione:

Mettendo in opera il tubo con una pretensione tale da determinare un allungamento del tubo stesso pari a $\Delta L/2$, la dilatazione da assorbire risulta: $\Delta L/2 = 45,6$ mm.

Dal DGR. 3 si deduce la lunghezza minima del braccio di compensazione: $C \approx 4,5$ m.

DGR. 4
Compensatori a Z



Esempio:

Determinare le dimensioni di un compensatore naturale a Z considerando: diametro del tubo = 4", lunghezza = 100 m, temperatura di installazione = 10°C, temperatura di esercizio = 90°C.

Soluzione:

La dilatazione termica del tubo in esame si può determinare con la formula (1), oppure mediante il relativo diagramma (DGR. 1). Con la formula (1) si ha: $\Delta L = 0,0114 \cdot 100 \cdot (90 - 10) = 91,2$ mm.

tubo messo in opera senza pretensione:

La dilatazione che il compensatore deve assorbire risulta: $\Delta L = 91,2$ mm

Dal DGR. 4 si deduce la lunghezza minima del braccio di compensazione: $C \approx 5,0$ m.

tubo messo in opera con pretensione:

Mettendo in opera il tubo con una pretensione tale da determinare un allungamento del tubo stesso pari a $\Delta L/2$, la dilatazione da assorbire risulta: $\Delta L/2 = 45,6$ mm.

Dal DGR. 4 si deduce la lunghezza minima del braccio di compensazione: $C \approx 3,5$ m.

COMPENSATORI ARTIFICIALI

Sono dispositivi meccanici, deformabili con facilità, appositamente costruiti per poter assorbire le dilatazioni termiche dei tubi.

Commercialmente sono disponibili nei tipi: a soffietto metallico, in gomma, a telescopio e a tubo flessibile.

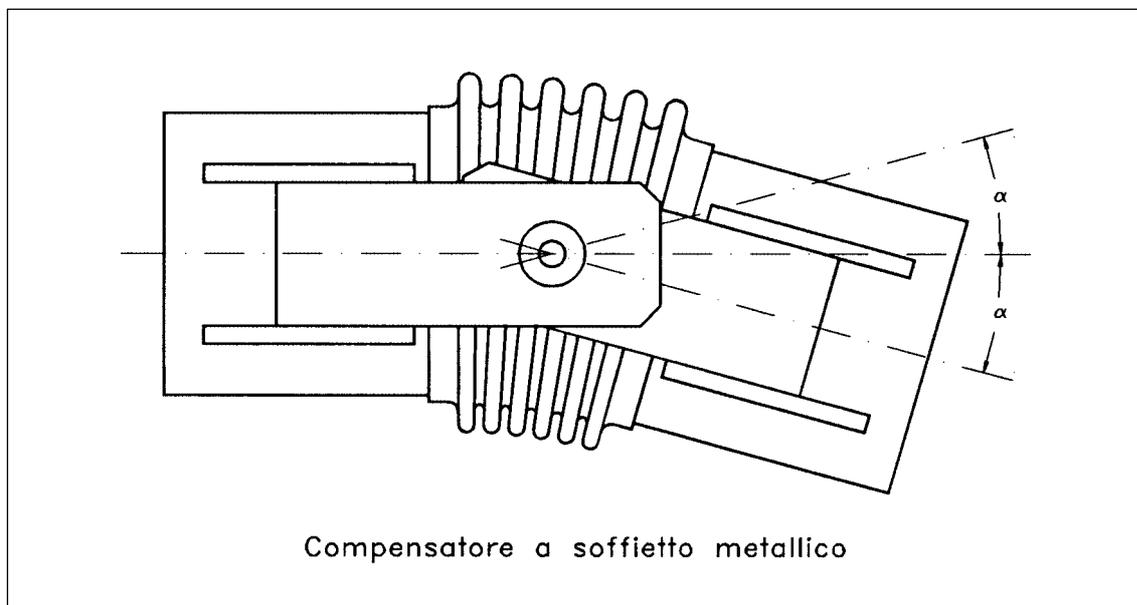
COMPENSATORI A SOFFIETTO METALLICO

Sono tratti di condotto costituiti principalmente da una parete metallica ondulata e deformabile, simile ad un soffietto.

Assicurano una buona tenuta (anche con forti pressioni e con temperature elevate), non sono ingombranti e hanno la possibilità di compiere un'ampia gamma di movimenti.

Per queste loro caratteristiche, i compensatori a soffietto metallico sono molto utilizzati negli impianti sanitari e di riscaldamento.

Secondo il tipo di movimento si classificano in: assiali, laterali e angolari.



COMPENSATORI IN GOMMA

Sono dispositivi di compensazione costituiti essenzialmente da un tratto di condotto in gomma con superficie a “onda” semplice o multipla.

Sono in grado di assicurare compensazioni assiali, laterali e angolari. Sono, inoltre, particolarmente utili per assorbire le vibrazioni e per interrompere la continuità metallica.

Questi compensatori non sono utilizzabili né con alte temperature (temperatura massima $100\div 105^{\circ}\text{C}$), né con elevate pressioni (pressione massima $8\div 10$ atm) e neppure con quei fluidi che, per le loro caratteristiche fisico-chimiche, non possono essere convogliati in condotti di gomma.

COMPENSATORI TELESCOPICI

Sono realizzati con due tubi coassiali liberi di scorrere fra loro come gli elementi del tubo di un telescopio. La tenuta idraulica è ottenuta con una o più guarnizioni in materiale elastico.

I compensatori telescopici possono essere utilizzati solo con pressioni limitate e con movimenti delle tubazioni rigorosamente assiali.

Se i movimenti delle tubazioni non sono assiali, i tubi interni dei compensatori tendono ad “impuntarsi”, compromettendo così l'efficienza della tenuta idraulica.

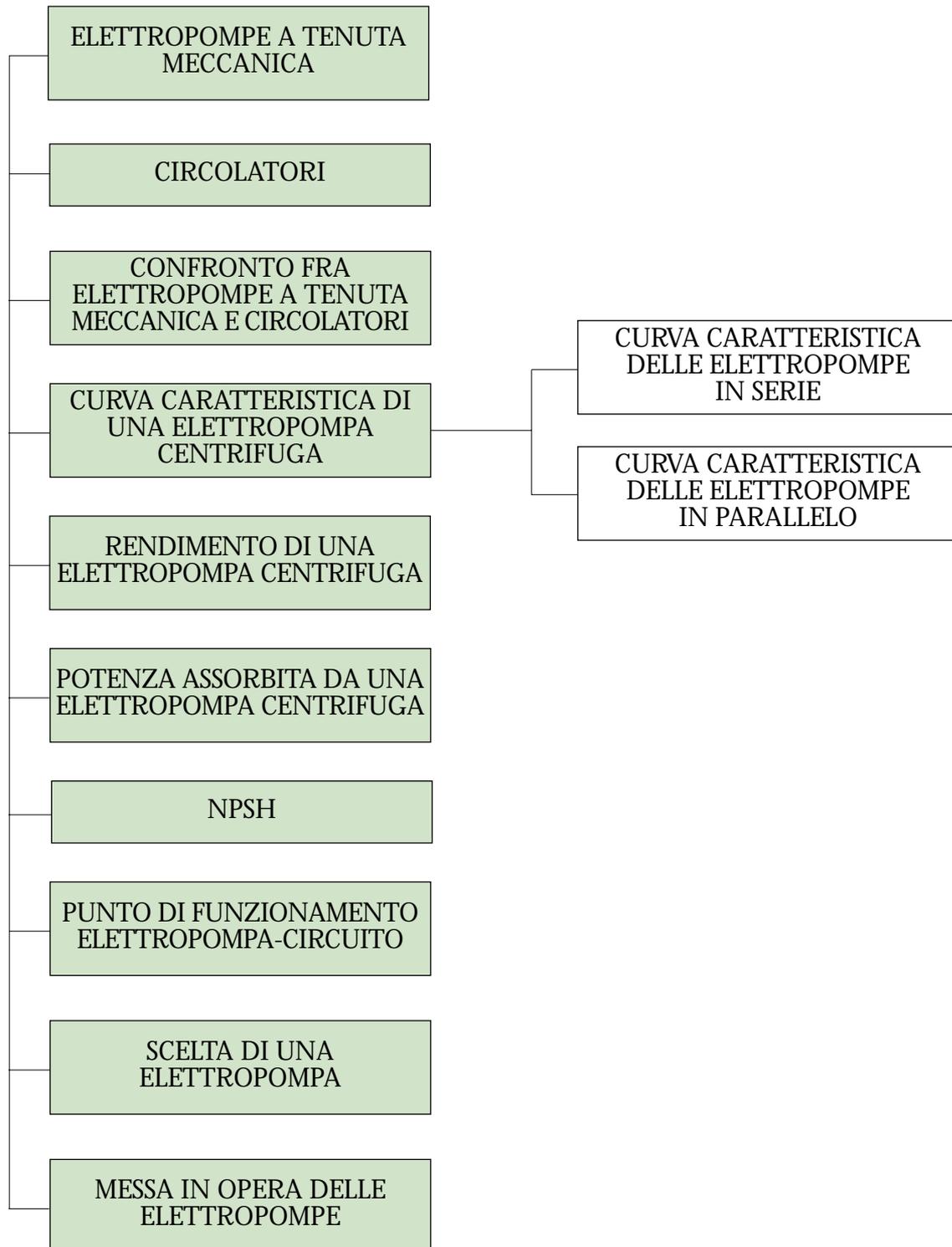
COMPENSATORI A TUBO FLESSIBILE

Sono dei semplici tubi flessibili.

Devono essere installati perpendicolarmente alla direzione in cui avviene la dilatazione termica.

I compensatori a tubo flessibile sono utilizzati soprattutto per assorbire le dilatazioni dei tubi piccoli e medi. Con i tubi di elevato diametro, questi compensatori risultano troppo ingombranti.

ELETTROPOMPE



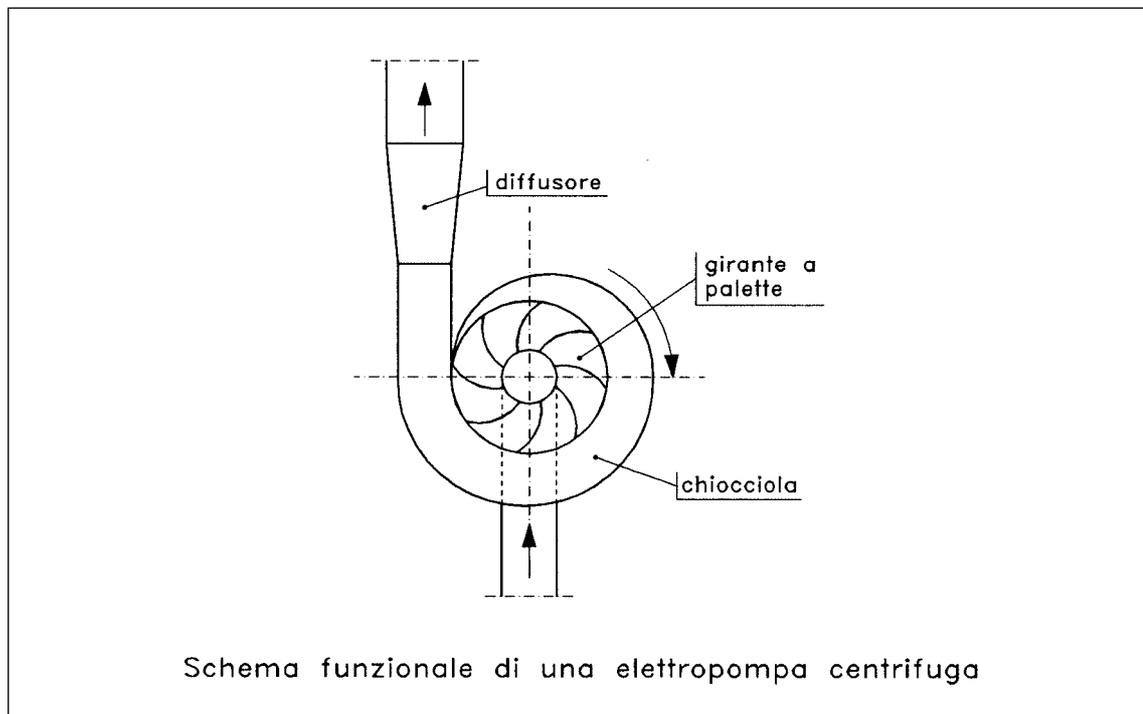
Le elettropompe sono macchine che utilizzano l'energia meccanica fornita da un motore elettrico per sollevare un liquido, oppure per farlo circolare in una tubazione.

In base al tipo di costruzione e al modo in cui trasmettono l'energia al fluido, le elettropompe possono essere: **volumetriche, centrifughe, ad elica e rotative.**

Negli impianti idro-termosanitari si usano, in pratica, solo elettropompe centrifughe; l'impiego di altri tipi di pompa è limitato ad applicazioni del tutto particolari e secondarie.

Le parti principali di una elettropompa centrifuga sono:

- **la girante a palette**, che ruotando velocemente genera una depressione nella sua zona centrale (occhio della pompa) e una pressione nella zona periferica: genera, cioè, le cause di moto del fluido;
- **la chiocciola**, che serve a raccogliere l'acqua proveniente dai vari canali delimitati dalle palette della girante;
- **il diffusore**, che trasforma l'energia cinetica dovuta alla velocità in energia di pressione.

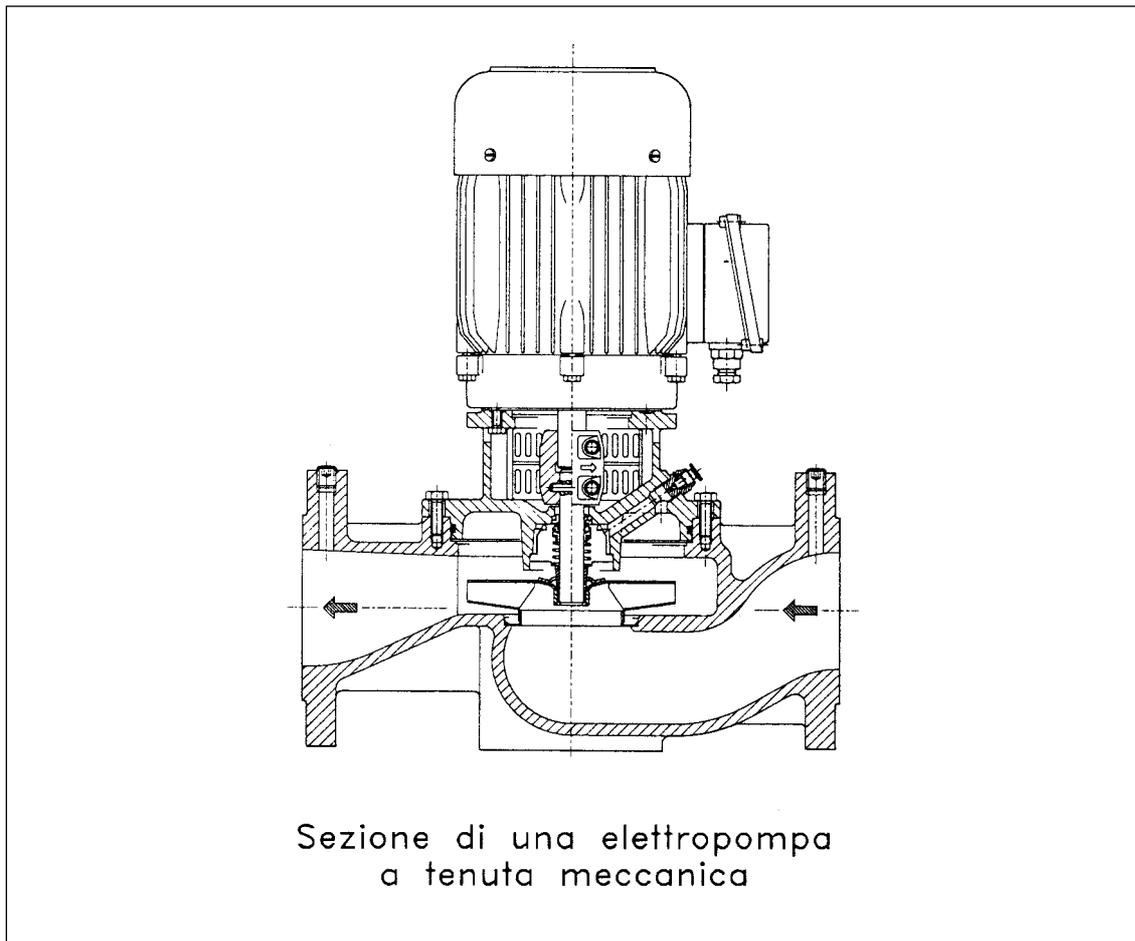


ELETTROPOMPE A TENUTA MECCANICA

Nel linguaggio tecnico, spesso, sono chiamate semplicemente “elettropompe”, senza altra specificazione.

Sono costituite da due parti ben differenziate fra loro: il motore elettrico e il corpo della pompa.

Il motore elettrico è collegato alla girante per mezzo di un albero di trasmissione. La tenuta idraulica fra l'albero e il corpo della pompa è assicurata da appositi supporti meccanici o da premistoppa.



I settori di maggior utilizzo delle elettropompe a tenuta meccanica sono: gli impianti di riscaldamento e di condizionamento, le reti di distribuzione dell'acqua sanitaria (sopraelevazione dell'acqua, reti di ricircolo, ecc.), gli impianti di irrigazione e di smaltimento dei liquami.

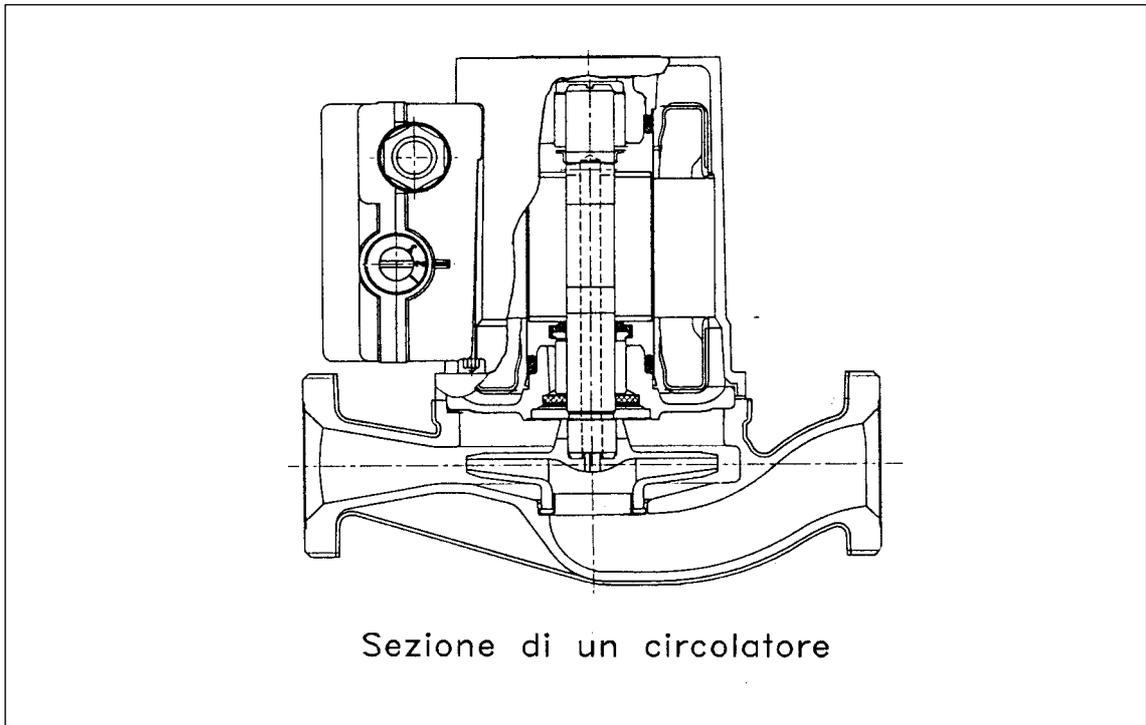
Queste pompe possono funzionare in un vasto campo di prevalenze e di portate. Per prevalenze elevate si usano elettropompe con più giranti montate sullo stesso albero e disposte in modo da essere percorse in serie dal liquido pompato.

CIRCOLATORI

La caratteristica principale di queste elettropompe è che in esse il motore viene alloggiato nel corpo della pompa.

In particolare la parte mobile del motore (il rotore) risulta immersa direttamente nel liquido da pompare; non sono pertanto richiesti organi di tenuta idraulica su parti in movimento.

Per questa loro caratteristica, i circolatori sono chiamati anche “pompe a rotore bagnato”.



I circolatori vengono utilizzati soprattutto in impianti di riscaldamento e di ricircolo dell'acqua calda.

Si possono utilizzare anche in impianti di condizionamento e di circolazione dell'acqua refrigerata; in questi casi, però, i circolatori devono avere caratteristiche costruttive tali da renderli resistenti alla condensa.

Il motore dei circolatori è spesso ad avvolgimento multiplo e quindi queste elettropompe possono funzionare a diverse velocità.

CONFRONTO FRA POMPE A TENUTA MECCANICA E CIRCOLATORI

Rispetto ai circolatori, le elettropompe a tenuta meccanica offrono i seguenti vantaggi:

- **minor costo** (i circolatori costano di più perchè la loro realizzazione meccanica è più complessa);
- **rendimento medio più elevato** (vedere parametri di confronto al capitolo RENDIMENTO);
- **campo di scelta più ampio** (i normali circolatori hanno portate massime di $80\div 90 \text{ m}^3/\text{h}$);
- **nessun pericolo di grippaggio del motore per incrostazioni di calcare o per impurità presenti nell'acqua** (inconveniente che può verificarsi fra il rotore e il canotto dei circolatori);
- **non necessitano di configurazioni particolari per poter pompare acqua fredda o refrigerata.**

Per contro i circolatori possono assicurare le seguenti migliori prestazioni:

- **possibilità di scegliere più curve di funzionamento** (i normali circolatori ne hanno tre o quattro);
- **minore rumorosità**, dovuta ad una miglior lubrificazione dei cuscinetti e ad un minor livello di vibrazioni (albero più corto);
- **minor interventi di manutenzione** (nei circolatori non esistono organi di tenuta su parti in movimento; non esistono, cioè, parti che - per il loro impiego - possono facilmente usurarsi);
- **minor ingombro e quindi maggior facilità di messa in opera** (la stretta connessione fra il motore elettrico e il corpo pompa, consente di realizzare modelli molto compatti).

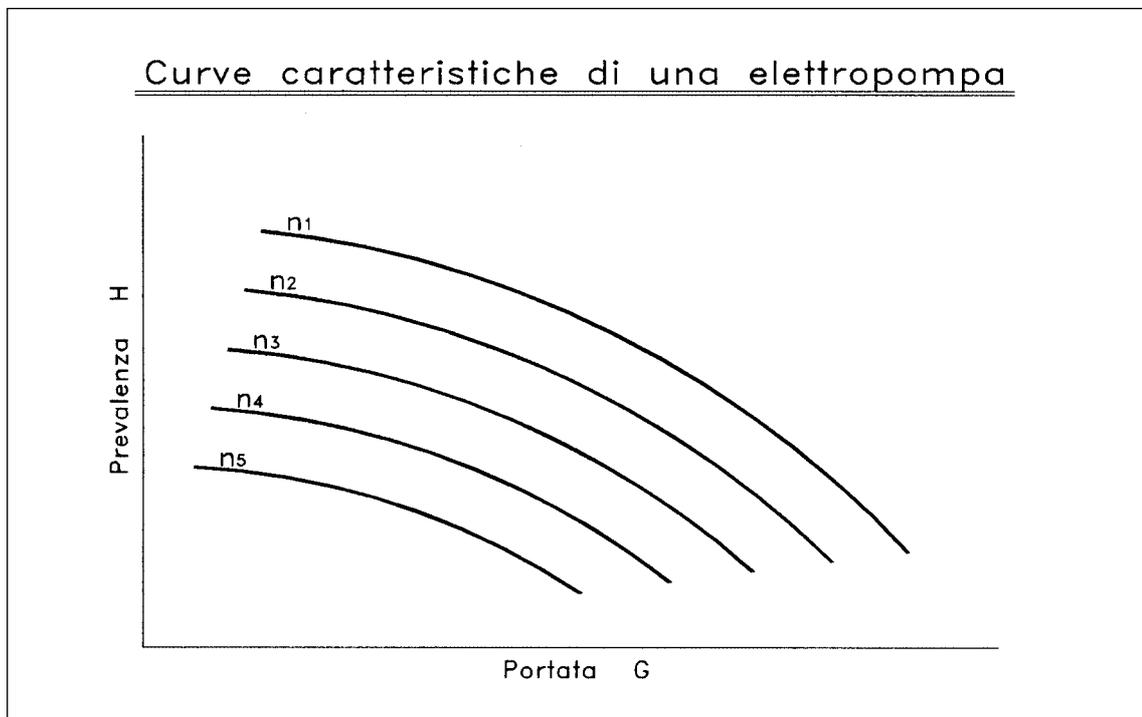
CURVA CARATTERISTICA DI UNA ELETTROPOMPA CENTRIFUGA

Rappresenta graficamente i valori delle grandezze (portata e prevalenza) che caratterizzano le prestazioni di una elettropompa centrifuga.

Ogni elettropompa centrifuga ha una sua curva caratteristica ben definita, che viene determinata sperimentalmente.

Variando il numero di giri di una elettropompa centrifuga, varia anche la sua curva caratteristica; la nuova curva risulta più alta o più bassa della primitiva a seconda che il numero di giri sia aumentato o diminuito.

Le varie curve caratteristiche di una elettropompa centrifuga risultano, inoltre, congruenti fra loro, cioè si possono ottenere l'una dall'altra per semplice traslazione.

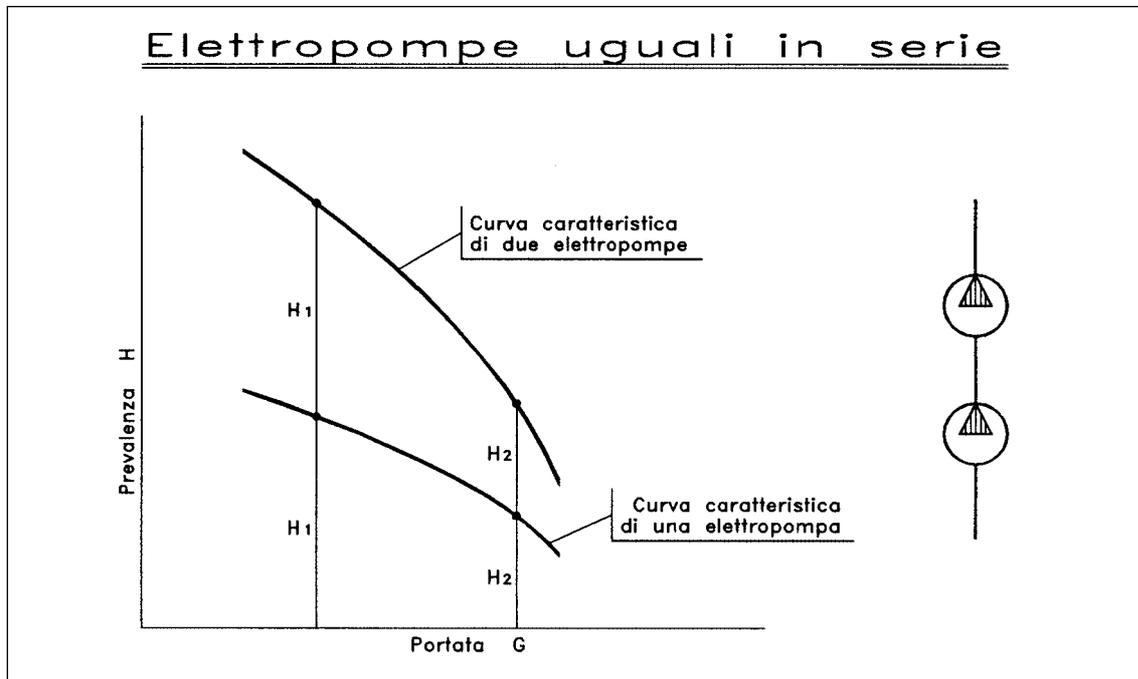


Quando le curve caratteristiche delle elettropompe disponibili non corrispondono ai valori richiesti è possibile ricorrere all'accoppiamento di due o più elettropompe uguali.

In relazione alle caratteristiche richieste, l'accoppiamento può farsi in serie o in parallelo.

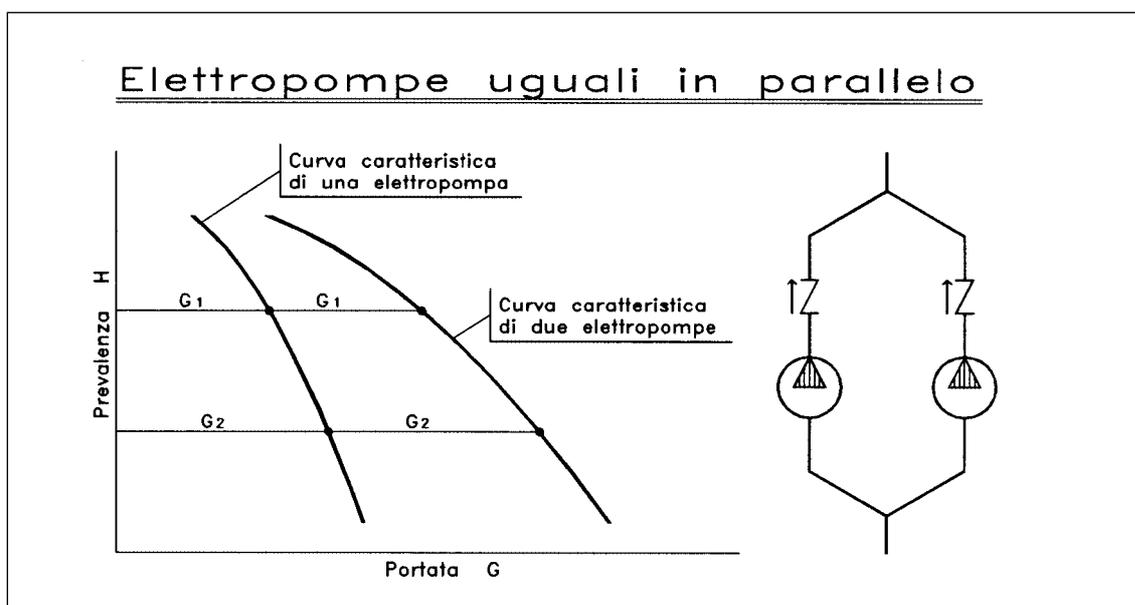
CURVA CARATTERISTICA DELLE ELETTROPOMPE IN SERIE

Le prevalenze si sommano, mentre la portata rimane costante.



CURVA CARATTERISTICA DELLE ELETTROPOMPE IN PARALLELO

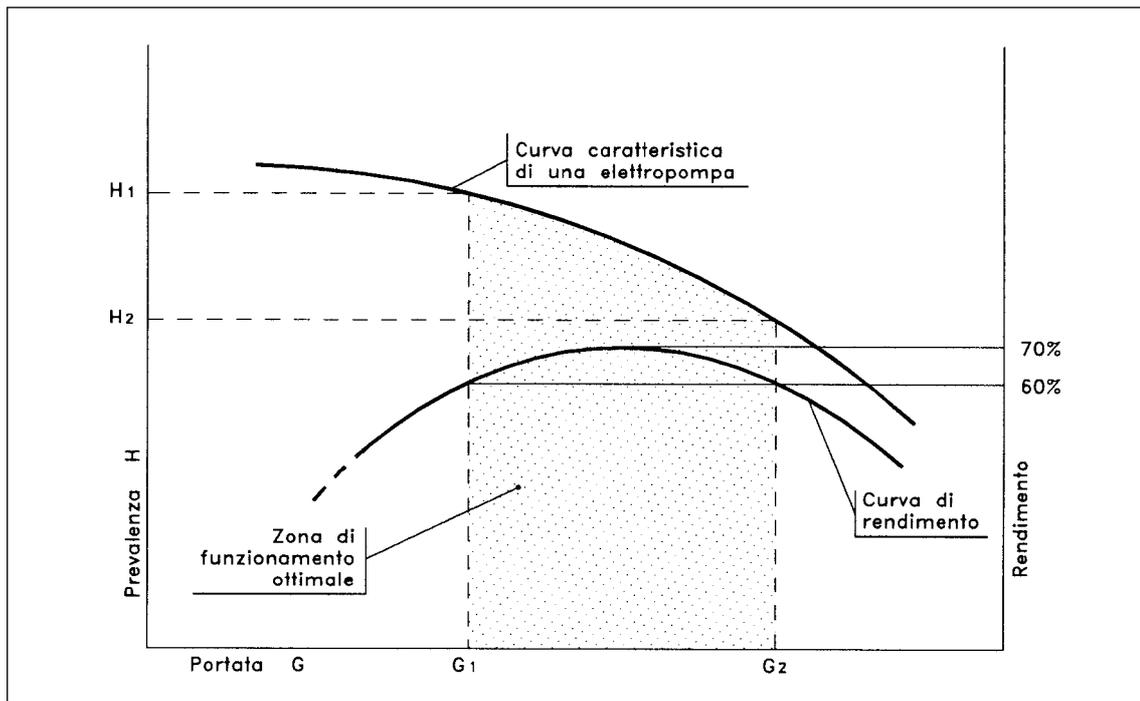
Le portate si sommano, mentre la prevalenza rimane costante.



RENDIMENTO DI UNA ELETTROPOMPA CENTRIFUGA

E' il rapporto fra la potenza resa dall'elettropompa e la potenza ad essa fornita. Si può rappresentare graficamente in relazione al variare della portata.

Sovrapponendo la curva di rendimento a quella caratteristica, è possibile delimitare la zona in cui l'elettropompa funziona in condizioni ottimali.



La TAB.1 e la TAB.2 riportano i **rendimenti medi** delle elettropompe a tenuta meccanica e dei circolatori.

TAB. 1 - Rendimento medio delle elettropompe a tenuta meccanica

Potenza fornita alla pompa	rendimento medio
fino a 1,5 kW	dal 30 al 65%
da 1,5 kW fino a 7,5 kW	dal 35 al 75%
da 7,5 kW fino a 45,0 kW	dal 40 al 75%

TAB. 2 - Rendimento medio dei circolatori

Potenza fornita al circolatore	rendimento medio
fino a 100 W	dal 10 al 25%
da 100 W fino a 500 W	dal 20 al 40%
da 500 W fino a 2.500 W	dal 30 al 50%

POTENZA ASSORBITA DA UNA ELETTROPOMPA

E' una grandezza che dipende dalle caratteristiche di lavoro (portata e prevalenza) della pompa stessa e può essere rappresentata graficamente con una curva che varia in funzione della portata.

Noto il rendimento, la potenza assorbita da una elettropompa può essere calcolata anche con la formula:

$$P = \frac{\rho \cdot G \cdot H}{367,2 \cdot \eta} \quad (1)$$

dove: P = potenza assorbita dalla pompa, kW
 ρ = massa volumica del fluido, kg/dm³
 G = portata, m³/h
 H = prevalenza, m c.a.
 η = rendimento, adimensionale

Nel caso in cui il fluido pompato sia acqua, la formula (1) può essere, con buona approssimazione, così semplificata:

$$P = \frac{G \cdot H}{367 \cdot \eta} \quad (2)$$

NPSH

Sono le iniziali di **Net Positive Suction Head**, un'espressione inglese che si può tradurre con: **carico netto sull'aspirazione**.

I valori di NPSH (forniti dai costruttori delle pompe) rappresentano la **pressione minima che deve essere garantita, all'ingresso della pompa, per evitare fenomeni di cavitazione**: per evitare, cioè, che si formino "cave" o bolle di vapore all'interno del fluido pompato.

I fenomeni di cavitazione sono causa di elevata rumorosità e possono provocare anche la rottura delle giranti.

PUNTO DI FUNZIONAMENTO ELETTROPOMPA-CIRCUITO

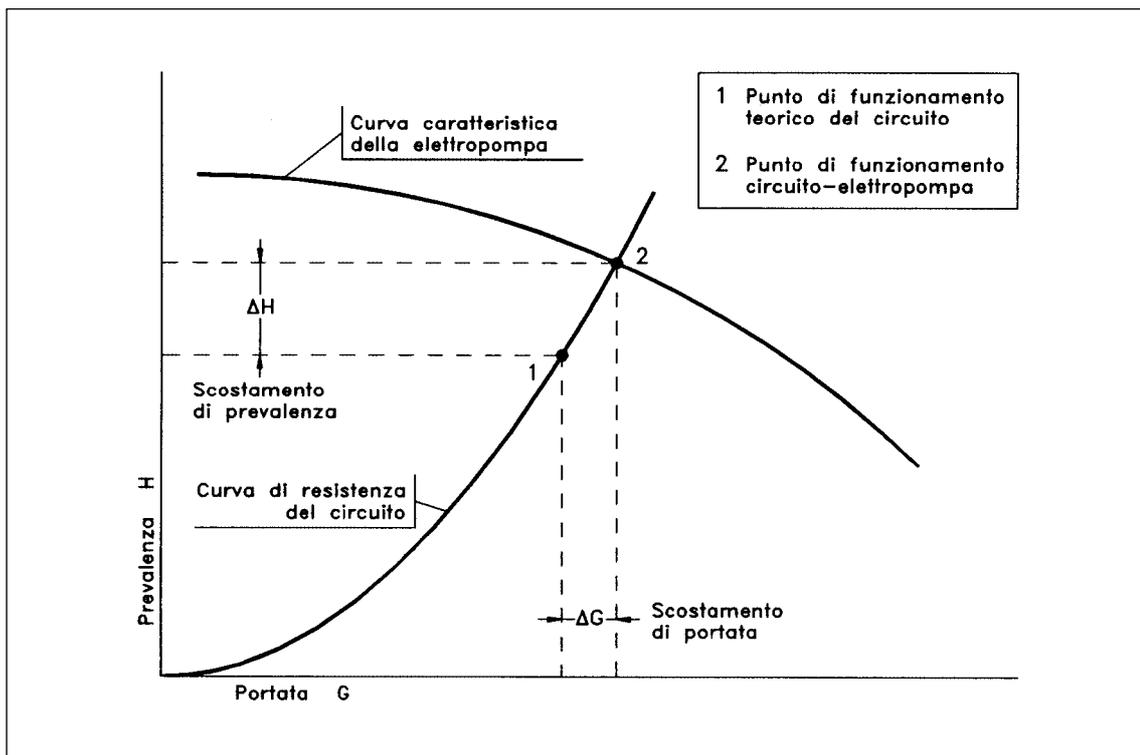
Il punto di funzionamento (o di lavoro) di una elettropompa applicata ad un circuito è dato dalla intersezione tra la curva caratteristica della pompa e la curva di resistenza del circuito.

La curva caratteristica di una elettropompa è fornita dal costruttore.

La curva di resistenza del circuito è, invece, rappresentabile (in coordinate portata-prevalenza) mediante una parabola.

In un circuito chiuso, tale parabola ha vertice nell'origine e passa per il punto teorico di funzionamento del circuito, cioè per il punto che rappresenta la portata e la prevalenza di calcolo del circuito stesso.

Lo sviluppo a parabola della curva di resistenza è dovuto al fatto che, in un circuito, le perdite di carico, sia continue che localizzate, sono sensibilmente proporzionali al quadrato delle portate (vedere voci PERDITE DI CARICO CONTINUE e LOCALIZZATE).



SCelta DI UNA ELETTROPOMPA

La scelta di una elettropompa deve essere fatta in modo che il suo punto di lavoro risulti:

1. vicino al punto di funzionamento teorico del circuito;
2. interno alla zona di rendimento ottimale della pompa stessa.

Si deve inoltre controllare che le caratteristiche e le prestazioni della elettropompa siano adeguate alle esigenze del circuito utilizzatore. Ad esempio, si deve verificare:

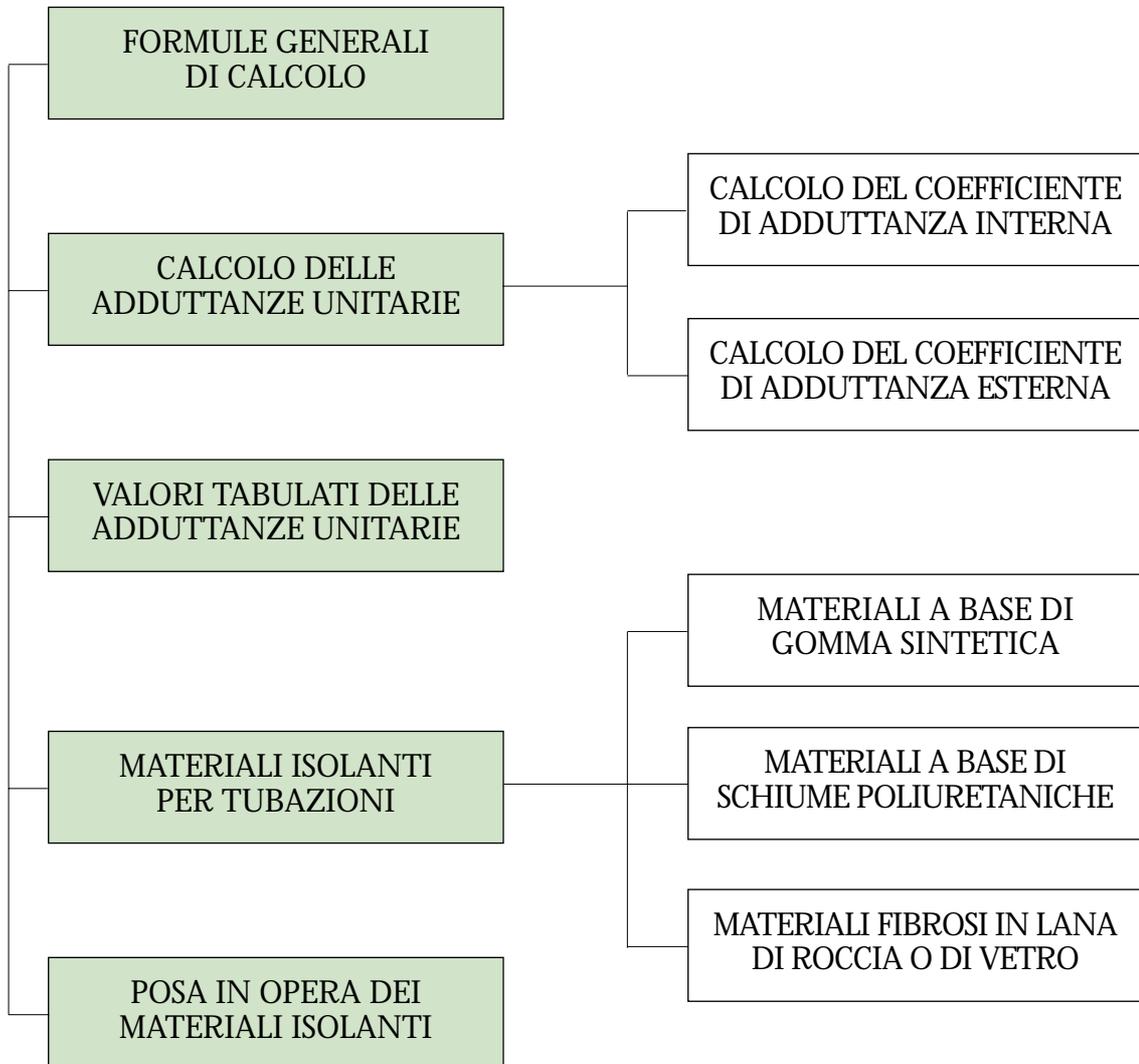
- **il livello di rumorosità**, in particolar quando la pompa è installata vicino ad ambienti per cui sono richiesti bassi valori del livello sonoro;
- **la resistenza alla condensa**, per i circuiti che convogliano acqua fredda o refrigerata;
- **la resistenza ai liquidi antigelo**, specie quando si hanno circuiti esterni (ad esempio negli impianti a pannelli solari) che richiedono miscele con elevate quantità di antigelo;
- **il valore di NPSH**, nei circuiti con bassa pressione sulla bocca di aspirazione, e quindi in particolar modo:
 - negli impianti idrici, quando si pompa acqua aspirandola da un serbatoio a pelo libero;
 - negli impianti di riscaldamento a vaso aperto con limitata pressione statica;
 - negli impianti di riscaldamento a vaso chiuso con centrale termica posta su terrazza.

MESSA IN OPERA DELLE ELETTROPOMPE

E' consigliabile prevedere la messa in opera delle elettropompe con:

- **valvole di intercettazione**, da porre a monte e a valle di ogni pompa per facilitare interventi di manutenzione;
- **giunti antivibranti** (solo per pompe medio-grandi) al fine di evitare che le vibrazioni delle pompe possano essere trasmesse alle reti di distribuzione;
- **manometri**, da installare prima e dopo ogni pompa per facilitare gli interventi di controllo e di manutenzione:
 - una **diminuzione della pressione differenziale** segnala che la girante è logora o che i passaggi tra le palette sono ostruiti;
 - l'**oscillazione degli indici** è generalmente segno della presenza di aria nell'impianto.

ISOLAMENTO TERMICO DELLE TUBAZIONI



L'isolamento delle tubazioni serve a limitare le dispersioni termiche del fluido in esse contenuto, e di conseguenza consente di:

- evitare superfici esterne troppo calde in grado di provocare scottature, specie negli impianti ad acqua surriscaldata, a vapore o ad olio diatermico;
- contenere i costi di gestione degli impianti;
- impedire i fenomeni di condensa che si verificano quando la temperatura della superficie esterna delle tubazioni è inferiore alla temperatura di rugiada dell'aria.

FORMULE GENERALI DI CALCOLO

Gli scambi termici di un tubo nudo con l'ambiente esterno si calcolano con la formula:

$$Q = \frac{\pi \cdot (t_2 - t_1)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad (1)$$

mentre gli scambi termici di un tubo rivestito con uno strato uniforme e omogeneo di materiale isolante si possono così determinare:

$$Q = \frac{\pi \cdot (t_2 - t_1)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_3}} \quad (2)$$

In entrambi i casi, la temperatura superficiale esterna si calcola con l'equazione:

$$t_s = \frac{Q}{\pi \cdot d_e \cdot \alpha_2} + t_2 \quad (3)$$

dove: Q = dispersione calorica oraria di un tubo lungo 1 metro, kcal/h · m

α_1 = adduttanza unitaria della superficie interna, kcal/(h · m² · °C)

α_2 = adduttanza unitaria della superficie esterna, kcal/(h · m² · °C)

λ_1 = conduttività del materiale costituente il tubo, kcal/(h · m · °C)

λ_2 = conduttività del materiale isolante, kcal/(h · m · °C)

t_1 = temperatura del fluido interno, °C

t_2 = temperatura del fluido esterno, °C

t_s = temperatura della superficie esterna, °C

d_1 = diametro interno del tubo, m

d_2 = diametro esterno del tubo, m

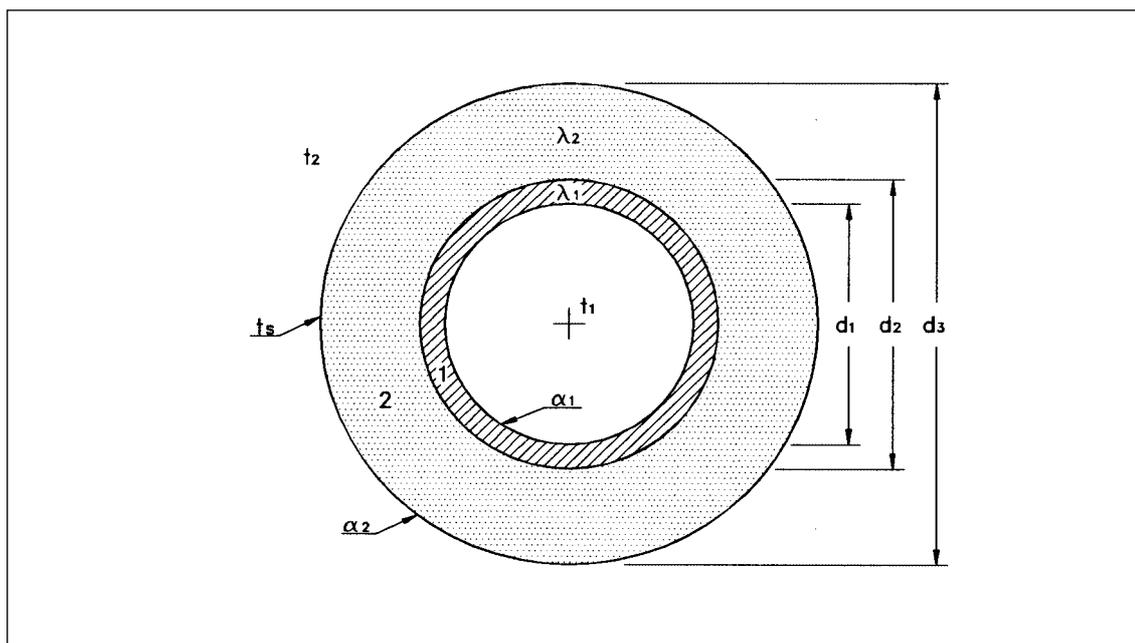
d_3 = diametro esterno del tubo isolato, m

d_e = diametro dello strato superficiale esterno

$d_e = d_2$ per tubo nudo

$d_e = d_3$ per tubo isolato

ln = logaritmo naturale



Nelle formule (1), (2) e (3), sono presenti due fattori (il coefficiente di adduttanza interna α_1 e il coefficiente di adduttanza esterna α_2) che dipendono da complessi fenomeni di convezione e di irraggiamento. Il loro valore si può determinare con formule, con tabelle o con grafici tridimensionali.

La determinazione di questi fattori con formule - anche se semplificate - è in pratica da riservarsi solo allo sviluppo di programmi per calcolatori. Il valore di α_2 dipende, infatti, dalla temperatura superficiale esterna t_s e si può quindi determinare soltanto con procedimenti di calcolo ad approssimazioni successive.

CALCOLO DELLE ADDUTTANZE UNITARIE

Di seguito sono riportate alcune formule semplificate che consentono di determinare, con buona approssimazione, i valori dei coefficienti di adduttanza unitaria α_1 e α_2 .

CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI ADDUTTANZA INTERNA

Il valore di α_1 dipende dagli scambi termici di natura convettiva che si realizzano fra il fluido e la parete interna del tubo. Esso varia in relazione al tipo di moto del fluido (vedere voce PERDITE DI CARICO LINEARI) e può essere determinato mediante le seguenti formule:

- 1° caso - fluido fermo o in moto laminare

$$\alpha_1 = 900 \cdot (1 + 0,001 \cdot t_1)$$

- 2° caso - fluido in moto transitorio o turbolento

$$\alpha_1 = M \cdot \frac{(v_1)^{0,8}}{(d_1)^{0,2}}$$

dove: v_1 = velocità del fluido interno al tubo, m/s

d_1 = diametro interno del tubo, m

t_1 = temperatura del fluido interno, °C

M = costante caratteristica del fluido interno:

Per l'acqua il valore di M si può ottenere con la relazione: $M = 1290 \cdot (1 + 0,012 \cdot t_1)$

CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI ADDUTTANZA ESTERNA

Il valore di α_2 dipende da scambi termici dovuti all'irraggiamento e alla convezione.

Dato che questi fenomeni di trasmissione del calore sono in pratica indipendenti fra loro, α_2 risulta calcolabile mediante la somma dei coefficienti di adduzione unitaria che tengono conto separatamente sia dell'irraggiamento, sia della convezione. Cioè risulta calcolabile mediante la somma dei coefficienti:

- α_{2r} = coefficiente di adduzione unitaria della superficie esterna, dovuto all'irraggiamento, kcal/(h · m² · °C)
- α_{2c} = coefficiente di adduzione unitaria della superficie esterna, dovuto alla convezione, kcal/(h · m² · °C)

Determinazione di α_{2r}

Il coefficiente di adduzione unitaria dovuto all'irraggiamento può essere calcolato con la formula:

$$\alpha_{2r} = \frac{5}{10^8} \cdot \frac{(T_s)^4 - (T_2)^4}{t_s - t_2}$$

dove: T_2 = temperatura assoluta del fluido esterno, K
 T_s = temperatura assoluta della superficie esterna, K
 t_2 = temperatura del fluido esterno, °C
 t_s = temperatura della superficie esterna, °C

Determinazione di α_{2c}

Il coefficiente di adduzione unitaria dovuto alla convezione può essere determinato mediante una delle seguenti relazioni:

- 1° caso - per tubi posti orizzontalmente con: $d_2 \cdot (t_s - t_2) < 1$

$$\alpha_{2c} = 1,14 \cdot \frac{(t_s - t_2)^{0,25}}{(d_2)^{0,25}}$$

- 2° caso - per tubi posti orizzontalmente con: $d_2 \cdot (t_s - t_2) > 1$

$$\alpha_{2c} = 1,30 \cdot (t_s - t_2)^{0,33}$$

- 3° caso - per tubi verticali di altezza L (m) con: $L \cdot (t_s - t_2) < 1$

$$\alpha_{2c} = 1,20 \cdot \frac{(t_s - t_2)^{0,25}}{L^{0,25}}$$

- 4° caso - per tubi verticali di altezza L (m) con: $L \cdot (t_s - t_2) > 1$

$$\alpha_{2c} = 1,33 \cdot (t_s - t_2)^{0,33}$$

VALORI TABULATI DELLE ADDUTTANZE UNITARIE

Sono i valori di solito utilizzati per calcolare manualmente le dispersioni termiche dei tubi e le temperature delle superfici esterne.

Coefficiente di adduttanza interna

Con acqua come fluido interno, il coefficiente di adduttanza interna α_1 è variabile da 900 a 1.000 kcal/(h · m² · °C).

Tale valore è talmente elevato da rendere praticamente trascurabile il fattore:

$$\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1}$$

riportato al denominatore nelle formule (1) e (2).

Coefficiente di adduttanza esterna

Di seguito sono riportati i valori del coefficiente di adduttanza esterna α_2 validi per tubazioni che convogliano acqua in ambienti con aria in quiete.

TAB. 1 - Adduttanza unitaria esterna (aria in quiete), kcal/(h · m² · °C)
TEMPERATURA ACQUA SURRISCALDATA = 140°C

diam. est. mm	TUBI NUDI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria				TUBI ISOLATI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria			
	20°C	10°C	0°C	-10°C	20°C	10°C	0°C	-10°C
10	19,7	19,6	19,6	19,5	9,7	9,4	9,2	8,9
15	18,5	18,5	18,4	18,3	9,7	9,4	9,2	9,0
20	17,8	17,7	17,6	17,5	9,1	8,8	8,5	8,3
30	16,8	16,7	16,6	16,5	8,6	7,3	8,1	7,8
40	16,2	16,1	16,0	15,9	8,3	8,0	7,7	7,4
50	15,7	15,6	15,5	15,4	8,3	8,0	7,7	7,4
60	15,4	15,3	15,1	15,0	8,2	7,9	7,6	7,4
80	14,9	14,7	14,6	14,4	7,8	7,4	7,2	6,9
100	14,5	14,3	14,2	14,0	7,7	7,4	7,1	6,8
150	13,8	13,7	13,5	13,4	7,4	7,0	6,7	6,4
200	13,4	13,2	13,1	12,9	7,1	6,7	6,4	6,2
250	13,1	12,9	12,8	12,6	7,0	6,7	6,4	6,1
300	12,9	12,7	12,5	12,3	7,0	6,6	6,3	6,0
400	12,5	12,3	12,1	12,0	6,8	6,4	6,1	5,8

Adduttanza unitaria esterna: *tubi nudi verticali* = 14,7 kcal/(h · m² · °C)

Adduttanza unitaria esterna: *tubi isolati verticali* = 7,4 kcal/(h · m² · °C)

**TAB. 2 - Adduttanza unitaria esterna (aria in quiete), kcal/(h · m² · °C)
TEMPERATURA ACQUA SURRISCALDATA = 120°C**

diam. est. mm	TUBI NUDI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria				TUBI ISOLATI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria			
	20°C	10°C	0°C	-10°C	20°C	10°C	0°C	-10°C
10	18,4	18,5	18,4	18,4	9,5	9,2	9,0	8,7
15	17,4	17,3	17,3	17,3	9,5	9,2	9,0	8,7
20	16,6	16,6	16,6	16,5	8,9	8,6	8,3	8,1
30	15,7	15,7	15,6	15,5	8,4	8,1	7,9	7,6
40	15,1	15,0	15,0	14,9	8,1	7,8	7,5	7,3
50	14,7	14,6	14,5	14,4	8,1	7,8	7,5	7,3
60	14,4	14,3	14,2	14,1	8,1	7,8	7,5	7,2
80	13,8	13,7	13,6	13,5	7,6	7,3	7,0	6,7
100	13,5	13,4	13,2	13,1	7,6	7,2	7,0	6,7
150	12,9	12,7	12,6	12,5	7,2	6,9	6,6	6,3
200	12,5	12,3	12,2	12,0	7,0	6,6	6,3	6,0
250	12,2	12,0	11,9	11,7	6,9	6,6	6,3	6,0
300	11,9	11,8	11,6	11,5	6,8	6,5	6,2	5,9
400	11,6	11,4	11,3	11,1	6,6	6,3	6,0	5,7

Adduttanza unitaria esterna: *tubi nudi verticali* = 13,7 kcal/(h · m² · °C)

Adduttanza unitaria esterna: *tubi isolati verticali* = 7,3 kcal/(h · m² · °C)

**TAB. 3 - Adduttanza unitaria esterna (aria in quiete), kcal/(h · m² · °C)
TEMPERATURA ACQUA = 80°C**

diam. est. mm	TUBI NUDI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria				TUBI ISOLATI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria			
	20°C	10°C	0°C	-10°C	20°C	10°C	0°C	-10°C
10	15,8	16,0	16,1	16,2	8,8	8,6	8,4	8,2
15	14,9	15,0	15,1	15,1	8,8	8,6	8,4	8,2
20	14,3	14,3	14,4	14,4	8,3	8,1	7,9	7,7
30	13,4	13,5	13,5	13,5	7,9	7,7	7,4	7,2
40	12,9	12,9	13,0	13,0	7,6	7,4	7,1	6,9
50	12,5	12,5	12,5	12,5	7,6	7,4	7,1	6,9
60	12,2	12,2	12,2	12,2	7,6	7,3	7,1	6,9
80	11,8	11,8	11,8	11,7	7,2	6,9	6,7	6,4
100	11,5	11,4	11,4	11,4	7,2	6,9	6,6	6,4
150	10,9	10,9	10,8	10,8	6,8	6,6	6,3	6,0
200	10,6	10,5	10,4	10,4	6,6	6,3	6,0	5,8
250	10,3	10,2	10,2	10,1	6,6	6,3	6,0	5,7
300	10,1	10,0	10,0	9,9	6,5	6,2	5,9	5,7
400	9,8	9,7	9,6	9,5	6,3	6,0	5,7	5,5

Adduttanza unitaria esterna: *tubi nudi verticali* = 11,8 kcal/(h · m² · °C)

Adduttanza unitaria esterna: *tubi isolati verticali* = 6,9 kcal/(h · m² · °C)

**TAB. 4 - Adduttanza unitaria esterna (aria in quiete), kcal/(h · m² · °C)
TEMPERATURA ACQUA = 60°C**

diam. est. mm	TUBI NUDI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria				TUBI ISOLATI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria			
	20°C	10°C	0°C	-10°C	20°C	10°C	0°C	-10°C
10	14,3	14,6	14,8	15,0	8,4	8,2	8,1	7,9
15	13,5	13,7	13,9	14,0	8,4	8,2	8,1	7,9
20	12,9	13,1	13,2	13,4	7,9	7,7	7,6	7,4
30	12,2	12,3	12,4	12,5	7,6	7,4	7,2	7,0
40	11,7	11,8	11,9	12,0	7,3	7,1	6,9	6,7
50	11,3	11,4	11,5	11,6	7,3	7,1	6,9	6,7
60	11,1	11,2	11,2	11,3	7,3	7,0	6,8	6,6
80	10,7	10,7	10,8	10,8	6,9	6,7	6,4	6,2
100	10,4	10,4	10,5	10,5	6,9	6,6	6,4	6,2
150	9,9	9,9	9,9	9,9	6,6	6,3	6,1	5,8
200	9,6	9,6	9,6	9,5	6,4	6,1	5,9	5,6
250	9,3	9,3	9,3	9,3	6,3	6,1	5,8	5,6
300	9,2	9,1	9,1	9,1	6,3	6,0	5,8	5,5
400	8,9	8,9	8,8	8,8	6,1	5,8	5,6	5,3

Adduttanza unitaria esterna: *tubi nudi verticali* = 10,7 kcal/(h · m² · °C)

Adduttanza unitaria esterna: *tubi isolati verticali* = 6,7 kcal/(h · m² · °C)

**TAB. 5 - Adduttanza unitaria esterna (aria in quiete), kcal/(h · m² · °C)
TEMPERATURA ACQUA = 40°C**

diam. est. mm	TUBI NUDI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria				TUBI ISOLATI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria			
	20°C	10°C	0°C	-10°C	20°C	10°C	0°C	-10°C
10	12,4	13,0	13,4	13,7	7,8	7,7	7,7	7,5
15	11,7	12,2	12,5	12,8	7,8	7,7	7,6	7,5
20	11,2	11,6	11,9	12,2	7,4	7,3	7,2	7,0
30	10,6	11,0	11,2	11,4	7,1	7,0	6,8	6,7
40	10,2	10,5	10,7	10,9	6,9	6,7	6,6	6,4
50	9,9	10,2	10,4	10,5	6,8	6,7	6,5	6,4
60	9,6	9,9	10,1	10,2	6,8	6,7	6,5	6,3
80	9,3	9,6	9,7	9,8	6,5	6,3	6,2	6,0
100	9,1	9,3	9,4	9,5	6,5	6,3	6,1	5,9
150	8,7	8,8	8,9	9,0	6,2	6,0	5,8	5,6
200	8,4	8,5	8,6	8,7	6,1	5,9	5,6	5,4
250	8,2	8,3	8,4	8,4	6,0	5,8	5,6	5,4
300	8,0	8,2	8,2	8,2	6,0	5,8	5,5	5,3
400	7,8	7,9	7,9	7,9	5,8	5,6	5,4	5,1

Adduttanza unitaria esterna: *tubi nudi verticali* = 9,6 kcal/(h · m² · °C)

Adduttanza unitaria esterna: *tubi isolati verticali* = 6,3 kcal/(h · m² · °C)

**TAB. 6 - Adduttanza unitaria esterna (aria in quiete), kcal/(h · m² · °C)
TEMPERATURA ACQUA = 10°C**

diam. est. mm	TUBI NUDI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria				TUBI ISOLATI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria			
	20°C	25°C	30°C	35°C	20°C	25°C	30°C	35°C
10	10,5	11,3	11,9	12,5	7,2	7,7	8,1	8,4
15	9,9	10,6	11,2	11,7	7,2	7,6	8,0	8,4
20	9,5	10,2	10,7	11,2	6,8	7,3	7,7	8,0
30	9,0	9,6	10,1	10,6	6,6	7,0	7,4	7,7
40	8,6	9,2	9,7	10,1	6,4	6,8	7,2	7,5
50	8,4	9,0	9,4	9,8	6,4	6,8	7,2	7,5
60	8,2	8,7	9,2	9,6	6,4	6,8	7,1	7,5
80	7,9	8,4	8,9	9,2	6,1	6,5	6,9	7,2
100	7,7	8,2	8,6	9,0	6,1	6,5	6,8	7,1
150	7,4	7,8	8,2	8,5	5,9	6,3	6,6	6,9
200	7,1	7,6	7,9	8,2	5,8	6,1	6,4	6,7
250	7,0	7,4	7,7	8,0	5,7	6,1	6,4	6,7
300	6,8	7,2	7,6	7,9	5,7	6,0	6,3	6,7
400	6,7	7,0	7,4	7,6	5,6	5,9	6,2	6,5

Adduttanza unitaria esterna: *tubi nudi verticali* = 8,4 kcal/(h · m² · °C)

Adduttanza unitaria esterna: *tubi isolati verticali* = 6,5 kcal/(h · m² · °C)

**TAB. 7 - Adduttanza unitaria esterna (aria in quiete), kcal/(h · m² · °C)
TEMPERATURA ACQUA GLICOLATA = 0°C**

diam. est. mm	TUBI NUDI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria				TUBI ISOLATI ORIZZONTALI Temperatura dell'aria			
	20°C	25°C	30°C	35°C	20°C	25°C	30°C	35°C
10	11,5	12,0	12,5	13,0	7,6	8,0	8,4	8,7
15	10,8	11,3	11,7	12,1	7,6	8,0	8,3	8,7
20	10,3	10,8	11,2	11,6	7,3	7,6	7,9	8,3
30	9,7	10,1	10,5	10,9	7,0	7,3	7,6	7,9
40	9,3	9,7	10,1	10,4	6,8	7,1	7,4	7,7
50	9,0	9,4	9,7	10,1	6,7	7,1	7,4	7,7
60	8,8	9,1	9,5	9,8	6,7	7,0	7,3	7,6
80	8,4	8,8	9,1	9,4	6,4	6,7	7,0	7,3
100	8,2	8,5	8,9	9,1	6,4	6,7	7,0	7,3
150	7,8	8,1	8,4	8,7	6,2	6,5	6,8	7,0
200	7,5	7,8	8,1	8,4	6,0	6,3	6,6	6,9
250	7,3	7,6	7,9	8,1	6,0	6,2	6,5	6,8
300	7,2	7,4	8,1	8,4	5,9	6,2	6,5	6,8
400	6,9	7,7	8,1	8,4	5,8	6,1	6,4	6,7

Adduttanza unitaria esterna: *tubi nudi verticali* = 8,8 kcal/(h · m² · °C)

Adduttanza unitaria esterna: *tubi isolati verticali* = 6,7 kcal/(h · m² · °C)

Esempio:

Determinare le dispersioni termiche e la temperatura superficiale di un tubo in acciaio che convoglia acqua. Si consideri sia il caso di tubo nudo, sia il caso di tubo isolato con 30 e con 60 mm di lana minerale.

Dati di riferimento: temperatura acqua = 80°C, temperatura aria = 20°C;

tubo da 4", posto in opera orizzontalmente e lungo 1 m;

diametro interno = 104,9 mm, diametro esterno = 113 mm;

conduttività acciaio = 41 kcal/(h · m · °C);

conduttività lana minerale = 0,04 kcal/(h · m · °C).

Soluzione:

— Negli esempi che seguono si trascura il fattore $[1/(\alpha_1 \cdot d_1)]$. Vedere nota relativa al capitolo: VALORI TABULATI DELLE ADDUTTANZE UNITARIE.

— I valori della adduttanza unitaria esterna α_2 sono derivati dalla (TAB. 3).

a) **Tubo nudo:** dalla (1) e dalla (3) si ottiene:

$$Q = \frac{\pi \cdot (80 - 20)}{\frac{1}{2 \cdot 41} \cdot \ln \frac{0,113}{0,1049} + \frac{1}{11,5 \cdot 0,113}} = \frac{188,4}{0,77043} = 244,54 \text{ kcal/h}$$

$$t_s = \frac{244,54}{3,14 \cdot 0,113 \cdot 11,5} + 20 = 79,93^\circ\text{C}$$

b) **Tubo isolato con 30 mm di lana minerale:** dalla (2) e dalla (3) si ottiene:

$$Q = \frac{\pi \cdot (80 - 20)}{\frac{1}{2 \cdot 41} \cdot \ln \frac{0,113}{0,1049} + \frac{1}{2 \cdot 0,04} \cdot \ln \frac{0,173}{0,113} + \frac{1}{7,2 \cdot 0,173}} = \frac{188,4}{6,12753} = 30,75 \text{ kcal/h}$$

$$t_s = \frac{30,75}{3,14 \cdot 0,173 \cdot 7,2} + 20 = 27,86^\circ\text{C}$$

c) **Tubo isolato con 60 mm di lana minerale:** dalla (2) e dalla (3) si ottiene:

$$Q = \frac{\pi \cdot (80 - 20)}{\frac{1}{2 \cdot 41} \cdot \ln \frac{0,113}{0,1049} + \frac{1}{2 \cdot 0,04} \cdot \ln \frac{0,233}{0,113} + \frac{1}{7,2 \cdot 0,233}} = \frac{188,4}{9,64263} = 19,54 \text{ kcal/h}$$

$$t_s = \frac{19,54}{3,14 \cdot 0,233 \cdot 7,2} + 20 = 23,71^\circ\text{C}$$

MATERIALI ISOLANTI PER TUBAZIONI

Un buon materiale isolante deve possedere le seguenti caratteristiche:

- **basso coefficiente di conducibilità;**
- **comportamento al fuoco conforme alle norme di sicurezza** (in ogni caso è bene che il materiale isolante non propaghi la fiamma, non abbia postcombustione e non liberi gas tossici);
- **inorganicità** (il materiale non deve essere attaccabile dall'umidità e dalle muffe);
- **non aggressività chimica** (il materiale isolante non deve innescare, o facilitare, fenomeni corrosivi);
- **basso calore specifico** (si devono evitare tempi lunghi per la messa a regime dell'impianto);
- **durata** (il materiale isolante deve mantenere costante nel tempo tutte le sue caratteristiche principali);
- **facilità di posa in opera.**

I materiali isolanti più comunemente utilizzati per isolare le tubazioni sono quelli a base di gomma sintetica, di schiume poliuretatiche e di lana minerale.

MATERIALI A BASE DI GOMMA SINTETICA

Hanno struttura cellulare molto fine. Sono soffici, flessibili, leggeri e facilmente lavorabili.

Vengono prodotti sia a cellule aperte che a cellule chiuse.

I materiali a cellule chiuse presentano una elevata resistenza al passaggio del vapore e per questa loro caratteristica (che evita o rende trascurabili i fenomeni di condensa all'interno del materiale isolante) sono molto utilizzati negli impianti di condizionamento e di refrigerazione.

- Sono commercialmente disponibili in guaine, nastri e lastre.
- **Campo di utilizzo:** da circa - 40 a circa +100°C.
- **Conduttività:** da circa 0,030 a circa 0,036 kcal/h · m · °C.
- **Impieghi:** isolamento di tubazioni e serbatoi in impianti idrici, di riscaldamento, di condizionamento e di refrigerazione.
- **Protezioni:** sottotraccia le guaine sono installate senza alcuna protezione; nei locali tecnici, le guaine e le lastre sono in genere protette con fogli in PVC.

MATERIALI A BASE DI SCHIUME POLIURETANICHE

Derivano da miscele di composti organici. Sono rigidi, leggeri e facilmente lavorabili.

- Sono commercialmente disponibili sotto forma di pannelli rigidi, coppelle e gusci stampati.
- Campo di utilizzo: da circa -15 a circa $+90^{\circ}\text{C}$.
- Conduttività: da circa $0,020$ a circa $0,028$ kcal/h · m · °C.
- Impieghi: isolamento di tubazioni e serbatoi (mediante schiuma spruzzata sulle superfici) in impianti idrici, di riscaldamento e di condizionamento.
- Protezioni: con fogli di carta bitumata, di PVC e di alluminio goffrato.

MATERIALI FIBROSI IN LANA DI ROCCIA O DI VETRO

Vengono prodotti fondendo il materiale di base (roccia o vetro) e sottoponendolo a centrifugazione in modo da ottenere un insieme fibroso costituito da filamenti di pochi micron.

- Sono commercialmente reperibili sotto forma di lana sciolta, cordoni, pannelli rigidi, feltri, coppelle e gusci stampati.
- Campo di utilizzo: dipende dal tipo di fibre e dal tipo di legante con cui sono state compattate le fibre stesse.
- Conduttività: da circa $0,025$ a circa $0,035$ kcal/h · m · °C.
- Impieghi: isolamento di tubazioni e serbatoi in impianti idrici, di riscaldamento, a vapore, a olio diatermico, di condizionamento e di refrigerazione.
- Protezioni: con benda mussolona o benda in PVC, con cartone bitumato, con laminato plastico autoavvolgente e con lamierino metallico (in alluminio o in acciaio).

POSA IN OPERA DEI MATERIALI ISOLANTI

L'isolamento termico deve potersi sviluppare in modo continuo, anche in corrispondenza di pezzi speciali (curve, derivazioni a T, ecc...), supporti e ancoraggi. Le guide, gli appoggi e i sostegni delle tubazioni vanno realizzati in modo che i movimenti, dovuti alle dilatazioni termiche, non siano causa di schiacciamenti o strappi del materiale isolante.

Dove sono installate apparecchiature che possono richiedere interventi di manutenzione (elettropompe, scambiatori a piastre, ecc...) è bene che l'isolamento termico sia facilmente rimovibile e ripristinabile.

Negli impianti ad acqua refrigerata, i sostegni delle tubazioni devono essere scelti e posizionati in modo da evitare formazioni di condensa e gocciolamenti.

Tabelle allegate:

La (TAB. 8) e la (TAB. 9), di seguito riportate, consentono di calcolare la superficie esterna dell'isolamento termico (cioè quella normalmente richiesta nel computo metrico) in relazione al diametro dei tubi e allo spessore del materiale isolante.

**TAB. 8 - Superficie esterna (m²) riferita ad un metro di tubo isolato
TUBI IN ACCIAIO, diametro in pollici**

diametro esterno pollici	spessore dell'isolante (mm)						
	25	30	40	50	60	70	80
3/8"	0,209	0,241	0,304	0,366	0,429	0,492	0,555
1/2"	0,223	0,254	0,317	0,380	0,443	0,506	0,568
3/4"	0,240	0,271	0,334	0,397	0,460	0,522	0,585
1"	0,261	0,293	0,355	0,418	0,481	0,544	0,607
1 1/4"	0,289	0,320	0,383	0,446	0,508	0,571	0,634
1 1/2"	0,307	0,338	0,401	0,464	0,527	0,590	0,652
2"	0,344	0,376	0,438	0,501	0,564	0,627	0,690
2 1/2"	0,393	0,425	0,487	0,550	0,613	0,676	0,739
3"	0,433	0,464	0,527	0,590	0,653	0,716	0,778
4"	0,512	0,543	0,606	0,669	0,732	0,794	0,857
5"	0,592	0,623	0,686	0,749	0,812	0,874	0,937
6"	0,672	0,703	0,766	0,829	0,891	0,954	1,017

**TAB. 9 - Superficie esterna (m²) riferita ad un metro di tubo isolato
TUBI IN ACCIAIO, diametro in millimetri**

diametro esterno mm	spessore dell'isolante (mm)						
	25	30	40	50	60	70	80
30,0	0,251	0,283	0,345	0,408	0,471	0,534	0,597
33,7	0,263	0,294	0,357	0,420	0,483	0,545	0,608
38,0	0,276	0,308	0,371	0,433	0,496	0,559	0,622
42,4	0,290	0,322	0,384	0,447	0,510	0,573	0,636
44,5	0,297	0,328	0,391	0,454	0,517	0,579	0,642
48,3	0,309	0,340	0,403	0,466	0,528	0,591	0,654
54,0	0,327	0,358	0,421	0,484	0,546	0,609	0,672
57,0	0,336	0,367	0,430	0,493	0,556	0,619	0,681
60,3	0,346	0,378	0,441	0,503	0,566	0,629	0,692
70,0	0,377	0,408	0,471	0,534	0,597	0,659	0,722
76,1	0,396	0,427	0,490	0,553	0,616	0,679	0,741
88,9	0,436	0,468	0,530	0,593	0,656	0,719	0,782
101,6	0,476	0,507	0,570	0,633	0,696	0,759	0,821
108,0	0,496	0,528	0,590	0,653	0,716	0,779	0,842
114,3	0,516	0,547	0,610	0,673	0,736	0,799	0,861
133,0	0,575	0,606	0,669	0,732	0,794	0,857	0,920
139,7	0,596	0,627	0,690	0,753	0,815	0,878	0,941
159,0	0,656	0,688	0,750	0,813	0,876	0,939	1,002
168,3	0,685	0,717	0,780	0,842	0,905	0,968	1,031
193,7	0,765	0,797	0,859	0,922	0,985	1,048	1,111
219,1	0,845	0,876	0,939	1,002	1,065	1,128	1,190
244,5	0,925	0,956	1,019	1,082	1,145	1,207	1,270
273,0	1,014	1,046	1,108	1,171	1,234	1,297	1,360
323,9	1,174	1,205	1,268	1,331	1,394	1,457	1,519

LIQUIDI ANTIGELO

Sono liquidi che, aggiunti all'acqua, possono abbassarne sensibilmente il punto di congelamento.

Miscele di acqua e liquidi antigelo sono, ad esempio, utilizzate nei circuiti di refrigerazione, nelle reti dei collettori solari e negli impianti di riscaldamento a funzionamento discontinuo (scuole, uffici, case di fine settimana, ecc...).

Il liquido maggiormente usato come anticongelante è il glicole etilico: un prodotto poco costoso e che, mescolato con acqua, consente di ottenere soluzioni che rimangono allo stato liquido anche con temperature inferiori a -30°C .

Le soluzioni antigelo hanno densità e viscosità sensibilmente superiori a quelle dell'acqua. Pertanto esse richiedono, a parità di portata, una maggior spinta da parte della pompa di circolazione.

Tale aumento di spinta, o di prevalenza, può essere determinato mediante apposite tabelle.

La (TAB. 1) riporta i fattori di maggiorazione per cui si devono moltiplicare le perdite di carico continue dell'acqua per ottenere quelle di una soluzione antigelo acqua-glicole etilico.

TAB. 1 - SOLUZIONI ANTIGELO ACQUA-GLICOLE ETILICO
Incrementi delle perdite di carico continue calcolate per l'acqua

concentrazione volumetrica di glicole etilico	temperatura di protezione $^{\circ}\text{C}$	TUBI IN RAME E IN PLASTICA	TUBI IN ACCIAIO
		fattore di maggiorazione	fattore di maggiorazione
15 %	- 5	1,08	1,06
20 %	- 8	1,11	1,08
25 %	- 12	1,15	1,10
30 %	- 15	1,19	1,12
35 %	- 20	1,23	1,14
40 %	- 25	1,26	1,16
45 %	- 30	1,30	1,18

M A S S A V O L U M I C A

La massa volumica, o densità, è il rapporto fra la massa di un corpo e il suo volume. Nel Sistema Internazionale si misura in kg/m³.

Nei liquidi e nei solidi la massa volumica varia solo leggermente in funzione della temperatura e non risente, in modo apprezzabile, delle variazioni di pressione.

Nei gas, invece, essa dipende sensibilmente sia dalla temperatura, sia dalla pressione: diminuisce se aumenta la temperatura, cresce se aumenta la pressione.

Al variare della temperatura, il valore della massa volumica dell'acqua può essere calcolato mediante la formula sotto riportata, oppure può essere derivato dalla (TAB. 1).

$$\rho = 1.000,18576 + 0,007136 \cdot t - 0,005718 \cdot t^2 + 0,00001468 \cdot t^3$$

dove: ρ = massa volumica, kg/m³; t = temperatura dell'acqua, °C

TAB. 1 - Massa volumica dell'acqua (kg/m³) in relazione al variare della temperatura (°C)

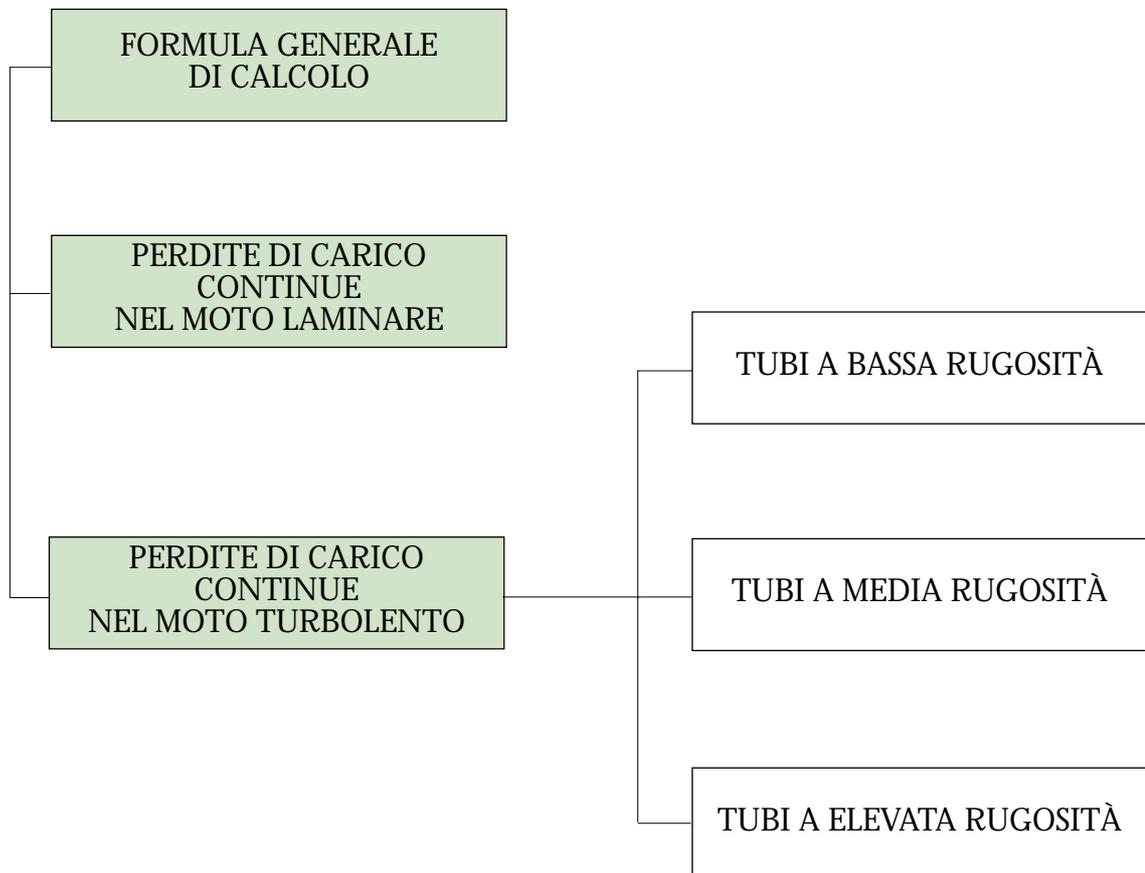
10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
999,6	998,0	995,4	992,0	987,7	982,8	977,2	971,1	964,6

La (TAB. 2) riporta i valori delle masse volumiche utilizzate per calcolare il peso dei tubi.

TAB. 2 - Massa volumica (kg/m³) dei materiali per tubazioni

Acciaio	7.850
Ghisa	7.250
Rame	8.930
Polietilene reticolato	940
Polietilene ad alta densità	954

PERDITE DI CARICO CONTINUE



Sono le perdite di carico (o di pressione) che un fluido, in moto attraverso un condotto, subisce a causa delle resistenze continue; a causa, cioè, degli attriti interni al fluido stesso (ved. VISCOSITÀ) e degli attriti esterni dovuti alla rugosità del condotto.

Le perdite di carico continue si possono esprimere sia in **unità di pressione (pascal o bar)**, sia in **altezza di fluido (metri o millimetri di colonna d'acqua)**.

Risulta, inoltre, conveniente esprimere il loro valore facendo riferimento ad una lunghezza unitaria di condotto.

Ad esempio nella progettazione degli impianti idrici e di climatizzazione si utilizzano **valori delle perdite di carico continue riferiti ad un metro di tubo**. Mentre nella progettazione delle reti estese (acquedotti, gasdotti, ecc...) si utilizzano **valori riferiti ad un chilometro di condotto**.

FORMULA GENERALE DI CALCOLO

Le perdite di carico continue si possono calcolare con la seguente formula generale:

$$r = Fa \cdot \frac{1}{D} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (1)$$

dove: r = perdita di carico unitaria, Pa/m
 Fa = fattore di attrito, adimensionale
 D = diametro interno del condotto, m
 ρ = massa volumica del fluido, kg/m³
 v = velocità media del fluido, m/s

In tale formula, l'unico parametro difficile da determinare è il fattore di attrito Fa . Esso dipende:

1. dalle dimensioni e dalla rugosità del condotto;
2. dal modo in cui scorre il fluido.

In particolare, per quanto riguarda il secondo punto, Fa varia in relazione al **regime di moto del fluido**. Regime che può essere:

- **laminare**, quando le particelle del fluido percorrono traiettorie ordinate e fra loro parallele;
- **turbolento**, quando le particelle del fluido si muovono in modo irregolare, seguendo traiettorie tortuose e complicate;
- **transitorio**, allorchè il flusso si presenta incerto e instabile: né chiaramente laminare, né chiaramente turbolento.

Questi diversi modi di scorrere del fluido **sono quantitativamente individuabili attraverso il numero di Reynolds (Re)**: un valore adimensionale così definito:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (2)$$

dove: D = diametro interno del condotto, m
 v = velocità media del flusso, m/s
 ν = viscosità cinematica del fluido, m²/s

Nota: Per il calcolo del **numero di Reynolds**, le grandezze v , D , ν possono essere espresse anche con altre unità di misura, purchè siano coerenti fra loro.

Con buona approssimazione, si può ritenere che lo stato di scorrimento di un fluido sia:

laminare per **Re** minore di **2.000**

transitorio per **Re** compreso fra **2.000** e **2.500**

turbolento per **Re** maggiore di **2.500**

Generalmente, per il calcolo delle perdite di carico lineari si considerano solo il moto laminare e il moto turbolento. **Il moto transitorio, per le incertezze che lo caratterizzano, viene assimilato al moto turbolento.**

PERDITE DI CARICO CONTINUE NEL MOTO LAMINARE

Nel regime laminare (o regime di **Poiseuille**), il coefficiente di attrito **Fa** dipende solo dal numero di Reynolds ed è esprimibile mediante l'equazione:

$$F_a = \frac{64}{Re} = \frac{64 \cdot v}{v \cdot D} \quad (3)$$

Posta tale uguaglianza nella formula generale di calcolo (1), ed eseguite le opportune semplificazioni, si ottiene:

$$r = 32 \cdot v \cdot \rho \cdot \frac{v}{D^2} \quad (4)$$

Normalmente il valore di **r** viene calcolato **in base alla portata del fluido, e non in base alla sua velocità**. Conviene pertanto sostituire nella (4) la velocità **v** (m/s) con la portata **G** (m³/s), secondo la relazione di uguaglianza che lega fra loro queste due grandezze:

$$v = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot D^2} \quad (5)$$

Con simile sostituzione, il valore di **r** viene ad essere calcolabile con la formula:

$$r = 40,74 \cdot v \cdot \rho \cdot \frac{G}{D^4} \quad (6.1)$$

La stessa formula, facendo riferimento alle unità di misura più comunemente usate in termotecnica, si può così rappresentare:

$$r = 1.153.983 \cdot v \cdot \rho \cdot \frac{G}{D^4} \quad (6.2)$$

dove: r (mm c.a./m); v (m²/s); ρ (kg/m³); G (l/h); D (mm)

Nelle normali applicazioni termotecniche, il regime laminare si riscontra soprattutto in due casi:

1. **negli impianti a circolazione naturale** (cioè negli impianti senza elettropompe), dove le velocità in gioco sono molto piccole;
2. **nei circuiti che convogliano oli combustibili**, per l'elevata viscosità che caratterizza questi fluidi.

Esempio:

Determinare la velocità critica (cioè la velocità massima oltre la quale il moto laminare non è più stabile) nel caso di un tubo da 1" ($D = 27,4$ mm) in cui scorre acqua alla temperatura di 60°C.

Soluzione:

La velocità critica si ha per $Re = 2.000$. Si può pertanto scrivere:

$$Re = \frac{v_{cr} \cdot D}{\nu} = 2.000 \quad \text{da cui risulta:} \quad v_{cr} = \frac{2.000 \cdot \nu}{D}$$

dove: $\nu = 0,47 \cdot 10^{-6}$ (ved. VISCOSITA')

La velocità critica richiesta risulta quindi uguale a: $\frac{2.000 \cdot 0,47 \cdot 10^{-6}}{27,4 \cdot 10^{-3}} = 0,034$ m/s

Note:

Si tratta di una velocità molto piccola, sensibilmente inferiore ai valori normalmente riscontrabili (ved. VELOCITA') negli impianti a circolazione forzata.

PERDITE DI CARICO CONTINUE NEL MOTO TURBOLENTO

Nel regime turbolento il fattore di attrito F_a dipende non solo dal numero di Reynolds (come nel caso del moto laminare), ma anche dalla configurazione geometrica del condotto e dallo stato della sua superficie interna (ved. RUGOSITA').

In un condotto circolare, tale dipendenza è esprimibile con la formula di Colebrook:

$$\frac{1}{F_a^{0,5}} = -2 \log \left(\frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \cdot F_a^{0,5}} \right) \quad (7)$$

dove, oltre alle grandezze già definite in precedenza, il fattore k rappresenta la rugosità del condotto espressa in metri.

La formula di Colebrook non è però facilmente utilizzabile. In essa, infatti, il valore di F_a è espresso implicitamente, e quindi risulta determinabile solo con procedimenti di calcolo ad approssimazioni successive.

Nella pratica si ricorre a relazioni meno complesse, che in genere sono derivate dalla stessa formula di Colebrook, con semplificazioni ottenute limitando il suo campo di validità.

Di seguito sono riportate alcune formule, relativamente semplici, che consentono di calcolare F_a quando il fluido vettore è l'acqua (con temperature comprese tra 0 e 95°C) e quando i tubi rientrano nelle seguenti categorie di rugosità:

- **bassa rugosità** per $0,002 < k < 0,007$ mm (es. tubi in rame e materiale plastico);
- **media rugosità** per $0,020 < k < 0,090$ mm (es. tubi in acciaio nero e zincato);
- **elevata rugosità** per $0,200 < k < 1,000$ mm (es. tubi incrostati o corrosi).

TUBI A BASSA RUGOSITA'

Sono chiamati anche **tubi lisci** e comprendono **sia i tubi in rame** (in barre e in rotoli), **sia i tubi in materiale plastico** (polietilene, polipropilene, ecc.).

Per i tubi a bassa rugosità, il valore del coefficiente d'attrito **Fa** può essere calcolato con la relazione:

$$\mathbf{Fa} = \mathbf{0,316 \cdot Re^{-0,25}} \quad (8)$$

Dalla (1), sostituendo **Fa** e **v** con le relative uguaglianze espresse dalla (8) e dalla (5), si ottiene:

$$\mathbf{r} = \mathbf{0,241 \cdot v^{0,25} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1,75}}{D^{4,75}}} \quad (9.1)$$

Tale relazione, espressa nelle unità di misura più comunemente usate in termotecnica, assume la forma:

$$\mathbf{r} = \mathbf{14,68 \cdot v^{0,25} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1,75}}{D^{4,75}}} \quad (9.2)$$

dove: **r** (mm c.a./m); **v** (m²/s); **ρ** (kg/m³); **G** (l/h); **D** (mm)

Dalle uguaglianze (9.1) e (9.2) si può dedurre che le perdite di carico lineari nei tubi a bassa rugosità dipendono dal:

1. **fattore viscosità** = **v^{0,25}**
2. **fattore massa volumica** = **ρ**
3. **fattore portata-diametro** = **G^{1,75} / D^{4,75}**

La determinazione di questi singoli fattori permette di valutare in che modo variano le perdite di carico continue quando si modificano i parametri di progetto.

Esempio:

Determinare le perdite di carico continue unitarie che si hanno in un tubo di rame (avente diametro interno = 20 mm) quando in esso scorrono 800 l/h di acqua alla temperatura di 80 e 10°C.

Soluzione:

Le perdite di carico lineari continue in un tubo di rame (tubo a bassa rugosità) possono essere calcolate con la formula (9.2).

I valori di viscosità e della massa volumica dell'acqua sono ricavabili dalle tabelle riportate alle voci VISCOSITA' e MASSA VOLUMICA.

a) per temperatura acqua = 80°C risulta: $v = 0,39 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $\rho = 971,1 \text{ kg/m}^3$

$$r = 14,68 \cdot (0,39 \cdot 10^{-6})^{0,25} \cdot 971,1 \cdot \frac{800^{1,75}}{20^{4,75}}$$

1. fattore viscosità = $(0,39 \cdot 10^{-6})^{0,25} = 0,024990$

2. fattore massa volumica = 971,1

3. fattore portata-diametro = $800^{1,75} / 20^{4,75} = 0,079523$

$$r = 14,68 \cdot 0,024990 \cdot 971,1 \cdot 0,079523 = 28,3 \text{ mm c.a./m}$$

b) per temperatura acqua = 10°C risulta: $v = 1,30 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $\rho = 999,6 \text{ kg/m}^3$

$$r = 14,68 \cdot (1,30 \cdot 10^{-6})^{0,25} \cdot 999,6 \cdot \frac{800^{1,75}}{20^{4,75}}$$

1. fattore viscosità = $(1,30 \cdot 10^{-6})^{0,25} = 0,033766$

2. fattore massa volumica = 999,6

3. fattore portata-diametro = $800^{1,75} / 20^{4,75} = 0,079523$

$$r = 14,68 \cdot 0,033766 \cdot 999,6 \cdot 0,079523 = 39,4 \text{ mm c.a./m}$$

Osservazioni:

L'esempio svolto permette di evidenziare che, nei tubi di rame, se la temperatura dell'acqua varia da 80 a 10°C e resta costante la portata, le perdite di carico continue aumentano in modo rilevante (circa il 39%).

Tale incremento è generalizzabile a tutti i tubi con bassa rugosità; infatti, il suo valore dipende solo dal variare del fattore viscosità e del fattore massa volumica.

In particolare, come risulta dai valori sopra riportati, il fattore viscosità determina una maggiorazione di circa il 36%, mentre il fattore massa volumica causa un aumento di circa il 3%.

TUBI A MEDIA RUGOSITA'

Nell'intervallo di rugosità che va da 0,02 mm fino a 0,09 mm, sono generalmente compresi tutti i tubi commerciali in acciaio, cioè i tubi in acciaio nero, zincato e dolce.

In tale intervallo il coefficiente d'attrito F_a può essere espresso mediante la seguente relazione

$$F_a = 0,07 \cdot Re^{-0,13} \cdot D^{-0,14} \quad (10)$$

Dalla formula generale delle perdite di carico lineari (1), sostituendo F_a e v con le relative uguaglianze espresse dalla (10) e dalla (5), si ottiene:

$$r = 0,055 \cdot v^{0,13} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1,87}}{D^{5,01}} \quad (11.1)$$

Relazione che, espressa nelle unità di misura più comunemente usate in termotecnica, assume la forma:

$$r = 3,3 \cdot v^{0,13} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1,87}}{D^{5,01}} \quad (11.2)$$

dove: r (mm c.a./m); v (m²/s); ρ (kg/m³); G (l/h); D (mm)

Dalle uguaglianze (11.1) e (11.2) si può dedurre che le perdite di carico lineari nei tubi a media rugosità dipendono dal:

1. **fattore viscosità** = $v^{0,13}$
2. **fattore massa volumica** = ρ
3. **fattore portata-diametro** = $G^{1,87} / D^{5,01}$

La determinazione di questi singoli fattori permette di valutare in che modo variano le perdite di carico continue quando si modificano i parametri di progetto.

Esempio:

Determinare le perdite di carico continue unitarie che si hanno in un tubo di acciaio (avente diametro interno = 20 mm) quando in esso scorrono 800 l/h di acqua alla temperatura di 80 e 10°C.

Soluzione:

Le perdite di carico lineari continue in un tubo di acciaio (tubo a media rugosità) possono essere calcolate con la formula (11.2).

I valori di viscosità e della massa volumica dell'acqua sono ricavabili dalle tabelle riportate alle voci VISCOSITA' e MASSA VOLUMICA.

a) per temperatura acqua = 80°C risulta: $v = 0,39 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $\rho = 971,1 \text{ kg/m}^3$

$$r = 3,3 \cdot (0,39 \cdot 10^{-6})^{0,13} \cdot 971,1 \cdot \frac{800^{1,87}}{20^{5,01}}$$

1. fattore viscosità = $(0,39 \cdot 10^{-6})^{0,13} = 0,146838$

2. fattore massa volumica = 971,1

3. fattore portata-diametro = $800^{1,87} / 20^{5,01} = 0,081399$

$$r = 3,3 \cdot 0,146838 \cdot 971,1 \cdot 0,081399 = 38,3 \text{ mm c.a./m}$$

b) per temperatura acqua = 10°C risulta: $v = 1,30 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $\rho = 999,6 \text{ kg/m}^3$

$$r = 3,3 \cdot (1,30 \cdot 10^{-6})^{0,13} \cdot 999,6 \cdot \frac{800^{1,87}}{20^{5,01}}$$

1. fattore viscosità = $(1,30 \cdot 10^{-6})^{0,13} = 0,171717$

2. fattore massa volumica = 999,6

3. fattore portata-diametro = $800^{1,87} / 20^{5,01} = 0,081399$

$$r = 3,3 \cdot 0,171717 \cdot 999,6 \cdot 0,081399 = 46,1 \text{ mm c.a./m}$$

Osservazioni:

L'esempio svolto permette di evidenziare che, nei tubi di acciaio, se la temperatura dell'acqua varia da 80 a 10°C e resta costante la portata, **le perdite di carico continue aumentano in modo sensibile** (circa il 20%), anche se percentualmente inferiore a quanto avviene per i tubi lisci.

Tale incremento è generalizzabile a tutti i tubi con rugosità media; infatti, il suo valore dipende solo dal variare del fattore viscosità e del fattore massa volumica.

In particolare, come risulta dai valori sopra riportati, **il fattore viscosità determina una maggiorazione di circa il 17%, mentre il fattore massa volumica causa un aumento di circa il 3%.**

TUBI A ELEVATA RUGOSITA'

Sono compresi in questo intervallo di rugosità, che va da 0,2 fino a 1 mm, i tubi metallici con superfici interne incrostate o corrose.

Tubi con simili caratteristiche si possono trovare facilmente negli impianti realizzati senza le necessarie protezioni contro la corrosione e contro il deposito di calcare.

Per i tubi in acciaio incrostati o corrosi, in genere si considerano i seguenti valori di rugosità:

k = 0,2 mm per incrostazioni o corrosioni leggere;

k = 0,5 mm per incrostazioni o corrosioni medie;

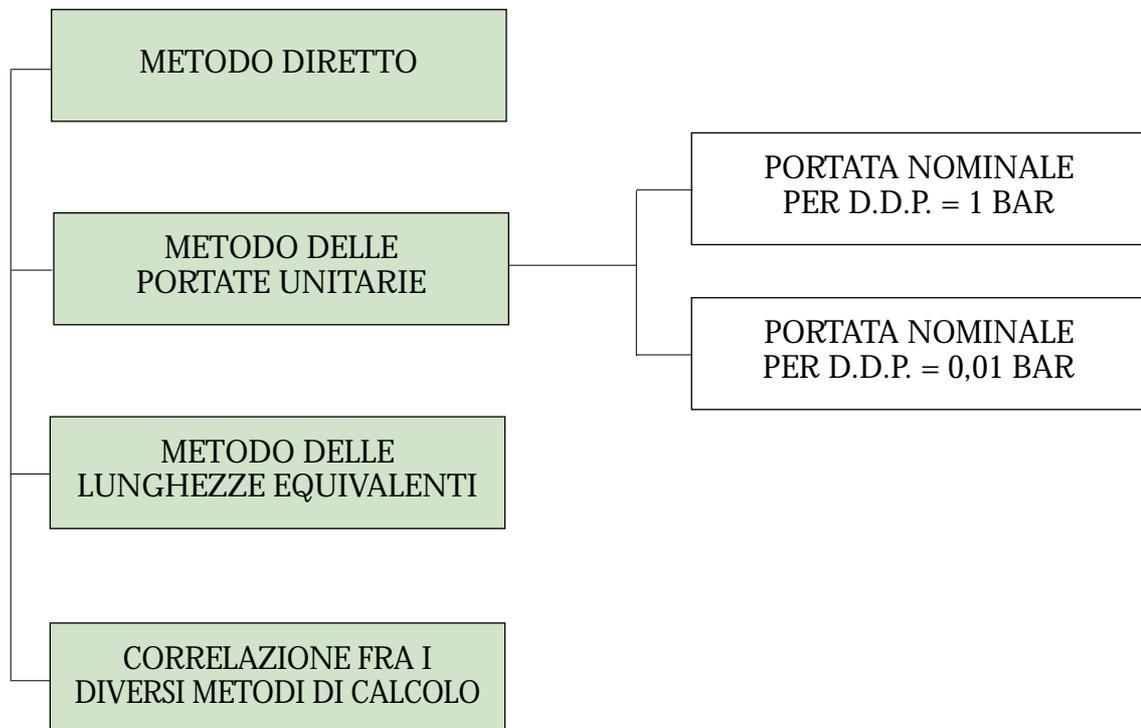
k = 1,0 mm per incrostazioni o corrosioni forti.

Le loro perdite di carico continue si possono determinare moltiplicando quelle dei tubi a bassa e media rugosità per i fattori della seguente tabella:

TAB. 1 - Fattori di correzione per tubazioni ad elevata rugosità

diametro, mm	k = 0,2 mm			k = 0,5 mm			k = 1,0 mm		
	velocità m/s			velocità m/s			velocità m/s		
	0,5	1	2	0,5	1	2	0,5	1	2
d ≤ 40	1,18	1,20	1,26	1,35	1,45	1,60	1,70	1,90	2,00
40 < d ≤ 60	1,18	1,20	1,26	1,35	1,45	1,60	1,70	1,80	2,00
60 < d ≤ 80	1,18	1,20	1,24	1,35	1,45	1,60	1,65	1,80	1,95
80 < d ≤ 100	1,18	1,20	1,24	1,35	1,40	1,55	1,60	1,75	1,90
100 < d ≤ 200	1,18	1,19	1,24	1,30	1,40	1,50	1,55	1,70	1,90
200 < d ≤ 300	1,18	1,19	1,24	1,30	1,40	1,45	1,50	1,70	1,90
300 < d ≤ 400	1,18	1,19	1,24	1,30	1,40	1,45	1,50	1,70	1,85

P E R D I T E D I C A R I C O L O C A L I Z Z A T E



Sono le perdite di carico (o di pressione) che un fluido, in moto attraverso un condotto, subisce a causa delle resistenze accidentali e delle irregolarità di percorso (riduzioni o allargamenti, curve, valvole, organi di regolazione, ecc...). Queste perdite sono chiamate anche “singolari” o “accidentali”.

Le perdite di carico localizzate possono essere determinate mediante uno dei seguenti metodi di calcolo:

- **il metodo diretto**, che si basa sulla determinazione di un coefficiente il cui valore dipende dalla forma della resistenza accidentale;
- **il metodo delle portate nominali**, che fa riferimento (per ogni resistenza) alla portata corrispondente ad una perdita di carico unitaria (1 bar o 0,01 bar);
- **il metodo delle lunghezze equivalenti**, che sostituisce ogni resistenza accidentale con una lunghezza di tubo equivalente, cioè in grado di dare la stessa perdita di carico.

METODO DIRETTO

Con questo metodo le perdite di carico localizzate si calcolano con la formula:

$$z = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (1)$$

dove: z = perdita di carico localizzata, Pa
 ξ = coefficiente di perdita localizzata, adimensionale
 ρ = massa volumica del fluido, kg/m³
 v = velocità media del flusso, m/s

Se z si esprime in **mm di c.a.** la (1) diventa:

$$z = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2 \cdot 9,81} \quad (2)$$

Il coefficiente ξ **risulta dipendere soprattutto dalla forma della resistenza localizzata** ed è, con buona approssimazione, indipendente da altri fattori, quali: il peso specifico, la viscosità e la velocità del fluido.

Il suo valore può essere determinato sia con formule (in casi a geometria semplice), **sia sperimentalmente.**

Le tabelle di seguito riportate consentono di determinare i coefficienti ξ delle principali resistenze localizzate, e i valori delle perdite di carico z , in funzione di ξ e v .

Tabelle allegate

- Nelle **tabelle 1a e 1b** sono riportati i coefficienti ξ delle resistenze localizzate che più frequentemente si incontrano negli impianti idro-termosanitari.
 Per numerosi altri componenti - quali ad esempio: gli scambiatori, le valvole termostatiche, i collettori, i ventilconvettori, ecc... - non è significativo fare riferimento a valori medi tabulati. I coefficienti ξ di questi componenti variano, infatti, sensibilmente da prodotto a prodotto. E' consigliabile, quindi, che il loro valore sia derivato direttamente dai cataloghi o dalle specifiche tecniche dei fornitori.
- Le **tabelle 2a, 2b e 2c** forniscono direttamente i valori di z , in funzione di ξ e v , per **acqua a 80°C**.
- Nella **tabella 3** si riportano i fattori di conversione (da applicarsi alle **tabelle 2a, 2b e 2c**) per temperature dell'acqua diverse da **80°C**.

Nota:

I fattori della tabella 3 sono da utilizzarsi solo nel caso in cui siano richiesti calcoli molto accurati.

Gli errori, che si commettono ignorando tali fattori, non sono infatti molto significativi e rientrano ampiamente nelle normali tolleranze e incertezze che caratterizzano il calcolo di qualsiasi impianto idro-termosanitario.

Esempio:

Calcolare le perdite di carico che si verificano in una curva stretta ad U (diam. 1") attraverso cui l'acqua scorre alla velocità di 0,6 m/s e alle temperature di 80 e 10°C.

Soluzione:

Le perdite di carico richieste si possono calcolare direttamente con la formula (2).

Il coefficiente ξ è deducibile dalla TAB. 1, e per una curva stretta ad U (diam. 1") risulta: $\xi = 2$.

I valori di ρ si ricavano dalla relativa tabella riportata alla voce MASSA VOLUMICA.

a) per acqua a 80°C: $\rho = 971,1 \text{ kg/m}^3$

$$z = 2 \cdot 971,1 \cdot \frac{0,6^2}{2 \cdot 9,81} = 35,7 \text{ (valore di } z \text{ richiesto per temperatura acqua} = 80^\circ\text{C)}$$

b) per acqua a 10°C: $\rho = 999,6 \text{ kg/m}^3$

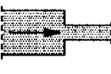
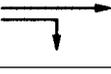
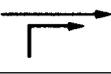
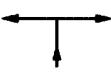
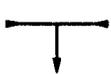
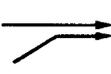
$$z = 2 \cdot 999,6 \cdot \frac{0,6^2}{2 \cdot 9,81} = 36,7 \text{ (valore di } z \text{ richiesto per temperatura acqua} = 10^\circ\text{C)}$$

Osservazioni:

L'esempio svolto evidenzia che **le perdite di carico localizzate non sono sensibilmente influenzate dal variare della temperatura dell'acqua**. Alla stessa conclusione era possibile giungere anche analizzando le formule (1) o (2), dove:

- ρ è l'unico parametro (tra quelli che definiscono z) dipendente dalla temperatura;
- nel caso dell'acqua ρ è poco influenzato dalle variazioni della temperatura;
- z è direttamente proporzionale a ρ .

TAB. 1a - Valori del coefficiente di perdita localizzata ξ (rete di distribuzione)

Diametro interno tubi rame, PEad, PEX		8÷16 mm	18÷28 mm	30÷54 mm	>54 mm	
						Diametro esterno tubi acciaio
		3/8"÷1/2"	3/4"÷1"	1 1/4"÷2"	>2"	
Tipo di resistenza localizzata		Simbolo				
Curva stretta a 90°	$r/d = 1,5$		2,0	1,5	1,0	0,8
Curva normale a 90°	$r/d = 2,5$		1,5	1,0	0,5	0,4
Curva larga a 90°	$r/d > 3,5$		1,0	0,5	0,3	0,3
Curva stretta a U	$r/d = 1,5$		2,5	2,0	1,5	1,0
Curva normale a U	$r/d = 2,5$		2,0	1,5	0,8	0,5
Curva larga a U	$r/d > 3,5$		1,5	0,8	0,4	0,4
Allargamento		1,0				
Restringimento		0,5				
Diramazione semplice con T a squadra		1,0				
Confluenza semplice con T a squadra		1,0				
Diramazione doppia con T a squadra		3,0				
Confluenza doppia con T a squadra		3,0				
Diramazione semplice con angolo inclinato (45° - 60°)		0,5				
Confluenza semplice con angolo inclinato (45° - 60°)		0,5				
Diramazione con curve d'invito		2,0				
Confluenza con curve d'invito		2,0				

TAB. 1b - Valori del coefficiente di perdita localizzata ξ (componenti impianto)

Diametro interno tubi rame, PEad, PEX		8÷16 mm	18÷28 mm	30÷54 mm	>54 mm
Diametro esterno tubi acciaio		3/8"÷1/2"	3/4"÷1"	1 1/4"÷2"	>2"
Tipo di resistenza localizzata	Simbolo				
Valvola di intercettazione diritta		10,0	8,0	7,0	6,0
Valvola di intercettazione inclinata		5,0	4,0	3,0	3,0
Saracinesca a passaggio ridotto		1,2	1,0	0,8	0,6
Saracinesca a passaggio totale		0,2	0,2	0,1	0,1
Valvola a sfera a passaggio ridotto		1,6	1,0	0,8	0,6
Valvola a sfera a passaggio totale		0,2	0,2	0,1	0,1
Valvola a farfalla		3,5	2,0	1,5	1,0
Valvola a ritegno		3,0	2,0	1,0	1,0
Valvola per corpo scaldante tipo diritto		8,5	7,0	6,0	--
Valvola per corpo scaldante tipo a squadra		4,0	4,0	3,0	--
Detentore diritto		1,5	1,5	1,0	--
Detentore a squadra		1,0	1,0	0,5	--
Valvola a quattro vie		6,0		4,0	
Valvola a tre vie		10,0		8,0	
Passaggio attraverso un radiatore		3,0			
Passaggio attraverso una caldaia		3,0			

TAB. 2a - Perdite di carico localizzate in mm c.a. per $\Sigma\xi = 1\div 15$ (temp. acqua = 80°C)

velocità m/s	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,10	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	5,9	6,4	6,9	7,4
0,11	0,6	1,2	1,8	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8	5,4	6,0	6,6	7,2	7,8	8,4	9,0
0,12	0,7	1,4	2,1	2,9	3,6	4,3	5,0	5,7	6,4	7,1	7,8	8,6	9,3	10	11
0,13	0,8	1,7	2,5	3,3	4,2	5,0	5,9	6,7	7,5	8,4	9,2	10	11	12	13
0,14	1,0	1,9	2,9	3,9	4,9	5,8	6,8	7,8	8,7	9,7	11	12	13	14	15
0,15	1,1	2,2	3,3	4,5	5,6	6,7	7,8	8,9	10	11	12	13	14	16	17
0,16	1,3	2,5	3,8	5,1	6,3	7,6	8,9	10	11	13	14	15	16	18	19
0,17	1,4	2,9	4,3	5,7	7,2	8,6	10	11	13	14	16	17	19	20	21
0,18	1,6	3,2	4,8	6,4	8,0	9,6	11	13	14	16	18	19	21	22	24
0,19	1,8	3,6	5,4	7,2	8,9	11	13	14	16	18	20	21	23	25	27
0,20	2,0	4,0	5,9	7,9	9,9	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
0,21	2,2	4,4	6,6	8,7	11	13	15	17	20	22	24	26	28	31	33
0,22	2,4	4,8	7,2	9,6	12	14	17	19	22	24	26	29	31	34	36
0,23	2,6	5,2	7,9	10	13	16	18	21	24	26	29	31	34	37	39
0,24	2,9	5,7	8,6	11	14	17	20	23	26	29	31	34	37	40	43
0,25	3,1	6,2	9,3	12	15	19	22	25	28	31	34	37	40	43	46
0,26	3,3	6,7	10	13	17	20	23	27	30	33	37	40	44	47	50
0,27	3,6	7,2	11	14	18	22	25	29	33	36	40	43	47	51	54
0,28	3,9	7,8	12	16	19	23	27	31	35	39	43	47	50	54	58
0,29	4,2	8,3	13	17	21	25	29	33	38	42	46	50	54	58	63
0,30	4,5	8,9	13	18	22	27	31	36	40	45	49	54	58	62	67
0,31	4,8	9,5	14	19	24	29	33	38	43	48	52	57	62	67	71
0,32	5,1	10	15	20	25	30	36	41	46	51	56	61	66	71	76
0,33	5,4	11	16	22	27	32	38	43	49	54	59	65	70	76	81
0,34	5,7	11	17	23	29	34	40	46	52	57	63	69	74	80	86
0,35	6,1	12	18	24	30	36	42	49	55	61	67	73	79	85	91
0,36	6,4	13	19	26	32	39	45	51	58	64	71	77	83	90	96
0,37	6,8	14	20	27	34	41	47	54	61	68	75	81	88	95	102
0,38	7,2	14	21	29	36	43	50	57	64	72	79	86	93	100	107
0,39	7,5	15	23	30	38	45	53	60	68	75	83	90	98	106	113
0,40	7,9	16	24	32	40	48	55	63	71	79	87	95	103	111	119
0,41	8,3	17	25	33	42	50	58	67	75	83	92	100	108	117	125
0,42	8,7	17	26	35	44	52	61	70	79	87	96	105	114	122	131
0,43	9,2	18	27	37	46	55	64	73	82	92	101	110	119	128	137
0,44	9,6	19	29	38	48	58	67	77	86	96	106	115	125	134	144
0,45	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
0,46	10	21	31	42	52	63	73	84	94	105	115	126	136	147	157
0,47	11	22	33	44	55	66	77	88	99	109	120	131	142	153	164
0,48	11	23	34	46	57	68	80	91	103	114	126	137	148	160	171
0,49	12	24	36	48	59	71	83	95	107	119	131	143	155	167	178
0,50	12	25	37	50	62	74	87	99	110	124	136	149	161	173	186
0,51	13	26	39	52	64	77	90	103	116	129	142	155	168	180	193
0,52	13	27	40	54	67	80	94	107	121	134	147	161	174	188	201
0,53	14	28	42	56	70	84	97	111	125	139	153	167	181	195	209
0,54	14	29	43	58	72	87	101	116	130	144	159	173	188	202	217
0,55	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225
0,56	16	31	47	62	78	93	109	124	140	155	171	186	202	218	233
0,57	16	32	48	64	80	97	113	129	145	161	177	193	209	225	241
0,58	17	33	50	67	83	100	117	133	150	167	183	200	217	233	250
0,59	17	34	52	69	86	103	121	138	155	172	190	207	224	241	259
velocità m/s	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

TAB. 2b - Perdite di carico localizzate in mm c.a. per $\Sigma\xi = 1\div 15$ (temp. acqua = 80°C)

velocità m/s	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,60	18	36	54	71	89	107	125	143	161	178	196	214	232	250	268
0,61	18	37	55	74	92	111	129	147	166	184	203	221	240	258	277
0,62	19	38	57	76	95	114	133	152	171	190	209	229	248	267	286
0,63	20	39	59	79	98	118	138	157	177	197	216	236	256	275	295
0,64	20	41	61	81	101	122	142	162	183	203	223	244	264	284	304
0,65	21	42	63	84	105	126	147	167	188	209	230	251	272	293	314
0,66	22	43	65	86	108	129	151	173	194	216	237	259	281	302	324
0,67	22	44	67	89	111	133	156	178	200	222	245	267	289	311	334
0,68	23	46	69	92	115	137	160	183	206	229	252	275	298	321	344
0,69	24	47	71	94	118	142	165	189	212	236	259	283	307	330	354
0,70	24	49	73	97	121	146	170	194	218	243	267	291	316	340	364
0,71	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325	350	375
0,72	26	51	77	103	128	154	180	205	231	257	283	308	334	360	385
0,73	26	53	79	106	132	158	185	211	238	264	290	317	343	370	396
0,74	27	54	81	109	136	163	190	217	244	271	298	326	353	380	407
0,75	28	56	84	111	139	167	195	223	251	279	307	334	362	390	418
0,76	29	57	86	114	143	172	200	229	258	286	315	343	372	401	429
0,77	29	59	88	118	147	176	206	235	264	294	323	353	382	411	441
0,78	30	60	90	121	151	181	211	241	271	301	332	362	392	422	452
0,79	31	62	93	124	155	186	216	247	278	309	340	371	402	433	464
0,80	32	63	95	127	159	190	222	254	285	317	349	381	412	444	476
0,81	33	65	98	130	163	195	228	260	293	325	358	390	423	455	488
0,82	33	67	100	133	167	200	233	267	300	333	366	400	433	466	500
0,83	34	68	102	137	171	205	239	273	307	341	375	410	444	478	512
0,84	35	70	105	140	175	210	245	280	315	350	385	420	454	489	524
0,85	36	72	107	143	179	215	251	286	322	358	394	430	465	501	537
0,86	37	73	110	147	183	220	257	293	330	366	403	440	476	513	550
0,87	38	75	113	150	188	225	263	300	338	375	413	450	488	525	563
0,88	38	77	115	153	192	230	269	307	345	384	422	460	499	537	576
0,89	39	78	118	157	196	235	275	314	353	392	432	471	510	549	589
0,90	40	80	120	161	201	241	281	321	361	401	441	482	522	562	602
0,91	41	82	123	164	205	246	287	328	369	410	451	492	533	574	615
0,92	42	84	126	168	210	252	294	335	377	419	461	503	545	587	629
0,93	43	86	129	171	214	257	300	343	386	429	471	514	557	600	643
0,94	44	88	131	175	219	263	306	350	394	438	482	525	569	613	657
0,95	45	89	134	179	224	268	313	358	402	447	492	537	581	626	671
0,96	46	91	137	183	228	274	320	365	411	457	502	548	594	639	685
0,97	47	93	140	186	233	280	326	373	420	466	513	559	606	653	699
0,98	48	95	143	190	238	286	333	381	428	476	523	571	619	666	714
0,99	49	97	146	194	243	291	340	388	437	486	534	583	631	680	728
1,00	50	99	149	198	248	297	347	396	446	495	545	595	644	694	743
1,10	60	120	180	240	300	360	420	480	540	600	659	719	779	839	899
1,20	71	143	214	285	357	428	499	571	642	713	785	856	927	999	1.070
1,30	84	167	251	335	419	502	586	670	754	837	921	1.005	1.089	1.172	1.256
1,40	97	194	291	388	486	583	680	777	874	971	1.068	1.165	1.262	1.360	1.457
1,50	111	223	334	446	557	669	780	892	1.003	1.115	1.226	1.338	1.449	1.561	1.672
1,60	127	254	381	507	634	761	888	1.015	1.142	1.268	1.395	1.522	1.649	1.776	1.903
1,70	143	286	430	573	716	859	1.002	1.146	1.289	1.432	1.575	1.718	1.861	2.005	2.148
1,80	161	321	482	642	803	963	1.124	1.284	1.445	1.605	1.766	1.926	2.087	2.247	2.408
1,90	179	358	537	715	894	1.073	1.252	1.431	1.610	1.789	1.967	2.146	2.325	2.504	2.683
velocità m/s	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

TAB. 2c - Perdite di carico localizzate in mm c.a. per $\Sigma\xi = 1\div 15$ (temp. acqua = 80°C)

velocità m/s	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
2,00	198	396	595	793	991	1.189	1.387	1.585	1.784	1.982	2.180	2.378	2.576	2.775	2.973
2,10	218	437	655	874	1.092	1.311	1.529	1.748	1.966	2.185	2.403	2.622	2.840	3.059	3.277
2,20	240	480	719	959	1.199	1.439	1.679	1.918	2.158	2.398	2.638	2.878	3.117	3.357	3.597
2,30	262	524	786	1.048	1.310	1.573	1.835	2.097	2.359	2.621	2.883	3.145	3.407	3.669	3.931
2,40	285	571	856	1.142	1.427	1.712	1.998	2.283	2.568	2.854	3.139	3.425	3.710	3.995	4.281
2,50	310	619	929	1.239	1.548	1.858	2.168	2.477	2.787	3.097	3.406	3.716	4.026	4.335	4.645
2,60	335	670	1.005	1.340	1.675	2.010	2.345	2.679	3.014	3.349	3.684	4.019	4.354	4.689	5.024
2,70	361	722	1.084	1.445	1.806	2.167	2.528	2.890	3.251	3.612	3.973	4.334	4.695	5.057	5.418
2,80	388	777	1.165	1.554	1.942	2.331	2.719	3.108	3.496	3.884	4.273	4.661	5.050	5.438	5.827
2,90	417	833	1.250	1.667	2.083	2.500	2.917	3.333	3.750	4.167	4.583	5.000	5.417	5.834	6.250
3,00	446	892	1.338	1.784	2.230	2.675	3.121	3.567	4.013	4.459	4.905	5.351	5.797	6.243	6.689
3,10	476	952	1.428	1.905	2.381	2.857	3.333	3.809	4.285	4.761	5.237	5.714	6.190	6.666	7.142
3,20	507	1.015	1.522	2.029	2.537	3.044	3.551	4.059	4.566	5.074	5.581	6.088	6.596	7.103	7.610
3,30	540	1.079	1.619	2.158	2.698	3.237	3.777	4.316	4.856	5.396	5.935	6.475	7.014	7.554	8.093
3,40	573	1.146	1.718	2.291	2.864	3.437	4.009	4.582	5.155	5.728	6.300	6.873	7.446	8.019	8.591
3,50	607	1.214	1.821	2.428	3.035	3.642	4.249	4.885	5.462	6.069	6.676	7.283	7.890	8.497	9.104
3,60	642	1.284	1.926	2.568	3.211	3.853	4.495	5.137	5.779	6.421	7.063	7.705	8.347	8.990	9.632
3,70	678	1.357	2.035	2.713	3.391	4.070	4.748	5.426	6.105	6.783	7.461	8.139	8.818	9.496	10.174
3,80	715	1.431	2.146	2.862	3.577	4.293	5.008	5.724	6.439	7.154	7.870	8.585	9.301	10.016	10.732
3,90	754	1.507	2.261	3.014	3.768	4.522	5.275	6.029	6.782	7.536	8.290	9.043	9.797	10.550	11.304
velocità m/s	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

TAB. 3 - Fattori di conversione per temperature dell'acqua diverse da 80°C

10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
1,029	1,027	1,025	1,021	1,017	1,012	1,006	1,000	0,993

METODO DELLE PORTATE NOMINALI

Questo metodo, definito anche **metodo del coefficiente di portata o della caratteristica di flusso**, si utilizza soprattutto per calcolare le perdite di carico delle valvole. Esso si basa sulla **determinazione sperimentale della portata** che passa attraverso una resistenza localizzata quando, tra la sua sezione di entrata e quella di uscita, viene mantenuta **una differenza di pressione costante: 1 bar o 0,01 bar**.

PORTATA NOMINALE per D.D.P. = 1 bar (circa 10,2 m c.a.)

Questa differenza di pressione viene utilizzata per determinare la portata nominale delle valvole che normalmente lavorano con portate e prevalenze alquanto elevate.

Per D.D.P. = 1 bar, la portata nominale si indica col simbolo KV.

Noto KV, le perdite di carico corrispondenti ad una generica portata si calcolano con la formula:

$$\Delta P = \left(\frac{Q}{KV} \right)^2 \quad (3)$$

dove: ΔP = perdita di carico localizzata, bar
 Q = portata effettiva, m³/h
 KV = portata nominale (D.D.P. = 1 bar), m³/h

Per calcolare ΔP in mm c.a., con la portata Q in l/h e KV in m³/h, si può utilizzare la relazione:

$$\Delta P = 0,0102 \cdot \left(\frac{Q}{KV} \right)^2 \quad (4)$$

Esempio:

Data una valvola di regolazione con $KV = 14$ m³/h, determinare le sue perdite di carico in corrispondenza ad una portata effettiva di 6.000 l/h.

Soluzione:

Il valore richiesto si può determinare direttamente con la formula (4) e risulta:

$$\Delta P = 0,0102 \cdot \left(\frac{6.000}{14} \right)^2 = 1.873 \text{ mm c.a.}$$

PORTATA NOMINALE per D.D.P. = 0,01 bar (circa 102 mm c.a.)

Questa differenza di pressione viene utilizzata per determinare la portata nominale delle valvole che normalmente lavorano con portate e prevalenze limitate.

Per D.D.P. = 0,01 bar, la portata nominale si indica col simbolo $KV_{0,01}$.

Noto $KV_{0,01}$, le perdite di carico corrispondenti ad una generica portata si calcolano con la formula:

$$\Delta P = \frac{1}{100} \cdot \left(\frac{Q}{KV_{0,01}} \right)^2 \quad (5)$$

dove: ΔP = perdita di carico localizzata, bar
 Q = portata effettiva, l/h
 $KV_{0,01}$ = portata nominale (D.D.P. = 0,01 bar), l/h

Per calcolare DP in mm c.a. si può utilizzare la relazione:

$$\Delta P = 102 \cdot \left(\frac{Q}{KV_{0,01}} \right)^2 \quad (6)$$

Esempio:

Data una valvola a quattro vie per radiatori con $KV_{0,01} = 400$ l/h, determinare le sue perdite di carico in corrispondenza ad una portata effettiva di 300 l/h.

Soluzione:

Il valore richiesto si può determinare direttamente con la formula (6) e risulta:

$$\Delta P = 102 \cdot \left(\frac{300}{400} \right)^2 = 57,4 \text{ mm c.a.}$$

METODO DELLE LUNGHEZZE EQUIVALENTI

Con questo metodo si sostituisce ogni resistenza localizzata con una lunghezza di tubo equivalente, cioè con una lunghezza di tubo rettilineo in grado di dare le stesse perdite di carico.

Si riconduce, in tal modo, il calcolo delle perdite di carico localizzate a quello delle perdite distribuite.

Il metodo delle lunghezze equivalenti ha il vantaggio di essere facilmente comprensibile e di rendere più semplici le operazioni di calcolo.

Per contro, questo metodo presenta lo svantaggio di essere alquanto impreciso. Al fine di poter assimilare il calcolo delle perdite di carico localizzate a quello delle perdite continue, si devono, infatti, introdurre diverse ipotesi semplificative che possono essere causa di approssimazioni non sempre trascurabili.

Per questo motivo, il metodo delle lunghezze equivalenti non è molto utilizzato nel calcolo degli impianti idro-termosanitari.

E' invece molto utilizzato, per la sua semplicità, nel calcolo delle reti estese (acquadotti, gasdotti, ecc...) dove le perdite di carico localizzate sono una piccola percentuale delle perdite di carico totali e, quindi, eventuali imprecisioni risultano facilmente tollerabili.

Dato il limitato interesse che questo metodo riveste nella progettazione degli impianti idro-termosanitari, non si è ritenuto il caso di riportare tabelle di corrispondenza fra le lunghezze equivalenti e le resistenze localizzate.

In ogni caso tale corrispondenza può essere ricavata dalle tabelle 1a e 1b, mediante le formule (20) e (21).

CORRELAZIONE FRA I DIVERSI METODI DI CALCOLO

Di seguito sono riportate le formule che esprimono i rapporti di dipendenza esistenti fra i diversi metodi utilizzati per calcolare le perdite di carico localizzate.

Simboli adottati:

ξ	coefficiente di perdita localizzata, adimensionale
KV	portata nominale (D.D.P. = 1 bar), m ³ /h
KV _{0,01}	portata nominale (D.D.P. = 0,01 bar), l/h
Le	lunghezza equivalente, m
D	diametro interno del tubo, mm

Nota: Per esprimere ξ , KV e KV_{0,01} in funzione di Le, si è ipotizzato:

$v = 0,7$ m/s, velocità del fluido

$T = 20^\circ\text{C}$, temperatura di riferimento.

$$\xi = 0,0016 \cdot \frac{D^4}{KV^2} \quad (7)$$

$$\xi = 16 \cdot \frac{D^4}{(KV_{0,01})^2} \quad (8)$$

Tubi a bassa rugosità: esempio in rame o in materiale plastico

$$\xi = 61,3 \cdot \frac{Le}{D^{1,25}} \quad (9)$$

Tubi a media rugosità: esempio in acciaio

$$\xi = 78,8 \cdot \frac{Le}{D^{1,27}} \quad (10)$$

$$KV = 0,04 \cdot \frac{D^2}{\xi^{0,5}} \quad (11)$$

$$KV = \frac{KV_{0,01}}{100} \quad (12)$$

Tubi a bassa rugosità: esempio in rame o in materiale plastico

$$KV = 0,0051 \cdot \frac{D^{2,625}}{Le^{0,5}} \quad (13)$$

Tubi a media rugosità: esempio in acciaio

$$KV = 0,0045 \cdot \frac{D^{2,635}}{Le^{0,5}} \quad (14)$$

$$KV_{0,01} = 4 \cdot \frac{D^2}{\xi^{0,5}} \quad (15)$$

$$KV_{0,01} = 100 \cdot KV \quad (16)$$

Tubi a bassa rugosità: esempio in rame o in materiale plastico

$$KV_{0,01} = 0,51 \cdot \frac{D^{2,625}}{Le^{0,5}} \quad (17)$$

Tubi a media rugosità: esempio in acciaio

$$KV_{0,01} = 0,45 \cdot \frac{D^{2,635}}{Le^{0,5}} \quad (18)$$

Tubi a bassa rugosità: esempio in rame o in materiale plastico

$$Le = 0,0163 \cdot \xi \cdot D^{1,25} \quad (19)$$

Tubi a media rugosità: esempio in acciaio

$$Le = 0,0127 \cdot \xi \cdot D^{1,27} \quad (20)$$

Tubi a bassa rugosità: esempio in rame o in materiale plastico

$$Le = 0,26 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{D^{5,25}}{KV^2} \quad (21)$$

Tubi a media rugosità: esempio in acciaio

$$Le = 0,20 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{D^{5,27}}{KV^2} \quad (22)$$

Tubi a bassa rugosità: esempio in rame o in materiale plastico

$$Le = 0,26 \cdot \frac{D^{5,25}}{(KV_{0,01})^2} \quad (23)$$

Tubi a media rugosità: esempio in acciaio

$$Le = 0,20 \cdot \frac{D^{5,27}}{(KV_{0,01})^2} \quad (24)$$

PERDITE DI CARICO TOTALI

Sono le perdite di carico (o pressione) che un fluido, in moto attraverso un condotto, subisce a causa delle resistenze continue e localizzate.

Ad esempio, in un impianto di riscaldamento a circolazione forzata, sono le pressioni (o contropressioni) che si oppongono al lavoro delle elettropompe.

Il valore delle perdite di carico totali si determina sommando fra loro le perdite di carico continue e localizzate.

Va evidenziato, però, che il valore così ottenuto non è un valore certo, perché risulta influenzato dall'indeterminazione con cui diversi parametri entrano nei calcoli.

Ad esempio:

- **il diametro delle tubazioni** può variare per le tolleranze di produzione, per il formarsi di incrostazioni o per il deposito di calcare;
- **la viscosità** è un parametro non sempre ben conosciuto, specie quando si fanno miscele con liquidi antigelo;
- **la rugosità** è un fattore difficile da determinare e varia sensibilmente nel tempo;
- **la messa in opera** delle tubazioni può essere realizzata con giunzioni mal saldate (con sbavature interne), oppure con curve troppo strette e schiacciate;
- **lo sviluppo della rete di distribuzione** può avvenire con varianti in corso d'opera, dovute ad interferenze con gli altri impianti o ad altri ostacoli non previsti in sede di progetto.

Solo l'attenta valutazione di tutti questi elementi può permettere di scegliere, con coerenza, eventuali coefficienti di sicurezza da adottare.

Di norma, comunque, quando si sceglie una elettropompa, non è necessario incrementare le perdite di carico totali calcolate teoricamente.

L'indeterminazione dei parametri sopra richiamati rientra, infatti, nelle normali tolleranze che caratterizzano il calcolo di qualsiasi impianto idro-termosanitario.

P O R T A T A D I B I L A N C I A M E N T O

E' la nuova portata che si ottiene variando la prevalenza applicata ad un circuito.
 La portata di bilanciamento si può calcolare, con buona approssimazione, mediante la formula:

$$G_1 = G \cdot \left(\frac{H_1}{H} \right)^{0,525} \quad (1)$$

dove: G_1 = portata di bilanciamento (nuova portata)
 H_1 = nuova prevalenza del circuito
 G = portata del circuito da bilanciare
 H = prevalenza del circuito da bilanciare

Nota:

Le grandezze G_1 e G , così come H_1 e H , devono essere espresse con unità di misura fra loro omogenee.

Se ad esempio G è dato in m^3/h , anche G_1 dovrà risultare espresso nella stessa unità di misura.

La formula (1) è derivata dalla teoria generale della dinamica dei fluidi e si basa sull'ipotesi che, in un circuito idraulico, le perdite di carico totali risultino mediamente dipendenti dalla portata secondo un esponente pari a 1,9.

Tale formula è applicabile ai circuiti con tubi a bassa, media e elevata rugosità (ved. PERDITE DI CARICO CONTINUE).

Il rapporto fra la nuova portata G_1 e quella del circuito da bilanciare G determina il valore del fattore moltiplicativo F :

$$F = \frac{G_1}{G} \quad (2)$$

che serve per calcolare la portata di ogni derivazione, o di ogni corpo scaldante, del circuito dopo il suo bilanciamento.

Esempio - Bilanciamento di circuiti tradizionali a due tubi

Siano A e B due circuiti indipendenti con le seguenti caratteristiche:

circuito A: $H_A = 980$ mm c.a. (prevalenza)

$G_A = 550$ l/h (portata)

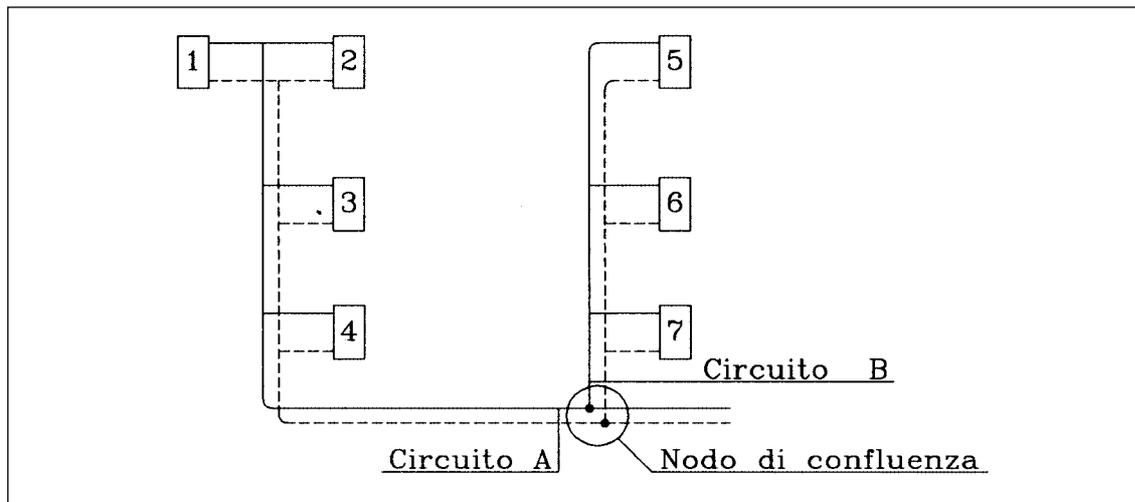
$G_1 = 160$ l/h; $G_2 = 140$ l/h; $G_3 = 140$ l/h; $G_4 = 110$ l/h (portata dei corpi scaldanti)

circuito B: $H_B = 700$ mm c.a. (prevalenza)

$G_B = 360$ l/h (portata)

$G_5 = 140$ l/h; $G_6 = 120$ l/h; $G_7 = 100$ l/h (portata dei corpi scaldanti)

determinare le loro nuove caratteristiche idrauliche nel caso in cui essi confluiscono in uno stesso nodo.



Soluzione

Nel nodo di confluenza i circuiti A e B vengono ad avere la stessa differenza di pressione (la stessa prevalenza).

In genere si assume come prevalenza al nodo (cioè come prevalenza di bilanciamento) quella che corrisponde a uno dei circuiti da bilanciare. E' possibile, però, assumere anche valori diversi.

Gli esempi numerici che seguono, servono ad evidenziare la correlazione esistente fra i valori possibili di bilanciamento e le relative variazioni di portata.

1) **Bilanciamento alla prevalenza maggiore:** $H_n = H_A = 980$ mm c.a. (si deve bilanciare solo il circuito B)

Dalla (1), la nuova portata del circuito B risulta:

$$G_{Bn} = G_B \cdot \left(\frac{H_n}{H_B} \right)^{0,525} = 360 \cdot \left(\frac{980}{700} \right)^{0,525} = 429,5 \text{ l/h}$$

dalla (2) si ottiene: $F = 429,5 / 360 = 1,193$

che serve a determinare le nuove portate dei singoli corpi scaldanti del circuito B.

$$G_5 = 140 \cdot F = 167 \text{ l/h}; \quad G_6 = 120 \cdot F = 143 \text{ l/h}; \quad G_7 = 100 \cdot F = 119 \text{ l/h}.$$

2) **Bilanciamento alla prevalenza minore:** $H_n = H_B = 700$ mm c.a. (si deve bilanciare solo il circuito A)

Dalla (1), la nuova portata del circuito A risulta:

$$G_{An} = G_A \cdot \left(\frac{H_n}{H_A} \right)^{0,525} = 550 \cdot \left(\frac{700}{980} \right)^{0,525} = 460,9 \text{ l/h}$$

dalla (2) si ottiene: $F = 460,9 / 550 = 0,838$

che serve a determinare le nuove portate dei singoli corpi scaldanti del circuito A.

$$G_1 = 160 \cdot F = 134 \text{ l/h}; \quad G_2 = 140 \cdot F = 117 \text{ l/h}; \quad G_3 = 140 \cdot F = 117 \text{ l/h}; \quad G_4 = 110 \cdot F = 92 \text{ l/h}.$$

3) **Bilanciamento alla prevalenza media:** $H_n = (H_B + H_A) / 2 = 840$ mm c.a.

In questo caso si deve bilanciare sia il circuito A, sia il circuito B.

Dalla (1), le nuove portate dei circuiti A e B risultano:

$$G_{An} = G_A \cdot \left(\frac{H_n}{H_A} \right)^{0,525} = 550 \cdot \left(\frac{840}{980} \right)^{0,525} = 507,2 \text{ l/h}$$

$$G_{Bn} = G_B \cdot \left(\frac{H_n}{H_B} \right)^{0,525} = 360 \cdot \left(\frac{840}{700} \right)^{0,525} = 396,2 \text{ l/h}$$

dalle (2) si ottengono: $F_A = 507,2 / 550 = 0,922$ e $F_B = 396,2 / 360 = 1,101$

che servono a determinare le nuove portate dei singoli corpi scaldanti dei circuiti A e B.

$$G_1 = 160 \cdot F = 147 \text{ l/h}; \quad G_2 = 140 \cdot F = 129 \text{ l/h}; \quad G_3 = 140 \cdot F = 129 \text{ l/h}; \quad G_4 = 110 \cdot F = 101 \text{ l/h};$$

$$G_5 = 140 \cdot F = 154 \text{ l/h}; \quad G_6 = 120 \cdot F = 132 \text{ l/h}; \quad G_7 = 100 \cdot F = 110 \text{ l/h}.$$

Osservazioni:

Il bilanciamento alla prevalenza maggiore garantisce una buona resa dei corpi scaldanti (in quanto aumenta la portata che li attraversa nel circuito dimensionato a prevalenza minore), **ma può causare, nello stesso circuito, velocità troppo elevate.**

Il bilanciamento alla prevalenza minore non causa velocità troppo elevate, ma diminuisce la resa termica del circuito dimensionato a prevalenza maggiore.

Il bilanciamento alla prevalenza media (o intermedia) consente un compromesso tra i vantaggi e gli svantaggi dei due sistemi sopra esaminati.

Esempio - Bilanciamento di circuiti a zona con corpi scalanti in parallelo

Siano A e B due circuiti indipendenti con le seguenti caratteristiche:

circuito A: $H_A = 1.500$ mm c.a. (prevalenza);

$G_A = 510$ l/h (portata)

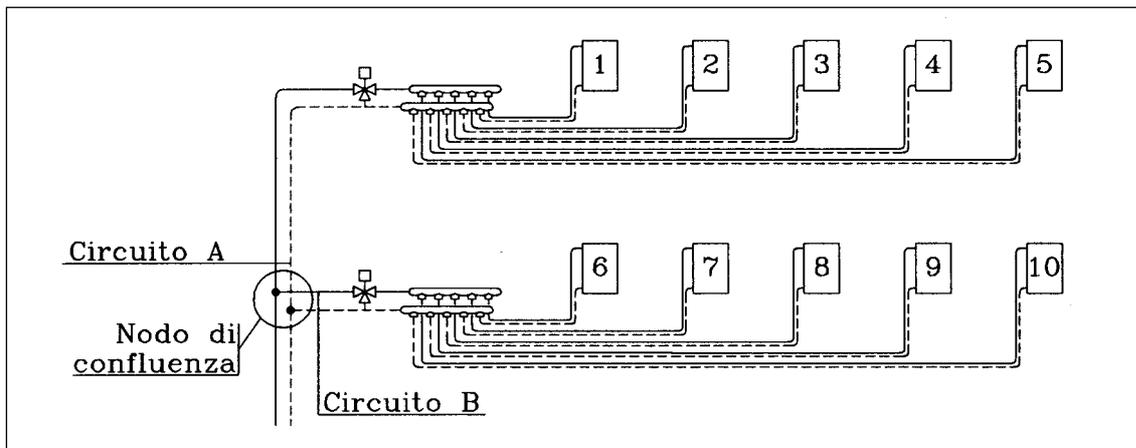
$G_1 = 100$ l/h; $G_2 = 120$ l/h; $G_3 = 115$ l/h; $G_4 = 80$ l/h; $G_5 = 95$ l/h (portata radiatori)

circuito B: $H_B = 1.200$ mm c.a. (prevalenza);

$G_B = 470$ l/h (portata)

$G_6 = 90$ l/h; $G_7 = 110$ l/h; $G_8 = 105$ l/h; $G_9 = 75$ l/h; $G_{10} = 90$ l/h (portata radiatori)

determinare le loro nuove caratteristiche idrauliche nel caso in cui essi confluiscono in uno stesso nodo.



Soluzione

Nel nodo di confluenza i circuiti A e B vengono ad avere la stessa prevalenza. Di seguito si analizzano i casi di bilanciamento alla prevalenza maggiore e a quella minore.

1) **Bilanciamento alla prevalenza maggiore:** $H_n = H_A = 1.500$ mm c.a. (si deve bilanciare solo il circuito B)

Dalla (1), la nuova portata del circuito B risulta:

$$G_{Bn} = G_B \cdot \left(\frac{H_n}{H_B} \right)^{0,525} = 470 \cdot \left(\frac{1.500}{1.200} \right)^{0,525} = 528,4 \text{ l/h}$$

dalla (2) si ottiene: $F = 528,4 / 470 = 1,124$ che consente di ricavare le nuove portate dei radiatori:

$G_6 = 90 \cdot F = 101$; $G_7 = 110 \cdot F = 124$; $G_8 = 105 \cdot F = 118$; $G_9 = 75 \cdot F = 84$; $G_{10} = 90 \cdot F = 101$ l/h.

2) **Bilanciamento alla prevalenza minore:** $H_n = H_B = 1.200$ mm c.a. (si deve bilanciare solo il circuito A)

Dalla (1), la nuova portata del circuito A risulta:

$$G_{An} = G_A \cdot \left(\frac{H_n}{H_A} \right)^{0,525} = 510 \cdot \left(\frac{1.200}{1.500} \right)^{0,525} = 453,6 \text{ l/h}$$

dalla (2) si ottiene: $F = 453,6 / 510 = 0,889$ che consente di ricavare le nuove portate dei radiatori:

$G_1 = 100 \cdot F = 89$; $G_2 = 120 \cdot F = 107$; $G_3 = 115 \cdot F = 102$; $G_4 = 80 \cdot F = 71$; $G_5 = 95 \cdot F = 84$ l/h.

Esempio - Bilanciamento di circuiti a zona con corpi scalanti in serie

Siano A e B due circuiti indipendenti con le seguenti caratteristiche:

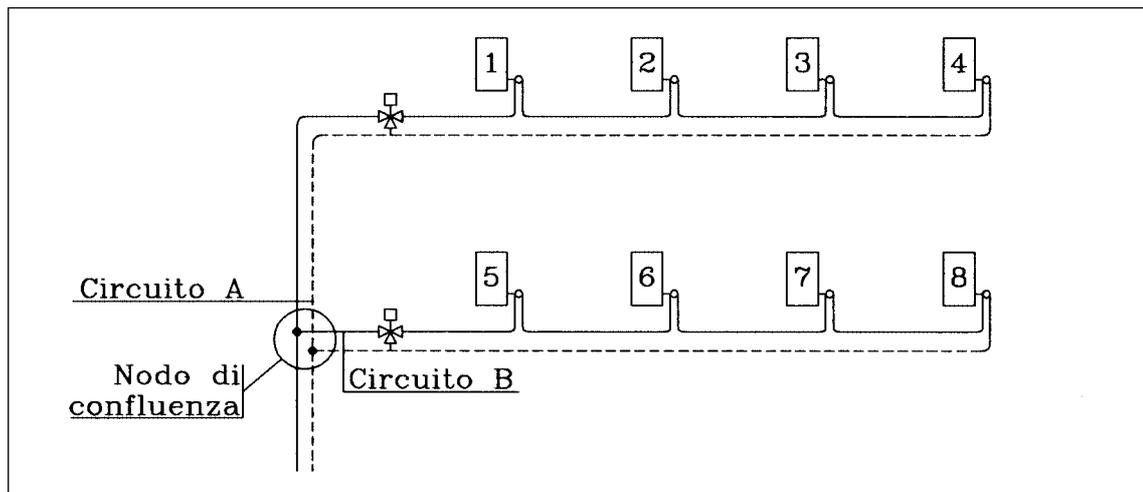
circuito A: $H_A = 1.800$ mm c.a. (prevalenza)

$G_A = 500$ l/h (portata)

circuito B: $H_B = 1.300$ mm c.a. (prevalenza)

$G_B = 350$ l/h (portata)

determinare le loro nuove caratteristiche idrauliche nel caso in cui essi confluiscono in uno stesso nodo.



Soluzione

Nel nodo di confluenza i circuiti A e B vengono ad avere la stessa prevalenza. Di seguito si analizzano i casi di bilanciamento alla prevalenza maggiore e a quella minore.

1) Bilanciamento alla prevalenza maggiore: $H_n = H_A = 1.800$ mm c.a. (si deve bilanciare solo il circuito B)

Dalla (1), la nuova portata del circuito B risulta:

$$G_{Bn} = G_B \cdot \left(\frac{H_n}{H_B} \right)^{0,525} = 350 \cdot \left(\frac{1.800}{1.300} \right)^{0,525} = 415,2 \text{ l/h}$$

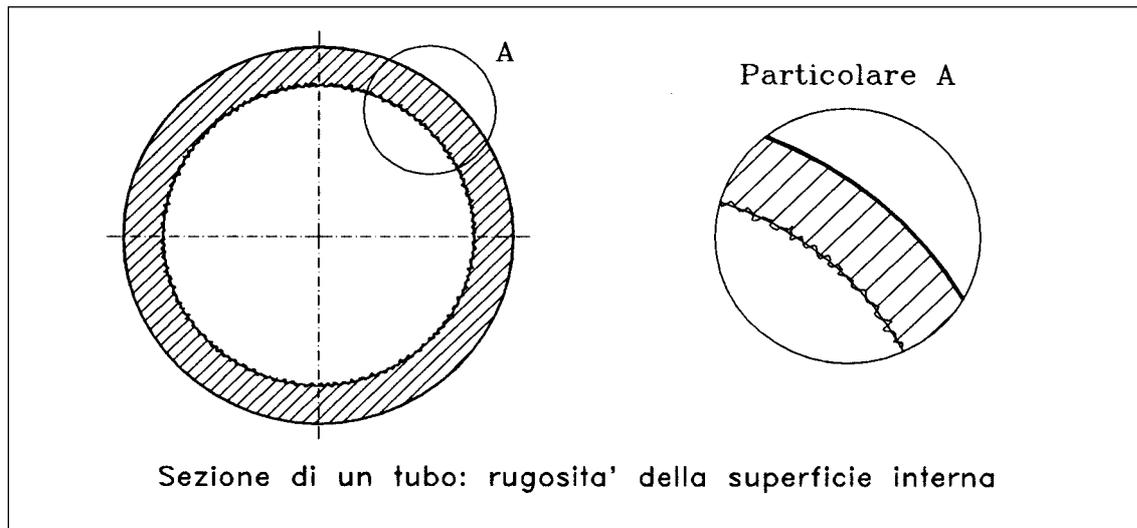
2) Bilanciamento alla prevalenza minore: $H_n = H_B = 1.300$ mm c.a. (si deve bilanciare solo il circuito A)

Dalla (1), la nuova portata del circuito A risulta:

$$G_{An} = G_A \cdot \left(\frac{H_n}{H_A} \right)^{0,525} = 500 \cdot \left(\frac{1.300}{1.800} \right)^{0,525} = 421,5 \text{ l/h}$$

RUGOSITÀ

E' una grandezza che esprime il valore medio delle irregolarità (creste, solchi, ecc...) di una superficie. In genere si rappresenta col simbolo k e si misura in metri o in millimetri.



In termotecnica, la rugosità serve a determinare le perdite di carico continue nei condotti attraversati da fluidi in moto turbolento.

TAB. 1 - Valori di rugosità (mm) relativi a tubazioni commerciali

Rame incrudito e ricotto	$0,001 < k < 0,003$
Materiali plastici	$0,002 < k < 0,007$
Acciaio zincato	$0,020 < k < 0,030$
Acciaio nero	$0,040 < k < 0,090$
Acciaio corrosivo o incrostato	$0,200 < k < 1,000$

TUBI IN ACCIAIO

Sono chiamati anche impropriamente “**tubi in ferro**”.

Le loro caratteristiche meccaniche dipendono sia dal tipo di acciaio utilizzato, sia dai trattamenti termici a cui sono stati sottoposti.

Normalmente sono venduti in barre lunghe da 4 a 7 metri, con estremità lisce, smussate o filettate.

I tubi in acciaio sono disponibili anche con protezioni contro la corrosione e con preisolamento termico.

Le protezioni contro la corrosione sono ottenute rivestendo le superfici dei tubi con zinco, bitume o resine.

Il preisolamento è realizzato, invece, con schiume di poliuretano protette all'esterno mediante tubi in polietilene nero.

I collegamenti fra tubo e tubo si possono realizzare con manicotti, con flange oppure con saldatura.

Per il normale uso idrotermosanitario, questi tubi sono forniti dopo **prova di tenuta idraulica eseguita a freddo** (cioè a 20°C) con pressioni variabili tra 40 e 70 atmosfere.

Per applicazioni con temperature inferiori a -10°C o superiori a 110°C, è consigliabile utilizzare tubi in acciaio speciale. I tubi in acciaio normale risultano, infatti, **fragili a temperature basse e poco resistenti a temperature elevate.**

Secondo i procedimenti attuali di fabbricazione i tubi in acciaio si possono suddividere in tre categorie: **tubi senza saldatura, tubi saldati elettricamente, tubi saldati Fretz Moon.**

TUBI SENZA SALDATURA

Sono derivati da barre o da lingotti che vengono riscaldati in forno, forati, estrusi, laminati, tagliati e rifiniti, fino a raggiungere la configurazione voluta.

I primi tubi in acciaio senza saldatura furono realizzati, nel 1885, dai fratelli **Mannesmann** mediante uno speciale laminatoio perforatore ad asse obliquo.

Per questo, anche se attualmente vengono prodotti con tecniche diverse, **tutti i tubi in acciaio senza saldatura sono genericamente chiamati tubi “Mannesmann”.**

TUBI SALDATI ELETTRICAMENTE

Sono derivati da nastri in acciaio sagomati a freddo.

Appositi laminatoi conformano a tubo i nastri d'acciaio. I lembi di questi nastri sono poi accostati, riscaldati per effetto Joule e saldati mediante compressione. Le operazioni di finitura sono realizzate con cilindri calibratori.

I tubi saldati elettricamente per resistenza sono individuati anche con la sigla ERW (Electric Resistance Welded).

TUBI SALDATI FRETZ MOON

Sono fabbricati con nastri in acciaio lavorati a caldo.

Nella prima fase di lavorazione, i nastri vengono scaldati in un forno fino alla temperatura di 1300-1350°C; sono poi conformati a tubo con i lembi accostati.

Successivamente, tali lembi vengono riscaldati a fiamma (fino a circa 1450°C) e saldati fra loro mediante compressione.

Le operazioni di finitura sono realizzate con cilindri calibratori.

Questi tubi derivano il loro nome dai due inventori che, per primi (nel 1920), riuscirono a produrre tubi con nastri in acciaio lavorati in continuo e integralmente a caldo.

I FRETZ MOON sono chiamati anche tubi bollitori perchè, in metallurgia, il processo di saldatura con cui sono prodotti si chiama bollitura.

Tabelle allegate:

- Nella **tabella 1** sono riportate le caratteristiche principali delle tubazioni conformi alle norme:
UNI 8863 - Tubi di acciaio non legato, serie leggera (da 3/8" a 4")
UNI 8863 FA1 - Tubi di acciaio non legato, serie media (da 5" a 6").
- Nella **tabella 2** sono riportate le caratteristiche principali delle tubazioni conformi alle norme:
UNI 7287 - Tubi di acciaio non legato con estremità lisce senza prescrizioni di qualità.
- Dalla **tabella 1** alla **tabella 8** sono riportate le PERDITE DI CARICO CONTINUE (ved. relativa voce) dei tubi in acciaio, calcolate mediante le formule:
 (6.2) per il moto laminare;
 (11.2) per il moto turbolento.

Nota: I valori delle portate segnati con asterisco si riferiscono a condizioni di moto laminare.

TAB. 1 - CARATTERISTICHE DEI TUBI IN ACCIAIO, diametri in pollici

diametro pollici	diametro esterno mm	diametro interno mm	superficie esterna m ² /m	sezione interna mm ²	contenuto acqua l/m	peso tubo nero kg/m	peso tubo zincato kg/m
3/8"	16,7	12,7	0,052	127	0,13	0,72	0,78
1/2"	21,0	16,3	0,066	209	0,21	1,08	1,16
3/4"	26,4	21,7	0,083	370	0,37	1,39	1,48
1"	33,2	27,4	0,104	589	0,59	2,17	2,30
1 1/4"	41,9	36,1	0,132	1.023	1,02	2,79	2,95
1 1/2"	47,8	42,0	0,150	1.385	1,38	3,21	3,40
2"	59,6	53,1	0,187	2.213	2,21	4,51	4,77
2 1/2"	75,2	68,7	0,236	3.705	3,70	5,76	6,12
3"	87,9	80,6	0,276	5.100	5,10	7,58	8,03
4"	113,0	104,9	0,355	8.638	8,64	10,88	11,58
5"	138,5	128,8	0,435	13.023	13,02	15,98	16,88
6"	163,9	154,2	0,515	18.665	18,67	19,01	20,02

TAB. 2 - CARATTERISTICHE DEI TUBI IN ACCIAIO, diametri in mm

diametro esterno mm	diametro interno mm	superficie esterna m ² /m	sezione interna mm ²	contenuto acqua l/m	peso tubo kg/m
30,0	25,4	0,094	506	0,51	1,57
33,7	29,1	0,106	665	0,66	1,78
38,0	32,8	0,119	845	0,84	2,27
42,4	37,2	0,133	1.086	1,09	2,55
44,5	39,3	0,140	1.212	1,21	2,69
48,3	43,1	0,152	1.458	1,46	2,93
54,0	48,8	0,170	1.869	1,87	3,29
57,0	51,2	0,179	2.058	2,06	3,87
60,3	54,5	0,189	2.332	2,33	4,10
70,0	64,2	0,220	3.235	3,24	4,80
76,1	70,3	0,239	3.880	3,88	5,23
88,9	82,5	0,279	5.343	5,34	6,76
101,6	94,4	0,319	6.995	7,00	8,70
108,0	100,8	0,339	7.976	7,98	9,26
114,3	107,1	0,359	9.004	9,00	9,82
133,0	125,0	0,418	12.266	12,27	12,72
139,7	131,7	0,439	13.616	13,62	13,38
159,0	150,0	0,499	17.663	17,66	17,14
168,3	159,3	0,528	19.921	19,92	18,17
193,7	182,9	0,608	26.260	26,26	25,06
219,1	207,3	0,688	33.734	33,73	31,01
244,5	231,9	0,768	42.215	42,22	36,99
273,0	260,4	0,857	53.229	53,23	41,42
323,9	309,7	1,017	75.295	75,29	55,44

TAB. 3 - TUBI IN ACCIAIO (pollici)
Temp. acqua = 10°C
PERDITE DI CARICO CONTINUE

D	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"
Di	12,7	16,3	21,7	27,4	36,1	42	53,1	68,7	80,6	104,9	128,8	154,2
r	G v											
2	35* 0,08	90* 0,12	186 0,14	347 0,16	727 0,20	1.090 0,22	2.043 0,26	4.074 0,31	6.251 0,34	12.663 0,41	21.946 0,47	35.545 0,53
4	69* 0,15	125 0,17	269 0,20	503 0,24	1.053 0,29	1.579 0,32	2.960 0,37	5.903 0,44	9.056 0,49	18.345 0,59	31.793 0,68	51.494 0,77
6	80 0,17	155 0,21	334 0,25	625 0,29	1.308 0,35	1.962 0,39	3.677 0,46	7.332 0,55	11.248 0,61	22.787 0,73	39.491 0,84	63.963 0,95
8	93 0,20	181 0,24	390 0,29	729 0,34	1.525 0,41	2.288 0,46	4.289 0,54	8.551 0,64	13.119 0,71	26.576 0,85	46.059 0,98	74.600 1,11
10	105 0,23	204 0,27	439 0,33	821 0,39	1.719 0,47	2.578 0,52	4.832 0,61	9.635 0,72	14.781 0,80	29.945 0,96	51.897 1,11	84.055 1,25
12	115 0,25	225 0,30	484 0,36	905 0,43	1.895 0,51	2.842 0,57	5.327 0,67	10.621 0,80	16.295 0,89	33.011 1,06	57.211 1,22	92.663 1,38
14	125 0,27	244 0,33	526 0,40	983 0,46	2.057 0,56	3.086 0,62	5.785 0,73	11.534 0,86	17.695 0,96	35.848 1,15	62.127 1,32	100.625 1,50
16	135 0,29	263 0,35	565 0,42	1.056 0,50	2.210 0,60	3.315 0,66	6.213 0,78	12.388 0,93	19.005 1,03	38.501 1,24	66.726 1,42	108.073 1,61
18	143 0,31	280 0,37	602 0,45	1.124 0,53	2.353 0,64	3.530 0,71	6.617 0,83	13.193 0,99	20.241 1,10	41.004 1,32	71.064 1,52	115.099 1,71
20	152 0,33	296 0,39	637 0,48	1.189 0,56	2.490 0,68	3.735 0,75	7.000 0,88	13.958 1,05	21.414 1,17	43.381 1,39	75.182 1,60	121.770 1,81
22	159 0,35	311 0,41	670 0,50	1.251 0,59	2.620 0,71	3.930 0,79	7.366 0,92	14.688 1,10	22.534 1,23	45.649 1,47	79.114 1,69	128.138 1,91
24	167 0,37	326 0,43	702 0,53	1.311 0,62	2.745 0,74	4.117 0,83	7.717 0,97	15.387 1,15	23.607 1,29	47.823 1,54	82.882 1,77	134.241 2,00
26	174 0,38	340 0,45	733 0,55	1.368 0,64	2.865 0,78	4.297 0,86	8.055 1,01	16.060 1,20	24.639 1,34	49.915 1,60	86.507 1,84	140.111 2,08
28	181 0,40	354 0,47	762 0,57	1.424 0,67	2.980 0,81	4.471 0,90	8.380 1,05	16.709 1,25	25.635 1,40	51.933 1,67	90.004 1,92	145.776 2,17
30	188 0,41	367 0,49	791 0,59	1.477 0,70	3.092 0,84	4.639 0,93	8.695 1,09	17.337 1,30	26.599 1,45	53.885 1,73	93.386 1,99	151.254 2,25
35	204 0,45	399 0,53	859 0,65	1.604 0,76	3.358 0,91	5.038 1,01	9.443 1,18	18.827 1,41	28.884 1,57	58.515 1,88	101.411 2,16	164.251 2,44
40	220 0,48	429 0,57	922 0,69	1.723 0,81	3.607 0,98	5.411 1,08	10.142 1,27	20.221 1,52	31.022 1,69	62.846 2,02	108.917 2,32	176.409 2,62
45	234 0,51	456 0,61	982 0,74	1.835 0,86	3.841 1,04	5.762 1,16	10.801 1,35	21.535 1,61	33.039 1,80	66.931 2,15	115.998 2,47	187.877 2,79
50	247 0,54	483 0,64	1.039 0,78	1.941 0,91	4.064 1,10	6.096 1,22	11.427 1,43	22.784 1,71	34.954 1,90	70.811 2,28	122.721 2,62	198.767 2,96
60	273 0,60	532 0,71	1.146 0,86	2.140 1,01	4.480 1,22	6.721 1,35	12.597 1,58	25.117 1,88	38.534 2,10	78.062 2,51	135.289 2,88	219.122 3,26
70	296 0,65	578 0,77	1.244 0,93	2.324 1,09	4.865 1,32	7.298 1,46	13.680 1,72	27.275 2,04	41.845 2,28	84.770 2,72	146.914 3,13	237.951 3,54
80	318 0,70	621 0,83	1.336 1,00	2.496 1,18	5.225 1,42	7.838 1,57	14.692 1,84	29.294 2,20	44.942 2,45	91.044 2,93	157.788 3,36	255.563 3,80
90	339 0,74	661 0,88	1.423 1,07	2.658 1,25	5.565 1,51	8.348 1,67	15.647 1,96	31.198 2,34	47.864 2,61	96.963 3,12	168.046 3,58	
100	358 0,79	699 0,93	1.506 1,13	2.812 1,32	5.887 1,60	8.832 1,77	16.554 2,08	33.007 2,47	50.638 2,76	102.584 3,30	177.786 3,79	
150	445 0,98	869 1,16	1.870 1,40	3.493 1,65	7.313 1,98	10.970 2,20	20.562 2,58	40.998 3,07	62.899 3,42			
200	519 1,14	1.013 1,35	2.181 1,64	4.074 1,92	8.529 2,31	12.795 2,57	23.982 3,01	47.817 3,58	73.359 3,99			

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TAB. 4 - TUBI IN ACCIAIO (pollici)
 Temp. acqua = 50°C

PERDITE DI CARICO CONTINUE

D	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"
Di	12,7	16,3	21,7	27,4	36,1	42	53,1	68,7	80,6	104,9	128,8	154,2
r	G v											
2	47 0,10	92 0,12	199 0,15	371 0,17	777 0,21	1.166 0,23	2.185 0,27	4.357 0,33	6.685 0,36	13.542 0,44	23.470 0,50	38.014 0,57
4	71 0,16	134 0,18	288 0,22	538 0,25	1.126 0,31	1.689 0,34	3.166 0,40	6.312 0,47	9.684 0,53	19.619 0,63	34.001 0,72	55.071 0,82
6	85 0,19	166 0,22	358 0,27	668 0,31	1.399 0,38	2.098 0,42	3.933 0,49	7.841 0,59	12.029 0,65	24.369 0,78	42.234 0,90	68.405 1,02
8	99 0,22	194 0,26	417 0,31	779 0,37	1.631 0,44	2.447 0,49	4.586 0,58	9.145 0,69	14.030 0,76	28.422 0,91	49.258 1,05	79.781 1,19
10	112 0,25	218 0,29	470 0,35	878 0,41	1.838 0,50	2.757 0,55	5.168 0,65	10.304 0,77	15.808 0,86	32.024 1,03	55.500 1,18	89.892 1,34
12	123 0,27	241 0,32	518 0,39	968 0,46	2.026 0,55	3.039 0,61	5.697 0,71	11.359 0,85	17.427 0,95	35.304 1,13	61.184 1,30	99.098 1,47
14	134 0,29	261 0,35	563 0,42	1.051 0,50	2.200 0,60	3.301 0,66	6.187 0,78	12.335 0,92	18.924 1,03	38.337 1,23	66.442 1,42	107.613 1,60
16	144 0,32	281 0,37	604 0,45	1.129 0,53	2.363 0,64	3.545 0,71	6.644 0,83	13.248 0,99	20.325 1,11	41.175 1,32	71.360 1,52	115.578 1,72
18	153 0,34	299 0,40	644 0,48	1.202 0,57	2.517 0,68	3.775 0,76	7.076 0,89	14.109 1,06	21.646 1,18	43.852 1,41	75.999 1,62	123.092 1,83
20	162 0,36	316 0,42	681 0,51	1.272 0,60	2.663 0,72	3.994 0,80	7.487 0,94	14.927 1,12	22.901 1,25	46.393 1,49	80.404 1,71	130.227 1,94
22	171 0,37	333 0,44	716 0,54	1.338 0,63	2.802 0,76	4.203 0,84	7.878 0,99	15.708 1,18	24.098 1,31	48.819 1,57	84.608 1,80	137.036 2,04
24	179 0,39	349 0,46	751 0,56	1.402 0,66	2.935 0,80	4.403 0,88	8.253 1,04	16.456 1,23	25.246 1,37	51.144 1,64	88.638 1,89	143.563 2,14
26	187 0,41	364 0,48	783 0,59	1.463 0,69	3.064 0,83	4.596 0,92	8.614 1,08	17.176 1,29	26.350 1,43	53.381 1,72	92.514 1,97	149.841 2,23
28	194 0,43	379 0,50	815 0,61	1.523 0,72	3.187 0,87	4.782 0,96	8.962 1,12	17.870 1,34	27.415 1,49	55.539 1,79	96.254 2,05	155.899 2,32
30	201 0,44	393 0,52	846 0,64	1.580 0,74	3.307 0,90	4.961 0,99	9.299 1,17	18.541 1,39	28.446 1,55	57.626 1,85	99.872 2,13	161.758 2,41
35	219 0,48	427 0,57	918 0,69	1.716 0,81	3.591 0,97	5.388 1,08	10.098 1,27	20.135 1,51	30.890 1,68	62.578 2,01	108.453 2,31	175.657 2,61
40	235 0,51	458 0,61	986 0,74	1.843 0,87	3.857 1,05	5.786 1,16	10.846 1,36	21.625 1,62	33.177 1,81	67.210 2,16	116.481 2,48	188.659 2,81
45	250 0,55	488 0,65	1.051 0,79	1.962 0,92	4.108 1,11	6.163 1,24	11.551 1,45	23.031 1,73	35.333 1,92	71.579 2,30	124.053 2,64	200.925 2,99
50	265 0,58	516 0,69	1.111 0,83	2.076 0,98	4.346 1,18	6.520 1,31	12.220 1,53	24.366 1,83	37.381 2,04	75.728 2,43	131.243 2,80	212.570 3,16
60	292 0,64	569 0,76	1.225 0,92	2.289 1,08	4.791 1,30	7.187 1,44	13.472 1,69	26.861 2,01	41.210 2,24	83.483 2,68	144.684 3,08	234.339 3,49
70	317 0,69	618 0,82	1.331 1,00	2.485 1,17	5.203 1,41	7.805 1,56	14.629 1,84	29.169 2,19	44.751 2,44	90.657 2,91	157.116 3,35	254.475 3,79
80	340 0,75	664 0,88	1.429 1,07	2.669 1,26	5.588 1,52	8.383 1,68	15.712 1,97	31.328 2,35	48.063 2,62	97.367 3,13	168.746 3,60	
90	362 0,79	707 0,94	1.522 1,14	2.843 1,34	5.951 1,62	8.928 1,79	16.734 2,10	33.365 2,50	51.188 2,79	103.697 3,33	179.716 3,83	
100	383 0,84	748 1,00	1.610 1,21	3.008 1,42	6.296 1,71	9.445 1,89	17.704 2,22	35.299 2,65	54.154 2,95	109.707 3,53		
150	476 1,04	929 1,24	2.000 1,50	3.736 1,76	7.821 2,12	11.732 2,35	21.990 2,76	43.846 3,29	67.267 3,66			
200	555 1,22	1.084 1,44	2.333 1,75	4.357 2,05	9.121 2,48	13.683 2,74	25.647 3,22	51.137 3,83				

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TAB. 5 - TUBI IN ACCIAIO (pollici)
Temp. acqua = 80°C
PERDITE DI CARICO CONTINUE

D	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"
Di	12,7	16,3	21,7	27,4	36,1	42	53,1	68,7	80,6	104,9	128,8	154,2
r	G v											
2	49 0,11	95 0,13	205 0,15	383 0,18	802 0,22	1.204 0,24	2.256 0,28	4.498 0,34	6.901 0,38	13.979 0,45	24.228 0,52	39.241 0,58
4	74 0,16	138 0,18	297 0,22	555 0,26	1.162 0,32	1.744 0,35	3.268 0,41	6.516 0,49	9.997 0,54	20.252 0,65	35.099 0,75	56.848 0,85
6	88 0,19	172 0,23	369 0,28	690 0,32	1.444 0,39	2.166 0,43	4.059 0,51	8.094 0,61	12.417 0,68	25.156 0,81	43.597 0,93	70.612 1,05
8	103 0,22	200 0,27	431 0,32	804 0,38	1.684 0,46	2.526 0,51	4.735 0,59	9.440 0,71	14.483 0,79	29.339 0,94	50.847 1,08	82.355 1,22
10	115 0,25	225 0,30	485 0,36	906 0,43	1.897 0,51	2.846 0,57	5.335 0,67	10.636 0,80	16.318 0,89	33.058 1,06	57.292 1,22	92.793 1,38
12	127 0,28	248 0,33	535 0,40	999 0,47	2.091 0,57	3.138 0,63	5.881 0,74	11.726 0,88	17.989 0,98	36.443 1,17	63.159 1,35	102.296 1,52
14	138 0,30	270 0,36	581 0,44	1.085 0,51	2.271 0,62	3.407 0,68	6.386 0,80	12.733 0,95	19.535 1,06	39.574 1,27	68.586 1,46	111.086 1,65
16	149 0,33	290 0,39	624 0,47	1.165 0,55	2.439 0,66	3.659 0,73	6.859 0,86	13.676 1,02	20.981 1,14	42.504 1,37	73.662 1,57	119.308 1,77
18	158 0,35	309 0,41	664 0,50	1.241 0,58	2.598 0,71	3.897 0,78	7.305 0,92	14.565 1,09	22.345 1,22	45.267 1,45	78.451 1,67	127.065 1,89
20	167 0,37	327 0,43	703 0,53	1.313 0,62	2.748 0,75	4.123 0,83	7.728 0,97	15.409 1,15	23.640 1,29	47.891 1,54	82.998 1,77	134.429 2,00
22	176 0,39	344 0,46	740 0,56	1.382 0,65	2.892 0,78	4.339 0,87	8.132 1,02	16.215 1,22	24.876 1,35	50.395 1,62	87.338 1,86	141.459 2,10
24	184 0,40	360 0,48	775 0,58	1.447 0,68	3.030 0,82	4.545 0,91	8.520 1,07	16.987 1,27	26.061 1,42	52.795 1,70	91.498 1,95	148.196 2,20
26	193 0,42	376 0,50	809 0,61	1.511 0,71	3.162 0,86	4.744 0,95	8.892 1,12	17.730 1,33	27.201 1,48	55.104 1,77	95.500 2,04	154.677 2,30
28	200 0,44	391 0,52	841 0,63	1.572 0,74	3.290 0,89	4.936 0,99	9.252 1,16	18.447 1,38	28.300 1,54	57.332 1,84	99.360 2,12	160.930 2,39
30	208 0,46	406 0,54	873 0,66	1.631 0,77	3.414 0,93	5.121 1,03	9.599 1,20	19.140 1,43	29.364 1,60	59.486 1,91	103.095 2,20	166.978 2,48
35	226 0,49	440 0,59	948 0,71	1.771 0,83	3.707 1,01	5.561 1,12	10.424 1,31	20.784 1,56	31.887 1,74	64.598 2,08	111.953 2,39	181.326 2,70
40	242 0,53	473 0,63	1.018 0,76	1.902 0,90	3.982 1,08	5.973 1,20	11.196 1,40	22.323 1,67	34.247 1,86	69.379 2,23	120.240 2,56	194.748 2,90
45	258 0,57	504 0,67	1.084 0,81	2.026 0,95	4.241 1,15	6.361 1,28	11.924 1,50	23.774 1,78	36.474 1,99	73.890 2,37	128.057 2,73	207.408 3,09
50	273 0,60	533 0,71	1.147 0,86	2.143 1,01	4.486 1,22	6.730 1,35	12.615 1,58	25.152 1,88	38.588 2,10	78.172 2,51	135.479 2,89	219.430 3,26
60	301 0,66	588 0,78	1.265 0,95	2.363 1,11	4.946 1,34	7.419 1,49	13.907 1,74	27.728 2,08	42.539 2,32	86.178 2,77	149.353 3,18	241.902 3,60
70	327 0,72	638 0,85	1.373 1,03	2.566 1,21	5.371 1,46	8.057 1,62	15.102 1,89	30.111 2,26	46.195 2,51	93.583 3,01	162.187 3,46	262.687 3,91
80	351 0,77	685 0,91	1.475 1,11	2.755 1,30	5.768 1,57	8.653 1,73	16.219 2,03	32.339 2,42	49.614 2,70	100.509 3,23	174.191 3,71	
90	374 0,82	730 0,97	1.571 1,18	2.935 1,38	6.143 1,67	9.216 1,85	17.274 2,17	34.442 2,58	52.840 2,88	107.044 3,44	185.516 3,96	
100	396 0,87	772 1,03	1.662 1,25	3.105 1,46	6.499 1,76	9.750 1,95	18.275 2,29	36.438 2,73	55.902 3,04	113.248 3,64		
150	491 1,08	959 1,28	2.065 1,55	3.856 1,82	8.073 2,19	12.111 2,43	22.700 2,85	45.261 3,39	69.438 3,78			
200	573 1,26	1.119 1,49	2.408 1,81	4.498 2,12	9.416 2,56	14.125 2,83	26.475 3,32	52.788 3,96				

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TAB. 6A - TUBI IN ACCIAIO (mm)
 Temp. acqua = 10°C

PERDITE DI CARICO CONTINUE

De	30	33,7	38	42,4	44,5	48,3	54	57	60,3	70	76,1	88,9
Di	25,4	29,1	32,8	37,2	39,3	43,1	48,8	51,2	54,5	64,2	70,3	82,5
r	G v											
2	283 0,16	408 0,17	562 0,18	788 0,20	912 0,21	1.168 0,22	1.630 0,24	1.853 0,25	2.191 0,26	3.398 0,29	4.334 0,31	6.653 0,35
4	411 0,23	591 0,25	814 0,27	1.141 0,29	1.322 0,30	1.693 0,32	2.361 0,35	2.685 0,36	3.174 0,38	4.923 0,42	6.278 0,45	9.639 0,50
6	510 0,28	734 0,31	1.012 0,33	1.417 0,36	1.642 0,38	2.102 0,40	2.933 0,44	3.335 0,45	3.943 0,47	6.115 0,52	7.798 0,56	11.973 0,62
8	595 0,33	856 0,36	1.180 0,39	1.653 0,42	1.915 0,44	2.452 0,47	3.420 0,51	3.890 0,52	4.598 0,55	7.132 0,61	9.095 0,65	13.964 0,73
10	670 0,37	965 0,40	1.329 0,44	1.862 0,48	2.158 0,49	2.763 0,53	3.854 0,57	4.383 0,59	5.181 0,62	8.036 0,69	10.248 0,73	15.733 0,82
12	739 0,40	1.063 0,44	1.465 0,48	2.053 0,52	2.379 0,54	3.046 0,58	4.248 0,63	4.832 0,65	5.712 0,68	8.858 0,76	11.297 0,81	17.345 0,90
14	802 0,44	1.155 0,48	1.591 0,52	2.230 0,57	2.583 0,59	3.308 0,63	4.614 0,69	5.247 0,71	6.203 0,74	9.620 0,83	12.268 0,88	18.835 0,98
16	862 0,47	1.240 0,52	1.709 0,56	2.395 0,61	2.774 0,64	3.552 0,68	4.955 0,74	5.635 0,76	6.662 0,79	10.332 0,89	13.176 0,94	20.229 1,05
18	918 0,50	1.321 0,55	1.820 0,60	2.550 0,65	2.955 0,68	3.783 0,72	5.277 0,78	6.001 0,81	7.095 0,84	11.003 0,94	14.033 1,00	21.544 1,12
20	971 0,53	1.397 0,58	1.926 0,63	2.698 0,69	3.126 0,72	4.003 0,76	5.583 0,83	6.349 0,86	7.506 0,89	11.641 1,00	14.846 1,06	22.793 1,18
22	1.021 0,56	1.470 0,61	2.026 0,67	2.839 0,73	3.289 0,75	4.212 0,80	5.875 0,87	6.681 0,90	7.898 0,94	12.250 1,05	15.622 1,12	23.985 1,25
24	1.070 0,59	1.541 0,64	2.123 0,70	2.974 0,76	3.446 0,79	4.413 0,84	6.155 0,91	7.000 0,94	8.275 0,99	12.833 1,10	16.366 1,17	25.127 1,31
26	1.117 0,61	1.608 0,67	2.216 0,73	3.104 0,79	3.597 0,82	4.606 0,88	6.424 0,95	7.306 0,99	8.636 1,03	13.395 1,15	17.082 1,22	26.226 1,36
28	1.162 0,64	1.673 0,70	2.305 0,76	3.230 0,83	3.742 0,86	4.792 0,91	6.684 0,99	7.601 1,03	8.986 1,07	13.936 1,20	17.773 1,27	27.286 1,42
30	1.206 0,66	1.736 0,72	2.392 0,79	3.351 0,86	3.883 0,89	4.972 0,95	6.935 1,03	7.887 1,06	9.323 1,11	14.460 1,24	18.441 1,32	28.312 1,47
35	1.309 0,72	1.885 0,79	2.598 0,85	3.639 0,93	4.216 0,97	5.399 1,03	7.531 1,12	8.564 1,16	10.124 1,21	15.702 1,35	20.025 1,43	30.745 1,60
40	1.406 0,77	2.024 0,85	2.790 0,92	3.909 1,00	4.528 1,04	5.799 1,10	8.088 1,20	9.198 1,24	10.874 1,29	16.865 1,45	21.507 1,54	33.020 1,72
45	1.498 0,82	2.156 0,90	2.971 0,98	4.163 1,06	4.823 1,10	6.176 1,18	8.614 1,28	9.796 1,32	11.581 1,38	17.961 1,54	22.906 1,64	35.167 1,83
50	1.585 0,87	2.281 0,95	3.143 1,03	4.404 1,13	5.102 1,17	6.534 1,24	9.113 1,35	10.364 1,40	12.252 1,46	19.002 1,63	24.233 1,73	37.205 1,93
60	1.747 0,96	2.515 1,05	3.465 1,14	4.855 1,24	5.625 1,29	7.203 1,37	10.046 1,49	11.425 1,54	13.507 1,61	20.948 1,80	26.715 1,91	41.016 2,13
70	1.897 1,04	2.731 1,14	3.763 1,24	5.272 1,35	6.108 1,40	7.822 1,49	10.910 1,62	12.407 1,67	14.667 1,75	22.748 1,95	29.010 2,08	44.540 2,31
80	2.037 1,12	2.933 1,22	4.042 1,33	5.663 1,45	6.560 1,50	8.401 1,60	11.717 1,74	13.326 1,80	15.753 1,88	24.432 2,10	31.158 2,23	47.837 2,49
90	2.170 1,19	3.123 1,30	4.304 1,42	6.031 1,54	6.987 1,60	8.947 1,70	12.479 1,85	14.192 1,91	16.777 2,00	26.020 2,23	33.183 2,37	50.947 2,65
100	2.296 1,26	3.305 1,38	4.554 1,50	6.380 1,63	7.392 1,69	9.465 1,80	13.202 1,96	15.014 2,03	17.749 2,11	27.528 2,36	35.107 2,51	53.900 2,80
150	2.851 1,56	4.105 1,71	5.656 1,86	7.925 2,03	9.181 2,10	11.757 2,24	16.399 2,44	18.650 2,52	22.047 2,63	34.193 2,93	43.607 3,12	66.950 3,48
200	3.326 1,82	4.787 2,00	6.597 2,17	9.243 2,36	10.708 2,45	13.712 2,61	19.126 2,84	21.751 2,93	25.714 3,06	39.880 3,42	50.859 3,64	

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TAB. 6B - TUBI IN ACCIAIO (mm)
Temp. acqua = 10°C

PERDITE DI CARICO CONTINUE

101,6	108	114,3	133	139,7	159	168,3	193,7	219,1	244,5	273	323,9	De
94,4	100,8	107,1	125	131,7	150	159,3	182,9	207,3	231,9	260,4	309,7	Di
G												r
v												
9.546 0,38	11.380 0,40	13.387 0,41	20.254 0,46	23.295 0,48	33.010 0,52	38.783 0,54	56.155 0,59	78.540 0,65	106.065 0,70	144.690 0,75	230.239 0,85	2
13.829 0,55	16.486 0,57	19.394 0,60	29.342 0,66	33.748 0,69	47.822 0,75	56.185 0,78	81.351 0,86	113.781 0,94	153.656 1,01	209.613 1,09	333.548 1,23	4
17.178 0,68	20.478 0,71	24.090 0,74	36.447 0,82	41.919 0,85	59.401 0,93	69.789 0,97	101.049 1,07	141.331 1,16	190.860 1,26	260.366 1,36	414.309 1,53	6
20.035 0,80	23.884 0,83	28.096 0,87	42.508 0,96	48.890 1,00	69.280 1,09	81.395 1,13	117.854 1,25	164.835 1,36	222.602 1,46	303.666 1,58	483.211 1,78	8
22.574 0,90	26.911 0,94	31.657 0,98	47.895 1,08	55.087 1,12	78.061 1,23	91.711 1,28	132.790 1,40	185.726 1,53	250.814 1,65	342.153 1,78	544.452 2,01	10
24.886 0,99	29.667 1,03	34.899 1,08	52.800 1,20	60.728 1,24	86.055 1,35	101.103 1,41	146.389 1,55	204.746 1,69	276.500 1,82	377.192 1,97	600.209 2,21	12
27.0.24 1,07	32.216 1,12	37.898 1,17	57.337 1,30	65.946 1,34	93.449 1,47	109.791 1,53	158.968 1,68	222.339 1,83	300.258 1,97	409.603 2,14	651.784 2,40	14
29.024 1,15	34.601 1,20	40.703 1,26	61.581 1,39	70.827 1,44	100.366 1,58	117.917 1,64	170.735 1,81	238.797 1,97	322.483 2,12	439.921 2,29	700.028 2,58	16
30.911 1,23	36.850 1,28	43.349 1,34	65.585 1,48	75.432 1,54	106.891 1,68	125.583 1,75	181.834 1,92	254.321 2,09	343.448 2,26	468.521 2,44	745.537 2,75	18
32.703 1,30	38.986 1,36	45.861 1,41	69.386 1,57	79.804 1,63	113.086 1,78	132.862 1,85	192.373 2,03	269.061 2,21	363.354 2,39	495.676 2,59	788.749 2,91	20
34.413 1,37	41.024 1,43	48.259 1,49	73.014 1,65	83.977 1,71	119.000 1,87	139.809 1,95	202.432 2,14	283.131 2,33	382.354 2,51	521.595 2,72	829.991 3,06	22
36.052 1,43	42.978 1,50	50.558 1,56	76.492 1,73	87.977 1,79	124.668 1,96	146.469 2,04	212.074 2,24	296.616 2,44	400.565 2,63	546.439 2,85	869.524 3,21	24
37.628 1,49	44.858 1,56	52.769 1,63	79.837 1,81	91.824 1,87	130.120 2,05	152.874 2,13	221.349 2,34	309.588 2,55	418.083 2,75	570.336 2,97	907.552 3,35	26
39.149 1,55	46.671 1,62	54.902 1,69	83.065 1,88	95.536 1,95	135.380 2,13	159.054 2,22	230.297 2,43	322.103 2,65	434.984 2,86	593.392 3,10	944.239 3,48	28
40.621 1,61	48.425 1,69	56.966 1,76	86.186 1,95	99.127 2,02	140.468 2,21	165.032 2,30	238.953 2,53	334.210 2,75	451.332 2,97	615.695 3,21	979.728 3,61	30
44.111 1,75	52.587 1,83	61.861 1,91	93.592 2,12	107.644 2,19	152.538 2,40	179.212 2,50	259.484 2,74	362.927 2,99	490.114 3,22	668.598 3,49		35
47.376 1,88	56.479 1,97	66.439 2,05	100.520 2,28	115.612 2,36	163.828 2,58	192.477 2,68	278.691 2,95	389.790 3,21	526.391 3,46	718.087 3,75		40
50.456 2,00	60.151 2,09	70.759 2,18	107.055 2,42	123.128 2,51	174.479 2,74	204.991 2,86	296.810 3,14	415.131 3,42	560.613 3,69	764.771 3,99		45
53.381 2,12	63.637 2,22	74.860 2,31	113.260 2,56	130.265 2,66	184.592 2,90	216.872 3,02	314.012 3,32	439.192 3,61	593.105 3,90			50
58.847 2,34	70.154 2,44	82.526 2,54	124.858 2,83	143.605 2,93	203.496 3,20	239.082 3,33	346.170 3,66	484.169 3,98				60
63.904 2,54	76.182 2,65	89.617 2,76	135.587 3,07	155.944 3,18	220.982 3,47	259.626 3,62	375.916 3,97					70
68.634 2,72	81.821 2,85	96.251 2,97	145.623 3,30	167.487 3,42	237.338 3,73	278.842 3,89						80
73.096 2,90	87.140 3,03	102.508 3,16	155.090 3,51	178.375 3,64	252.768 3,97							90
77.333 3,07	92.191 3,21	108.449 3,34	164.079 3,71	188.714 3,85								100
96.057 3,81	114.513 3,99											150
												200

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TAB. 7A - TUBI IN ACCIAIO (mm)
 Temp. acqua = 50°C

PERDITE DI CARICO CONTINUE

De	30	33,7	38	42,4	44,5	48,3	54	57	60,3	70	76,1	88,9
Di	25,4	29,1	32,8	37,2	39,3	43,1	48,8	51,2	54,5	64,2	70,3	82,5
r	G v											
2	303 0,17	436 0,18	601 0,20	842 0,22	976 0,22	1.250 0,24	1.743 0,26	1.982 0,27	2.343 0,28	3.634 0,31	4.635 0,33	7.115 0,37
4	439 0,24	632 0,26	871 0,29	1.220 0,31	1.414 0,32	1.810 0,34	2.525 0,37	2.871 0,39	3.395 0,40	5.265 0,45	6.714 0,48	10.308 0,54
6	545 0,30	785 0,33	1.082 0,36	1.516 0,39	1.756 0,40	2.248 0,43	3.136 0,47	3.567 0,48	4.216 0,50	6.539 0,56	8.340 0,60	12.804 0,67
8	636 0,35	916 0,38	1.262 0,41	1.768 0,45	2.048 0,47	2.622 0,50	3.658 0,54	4.160 0,56	4.918 0,59	7.627 0,65	9.727 0,70	14.933 0,78
10	717 0,39	1.032 0,43	1.422 0,47	1.992 0,51	2.307 0,53	2.955 0,56	4.121 0,61	4.687 0,63	5.541 0,66	8.594 0,74	10.959 0,78	16.826 0,87
12	790 0,43	1.137 0,47	1.567 0,52	2.196 0,56	2.544 0,58	3.257 0,62	4.543 0,67	5.167 0,70	6.108 0,73	9.474 0,81	12.082 0,86	18.549 0,96
14	858 0,47	1.235 0,52	1.702 0,56	2.384 0,61	2.762 0,63	3.537 0,67	4.934 0,73	5.611 0,76	6.633 0,79	10.288 0,88	13.120 0,94	20.143 1,05
16	921 0,51	1.326 0,55	1.828 0,60	2.561 0,65	2.967 0,68	3.799 0,72	5.299 0,79	6.026 0,81	7.124 0,85	11.049 0,95	14.091 1,01	21.634 1,12
18	981 0,54	1.413 0,59	1.947 0,64	2.727 0,70	3.160 0,72	4.046 0,77	5.644 0,84	6.418 0,87	7.587 0,90	11.767 1,01	15.007 1,07	23.041 1,20
20	1.038 0,57	1.494 0,62	2.059 0,68	2.885 0,74	3.343 0,77	4.281 0,82	5.971 0,89	6.790 0,92	8.027 0,96	12.450 1,07	15.887 1,14	24.376 1,27
22	1.092 0,60	1.573 0,66	2.167 0,71	3.036 0,78	3.518 0,81	4.504 0,86	6.283 0,93	7.145 0,96	8.447 1,01	13.101 1,12	16.707 1,20	25.651 1,33
24	1.144 0,63	1.648 0,69	2.270 0,75	3.181 0,81	3.685 0,84	4.719 0,90	6.582 0,98	7.486 1,01	8.849 1,05	13.724 1,18	17.503 1,25	26.872 1,40
26	1.195 0,65	1.720 0,72	2.370 0,78	3.320 0,85	3.846 0,88	4.925 0,94	6.870 1,02	7.813 1,05	9.236 1,10	14.325 1,23	18.268 1,31	28.048 1,46
28	1.243 0,68	1.789 0,75	2.465 0,81	3.454 0,88	4.002 0,92	5.124 0,98	7.148 1,06	8.129 1,10	9.610 1,14	14.904 1,28	19.007 1,36	29.181 1,52
30	1.290 0,71	1.856 0,78	2.558 0,84	3.584 0,92	4.152 0,95	5.317 1,01	7.416 1,10	8.434 1,14	9.971 1,19	15.464 1,33	19.721 1,41	30.278 1,57
35	1.400 0,77	2.016 0,84	2.778 0,91	3.892 0,99	4.509 1,03	5.774 1,10	8.054 1,20	9.159 1,24	10.828 1,29	16.793 1,44	21.416 1,53	32.880 1,71
40	1.504 0,82	2.165 0,90	2.984 0,98	4.180 1,07	4.843 1,11	6.201 1,18	8.650 1,28	9.837 1,33	11.629 1,38	18.036 1,55	23.001 1,65	35.314 1,84
45	1.602 0,88	2.306 0,96	3.177 1,04	4.452 1,14	5.158 1,18	6.605 1,26	9.212 1,37	10.477 1,41	12.385 1,47	19.208 1,65	24.496 1,75	37.609 1,95
50	1.695 0,93	2.439 1,02	3.362 1,11	4.710 1,20	5.457 1,25	6.987 1,33	9.746 1,45	11.084 1,50	13.103 1,56	20.321 1,74	25.916 1,85	39.789 2,07
60	1.868 1,02	2.689 1,12	3.706 1,22	5.192 1,33	6.015 1,38	7.703 1,47	10.744 1,60	12.219 1,65	14.445 1,72	22.403 1,92	28.570 2,04	43.864 2,28
70	2.029 1,11	2.920 1,22	4.024 1,32	5.638 1,44	6.532 1,50	8.365 1,59	11.667 1,73	13.269 1,79	15.686 1,87	24.328 2,09	31.025 2,22	47.633 2,48
80	2.179 1,19	3.136 1,31	4.322 1,42	6.056 1,55	7.016 1,61	8.984 1,71	12.531 1,86	14.251 1,92	16.847 2,01	26.128 2,24	33.321 2,38	51.159 2,66
90	2.320 1,27	3.340 1,40	4.603 1,51	6.450 1,65	7.472 1,71	9.568 1,82	13.346 1,98	15.177 2,05	17.942 2,14	27.827 2,39	35.488 2,54	54.485 2,83
100	2.455 1,35	3.534 1,48	4.870 1,60	6.823 1,74	7.905 1,81	10.122 1,93	14.119 2,10	16.057 2,17	18.982 2,26	29.440 2,53	37.545 2,69	57.642 3,00
150	3.049 1,67	4.390 1,83	6.049 1,99	8.475 2,17	9.819 2,25	12.573 2,39	17.538 2,60	19.945 2,69	23.578 2,81	36.568 3,14	46.635 3,34	71.599 3,72
200	3.556 1,95	5.120 2,14	7.055 2,32	9.885 2,53	11.452 2,62	14.664 2,79	20.454 3,04	23.262 3,14	27.499 3,27	42.649 3,66	54.391 3,89	

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TAB. 7B - TUBI IN ACCIAIO (mm)
Temp. acqua = 50°C

PERDITE DI CARICO CONTINUE

101,6	108	114,3	133	139,7	159	168,3	193,7	219,1	244,5	273	323,9	De
94,4	100,8	107,1	125	131,7	150	159,3	182,9	207,3	231,9	260,4	309,7	Di
G												r
v												
10.209 0,41	12.170 0,42	14.317 0,44	21.661 0,49	24.913 0,51	35.303 0,55	41.476 0,58	60.054 0,63	83.995 0,69	113.430 0,75	154.738 0,81	246.228 0,91	2
14.790 0,59	17.631 0,61	20.741 0,64	31.380 0,71	36.091 0,74	51.143 0,80	60.087 0,84	87.001 0,92	121.683 1,00	164.326 1,08	224.169 1,17	356.711 1,32	4
18.371 0,73	21.900 0,76	25.763 0,79	38.978 0,88	44.830 0,91	63.526 1,00	74.636 1,04	108.066 1,14	151.146 1,24	204.115 1,34	278.447 1,45	443.081 1,63	6
21.426 0,85	25.543 0,89	30.047 0,93	45.460 1,03	52.285 1,07	74.091 1,16	87.048 1,21	126.038 1,33	176.282 1,45	238.060 1,57	324.754 1,69	516.766 1,91	8
24.141 0,96	28.780 1,00	33.855 1,04	51.222 1,16	58.912 1,20	83.482 1,31	98.080 1,37	142.012 1,50	198.624 1,63	268.232 1,76	365.913 1,91	582.262 2,15	10
26.614 1,06	31.727 1,10	37.322 1,15	56.467 1,28	64.945 1,32	92.031 1,45	108.125 1,51	156.555 1,66	218.965 1,80	295.701 1,94	403.387 2,10	641.891 2,37	12
28.900 1,15	34.453 1,20	40.529 1,25	61.319 1,39	70.526 1,44	99.939 1,57	117.415 1,64	170.007 1,80	237.779 1,96	321.109 2,11	438.048 2,28	697.047 2,57	14
31.040 1,23	37.004 1,29	43.529 1,34	65.858 1,49	75.746 1,54	107.336 1,69	126.106 1,76	182.591 1,93	255.380 2,10	344.877 2,27	470.471 2,45	748.641 2,76	16
33.058 1,31	39.409 1,37	46.359 1,43	70.139 1,59	80.670 1,64	114.314 1,80	134.305 1,87	194.462 2,06	271.982 2,24	367.298 2,42	501.057 2,61	797.311 2,94	18
34.974 1,39	41.693 1,45	49.046 1,51	74.205 1,68	85.346 1,74	120.940 1,90	142.089 1,98	205.733 2,18	287.747 2,37	388.587 2,56	530.099 2,76	843.523 3,11	20
36.802 1,46	43.873 1,53	51.611 1,59	78.085 1,77	89.808 1,83	127.263 2,00	149.519 2,08	216.490 2,29	302.792 2,49	408.906 2,69	557.817 2,91	887.631 3,27	22
38.555 1,53	45.963 1,60	54.069 1,67	81.804 1,85	94.086 1,92	133.325 2,10	156.640 2,18	226.802 2,40	317.215 2,61	428.383 2,82	584.386 3,05	929.908 3,43	24
40.241 1,60	47.973 1,67	56.434 1,74	85.381 1,93	98.201 2,00	139.156 2,19	163.491 2,28	236.720 2,50	331.088 2,72	447.117 2,94	609.942 3,18	970.576 3,58	26
41.868 1,66	49.913 1,74	58.715 1,81	88.833 2,01	102.171 2,08	144.781 2,28	170.099 2,37	246.290 2,60	344.471 2,84	465.191 3,06	634.601 3,31		28
43.442 1,72	51.788 1,80	60.922 1,88	92.172 2,09	106.011 2,16	150.223 2,36	176.492 2,46	255.547 2,70	357.418 2,94	482.675 3,17	658.451 3,43		30
47.174 1,87	56.238 1,96	66.156 2,04	100.092 2,27	115.120 2,35	163.131 2,56	191.658 2,67	277.504 2,93	388.130 3,19	524.149 3,45	715.029 3,73		35
50.666 2,01	60.401 2,10	71.053 2,19	107.500 2,43	123.641 2,52	175.205 2,75	205.844 2,87	298.045 3,15	416.859 3,43	562.947 3,70			40
53.960 2,14	64.328 2,24	75.672 2,33	114.489 2,59	131.679 2,69	186.596 2,93	219.226 3,06	317.421 3,36	443.960 3,65	599.544 3,94			45
57.088 2,27	68.056 2,37	80.058 2,47	121.125 2,74	139.311 2,84	197.411 3,10	231.932 3,23	335.820 3,55	469.690 3,87				50
62.934 2,50	75.026 2,61	88.257 2,72	133.529 3,02	153.577 3,13	217.627 3,42	255.685 3,56	370.209 3,91					60
68.342 2,71	81.473 2,84	95.841 2,96	145.003 3,28	166.774 3,40	236.327 3,71	277.655 3,87						70
73.400 2,91	87.503 3,05	102.935 3,17	155.736 3,53	179.118 3,65	253.820 3,99							80
78.172 3,10	93.192 3,24	109.627 3,38	165.860 3,75	190.763 3,89								90
82.703 3,28	98.593 3,43	115.981 3,58	175.473 3,97									100
												150
												200

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TAB. 8A - TUBI IN ACCIAIO (mm)
 Temp. acqua = 80°C

PERDITE DI CARICO CONTINUE

De	30	33,7	38	42,4	44,5	48,3	54	57	60,3	70	76,1	88,9
Di	25,4	29,1	32,8	37,2	39,3	43,1	48,8	51,2	54,5	64,2	70,3	82,5
r	G v											
2	313 0,17	450 0,19	621 0,20	869 0,22	1.007 0,23	1.290 0,25	1.799 0,27	2.046 0,28	2.419 0,29	3.751 0,32	4.784 0,34	7.345 0,38
4	453 0,25	652 0,27	899 0,30	1.260 0,32	1.459 0,33	1.869 0,36	2.606 0,39	2.964 0,40	3.504 0,42	5.435 0,47	6.931 0,50	10.641 0,55
6	563 0,31	810 0,34	1.117 0,37	1.565 0,40	1.813 0,42	2.321 0,44	3.237 0,48	3.682 0,50	4.353 0,52	6.750 0,58	8.609 0,62	13.217 0,69
8	657 0,36	945 0,39	1.302 0,43	1.825 0,47	2.114 0,48	2.707 0,52	3.776 0,56	4.294 0,58	5.076 0,60	7.873 0,68	10.041 0,72	15.415 0,80
10	740 0,41	1.065 0,44	1.467 0,48	2.056 0,53	2.382 0,55	3.050 0,58	4.254 0,63	4.838 0,65	5.720 0,68	8.871 0,76	11.313 0,81	17.369 0,90
12	815 0,45	1.174 0,49	1.618 0,53	2.267 0,58	2.626 0,60	3.363 0,64	4.690 0,70	5.334 0,72	6.306 0,75	9.779 0,84	12.472 0,89	19.148 1,00
14	886 0,49	1.275 0,53	1.757 0,58	2.461 0,63	2.851 0,65	3.651 0,70	5.093 0,76	5.792 0,78	6.847 0,82	10.620 0,91	13.543 0,97	20.793 1,08
16	951 0,52	1.369 0,57	1.887 0,62	2.644 0,68	3.063 0,70	3.922 0,75	5.470 0,81	6.221 0,84	7.354 0,88	11.406 0,98	14.546 1,04	22.332 1,16
18	1.013 0,56	1.458 0,61	2.009 0,66	2.815 0,72	3.262 0,75	4.177 0,80	5.826 0,87	6.625 0,89	7.832 0,93	12.147 1,04	15.491 1,11	23.784 1,24
20	1.072 0,59	1.543 0,64	2.126 0,70	2.979 0,76	3.451 0,79	4.419 0,84	6.163 0,92	7.009 0,95	8.286 0,99	12.851 1,10	16.389 1,17	25.163 1,31
22	1.128 0,62	1.623 0,68	2.237 0,74	3.134 0,80	3.631 0,83	4.650 0,89	6.486 0,96	7.376 1,00	8.720 1,04	13.523 1,16	17.246 1,23	26.478 1,38
24	1.181 0,65	1.701 0,71	2.344 0,77	3.284 0,84	3.804 0,87	4.871 0,93	6.795 1,01	7.727 1,04	9.135 1,09	14.167 1,22	18.068 1,29	27.740 1,44
26	1.233 0,68	1.775 0,74	2.446 0,80	3.427 0,88	3.970 0,91	5.084 0,97	7.092 1,05	8.065 1,09	9.534 1,14	14.787 1,27	18.858 1,35	28.953 1,50
28	1.283 0,70	1.847 0,77	2.545 0,84	3.566 0,91	4.131 0,95	5.290 1,01	7.378 1,10	8.391 1,13	9.920 1,18	15.385 1,32	19.620 1,40	30.123 1,57
30	1.331 0,73	1.916 0,80	2.641 0,87	3.700 0,95	4.286 0,98	5.489 1,05	7.656 1,14	8.707 1,17	10.293 1,23	15.963 1,37	20.358 1,46	31.255 1,62
35	1.446 0,79	2.081 0,87	2.868 0,94	4.018 1,03	4.655 1,07	5.960 1,13	8.314 1,23	9.455 1,28	11.177 1,33	17.335 1,49	22.107 1,58	33.941 1,76
40	1.553 0,85	2.235 0,93	3.080 1,01	4.315 1,10	4.999 1,14	6.401 1,22	8.929 1,33	10.155 1,37	12.004 1,43	18.618 1,60	23.743 1,70	36.453 1,89
45	1.653 0,91	2.380 0,99	3.280 1,08	4.596 1,17	5.324 1,22	6.818 1,30	9.509 1,41	10.815 1,46	12.785 1,52	19.828 1,70	25.287 1,81	38.823 2,02
50	1.749 0,96	2.518 1,05	3.470 1,14	4.862 1,24	5.633 1,29	7.213 1,37	10.061 1,49	11.442 1,54	13.526 1,61	20.977 1,80	26.752 1,91	41.073 2,13
60	1.928 1,06	2.776 1,16	3.826 1,26	5.360 1,37	6.209 1,42	7.951 1,51	11.091 1,65	12.613 1,70	14.911 1,78	23.126 1,98	29.492 2,11	45.280 2,35
70	2.094 1,15	3.015 1,26	4.154 1,37	5.820 1,49	6.743 1,54	8.635 1,64	12.044 1,79	13.697 1,85	16.192 1,93	25.113 2,15	32.026 2,29	49.170 2,56
80	2.249 1,23	3.238 1,35	4.462 1,47	6.251 1,60	7.242 1,66	9.274 1,77	12.935 1,92	14.711 1,98	17.391 2,07	26.971 2,31	34.397 2,46	52.810 2,74
90	2.395 1,31	3.448 1,44	4.752 1,56	6.658 1,70	7.713 1,77	9.877 1,88	13.776 2,05	15.667 2,11	18.521 2,21	28.725 2,46	36.633 2,62	56.243 2,92
100	2.534 1,39	3.648 1,52	5.027 1,65	7.044 1,80	8.160 1,87	10.449 1,99	14.575 2,16	16.575 2,24	19.595 2,33	30.390 2,61	38.756 2,77	59.503 3,09
150	3.148 1,73	4.531 1,89	6.244 2,05	8.749 2,24	10.136 2,32	12.979 2,47	18.104 2,69	20.589 2,78	24.339 2,90	37.748 3,24	48.140 3,45	73.910 3,84
200	3.671 2,01	5.285 2,21	7.283 2,39	10.204 2,61	11.821 2,71	15.138 2,88	21.114 3,14	24.013 3,24	28.387 3,38	44.026 3,78		

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

PERDITE DI CARICO CONTINUE

TAB. 8B - TUBI IN ACCIAIO (mm)
 Temp. acqua = 80°C

101,6	108	114,3	133	139,7	159	168,3	193,7	219,1	244,5	273	323,9	De
94,4	100,8	107,1	125	131,7	150	159,3	182,9	207,3	231,9	260,4	309,7	Di
G												r
v												
10.538 0,42	12.563 0,44	14.779 0,46	22.360 0,51	25.717 0,52	36.442 0,57	42.815 0,60	61.992 0,66	86.705 0,71	117.091 0,77	159.732 0,83	254.175 0,94	2
15.267 0,61	18.200 0,63	21.410 0,66	32.393 0,73	37.256 0,76	52.794 0,83	62.026 0,86	89.808 0,95	125.610 1,03	169.630 1,12	231.404 1,21	368.223 1,36	4
18.964 0,75	22.607 0,79	26.594 0,82	40.236 0,91	46.277 0,94	65.577 0,103	77.044 1,07	111.553 1,18	156.024 1,28	210.702 1,39	287.433 1,50	457.380 1,69	6
22.117 0,88	26.367 0,92	31.017 0,96	46.927 1,06	53.973 1,10	76.482 1,20	89.857 1,25	130.106 1,38	181.971 1,50	245.743 1,62	335.235 1,75	533.445 1,97	8
24.920 0,99	29.709 1,03	34.948 1,08	52.875 1,20	60.813 1,24	86.176 1,35	101.246 1,41	146.595 1,55	205.034 1,69	276.888 1,82	377.722 1,97	601.053 2,22	10
27.473 1,09	32.751 1,14	38.527 1,19	58.289 1,32	67.041 1,37	95.001 1,49	111.614 1,56	161.608 1,71	226.032 1,86	305.244 2,01	416.405 2,17	662.607 2,44	12
29.833 1,18	35.565 1,24	41.837 1,29	63.298 1,43	72.802 1,48	103.164 1,62	121.204 1,69	175.494 1,86	245.454 2,02	331.473 2,18	452.185 2,36	719.542 2,65	14
32.041 1,27	38.198 1,33	44.934 1,39	67.983 1,54	78.190 1,59	110.800 1,74	130.176 1,81	188.484 1,99	263.622 2,17	356.008 2,34	485.655 2,53	772.801 2,85	16
34.124 1,35	40.681 1,42	47.855 1,48	72.403 1,64	83.274 1,70	118.003 1,85	138.639 1,93	200.737 2,12	280.760 2,31	379.152 2,49	517.228 2,70	823.042 3,03	18
36.102 1,43	43.039 1,50	50.629 1,56	76.599 1,73	88.100 1,80	124.843 1,96	146.674 2,04	212.372 2,25	297.033 2,44	401.127 2,64	547.206 2,85	870.746 3,21	20
37.990 1,51	45.289 1,58	53.276 1,64	80.605 1,82	92.707 1,89	131.371 2,07	154.344 2,15	223.477 2,36	312.565 2,57	422.103 2,78	575.820 3,00	916.277 3,38	22
39.800 1,58	47.446 1,65	55.814 1,72	84.444 1,91	97.122 1,98	137.628 2,16	161.695 2,25	234.121 2,48	327.452 2,70	442.206 2,91	603.245 3,15	959.919 3,54	24
41.540 1,65	49.521 1,72	58.255 1,80	88.137 2,00	101.370 2,07	143.647 2,26	168.767 2,35	244.360 2,58	341.772 2,81	461.546 3,04	629.627 3,28		26
43.219 1,72	51.523 1,79	60.610 1,87	91.700 2,08	105.468 2,15	149.454 2,35	175.589 2,45	254.238 2,69	355.589 2,93	480.204 3,16	655.080 3,42		28
44.844 1,78	53.460 1,86	62.888 1,94	95.146 2,15	109.432 2,23	155.071 2,44	182.189 2,54	263.794 2,79	368.953 3,04	498.253 3,28	679.702 3,55		30
48.697 1,93	58.053 2,02	68.291 2,11	103.322 2,34	118.835 2,42	168.395 2,65	197.843 2,76	286.460 3,03	400.656 3,30	541.066 3,56	738.104 3,85		35
52.301 2,08	62.350 2,17	73.346 2,26	110.970 2,51	127.631 2,60	180.860 2,84	212.487 2,96	307.664 3,25	430.312 3,54	581.114 3,82			40
55.702 2,21	66.404 2,31	78.115 2,41	118.184 2,68	135.928 2,77	192.618 3,03	226.301 3,15	327.665 3,46	458.287 3,77				45
58.930 2,34	70.253 2,45	82.642 2,55	125.034 2,83	143.807 2,93	203.782 3,20	239.418 3,34	346.657 3,67	484.849 3,99				50
64.965 2,58	77.447 2,70	91.105 2,81	137.839 3,12	158.534 3,23	224.651 3,53	263.936 3,68						60
70.547 2,80	84.102 2,93	98.934 3,05	149.683 3,39	172.156 3,51	243.955 3,83	286.616 3,99						70
75.769 3,01	90.327 3,14	106.257 3,28	160.762 3,64	184.899 3,77								80
80.695 3,20	96.199 3,35	113.165 3,49	171.213 3,88									90
85.372 3,39	101.775 3,54	119.724 3,69										100
												150
												200

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TUBI IN ACCIAIO DOLCE

Sono tubi a parete sottile, realizzati con acciai speciali ad alto grado di purezza e a basso contenuto di carbonio. Sono **facilmente pieghevoli**, e per questa loro caratteristica vengono denominati anche **tubi in acciaio “morbido”** o **tubi in acciaio “tenero”**.

Sono disponibili in rotoli di circa 50 metri, e le giunzioni fra tubo e tubo si ottengono con **raccordi filettati in ottone**.

I tubi in acciaio dolce sono protetti contro la corrosione e le “offese” di cantiere da uno strato superficiale di Rilsan (materiale plastico molto resistente) e da una guaina di polietilene. Lo strato di Rilsan è strettamente connesso alla superficie esterna del tubo e sopra di esso vanno infilati i dadi e le guarnizioni dei raccordi.

- **Pressione massima di esercizio:** **15 ÷ 16 atm.**
- **Temperatura massima di esercizio:** **95 ÷ 100°C.**

Tabelle allegate:

- Nella **tabella 1** sono riportate le caratteristiche principali dei tubi in acciaio dolce normalmente commercializzati. Il **diametro esterno** indicato è comprensivo dello strato plastico di rivestimento (0,15 mm di spessore).
- Dalla **tabella 2** alla **tabella 4** sono riportate le PERDITE DI CARICO CONTINUE (ved. relativa voce) dei tubi in acciaio dolce, calcolate mediante le formule:
(6.2) per il moto laminare;
(11.2) per il moto turbolento.

Nota: I valori delle portate segnati con asterisco si riferiscono a condizioni di moto laminare.

TAB. 1 - CARATTERISTICHE DEI TUBI IN ACCIAIO DOLCE

diametro esterno mm	diametro interno mm	sezione interna mm ²	contenuto acqua l/m	peso tubo kg/m
10	7,7	47	0,05	0,25
12	9,7	74	0,07	0,31
14	11,7	107	0,11	0,36
16	13,7	147	0,15	0,42
18	15,7	193	0,19	0,47

PERDITE DI CARICO CONTINUE

TAB. 2 - TUBI IN ACCIAIO DOLCE
 Temp. acqua = 10°C

De	10	12	14	16	18
Di	7,7	9,7	11,7	13,7	15,7
r	G v				
2	5* 0,03	12* 0,04	25* 0,06	47* 0,09	81* 0,12
4	9* 0,06	24* 0,09	50* 0,13	79 0,15	113 0,16
6	14* 0,08	35* 0,13	64 0,17	98 0,18	141 0,20
8	19* 0,11	47* 0,18	75 0,19	114 0,21	164 0,24
10	23* 0,14	51 0,19	84 0,22	128 0,24	185 0,26
12	28* 0,17	56 0,21	93 0,24	141 0,27	204 0,29
14	33* 0,20	61 0,23	101 0,26	153 0,29	221 0,32
16	37* 0,22	65 0,25	108 0,28	165 0,31	237 0,34
18	39* 0,23	70 0,26	115 0,30	176 0,33	253 0,36
20	40 0,24	74 0,28	122 0,31	186 0,35	268 0,38
22	42 0,25	77 0,29	128 0,33	195 0,37	281 0,40
24	44 0,26	81 0,31	134 0,35	205 0,39	295 0,42
26	46 0,27	85 0,32	140 0,36	214 0,40	308 0,44
28	47 0,28	88 0,33	146 0,38	222 0,42	320 0,46
30	49 0,29	91 0,34	151 0,39	231 0,43	332 0,48
35	53 0,32	99 0,37	164 0,42	250 0,47	361 0,52
40	57 0,34	107 0,40	176 0,46	269 0,51	388 0,56
45	61 0,37	114 0,43	188 0,49	286 0,54	413 0,59
50	65 0,39	120 0,45	199 0,51	303 0,57	437 0,63
60	71 0,43	132 0,50	219 0,57	334 0,63	481 0,69
70	78 0,46	144 0,54	238 0,61	363 0,68	523 0,75
80	83 0,50	155 0,58	255 0,66	390 0,73	561 0,81
90	89 0,53	165 0,62	272 0,70	415 0,78	598 0,86
100	94 0,56	174 0,65	288 0,74	439 0,83	633 0,91
150	117 0,69	216 0,81	357 0,92	545 1,03	786 1,13
200	136 0,81	252 0,95	417 1,08	636 1,20	916 1,31

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TAB. 3 - TUBI IN ACCIAIO DOLCE
 Temp. acqua = 50°C

PERDITE DI CARICO CONTINUE

De	10	12	14	16	18
Di	7,7	9,7	11,7	13,7	15,7
r	G v				
2	11* 0,07	23 0,09	38 0,10	58 0,11	84 0,12
4	18 0,11	33 0,13	55 0,14	84 0,16	121 0,17
6	22 0,13	41 0,16	68 0,18	104 0,20	150 0,22
8	26 0,16	48 0,18	80 0,21	122 0,23	175 0,25
10	29 0,17	54 0,20	90 0,23	137 0,26	197 0,28
12	32 0,19	60 0,23	99 0,26	151 0,28	218 0,31
14	35 0,21	65 0,24	108 0,28	164 0,31	236 0,34
16	38 0,22	70 0,26	115 0,30	176 0,33	254 0,36
18	40 0,24	74 0,28	123 0,32	188 0,35	270 0,39
20	42 0,25	79 0,30	130 0,34	199 0,37	286 0,41
22	45 0,27	83 0,31	137 0,35	209 0,39	301 0,43
24	47 0,28	87 0,33	143 0,37	219 0,41	315 0,45
26	49 0,29	91 0,34	150 0,39	228 0,43	329 0,47
28	51 0,30	94 0,35	156 0,40	238 0,45	342 0,49
30	53 0,31	98 0,37	162 0,42	247 0,46	355 0,51
35	57 0,34	106 0,40	176 0,45	268 0,50	386 0,55
40	61 0,37	114 0,43	188 0,49	288 0,54	414 0,59
45	65 0,39	121 0,46	201 0,52	306 0,58	441 0,63
50	69 0,41	129 0,48	212 0,55	324 0,61	467 0,67
60	76 0,46	142 0,53	234 0,60	357 0,67	515 0,74
70	83 0,49	154 0,58	254 0,66	388 0,73	559 0,80
80	89 0,53	165 0,62	273 0,71	417 0,79	600 0,86
90	95 0,57	176 0,66	291 0,75	444 0,84	639 0,92
100	100 0,60	186 0,70	308 0,79	470 0,88	677 0,97
150	125 0,74	231 0,87	382 0,99	583 1,10	840 1,21
200	145 0,87	270 1,01	446 1,15	680 1,28	980 1,41

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

PERDITE DI CARICO CONTINUE

TAB. 4 - TUBI IN ACCIAIO DOLCE
 Temp. acqua = 80°C

De	10	12	14	16	18
Di	7,7	9,7	11,7	13,7	15,7
r	G v				
2	13 0,08	24 0,09	39 0,10	60 0,11	86 0,12
4	19 0,11	34 0,13	57 0,15	87 0,16	125 0,18
6	23 0,14	43 0,16	71 0,18	108 0,20	155 0,22
8	27 0,16	50 0,19	82 0,21	126 0,24	181 0,26
10	30 0,18	56 0,21	93 0,24	142 0,27	204 0,29
12	33 0,20	62 0,23	102 0,26	156 0,29	225 0,32
14	36 0,22	67 0,25	111 0,29	169 0,32	244 0,35
16	39 0,23	72 0,27	119 0,31	182 0,34	262 0,38
18	41 0,25	77 0,29	127 0,33	194 0,37	279 0,40
20	44 0,26	81 0,31	134 0,35	205 0,39	295 0,42
22	46 0,27	86 0,32	141 0,37	216 0,41	311 0,45
24	48 0,29	90 0,34	148 0,38	226 0,43	326 0,47
26	50 0,30	94 0,35	155 0,40	236 0,44	340 0,49
28	52 0,31	97 0,37	161 0,42	245 0,46	354 0,51
30	54 0,32	101 0,38	167 0,43	255 0,48	367 0,53
35	59 0,35	110 0,41	181 0,47	277 0,52	398 0,57
40	63 0,38	118 0,44	195 0,50	297 0,56	428 0,61
45	68 0,40	125 0,47	207 0,54	316 0,60	456 0,65
50	71 0,43	133 0,50	219 0,57	335 0,63	482 0,69
60	79 0,47	146 0,55	242 0,62	369 0,70	531 0,76
70	86 0,51	159 0,60	262 0,68	401 0,75	577 0,83
80	92 0,55	171 0,64	282 0,73	430 0,81	620 0,89
90	98 0,58	182 0,68	300 0,78	458 0,86	660 0,95
100	104 0,62	192 0,72	318 0,82	485 0,91	698 1,00
150	129 0,77	239 0,90	395 1,02	602 1,13	867 1,24
200	150 0,89	278 1,05	460 1,19	702 1,32	1.012 1,45

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TUBI IN MATERIALE PLASTICO

Sono utilizzati soprattutto negli impianti di riscaldamento (con acqua non surriscaldata), negli impianti idrici e di scarico.

E' bene che la scelta di questi tubi sia fatta con molta attenzione. In particolare si deve verificare l'attendibilità delle prove e dei collaudi attestanti la loro resistenza a lungo termine (di norma si fa riferimento ad un periodo di 50 anni).

Per i tubi che convogliano acqua potabile, si deve, inoltre, poter disporre di una documentazione idonea a provare che essi non cedono sostanze tossiche all'acqua.

La TAB. 1 definisce i campi d'impiego delle materie plastiche più comunemente impiegate nella fabbricazione dei tubi.

TAB. 1 - Campi di impiego e di idoneità dei principali materiali plastici per tubi

Materiale	sigle di individuazione	impianti di riscaldamento	acqua fredda (potabile)	acqua calda (sanitaria)
Polietilene a bassa densità	LDPE, PEbd	±	+	-
Polietilene ad alta densità	HDPE, PEad	-	+	-
Polietilene reticolato	PEX, VPE, XLPE	+	+	+
Polipropilene	PP	+	+	-
Polipropilene copolimero	PP-COP	+	+	-
Polibutene	PB-1	+	+	±

+ impiego normale

± impiego limitato

- impiego sconsigliato

Di seguito sono riportate le caratteristiche principali dei tubi in: **polietilene reticolato** e in **polietilene ad alta densità**: cioè dei tubi in materiale plastico più comunemente utilizzati negli impianti di riscaldamento e idrosanitari.

TUBI IN POLIETILENE RETICOLATO

Sono realizzati con polietilene ad alta densità, trattato in modo da ottenere molecole disposte a reticolo e legate fra loro.

Tale struttura conferisce a questi tubi una buona resistenza meccanica e una specifica proprietà - chiamata "memoria termica" - che consente di riportare i tubi stessi alla loro forma originaria (mediante riscaldamento a fiamma o ad aria calda) anche nel caso di curve sbagliate o di schiacciamenti.

I tubi in polietilene reticolato si curvano con facilità sia a freddo che a caldo. Per eseguire curve strette si impiegano apposite graffe metalliche.

Le giunzioni fra tubo e tubo si realizzano con raccordi tradizionali in ottone, oppure con raccordi serrati a pressione sul tubo (raccordi press fitting).

- Pressione massima di esercizio: 6 ÷ 10 atm.
- Temperatura massima di esercizio: 95°C.

Sigle di individuazione:

- PEX, XLPE: sigle inglesi, Polietilene Reticolato con legami X-Linked;
- VPE: sigla tedesca, Polietilene Reticolato (Vernetztes Polyethylen).

Tabelle allegate:

- Nella **tabelle 2 e 3** sono riportate le caratteristiche principali dei tubi in polietilene reticolato normalmente commercializzati:
TAB. 2 - pressione massima di esercizio = 10 atm; temperatura massima di esercizio = 95°C;
TAB. 3 - pressione massima di esercizio = 6 atm; temperatura massima di esercizio = 95°C.
- Dalla **tabella 4** alla **tabella 6** sono riportate le **PERDITE DI CARICO CONTINUE** (ved. relativa voce) dei tubi in polietilene reticolato, calcolate mediante le formule:
(6.2) per il moto laminare;
(9.2) per il moto turbolento.

Nota: I valori delle portate segnati con asterisco si riferiscono a condizioni di moto laminare.

TAB. 2 - CARATTERISTICHE TUBI PEX 10 atm - 95°C

diametro esterno mm	diametro interno mm	sezione interna mm ²	contenuto acqua l/m	peso tubo kg/m
12	8	50	0,05	0,059
15	10	79	0,08	0,092
18	13	133	0,13	0,114
22	16	201	0,20	0,168
28	20	314	0,31	0,283

TAB. 3 - CARATTERISTICHE TUBI PEX 6 atm - 95°C

diametro esterno mm	diametro interno mm	sezione interna mm ²	contenuto acqua l/m	peso tubo kg/m
20	16	201	0,20	0,106
32	26	531	0,53	0,257
40	32,6	834	0,83	0,396
50	40,8	1.307	1,31	0,616
63	51,4	2.074	2,07	0,979
75	61,2	2.940	2,94	1,387
90	73,6	4.252	4,25	1,980
110	90,0	6.359	6,36	2,952

TAB. 4 - TUBI IN PEX
 Temp. acqua = 10°C

PERDITE DI CARICO CONTINUE

Dn	12	15	18	20-22	28	32	40	50	63	75	90	110
Di	8	10	13	16	20	26	32,6	40,8	51,4	61,2	73,6	90
r	G v											
2	5* 0,03	13* 0,05	38* 0,08	87* 0,12	146 0,13	297 0,16	548 0,18	1.008 0,21	1.887 0,25	3.031 0,29	5.001 0,33	8.633 0,38
4	11* 0,06	27* 0,09	76* 0,16	118 0,17	216 0,19	441 0,23	815 0,27	1.498 0,32	2.804 0,38	4.504 0,43	7.431 0,49	12.828 0,56
6	16* 0,09	40* 0,14	85 0,18	149 0,21	273 0,24	556 0,29	1.027 0,34	1.889 0,40	3.536 0,47	5.678 0,54	9.368 0,61	16.173 0,71
8	22* 0,12	53* 0,19	100 0,21	175 0,24	322 0,28	655 0,34	1.211 0,40	2.226 0,47	4.167 0,56	6.692 0,63	11.042 0,72	19.063 0,83
10	27* 0,15	56 0,20	113 0,24	199 0,28	365 0,32	744 0,39	1.376 0,46	2.529 0,54	4.734 0,63	7.602 0,72	12.544 0,82	21.655 0,95
12	33* 0,18	62 0,22	126 0,26	221 0,31	405 0,36	826 0,43	1.527 0,51	2.807 0,60	5.254 0,70	8.437 0,80	13.921 0,91	24.033 1,05
14	38* 0,21	67 0,24	137 0,29	242 0,33	443 0,39	902 0,47	1.667 0,55	3.065 0,65	5.738 0,77	9.214 0,87	15.203 0,99	26.246 1,15
16	40* 0,22	73 0,26	148 0,31	261 0,36	478 0,42	974 0,51	1.799 0,60	3.308 0,70	6.193 0,83	9.945 0,94	16.409 1,07	28.327 1,24
18	42 0,23	78 0,28	159 0,33	279 0,39	511 0,45	1.042 0,54	1.925 0,64	3.539 0,75	6.624 0,89	10.637 1,00	17.551 1,15	30.299 1,32
20	45 0,25	83 0,29	169 0,35	296 0,41	543 0,48	1.106 0,58	2.044 0,68	3.758 0,80	7.035 0,94	11.297 1,07	18.640 1,22	32.180 1,41
22	48 0,26	87 0,31	178 0,37	313 0,43	573 0,51	1.168 0,61	2.159 0,72	3.969 0,84	7.429 0,99	11.929 1,13	19.683 1,29	33.981 1,48
24	50 0,28	92 0,32	187 0,39	329 0,45	602 0,53	1.228 0,64	2.269 0,75	4.171 0,89	7.807 1,05	12.537 1,18	20.687 1,35	35.713 1,56
26	52 0,29	96 0,34	196 0,41	344 0,48	631 0,56	1.285 0,67	2.375 0,79	4.366 0,93	8.173 1,09	13.124 1,24	21.655 1,41	37.384 1,63
28	55 0,30	100 0,35	204 0,43	359 0,50	658 0,58	1.341 0,70	2.478 0,82	4.555 0,97	8.526 1,14	13.692 1,29	22.592 1,48	39.002 1,70
30	57 0,31	104 0,37	213 0,44	373 0,52	684 0,60	1.395 0,73	2.577 0,86	4.738 1,01	8.869 1,19	14.242 1,34	23.500 1,53	40.570 1,77
35	62 0,34	114 0,40	232 0,49	408 0,56	747 0,66	1.523 0,80	2.814 0,94	5.175 1,10	9.686 1,30	15.554 1,47	25.664 1,68	44.306 1,93
40	67 0,37	123 0,43	250 0,52	440 0,61	806 0,71	1.644 0,86	3.038 1,01	5.585 1,19	10.454 1,40	16.787 1,59	27.699 1,81	47.819 2,09
45	72 0,40	131 0,46	268 0,56	471 0,65	863 0,76	1.758 0,92	3.249 1,08	5.974 1,27	11.181 1,50	17.956 1,70	29.628 1,93	51.148 2,23
50	76 0,42	140 0,49	285 0,60	500 0,69	916 0,81	1.867 0,98	3.451 1,15	6.344 1,35	11.875 1,59	19.070 1,80	31.466 2,05	54.322 2,37
60	85 0,47	155 0,55	316 0,66	555 0,77	1.017 0,90	2.072 1,08	3.830 1,27	7.041 1,50	13.179 1,76	21.164 2,00	34.921 2,28	60.287 2,63
70	92 0,51	169 0,60	345 0,72	606 0,84	1.110 0,98	2.263 1,18	4.182 1,39	7.689 1,63	14.393 1,93	23.113 2,18	38.137 2,49	65.838 2,87
80	100 0,55	183 0,65	372 0,78	654 0,90	1.198 1,06	2.443 1,28	4.514 1,50	8.299 1,76	15.534 2,08	24.946 2,36	41.161 2,69	71.058 3,10
90	107 0,59	195 0,69	398 0,83	700 0,97	1.282 1,13	2.613 1,37	4.828 1,61	8.877 1,89	16.616 2,22	26.682 2,52	44.026 2,87	76.005 3,32
100	113 0,63	207 0,73	423 0,88	743 1,03	1.361 1,20	2.775 1,45	5.128 1,71	9.428 2,00	17.647 2,36	28.338 2,68	46.758 3,05	80.722 3,52
150	143 0,79	262 0,92	533 1,12	937 1,29	1.716 1,52	3.499 1,83	6.465 2,15	11.886 2,53	22.248 2,98	35.727 3,37	58.950 3,85	
200	168 0,93	308 1,09	628 1,31	1.104 1,53	2.023 1,79	4.124 2,16	7.620 2,54	14.010 2,98	26.223 3,51	42.111 3,98		

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TAB. 5 - TUBI IN PEX
 Temp. acqua = 50°C

PERDITE DI CARICO CONTINUE

Dn	12	15	18	20-22	28	32	40	50	63	75	90	110
Di	8	10	13	16	20	26	32,6	40,8	51,4	61,2	73,6	90
r	G v											
2	13* 0,07	25 0,09	52 0,11	91 0,13	166 0,15	339 0,18	626 0,21	1.150 0,24	2.153 0,29	3.458 0,33	5.705 0,37	9.849 0,43
4	21 0,11	38 0,13	77 0,16	135 0,19	247 0,22	503 0,26	930 0,31	1.709 0,36	3.199 0,43	5.138 0,49	8.478 0,55	14.636 0,64
6	26 0,14	47 0,17	97 0,20	170 0,23	311 0,28	634 0,33	1.172 0,39	2.155 0,46	4.034 0,54	6.478 0,61	10.688 0,70	18.452 0,81
8	30 0,17	56 0,20	114 0,24	200 0,28	367 0,32	748 0,39	1.382 0,46	2.540 0,54	4.754 0,64	7.635 0,72	12.598 0,82	21.748 0,95
10	35 0,19	63 0,22	129 0,27	227 0,31	417 0,37	849 0,44	1.569 0,52	2.886 0,61	5.401 0,72	8.673 0,82	14.311 0,93	24.706 1,08
12	38 0,21	70 0,25	144 0,30	252 0,35	462 0,41	943 0,49	1.742 0,58	3.202 0,68	5.994 0,80	9.626 0,91	15.882 1,04	27.419 1,20
14	42 0,23	77 0,27	157 0,33	276 0,38	505 0,45	1.029 0,54	1.902 0,63	3.497 0,74	6.546 0,88	10.512 0,99	17.345 1,13	29.944 1,31
16	45 0,25	83 0,29	169 0,35	297 0,41	545 0,48	1.111 0,58	2.053 0,68	3.775 0,80	7.065 0,95	11.346 1,07	18.720 1,22	32.318 1,41
18	48 0,27	89 0,31	181 0,38	318 0,44	583 0,52	1.188 0,62	2.196 0,73	4.037 0,86	7.557 1,01	12.135 1,15	20.024 1,31	34.568 1,51
20	51 0,28	94 0,33	192 0,40	338 0,47	619 0,55	1.262 0,66	2.332 0,78	4.288 0,91	8.026 1,07	12.889 1,22	21.266 1,39	36.713 1,60
22	54 0,30	100 0,35	203 0,42	357 0,49	654 0,58	1.333 0,70	2.463 0,82	4.528 0,96	8.475 1,13	13.610 1,29	22.457 1,47	38.768 1,69
24	57 0,32	105 0,37	213 0,45	375 0,52	687 0,61	1.401 0,73	2.588 0,86	4.759 1,01	8.907 1,19	14.304 1,35	23.601 1,54	40.744 1,78
26	60 0,33	110 0,39	223 0,47	393 0,54	719 0,64	1.466 0,77	2.709 0,90	4.981 1,06	9.324 1,25	14.973 1,41	24.706 1,61	42.651 1,86
28	62 0,34	114 0,40	233 0,49	410 0,57	750 0,66	1.530 0,80	2.827 0,94	5.197 1,10	9.727 1,30	15.621 1,48	25.775 1,68	44.496 1,94
30	65 0,36	119 0,42	242 0,51	426 0,59	781 0,69	1.591 0,83	2.940 0,98	5.406 1,15	10.118 1,35	16.249 1,53	26.811 1,75	46.286 2,02
35	71 0,39	130 0,46	265 0,55	465 0,64	853 0,75	1.738 0,91	3.211 1,07	5.904 1,25	11.050 1,48	17.745 1,68	28.280 1,91	50.548 2,21
40	77 0,42	140 0,50	286 0,60	502 0,69	920 0,81	1.875 0,98	3.466 1,15	6.372 1,35	11.962 1,60	19.152 1,81	31.601 2,06	54.555 2,38
45	82 0,45	150 0,53	306 0,64	537 0,74	984 0,87	2.006 1,05	3.707 1,23	6.815 1,45	12.757 1,71	20.486 1,93	33.802 2,21	58.354 2,55
50	87 0,48	159 0,56	325 0,68	570 0,79	1.045 0,92	2.131 1,11	3.937 1,31	7.238 1,54	13.548 1,81	21.757 2,05	35.899 2,34	61.975 2,71
60	96 0,53	177 0,63	360 0,75	633 0,87	1.160 1,03	2.364 1,24	4.369 1,45	8.033 1,71	15.036 2,01	24.146 2,28	39.841 2,60	68.780 3,00
70	105 0,58	193 0,68	393 0,82	691 0,96	1.267 1,12	2.582 1,35	4.771 1,59	8.773 1,86	16.421 2,20	26.369 2,49	43.510 2,84	75.114 3,28
80	114 0,63	208 0,74	425 0,89	746 1,03	1.367 1,21	2.787 1,46	5.150 1,71	9.468 2,01	17.723 2,37	28.460 2,69	46.959 3,07	81.069 3,54
90	122 0,67	223 0,79	454 0,95	798 1,10	1.462 1,29	2.981 1,56	5.508 1,83	10.128 2,15	18.956 2,54	30.442 2,87	50.229 3,28	86.713 3,79
100	129 0,71	237 0,84	482 1,01	848 1,17	1.553 1,37	3.166 1,66	5.850 1,95	10.756 2,29	20.133 2,70	32.331 3,05	53.346 3,48	
150	163 0,90	298 1,06	608 1,27	1.069 1,48	1.958 1,73	3.991 2,09	7.375 2,45	13.561 2,88	25.382 3,40	40.760 3,85		
200	192 1,06	352 1,24	717 1,50	1.260 1,74	2.308 2,04	4.705 2,46	8.693 2,89	15.983 3,40				

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TAB. 6 - TUBI IN PEX
 Temp. acqua = 80°C

PERDITE DI CARICO CONTINUE

Dn	12	15	18	20-22	28	32	40	50	63	75	90	110
Di	8	10	13	16	20	26	32,6	40,8	51,4	61,2	73,6	90
r	G v											
2	15 0,08	27 0,09	55 0,11	96 0,13	176 0,16	358 0,19	662 0,22	1.217 0,26	2.278 0,30	3.658 0,35	6.036 0,39	10.421 0,46
4	22 0,12	40 0,14	81 0,17	143 0,20	261 0,23	532 0,28	984 0,33	1.809 0,38	3.385 0,45	5.436 0,51	8.970 0,59	15.485 0,68
6	27 0,15	50 0,18	102 0,21	180 0,25	329 0,29	671 0,35	1.240 0,41	2.280 0,48	4.268 0,57	6.854 0,65	11.309 0,74	19.523 0,85
8	32 0,18	59 0,21	121 0,25	212 0,29	388 0,34	791 0,41	1.462 0,49	2.688 0,57	5.030 0,67	8.078 0,76	13.329 0,87	23.011 1,00
10	37 0,20	67 0,24	137 0,29	241 0,33	441 0,39	899 0,47	1.661 0,55	3.053 0,65	5.715 0,77	9.177 0,87	15.142 0,99	26.141 1,14
12	41 0,22	75 0,26	152 0,32	267 0,37	489 0,43	997 0,52	1.843 0,61	3.888 0,72	6.342 0,85	10.185 0,96	16.805 1,10	29.011 1,27
14	44 0,25	81 0,29	166 0,35	292 0,40	534 0,47	1.089 0,57	2.013 0,67	3.700 0,79	6.926 0,93	11.122 1,05	18.352 1,20	31.682 1,38
16	48 0,27	88 0,31	179 0,37	315 0,43	577 0,51	1.176 0,62	2.172 0,72	3.994 0,85	7.475 1,00	12.004 1,13	19.807 1,29	34.194 1,49
18	51 0,28	94 0,33	192 0,40	337 0,47	617 0,55	1.257 0,66	2.323 0,77	4.272 0,91	7.996 1,07	12.840 1,21	21.186 1,38	36.575 1,60
20	54 0,30	100 0,35	203 0,43	358 0,49	655 0,58	1.335 0,70	2.468 0,82	4.537 0,96	8.492 1,14	13.637 1,29	22.501 1,47	38.845 1,70
22	58 0,32	105 0,37	215 0,45	378 0,52	692 0,61	1.410 0,74	2.606 0,87	4.791 1,02	8.967 1,20	14.400 1,36	23.760 1,55	41.019 1,79
24	60 0,33	111 0,39	226 0,47	397 0,55	727 0,64	1.482 0,78	2.738 0,91	5.035 1,07	9.424 1,26	15.134 1,43	24.972 1,63	43.110 1,88
26	63 0,35	116 0,41	236 0,49	415 0,57	761 0,67	1.551 0,81	2.867 0,95	5.271 1,12	9.865 1,32	15.843 1,50	26.140 1,71	45.128 1,97
28	66 0,36	121 0,43	247 0,52	433 0,60	794 0,70	1.618 0,85	2.991 1,00	5.499 1,17	10.292 1,38	16.528 1,56	27.271 1,78	47.080 2,06
30	69 0,38	126 0,45	257 0,54	451 0,62	826 0,73	1.684 0,88	3.111 1,04	5.720 1,22	10.706 1,43	17.192 1,62	28.368 1,85	48.973 2,14
35	75 0,41	137 0,49	280 0,59	492 0,68	902 0,80	1.839 0,96	3.397 1,13	6.246 1,33	11.692 1,57	18.776 1,77	30.980 2,02	53.483 2,34
40	81 0,45	148 0,52	302 0,63	531 0,73	974 0,86	1.984 1,04	3.667 1,22	6.742 1,43	12.619 1,69	20.264 1,91	33.436 2,18	57.723 2,52
45	87 0,48	159 0,56	323 0,68	568 0,79	1.041 0,92	2.123 1,11	3.992 1,31	7.211 1,53	13.497 1,81	21.675 2,05	35.764 2,34	61.742 2,70
50	92 0,51	169 0,60	343 0,72	604 0,83	1.106 0,98	2.254 1,18	4.165 1,39	7.659 1,63	14.335 1,92	23.020 2,17	37.983 2,48	65.573 2,86
60	102 0,56	187 0,66	381 0,80	670 0,93	1.227 1,09	2.502 1,31	4.623 1,54	8.500 1,81	15.909 2,13	25.548 2,41	42.154 2,75	72.774 3,18
70	111 0,62	204 0,72	416 0,87	731 1,01	1.340 1,19	2.732 1,43	5.048 1,68	9.282 1,97	17.374 2,33	27.900 2,63	46.036 3,01	79.475 3,47
80	120 0,66	220 0,78	449 0,94	789 1,09	1.447 1,28	2.949 1,54	5.449 1,81	10.018 2,13	18.752 2,51	30.113 2,84	49.686 3,24	85.776 3,75
90	129 0,71	236 0,83	481 1,01	844 1,17	1.547 1,37	3.154 1,65	5.828 1,94	10.716 2,28	20.057 2,69	32.209 3,04	53.145 3,47	
100	137 0,76	250 0,89	510 1,07	897 1,24	1.643 1,45	3.350 1,75	6.190 2,06	11.381 2,42	21.302 2,85	34.208 3,23	56.443 3,69	
150	172 0,95	316 1,12	644 1,35	1.131 1,56	2.072 1,83	4.223 2,21	7.804 2,60	14.348 3,05	26.856 3,60			
200	203 1,12	372 1,32	758 1,59	1.333 1,84	2.442 2,16	4.978 2,60	9.198 3,06	16.911 3,59				

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TUBI IN POLIETILENE AD ALTA DENSITA'

Sono prodotti con polietilene ad alta densità al quale vengono aggiunti additivi e stabilizzanti per migliorarne le caratteristiche di resistenza e di invecchiamento.

Le giunzioni tra tubo e tubo si possono effettuare con raccordi in ottone o in materiale plastico, con flange, mediante saldatura di testa o con manicotti elettrici.

Questi tubi sono utilizzati prevalentemente per la distribuzione dell'acqua fredda potabile, per impianti antincendio e di irrigazione.

Sono disponibili nei tipi sotto elencati, definiti secondo il valore della loro pressione massima di esercizio a 20°C:

- PN 6, pressione massima di esercizio 6 atm;
- PN 10, pressione massima di esercizio 10 atm;
- PN 16, pressione massima di esercizio 16 atm.

Sigle di individuazione:

- PEad: abbreviazione per Polietilene ad alta densità;
- PEHD, HDPE: abbreviazione per High Density Polyethylene.

Tabelle allegate:

- Nelle tabelle 7, 8 e 9 sono riportate le caratteristiche principali dei tubi in PEad, tipo PN 6, PN 10, PN 16, conformi alla norma:
UNI 7611 - Tubi di polietilene ad alta densità per condotte di fluidi in pressione.
- Dalla tabella 10 alla tabella 12 sono riportate le PERDITE DI CARICO CONTINUE (ved. relativa voce) dei tubi in polietilene ad alta densità, calcolate con la formula:
(9.2) valida per il moto turbolento.

TAB. 7 - CARATTERISTICHE DEI TUBI IN PEad PN 6

diametro esterno mm	diametro interno mm	sezione interna mm ²	contenuto acqua l/m	peso tubo kg/m
25	21,8	373	0,37	0,11
32	28,2	624	0,62	0,17
40	35,4	984	0,98	0,26
50	44,2	1.534	1,53	0,41
63	55,8	2.444	2,44	0,64
75	66,4	3.461	3,46	0,91
90	79,8	4.999	5,00	1,30
110	97,4	7.447	7,45	1,96
125	110,8	9.637	9,64	2,51
140	124,0	12.070	12,07	3,16
160	141,8	15.784	15,78	4,11
180	159,6	19.996	20,00	5,19

TAB. 8 - CARATTERISTICHE DEI TUBI IN PEad PN 10

diametro esterno mm	diametro interno mm	sezione interna mm ²	contenuto acqua l/m	peso tubo kg/m
20	16,2	206	0,21	0,10
25	20,4	327	0,33	0,16
32	26,0	531	0,53	0,26
40	32,6	834	0,83	0,40
50	40,8	1.307	1,31	0,63
63	51,4	2.074	2,07	0,99
75	61,2	2.940	2,94	1,41
90	73,6	4.252	4,25	2,01
110	90,0	6.359	6,36	3,00
125	102,2	8.199	8,20	3,88
140	114,4	10.274	10,27	4,88
160	130,8	13.430	13,43	6,36
180	147,2	17.009	17,01	8,04

TAB. 9 - CARATTERISTICHE DEI TUBI IN PEad PN 16

diametro esterno mm	diametro interno mm	sezione interna mm ²	contenuto acqua l/m	peso tubo kg/m
20	14,4	163	0,16	0,14
25	18,0	254	0,25	0,23
32	23,0	415	0,42	0,37
40	28,8	651	0,65	0,58
50	36,2	1.029	1,03	0,89
63	45,6	1.632	1,63	1,42
75	54,2	2.306	2,31	2,01
90	65,2	3.337	3,34	2,8
110	79,6	4.974	4,97	4,32

PERDITE DI CARICO CONTINUE

TAB. 10 -TUBI IN PEad PN 6
 Temp. acqua = 10°C

De	25	32	40	50	63	75	90	110	125	140	160	180
Di	21,8	28,2	35,4	44,2	55,8	66,4	79,8	97,4	110,8	124	141,8	159,6
r	G v											
5	311 0,23	625 0,28	1.158 0,33	2.115 0,38	3.981 0,45	6.384 0,51	10.514 0,58	18.059 0,67	25.623 0,74	34.779 0,80	50.054 0,88	68.998 0,96
10	461 0,34	928 0,41	1.720 0,49	3.143 0,57	5.916 0,67	9.486 0,76	15.623 0,87	26.835 1,00	38.076 1,10	51.682 1,19	74.380 1,31	102.530 1,42
15	582 0,43	1.170 0,52	2.169 0,61	3.962 0,72	7.459 0,85	11.959 0,96	19.697 1,09	33.832 1,26	48.004 1,38	65.157 1,50	93.773 1,65	129.263 1,79
20	686 0,51	1.379 0,61	2.556 0,72	4.670 0,85	8.792 1,00	14.096 1,13	23.216 1,29	39.877 1,49	56.581 1,63	76.799 1,77	110.528 1,94	152.359 2,12
25	779 0,58	1.567 0,70	2.904 0,82	5.306 0,96	9.987 1,13	16.013 1,28	26.373 1,46	45.300 1,69	64.276 1,85	87.243 2,01	125.559 2,21	173.080 2,40
30	865 0,64	1.739 0,77	3.223 0,91	5.888 1,07	11.084 1,26	17.771 1,43	29.269 1,63	50.275 1,87	71.334 2,06	96.823 2,23	139.346 2,45	192.085 2,67
35	944 0,70	1.899 0,84	3.520 0,99	6.430 1,16	12.105 1,37	19.408 1,56	31.964 1,78	54.904 2,05	77.902 2,24	105.178 2,43	152.178 2,68	209.772 2,91
40	1.019 0,76	2.049 0,91	3.799 1,07	6.940 1,26	13.064 1,48	20.946 1,68	34.499 1,92	59.257 2,21	84.079 2,42	114.122 2,63	164.244 2,89	226.405 3,14
45	1.090 0,81	2.192 0,97	4.063 1,15	7.423 1,34	13.974 1,59	22.405 1,80	36.901 2,05	63.383 2,36	89.933 2,59	122.068 2,81	175.679 3,09	242.167 3,36
50	1.158 0,86	2.328 1,04	4.316 1,22	7.884 1,43	14.841 1,69	23.795 1,91	39.191 2,18	67.316 2,51	95.514 2,75	129.642 2,98	186.581 3,28	257.195 3,57
55	1.222 0,91	2.458 1,09	4.557 1,29	8.325 1,51	15.672 1,78	25.127 2,02	41.384 2,30	71.084 2,65	100.860 2,91	136.899 3,15	197.024 3,47	271.592 3,77
60	1.285 0,96	2.584 1,15	4.789 1,35	8.750 1,58	16.471 1,87	26.408 2,12	43.494 2,42	74.708 2,79	106.002 3,05	143.878 3,31	207.068 3,64	285.437 3,96
65	1.345 1,00	2.705 1,20	5.014 1,41	9.159 1,66	17.242 1,96	27.644 2,22	45.530 2,53	78.204 2,92	110.963 3,20	150.611 3,46	216.759 3,81	298.796 4,15
70	1.403 1,04	2.822 1,25	5.230 1,48	9.555 1,73	17.987 2,04	28.840 2,31	47.499 2,64	81.587 3,04	115.763 3,34	157.126 3,61	226.135 3,98	311.720 4,33
75	1.459 1,09	2.935 1,31	5.441 1,54	9.940 1,80	18.711 2,13	29.999 2,41	49.409 2,74	84.868 3,16	120.418 3,47	163.445 3,76	235.229 4,14	324.256 4,50
80	1.514 1,13	3.045 1,35	5.645 1,59	10.313 1,87	19.414 2,21	31.126 2,50	51.265 2,85	88.056 3,28	124.941 3,60	169.585 3,90	244.066 4,29	336.437 4,67
85	1.568 1,17	3.153 1,40	5.844 1,65	10.677 1,93	20.098 2,28	32.223 2,58	53.072 2,95	91.160 3,40	129.346 3,73	175.563 4,04	252.668 4,44	348.296 4,84
90	1.620 1,21	3.257 1,45	6.038 1,70	11.031 2,00	20.765 2,36	33.293 2,67	54.834 3,05	94.187 3,51	133.640 3,85	181.392 4,17	261.057 4,59	359.860 5,00
95	1.670 1,24	3.360 1,49	6.228 1,76	11.377 2,06	21.417 2,43	34.338 2,75	56.555 3,14	97.142 3,62	137.834 3,97	187.083 4,30	269.249 4,74	
100	1.720 1,28	3.459 1,54	6.413 1,81	11.716 2,12	22.054 2,51	35.359 2,84	58.237 3,23	100.032 3,73	141.933 4,09	192.648 4,43	277.258 4,88	
120	1.909 1,42	3.839 1,71	7.117 2,01	13.002 2,35	24.475 2,78	39.242 3,15	64.632 3,59	111.015 4,14	157.518 4,54	213.801 4,92		
140	2.085 1,55	4.193 1,86	7.772 2,19	14.199 2,57	26.729 3,04	42.855 3,44	70.583 3,92	121.238 4,52	172.023 4,96			
160	2.250 1,67	4.525 2,01	8.389 2,37	15.325 2,77	28.849 3,28	46.254 3,71	76.180 4,23	130.851 4,88				
180	2.407 1,79	4.840 2,15	8.973 2,53	16.392 2,97	30.857 3,51	49.474 3,97	81.484 4,53					
200	2.556 1,90	5.141 2,29	9.530 2,69	17.409 3,15	32.772 3,72	52.544 4,21	86.540 4,81					
300	3.223 2,40	6.481 2,88	12.014 3,39	21.949 3,97	41.317 4,69							

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TAB. 11 - TUBI IN PEad PN 10
Temp. acqua = 10°C
PERDITE DI CARICO CONTINUE

De	20	25	32	40	50	63	75	90	110	125	140	160	180
Di	16,2	20,4	26	32,6	40,8	51,4	61,2	73,6	90	102,2	114,4	130,8	147,2
r	G												
	v												
5	139 0,19	259 0,22	501 0,26	926 0,31	1.702 0,36	3.186 0,43	5.116 0,48	8.441 0,55	14.573 0,64	20.578 0,70	27.947 0,76	40.202 0,83	55.398 0,90
10	206 0,28	385 0,33	744 0,39	1.376 0,46	2.529 0,54	4.736 0,63	7.602 0,72	12.544 0,82	21.655 0,95	30.578 1,04	41.529 1,12	59.741 1,23	82.321 1,34
15	260 0,35	486 0,41	939 0,49	1.734 0,58	3.189 0,68	5.968 0,80	9.584 0,91	15.814 1,03	27.302 1,19	38.551 1,31	52.357 1,41	75.317 1,56	103.785 1,69
20	306 0,41	573 0,49	1.106 0,58	2.044 0,68	3.758 0,80	7.035 0,94	11.297 1,07	18.640 1,22	32.180 1,41	45.439 1,54	61.711 1,67	88.774 1,84	122.329 2,00
25	348 0,47	651 0,55	1.257 0,66	2.322 0,77	4.270 0,91	7.992 1,07	12.833 1,21	21.175 1,38	36.556 1,60	51.619 1,75	70.104 1,89	100.847 2,08	138.965 2,27
30	386 0,52	722 0,61	1.395 0,73	2.577 0,86	4.738 1,01	8.869 1,19	14.242 1,34	23.500 1,53	40.570 1,77	57.287 1,94	77.802 2,10	111.921 2,31	154.224 2,52
35	422 0,57	788 0,67	1.523 0,80	2.814 0,94	5.175 1,10	9.686 1,30	15.554 1,47	25.664 1,68	44.306 1,93	62.562 2,12	84.966 2,30	122.227 2,53	168.425 2,75
40	455 0,61	851 0,72	1.644 0,86	3.038 1,01	5.585 1,19	10.454 1,40	16.787 1,59	27.699 1,81	47.819 2,09	67.523 2,29	91.703 2,48	131.918 2,73	181.780 2,97
45	487 0,66	910 0,77	1.758 0,92	3.249 1,08	5.974 1,27	11.181 1,50	17.956 1,70	29.628 1,93	51.148 2,23	72.224 2,45	98.087 2,65	141.102 2,92	194.436 3,17
50	517 0,70	967 0,82	1.867 0,98	3.451 1,15	6.344 1,35	11.875 1,59	19.070 1,80	31.466 2,05	54.322 2,37	76.705 2,60	104.174 2,82	149.858 3,10	206.501 3,37
55	546 0,74	1.021 0,87	1.972 1,03	3.644 1,21	6.700 1,42	12.540 1,68	20.138 1,90	33.227 2,17	57.362 2,50	80.999 2,74	110.005 2,97	158.246 3,27	218.060 3,56
60	574 0,77	1.073 0,91	2.072 1,08	3.830 1,27	7.041 1,50	13.179 1,76	21.164 2,00	34.921 2,28	60.287 2,63	85.128 2,88	115.613 3,12	166.313 3,44	229.176 3,74
65	601 0,81	1.123 0,95	2.169 1,14	4.009 1,33	7.371 1,57	13.796 1,85	22.155 2,09	36.555 2,39	63.108 2,76	89.112 3,02	121.023 3,27	174.097 3,60	239.902 3,92
70	627 0,84	1.172 1,00	2.263 1,18	4.182 1,39	7.689 1,63	14.393 1,93	23.113 2,18	38.137 2,49	65.838 2,87	92.967 3,15	126.259 3,41	181.628 3,75	250.279 4,09
75	652 0,88	1.219 1,04	2.354 1,23	4.350 1,45	7.999 1,70	14.972 2,00	24.043 2,27	39.670 2,59	68.485 2,99	96.705 3,27	131.335 3,55	188.931 3,91	260.344 4,25
80	676 0,91	1.265 1,07	2.443 1,28	4.514 1,50	8.299 1,76	15.534 2,08	24.946 2,36	41.161 2,69	71.058 3,10	100.338 3,40	136.270 3,68	196.029 4,05	270.124 4,41
85	700 0,94	1.309 1,11	2.529 1,32	4.673 1,56	8.592 1,83	16.082 2,15	25.825 2,44	42.612 2,78	73.563 3,21	103.875 3,52	141.073 3,81	202.939 4,20	279.646 4,56
90	724 0,98	1.353 1,15	2.613 1,37	4.828 1,61	8.877 1,89	16.616 2,22	26.682 2,52	44.026 2,87	76.005 3,32	107.324 3,63	145.757 3,94	209.677 4,33	288.930 4,72
95	746 1,01	1.395 1,19	2.695 1,41	4.980 1,66	9.156 1,95	17.137 2,29	27.520 2,60	45.408 2,96	78.390 3,42	110.691 3,75	150.330 4,06	216.256 4,47	297.996 4,86
100	768 1,04	1.437 1,22	2.775 1,45	5.128 1,71	9.428 2,00	17.647 2,36	28.338 2,68	46.758 3,05	80.722 3,52	133.984 3,86	154.802 4,18	222.689 4,60	
120	853 1,15	1.594 1,35	3.080 1,61	5.691 1,89	10.463 2,22	19.584 2,62	31.450 2,97	51.893 3,39	89.586 3,91	126.500 4,28	171.800 4,64		
140	931 1,26	1.741 1,48	3.363 1,76	6.215 2,07	11.427 2,43	21.388 2,86	34.346 3,24	56.671 3,70	97.835 4,27	138.148 4,68			
160	1.005 1,35	1.879 1,60	3.630 1,90	6.708 2,23	12.333 2,62	23.084 3,09	37.069 3,50	61.164 3,99	105.592 4,61				
180	1.075 1,45	2.010 1,71	3.883 2,03	7.175 2,39	13.191 2,80	24.691 3,31	39.650 3,74	65.423 4,27	112.944 4,93				
200	1.142 1,54	2.135 1,81	4.124 2,16	7.620 2,54	14.010 2,98	26.223 3,51	42.111 3,98	69.483 4,54					
300	1.440 1,94	2.691 2,29	5.199 2,72	9.607 3,20	17.663 3,75	33.060 4,43							

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

PERDITE DI CARICO CONTINUE

TAB. 12 - TUBI IN PEad PN 16
 Temp. acqua = 10°C

De	20	25	32	40	50	63	75	90	110
Di	14,4	18	23	28,8	36,2	45,6	54,2	65,2	79,6
r	G v								
5	101 <i>0,17</i>	185 <i>0,20</i>	359 <i>0,24</i>	661 <i>0,28</i>	1.230 <i>0,33</i>	2.302 <i>0,39</i>	3.679 <i>0,44</i>	6.075 <i>0,51</i>	10.442 <i>0,58</i>
10	150 <i>0,26</i>	274 <i>0,30</i>	534 <i>0,36</i>	983 <i>0,42</i>	1.828 <i>0,49</i>	3.421 <i>0,58</i>	5.467 <i>0,67</i>	9.028 <i>0,75</i>	15.517 <i>0,87</i>
15	189 <i>0,32</i>	346 <i>0,38</i>	673 <i>0,45</i>	1.239 <i>0,53</i>	2.305 <i>0,62</i>	4.312 <i>0,73</i>	6.893 <i>0,83</i>	11.382 <i>0,95</i>	19.563 <i>1,09</i>
20	223 <i>0,38</i>	408 <i>0,45</i>	793 <i>0,53</i>	1.460 <i>0,62</i>	2.716 <i>0,73</i>	5.083 <i>0,86</i>	8.124 <i>0,98</i>	13.415 <i>1,12</i>	23.058 <i>1,29</i>
25	253 <i>0,43</i>	463 <i>0,51</i>	901 <i>0,60</i>	1.659 <i>0,71</i>	3.086 <i>0,83</i>	5.774 <i>0,98</i>	9.229 <i>1,11</i>	15.240 <i>1,27</i>	26.194 <i>1,46</i>
30	281 <i>0,48</i>	514 <i>0,56</i>	1.000 <i>0,67</i>	1.841 <i>0,78</i>	3.425 <i>0,92</i>	6.408 <i>1,09</i>	10.242 <i>1,23</i>	16.913 <i>1,41</i>	29.071 <i>1,62</i>
35	306 <i>0,52</i>	561 <i>0,61</i>	1.092 <i>0,73</i>	2.010 <i>0,86</i>	3.740 <i>1,01</i>	6.998 <i>1,19</i>	11.186 <i>1,35</i>	18.470 <i>1,54</i>	31.747 <i>1,77</i>
40	331 <i>0,56</i>	606 <i>0,66</i>	1.179 <i>0,79</i>	2.170 <i>0,93</i>	4.037 <i>1,09</i>	7.553 <i>1,28</i>	12.072 <i>1,45</i>	19.935 <i>1,66</i>	34.265 <i>1,91</i>
45	354 <i>0,60</i>	648 <i>0,71</i>	1.261 <i>0,84</i>	2.321 <i>0,99</i>	4.318 <i>1,17</i>	8.079 <i>1,37</i>	12.913 <i>1,55</i>	21.323 <i>1,77</i>	36.650 <i>2,05</i>
50	376 <i>0,64</i>	688 <i>0,75</i>	1.339 <i>0,90</i>	2.465 <i>1,05</i>	4.585 <i>1,24</i>	8.580 <i>1,46</i>	13.714 <i>1,65</i>	22.646 <i>1,88</i>	38.925 <i>2,17</i>
55	397 <i>0,68</i>	727 <i>0,79</i>	1.414 <i>0,95</i>	2.603 <i>1,11</i>	4.842 <i>1,31</i>	9.061 <i>1,54</i>	14.482 <i>1,74</i>	23.913 <i>1,99</i>	41.103 <i>2,29</i>
60	417 <i>0,71</i>	764 <i>0,83</i>	1.486 <i>0,99</i>	2.736 <i>1,17</i>	5.089 <i>1,37</i>	9.523 <i>1,62</i>	15.220 <i>1,83</i>	25.133 <i>2,09</i>	43.199 <i>2,41</i>
65	436 <i>0,74</i>	800 <i>0,87</i>	1.555 <i>1,04</i>	2.864 <i>1,22</i>	5.327 <i>1,44</i>	9.968 <i>1,70</i>	15.932 <i>1,92</i>	26.309 <i>2,19</i>	45.220 <i>2,52</i>
70	455 <i>0,78</i>	834 <i>0,91</i>	1.623 <i>1,08</i>	2.988 <i>1,27</i>	5.558 <i>1,50</i>	10.399 <i>1,77</i>	16.622 <i>2,00</i>	27.447 <i>2,28</i>	47.176 <i>2,63</i>
75	474 <i>0,81</i>	868 <i>0,95</i>	1.688 <i>1,13</i>	3.108 <i>1,33</i>	5.781 <i>1,56</i>	10.818 <i>1,84</i>	17.290 <i>2,08</i>	28.550 <i>2,38</i>	49.074 <i>2,74</i>
80	491 <i>0,84</i>	900 <i>0,98</i>	1.751 <i>1,17</i>	3.224 <i>1,37</i>	5.998 <i>1,62</i>	11.224 <i>1,91</i>	17.940 <i>2,16</i>	29.623 <i>2,46</i>	50.917 <i>2,84</i>
85	509 <i>0,87</i>	932 <i>1,02</i>	1.813 <i>1,21</i>	3.338 <i>1,42</i>	6.210 <i>1,68</i>	11.620 <i>1,98</i>	18.572 <i>2,24</i>	30.667 <i>2,55</i>	52.712 <i>2,94</i>
90	526 <i>0,90</i>	963 <i>1,05</i>	1.873 <i>1,25</i>	3.449 <i>1,47</i>	6.416 <i>1,73</i>	12.005 <i>2,04</i>	19.189 <i>2,31</i>	31.685 <i>2,64</i>	54.462 <i>3,04</i>
95	542 <i>0,92</i>	993 <i>1,08</i>	1.932 <i>1,29</i>	3.557 <i>1,52</i>	6.617 <i>1,79</i>	12.382 <i>2,11</i>	19.791 <i>2,38</i>	32.680 <i>2,72</i>	56.171 <i>3,14</i>
100	558 <i>0,95</i>	1.023 <i>1,12</i>	1.989 <i>1,33</i>	3.663 <i>1,56</i>	6.814 <i>1,84</i>	12.750 <i>2,17</i>	20.379 <i>2,45</i>	33.652 <i>2,80</i>	57.842 <i>3,23</i>
120	619 <i>1,06</i>	1.135 <i>1,24</i>	2.208 <i>1,48</i>	4.065 <i>1,73</i>	7.562 <i>2,04</i>	14.150 <i>2,41</i>	22.617 <i>2,72</i>	37.347 <i>3,11</i>	64.193 <i>3,58</i>
140	676 <i>1,15</i>	1.240 <i>1,35</i>	2.411 <i>1,61</i>	4.439 <i>1,89</i>	8.259 <i>2,23</i>	15.453 <i>2,63</i>	24.700 <i>2,97</i>	40.786 <i>3,39</i>	70.104 <i>3,91</i>
160	730 <i>1,25</i>	1.338 <i>1,46</i>	2.602 <i>1,74</i>	4.791 <i>2,04</i>	8.913 <i>2,41</i>	16.679 <i>2,84</i>	26.658 <i>3,21</i>	44.020 <i>3,66</i>	75.662 <i>4,22</i>
180	781 <i>1,33</i>	1.431 <i>1,56</i>	2.784 <i>1,86</i>	5.125 <i>2,19</i>	9.534 <i>2,57</i>	17.840 <i>3,03</i>	28.514 <i>3,43</i>	47.084 <i>3,92</i>	80.930 <i>4,52</i>
200	829 <i>1,41</i>	1.520 <i>1,66</i>	2.956 <i>1,98</i>	5.443 <i>2,32</i>	10.126 <i>2,73</i>	18.947 <i>3,22</i>	30.284 <i>3,65</i>	50.006 <i>4,16</i>	85.952 <i>4,80</i>
300	1.046 <i>1,78</i>	1.916 <i>2,09</i>	3.727 <i>2,49</i>	6.862 <i>2,93</i>	12.766 <i>3,45</i>	23.887 <i>4,06</i>	38.179 <i>4,60</i>		

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TUBI IN RAME

Sono ottenuti da lingotti cilindrici con operazioni di laminazione (o estrusione), trafilatura e calibratura.

I tubi in rame possono essere forniti allo stato **crudo** o allo stato **ricotto**. **Allo stato crudo** sono commercializzati solo in verghe; **allo stato ricotto** sono invece disponibili in verghe e in rotoli.

Questi tubi sono disponibili anche con protezioni contro la corrosione e con preisolamento termico.

La protezione contro la corrosione è ottenuta mediante rivestimento dei tubi con guaine in PVC aventi superficie interna a sviluppo “stellare”.

Il preisolamento termico è realizzato, invece, con schiume di polietilene a cellule chiuse o aperte.

I collegamenti fra tubo e tubo si possono eseguire con **raccordi a brasare, raccordi misti o raccordi meccanici**.

- **I raccordi a brasare** sono fabbricati in rame, ottone e bronzo. Se di rame, vengono ottenuti direttamente dai tubi.
- **I raccordi misti** del tipo a “brasare-filettare”, oppure del tipo a “brasare-raccordo meccanico”, sono usati quasi esclusivamente per collegare tubazioni in rame con tubazioni in ferro.
- **I raccordi meccanici** sono ottenuti da barre lavorate alle macchine utensili.

La pressione massima dei tubi in rame può essere calcolata con la formula:

$$P = 200 \cdot \frac{s \cdot R}{De \cdot K} \quad (1)$$

dove: P = pressione massima di esercizio, kgf/cm²
 s = spessore pareti tubo, mm
 R = carico di rottura, kgf/mm²
 De = diametro esterno tubo, mm
 K = coefficiente di sicurezza, adimensionale

normalmente si assume: R = 21 (kgf/mm²) per tubi in rame ricotto a 20°C
 R = 30 (kgf/mm²) per tubi in rame crudo a 20°C
 K = 4

Ricottura

E' un trattamento termico impiegato per ridurre lo stato delle tensioni interne (l'incrudimento) dei materiali metallici sottoposti a lavorazioni meccaniche, quali, ad esempio, la fucinatura e la trafilatura.

La ricottura si ottiene riscaldando i materiali interessati fino ad una temperatura ben determinata e lasciandoli poi raffreddare lentamente in forno o in aria libera. Possono essere sottoposti a ricottura **i tubi in rame e i tubi in acciaio a parete sottile.**

I tubi "ricotti" sono meno resistenti dei tubi "crudi", ma sono più malleabili, e quindi più facilmente lavorabili.

Brasatura

E' un processo fisico che permette il collegamento continuo di due materiali metallici mediante l'infiltrazione tra essi di una lega di apporto.

La brasatura si ottiene riscaldando la zona interessata al collegamento in modo da fondere la lega di apporto, ma non i materiali da congiungere.

In campo impiantistico la brasatura si utilizza principalmente per collegare fra loro **i tubi in rame e in acciaio inox.**

La brasatura può essere di tipo "dolce" o di tipo "forte".

La brasatura "dolce" viene eseguita con leghe a basso punto di fusione (150-200°C) costituite essenzialmente da stagno e piombo.

La brasatura "forte" si realizza invece con leghe che fondono al di sopra dei 600°C e che hanno come componenti principali l'argento, il nichel e il fosforo.

Tabelle allegate:

- Nella **tabella 1** sono riportate le caratteristiche principali delle tubazioni conformi alla norma: **UNI 6507** - Tubi di rame senza saldatura per la distribuzione dei fluidi.
- Dalla **tabella 2** alla **tabella 4** sono riportate le **PERDITE DI CARICO CONTINUE** (ved. relativa voce) dei tubi in rame, calcolate mediante le formule:
 (6.2) per il moto laminare;
 (9.2) per il moto turbolento.

Nota: I valori delle portate segnati con asterisco si riferiscono a condizioni di moto laminare.

TAB. 1 - CARATTERISTICHE DEI TUBI IN RAME

diametro esterno mm	diametro interno mm	sezione interna mm ²	contenuto acqua l/m	peso tubo kg/m
10	8,0	50	0,05	0,25
12	10,0	79	0,08	0,31
14	12,0	113	0,11	0,37
16	14,0	154	0,15	0,42
18	16,0	201	0,20	0,48
22	20,0	314	0,31	0,59
28	25,0	491	0,49	1,12
35	32,0	804	0,80	1,41
42	39,0	1.194	1,19	1,70

PERDITE DI CARICO CONTINUE

TAB. 2 - TUBI IN RAME
 Temp. acqua = 10°C

De	10	12	14	16	18	22	28	35	42
Di	8	10	12	14	16	20	25	32	39
r	G v								
2	5* 0,03	13* 0,05	28* 0,07	51* 0,09	87* 0,12	146 0,13	267 0,15	521 0,18	892 0,21
4	11* 0,06	27* 0,09	55* 0,14	82 0,15	118 0,17	216 0,19	396 0,22	775 0,27	1.326 0,31
6	16* 0,09	40* 0,14	68 0,17	104 0,19	149 0,21	273 0,24	500 0,28	977 0,34	1.671 0,39
8	22* 0,12	53* 0,19	80 0,20	122 0,22	175 0,24	322 0,28	589 0,33	1.151 0,40	1.970 0,46
10	27* 0,15	56 0,20	91 0,22	139 0,25	199 0,28	365 0,32	669 0,38	1.308 0,45	2.238 0,52
12	33* 0,18	62 0,22	101 0,25	154 0,28	221 0,31	405 0,36	743 0,42	1.452 0,50	2.483 0,58
14	38* 0,21	67 0,24	111 0,27	168 0,30	242 0,33	443 0,39	811 0,46	1.585 0,55	2.712 0,63
16	40* 0,22	73 0,26	119 0,29	181 0,33	261 0,36	478 0,42	875 0,50	1.711 0,59	2.927 0,68
18	42 0,23	78 0,28	128 0,31	194 0,35	279 0,39	511 0,45	936 0,53	1.830 0,63	3.131 0,73
20	45 0,25	83 0,29	136 0,33	206 0,37	296 0,41	543 0,48	995 0,56	1.944 0,67	3.325 0,77
22	48 0,26	87 0,31	143 0,35	218 0,39	313 0,43	573 0,51	1.050 0,59	2.052 0,71	3.511 0,82
24	50 0,28	92 0,32	151 0,37	229 0,41	329 0,45	602 0,53	1.104 0,62	2.157 0,75	3.690 0,86
26	52 0,29	96 0,34	158 0,39	239 0,43	344 0,48	631 0,56	1.155 0,65	2.258 0,78	3.863 0,90
28	55 0,30	100 0,35	164 0,40	250 0,45	359 0,50	658 0,58	1.205 0,68	2.356 0,81	4.030 0,94
30	57 0,31	104 0,37	171 0,42	260 0,47	373 0,52	684 0,60	1.254 0,71	2.450 0,85	4.192 0,97
35	62 0,34	114 0,40	187 0,46	284 0,51	408 0,56	747 0,66	1.369 0,77	2.676 0,92	4.578 1,06
40	67 0,37	123 0,43	202 0,50	306 0,55	440 0,61	806 0,71	1.478 0,84	2.888 1,00	4.941 1,15
45	72 0,40	131 0,46	216 0,53	328 0,59	471 0,65	863 0,76	1.581 0,89	3.089 1,07	5.285 1,23
50	76 0,42	140 0,49	229 0,56	348 0,63	500 0,69	916 0,81	1.679 0,95	3.281 1,13	5.613 1,31
60	85 0,47	155 0,55	254 0,62	386 0,70	555 0,77	1.017 0,90	1.863 1,05	3.641 1,26	6.230 1,45
70	92 0,51	169 0,60	278 0,68	422 0,76	606 0,84	1.110 0,98	2.035 1,15	3.977 1,37	6.803 1,58
80	100 0,55	183 0,65	300 0,74	455 0,82	654 0,90	1.198 1,06	2.196 1,24	4.292 1,48	7.343 1,71
90	107 0,59	195 0,69	320 0,79	487 0,88	700 0,97	1.282 1,13	2.349 1,33	4.591 1,59	7.854 1,83
100	113 0,63	207 0,73	340 0,84	517 0,93	743 1,03	1.361 1,20	2.495 1,41	4.876 1,68	8.341 1,94
150	143 0,79	262 0,92	429 1,05	652 1,18	937 1,29	1.716 1,52	3.145 1,78	6.147 2,12	10.516 2,45
200	168 0,93	308 1,09	506 1,24	768 1,39	1.104 1,53	2.023 1,79	3.707 2,10	7.245 2,50	12.395 2,88

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

TAB. 3 - TUBI IN RAME
 Temp. acqua = 50°C

PERDITE DI CARICO CONTINUE

De	10	12	14	16	18	22	28	35	42
Di	8	10	12	14	16	20	25	32	39
r	G v								
2	13* 0,07	25 0,09	42 0,10	63 0,11	91 0,13	166 0,15	304 0,17	595 1,21	1.018 0,24
4	21 0,11	38 0,13	62 0,15	94 0,17	135 0,19	247 0,22	452 0,26	884 0,31	1.512 0,35
6	26 0,14	47 0,17	78 0,19	118 0,21	170 0,23	311 0,28	570 0,32	1.114 0,38	1.907 0,44
8	30 0,17	56 0,20	92 0,23	139 0,25	200 0,28	367 0,32	672 0,38	1.314 0,45	2.247 0,52
10	35 0,19	63 0,22	104 0,26	158 0,29	227 0,31	417 0,37	764 0,43	1.492 0,52	2.553 0,59
12	38 0,21	70 0,25	116 0,28	176 0,32	252 0,35	462 0,41	847 0,48	1.656 0,57	2.833 0,66
14	42 0,23	77 0,27	126 0,31	192 0,35	276 0,38	505 0,45	925 0,52	1.809 0,62	3.094 0,72
16	45 0,25	83 0,29	136 0,33	207 0,37	297 0,41	545 0,48	999 0,57	1.952 0,67	3.339 0,78
18	48 0,27	89 0,31	146 0,36	221 0,40	318 0,44	583 0,52	1.068 0,60	2.088 0,72	3.572 0,83
20	51 0,28	94 0,33	155 0,38	235 0,42	338 0,47	619 0,55	1.135 0,64	2.217 0,77	3.794 0,88
22	54 0,30	100 0,35	163 0,40	248 0,45	357 0,49	654 0,58	1.198 0,68	2.342 0,81	4.006 0,93
24	57 0,32	105 0,37	172 0,42	261 0,47	375 0,52	687 0,61	1.259 0,71	2.461 0,85	4.210 0,98
26	60 0,33	110 0,39	180 0,44	273 0,49	393 0,54	719 0,64	1.318 0,75	2.576 0,89	4.407 1,02
28	62 0,34	114 0,40	188 0,46	285 0,51	410 0,57	750 0,66	1.375 0,78	2.688 0,93	4.598 1,07
30	65 0,36	119 0,42	195 0,48	296 0,53	426 0,59	781 0,69	1.430 0,81	2.796 0,97	4.783 1,11
35	71 0,39	130 0,46	213 0,52	324 0,58	465 0,64	853 0,75	1.562 0,88	3.053 1,05	5.223 1,21
40	77 0,42	140 0,50	230 0,56	349 0,63	502 0,69	920 0,81	1.686 0,95	3.295 1,14	5.637 1,31
45	82 0,45	150 0,53	246 0,60	374 0,67	537 0,74	984 0,87	1.803 1,02	3.525 1,22	6.030 1,40
50	87 0,48	159 0,56	261 0,64	397 0,72	570 0,79	1.045 0,92	1.915 1,08	3.743 1,29	6.404 1,49
60	96 0,53	177 0,63	290 0,71	441 0,79	633 0,87	1.160 1,03	2.126 1,20	4.154 1,43	7.107 1,65
70	105 0,58	193 0,68	317 0,78	481 0,87	691 0,96	1.267 1,12	2.321 1,31	4.537 1,57	7.762 1,80
80	114 0,63	208 0,74	342 0,84	519 0,94	764 1,03	1.367 1,21	2.505 1,42	4.897 1,69	8.377 1,95
90	122 0,67	223 0,79	366 0,90	555 1,00	798 1,10	1.462 1,29	2.680 1,52	5.237 1,81	8.960 2,08
100	129 0,71	237 0,84	388 0,95	590 1,06	848 1,17	1.553 1,37	2.846 1,61	5.562 1,92	9.516 2,21
150	163 0,90	298 1,06	489 1,20	744 1,34	1.069 1,48	1.958 1,73	3.588 2,03	7.013 2,42	11.997 2,79
200	192 1,06	352 1,24	577 1,42	877 1,58	1.260 1,74	2.308 2,04	4.229 2,39	8.266 2,85	14.141 3,29

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

v = velocità, m/s

PERDITE DI CARICO CONTINUE

TAB. 4 -TUBI IN RAME
 Temp. acqua = 80°C

De	10	12	14	16	18	22	28	35	42
Di	8	10	12	14	16	20	25	32	39
r	G v								
2	19* 0,10	27 0,09	44 0,11	67 0,12	96 0,13	176 0,16	322 0,18	629 0,22	1.077 0,25
4	22 0,12	40 0,14	65 0,16	99 0,18	143 0,20	261 0,23	479 0,27	935 0,32	1.600 0,37
6	27 0,15	50 0,18	82 0,20	125 0,23	180 0,25	329 0,29	603 0,34	1.179 0,41	2.017 0,47
8	32 0,18	59 0,21	97 0,24	147 0,27	212 0,29	388 0,34	711 0,40	1.390 0,48	2.378 0,55
10	37 0,20	67 0,24	110 0,27	167 0,30	241 0,33	441 0,39	808 0,46	1.579 0,55	2.701 0,63
12	41 0,22	75 0,26	122 0,30	186 0,34	267 0,37	489 0,43	897 0,51	1.752 0,61	2.998 0,70
14	44 0,25	81 0,29	134 0,33	203 0,37	292 0,40	534 0,47	979 0,55	1.914 0,66	3.274 0,76
16	48 0,27	88 0,31	144 0,35	219 0,40	315 0,43	577 0,51	1.057 0,60	2.065 0,71	3.533 0,82
18	51 0,28	94 0,33	154 0,38	234 0,42	337 0,47	617 0,55	1.130 0,64	2.209 0,76	3.779 0,88
20	54 0,30	100 0,35	164 0,40	249 0,45	358 0,49	655 0,58	1.201 0,68	2.346 0,81	4.014 0,93
22	58 0,32	105 0,37	173 0,42	263 0,47	378 0,52	692 0,61	1.268 0,72	2.478 0,86	4.239 0,99
24	60 0,33	111 0,39	182 0,45	276 0,50	397 0,55	727 0,64	1.332 0,75	2.604 0,90	4.455 1,04
26	63 0,35	116 0,41	190 0,47	289 0,52	415 0,57	761 0,67	1.395 0,79	2.726 0,94	4.663 1,08
28	66 0,36	121 0,43	198 0,49	302 0,54	433 0,60	794 0,70	1.455 0,82	2.844 0,98	4.865 1,13
30	69 0,38	126 0,45	206 0,51	314 0,57	451 0,62	826 0,73	1.514 0,86	2.958 1,02	5.060 1,18
35	75 0,41	137 0,49	225 0,55	343 0,62	492 0,68	902 0,80	1.653 0,94	3.230 1,12	5.526 1,29
40	81 0,45	148 0,52	243 0,60	370 0,67	531 0,73	974 0,86	1.784 1,01	3.486 1,20	5.965 1,39
45	87 0,48	159 0,56	260 0,64	395 0,71	568 0,79	1.041 0,92	1.908 1,08	3.729 1,29	6.380 1,48
50	92 0,51	169 0,60	276 0,68	420 0,76	604 0,83	1.106 0,98	2.027 1,15	3.961 1,37	6.776 1,58
60	102 0,56	187 0,66	307 0,75	466 0,84	670 0,93	1.227 1,09	2.249 1,27	4.396 1,52	7.520 1,75
70	111 0,62	204 0,72	335 0,82	509 0,92	731 1,01	1.340 1,19	2.456 1,39	4.800 1,66	8.212 1,91
80	120 0,66	220 0,78	362 0,89	549 0,99	789 1,09	1.447 1,28	2.651 1,50	5.181 1,79	8.863 2,06
90	129 0,71	236 0,83	387 0,95	588 1,06	844 1,17	1.547 1,37	2.836 1,60	5.542 1,91	9.480 2,20
100	137 0,76	250 0,89	411 1,01	624 1,13	897 1,24	1.643 1,45	3.011 1,70	5.885 2,03	10.069 2,34
150	172 0,95	316 1,12	518 1,27	787 1,42	1.131 1,56	2.072 1,83	3.797 2,15	7.420 2,56	12.694 2,95
200	203 1,12	372 1,32	610 1,50	927 1,67	1.333 1,84	2.442 2,16	4.475 2,53	8.746 3,02	14.962 3,48

r = resistenza, mm c.a./m

G = portata, l/h

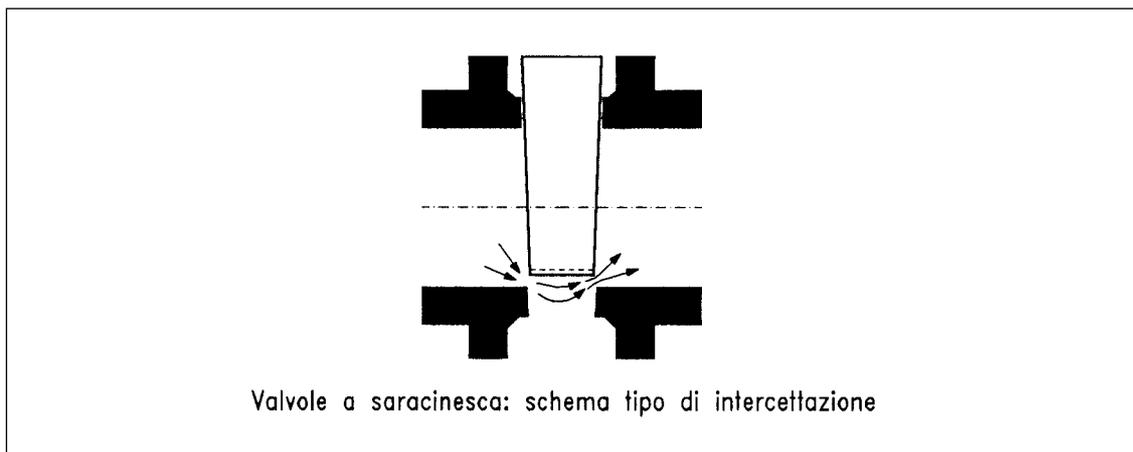
v = velocità, m/s

VALVOLE DI INTERCETTAZIONE

Sono organi atti ad interrompere, oppure ad acconsentire, il flusso di un fluido all'interno di un condotto. Secondo il tipo di intercettazione, si distinguono in: valvole a saracinesca, a disco e a tappo, a maschio, a sfera e a farfalla.

VALVOLE A SARACINESCA

Queste valvole intercettano i fluidi mediante un otturatore a forma di cuneo che scorre in apposite guide come una saracinesca. L'azione di chiusura è garantita dalla pressione dell'otturatore sui sedgi anulari del corpo valvola.



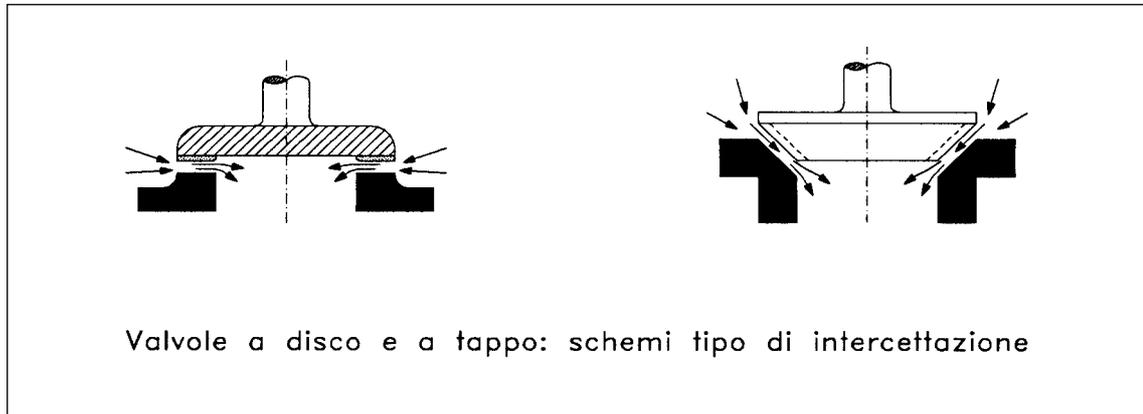
Caratteristiche costruttive

- **Materiali:** bronzo, ghisa, acciaio fuso, acciaio fucinato.
- **Forma:** a corpo piatto, a corpo ovale, a corpo cilindrico.
- **Attacchi:** filettati, flangiati, a saldare.

VANTAGGI	SVANTAGGI
<ul style="list-style-type: none"> • basse perdite di carico; • manovra lenta di chiusura, che evita possibili colpi d'ariete; • peso e ingombro limitati. 	<ul style="list-style-type: none"> • difficile regolazione della portata; • chiusura non sempre affidabile, per depositi di materiale o incrostazioni sulle sedi anulari e nell'incavo di fondo.

VALVOLE A DISCO E A TAPPO

Queste valvole intercettano i fluidi mediante un otturatore (a disco o a tappo) che, mosso da uno stelo, apre o chiude una sezione circolare di passaggio ricavata nel corpo della valvola stessa.



Caratteristiche costruttive

- **Materiali:** bronzo, ghisa, acciaio fuso, acciaio fucinato.
- **Forma:** a flusso libero, a squadra, a flusso avviato.
- **Attacchi:** filettati, flangiati, a saldare.

VANTAGGI	SVANTAGGI
<ul style="list-style-type: none"> • buona chiusura, in genere è possibile ripristinare le sedi di tenuta; • possibilità di regolare la portata del fluido; • manovra lenta di chiusura, che evita possibili colpi d'ariete. 	<ul style="list-style-type: none"> • elevate perdite di carico dovute alla conformazione del corpo valvola; • peso ed ingombro elevati; • la loro forma può impedire lo svuotamento completo del circuito su cui sono installate.

Per limitare le perdite di carico di queste valvole si possono utilizzare **valvole a flusso avviato** oppure **ad Y**.

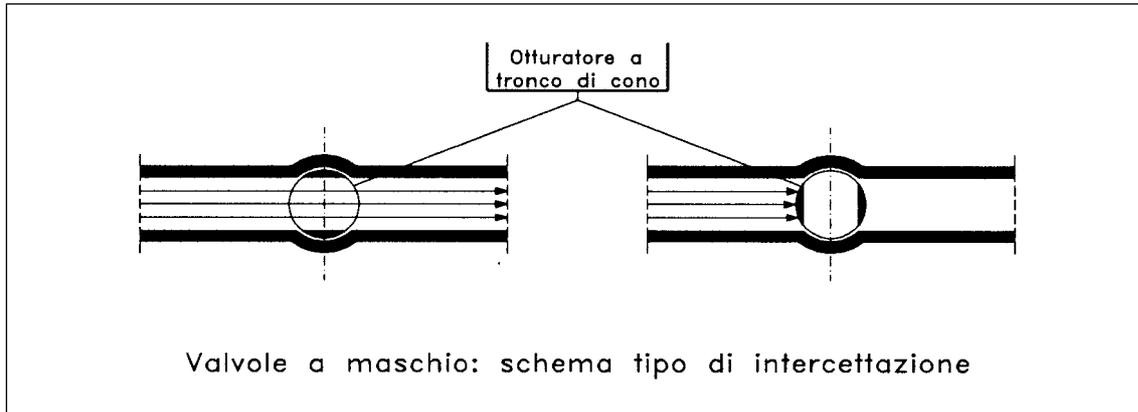
Nelle **valvole a flusso avviato**, la limitazione delle perdite di carico è ottenuta realizzando passaggi interni "dolci" e ben raccordati, in grado di evitare elevate irregolarità di flusso e turbolenze.

Nelle **valvole ad Y (o a flusso libero)**, valori ridotti delle perdite di carico sono, invece, ottenuti sfruttando la possibilità, offerta dall'inclinazione dell'otturatore, di realizzare percorsi rettilinei e ampie sezioni di passaggio del fluido.

VALVOLE A MASCHIO

Queste valvole intercettano i fluidi mediante un otturatore tronco-conico a foro passante.

L'azione di apertura e di chiusura si ottiene ruotando l'otturatore di un quarto di giro. La tenuta è data dal contatto diretto fra l'otturatore e le superfici del corpo valvola.



Caratteristiche costruttive

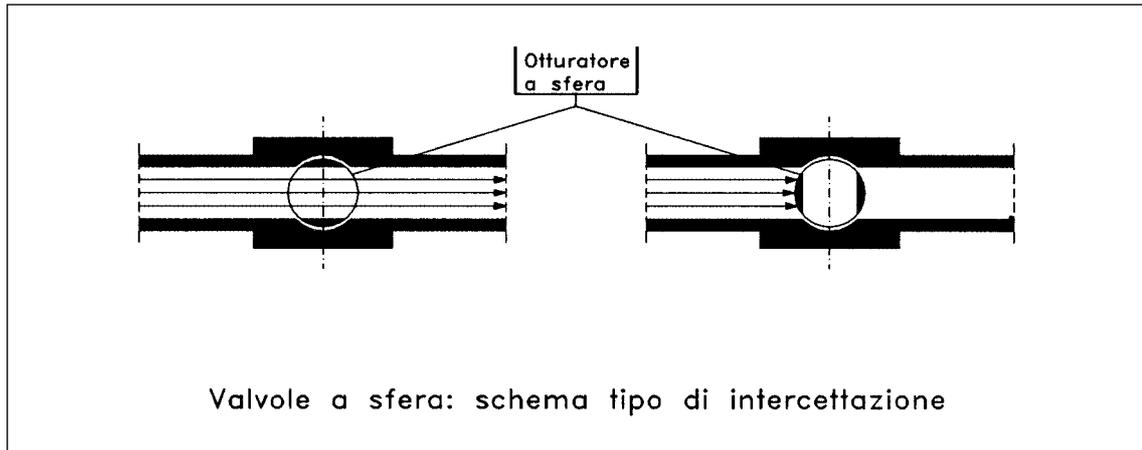
- **Materiali:** bronzo, ghisa, acciaio fuso.
- **Forma:** a due o a più vie.
- **Attacchi:** a manicotto o flangiati.

VANTAGGI	SVANTAGGI
<ul style="list-style-type: none"> • basse perdite di carico; • buona tenuta; • peso e ingombro limitati. 	<ul style="list-style-type: none"> • difficile regolazione della portata; • chiusura rapida (possibili colpi d'ariete); • limitata resistenza alla pressione.

VALVOLE A SFERA

Queste valvole intercettano i fluidi mediante un otturatore sferico a foro passante.

L'azione di apertura e di chiusura si ottiene, come nel caso delle valvole a maschio, ruotando l'otturatore di un quarto di giro. La tenuta - tra sfera e superficie interna del corpo valvola - è assicurata da guarnizioni in materiale plastico (PTFE e etilene-propilene).



Caratteristiche costruttive

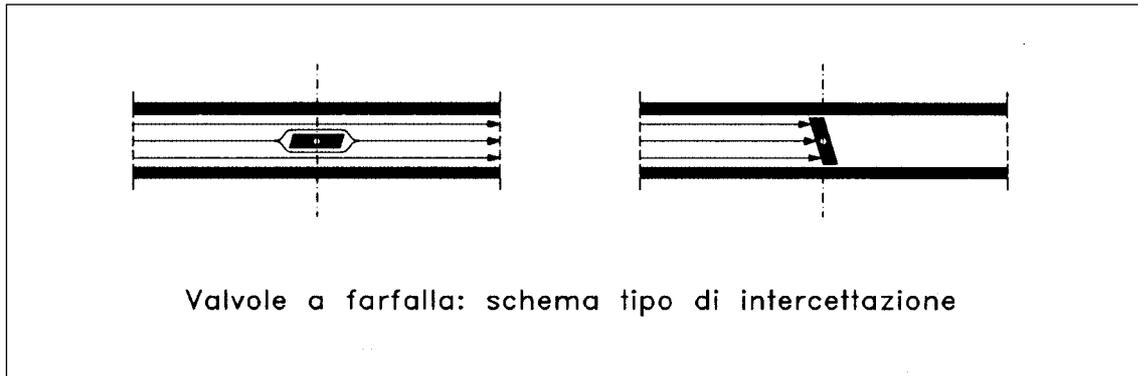
- **Materiali:** corpo valvola, in ottone o in acciaio al carbonio; sfera, in ottone stampato e cromato, oppure in acciaio inox.
- **Forma:** a passaggio ridotto, a passaggio totale, a più vie.
- **Attacchi:** filettati, flangiati, a wafer.

VANTAGGI	SVANTAGGI
<ul style="list-style-type: none"> • basse perdite di carico; • buona tenuta con i fluidi degli impianti idro-termosanitari; • peso e ingombro limitati. 	<ul style="list-style-type: none"> • difficile regolazione della portata; • chiusura rapida (possibili colpi d'ariete); • problemi di tenuta nei circuiti di raffreddamento (alle basse temperature le guarnizioni di tenuta tendono ad indurire); • costi elevati nei diametri superiori a 2".

VALVOLE A FARFALLA

Sono valvole che intercettano i fluidi mediante un otturatore a disco di forma lenticolare.

L'azione di apertura e di chiusura si ottiene ruotando l'otturatore di un quarto di giro. La tenuta tra il disco e il corpo valvola è assicurata da guarnizioni in gomma vulcanizzata.



Caratteristiche costruttive

- **Materiali:** ghisa, acciaio fuso, acciaio fucinato o bronzo.
- **Forma:** con o senza dispositivo di bloccaggio.
- **Attacchi:** a manicotto, con flange, a wafer.

VANTAGGI	SVANTAGGI
<ul style="list-style-type: none"> • basse perdite di carico; • facile accoppiamento con i servocomandi; • peso e ingombro limitati; • basso costo nei diametri elevati (maggiori di 100 mm). 	<ul style="list-style-type: none"> • regolazione della portata alquanto imprecisa; • chiusura rapida (possibili colpi d'ariete); • tenuta non sempre affidabile.

VALVOLE DI RITEGNO

Consentono il passaggio del fluido in un solo senso, opponendosi automaticamente a qualsiasi ritorno in contro-flusso. Possono essere classificate secondo i tipi di seguito riportati:

VALVOLE A BATTENTE O A CLAPET

Sono caratterizzate dall'aver un otturatore a battente (o a clapet) incernierato al corpo valvola.

Il flusso normale mantiene aperto il battente, mentre il suo peso e il contro-flusso lo mandano in chiusura.

- **Applicazioni:** sono utilizzate dove si richiedono basse perdite di carico.
- **Limiti d'uso:** le normali valvole a battente provocano vibrazioni e sfarfallamenti nei regimi idraulici variabili. In tali regimi è bene installare valvole speciali con battente equilibrato a contrappeso.

Nota:

La messa in opera di queste valvole deve essere fatta in modo che l'otturatore resti chiuso in assenza di flusso.

VALVOLE A TAPPO O A DISCO

Aprono e chiudono mediante un otturatore (a tappo o a disco) che scorre come un pistone in una apposita guida.

Il flusso normale solleva il pistone, mentre il suo peso, il contro-flusso e l'eventuale azione di molle lo mandano in chiusura.

- **Applicazioni:** possono essere utilizzate anche in regimi idraulici pulsanti.
- **Limiti d'uso:** depositi e incrostazioni possono compromettere la tenuta della chiusura.

VALVOLE A SFERA

La loro azione di apertura-chiusura è affidata ad un otturatore a sfera.

Il flusso normale solleva la sfera, mentre il suo peso e il contro-flusso la mandano in chiusura.

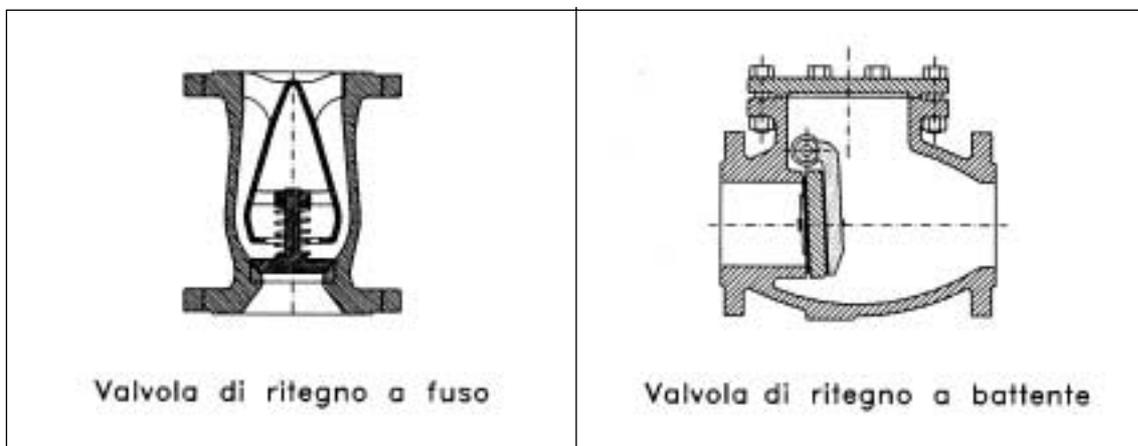
- **Applicazioni:** sono utilizzate con fluidi viscosi e con liquidi sporchi.
- **Limiti d'uso:** è sconsigliabile il loro uso in regimi idraulici pulsanti.

VALVOLE A FUSO

Aprono e chiudono mediante un otturatore a forma di fuso e con richiamo a molla.

Il flusso normale solleva il fuso, mentre il peso del fuso stesso, l'azione di una o più molle e il contro-flusso lo mandano in chiusura.

- **Applicazioni:** sono utilizzate per limitare gli effetti dei colpi d'ariete.
- **Limiti d'uso:** depositi e incrostazioni possono compromettere la tenuta della chiusura.



V E L O C I T À

Misura la distanza percorsa da un corpo nell'unità di tempo.

Per il dimensionamento delle reti di distribuzione, interessa soprattutto conoscere la velocità con cui un fluido si muove all'interno di un condotto; tale velocità si può esprimere con la formula:

$$\boxed{v = \frac{G}{A}} \quad (1)$$

dove: v = velocità, m/s
 G = portata volumetrica, m³/s
 A = sezione netta del condotto, m².

In un condotto circolare, la formula (1) può assumere le seguenti forme:

$$\boxed{v = 10^6 \cdot \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot D^2}} \quad (1.1)$$

dove: v = velocità (m/s); D = diametro interno (mm) G = portata (m³/s)

$$\boxed{v = 277,8 \cdot \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot D^2}} \quad (1.2)$$

dove: v = velocità (m/s); D = diametro interno (mm) G = portata (m³/h)

$$\boxed{v = 10^3 \cdot \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot D^2}} \quad (1.3)$$

dove: v = velocità (m/s); D = diametro interno (mm) G = portata (l/s)

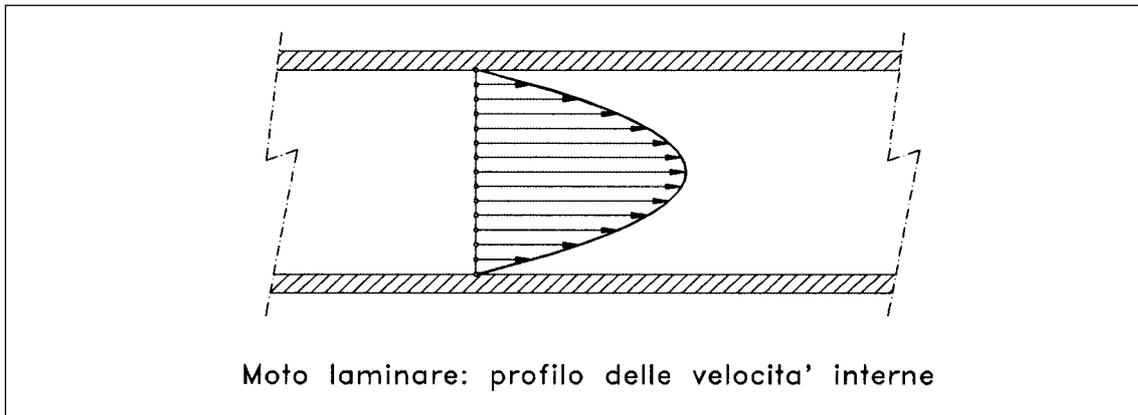
$$\boxed{v = 0,28 \cdot \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot D^2}} \quad (1.4)$$

dove: v = velocità (m/s); D = diametro interno (mm) G = portata (l/h)

Quella che normalmente si considera come velocità di un fluido all'interno di un condotto è, in vero, la sua velocità media. La velocità effettiva del fluido è, invece, una grandezza variabile in relazione al tipo di moto e alla distanza dalle pareti del condotto.

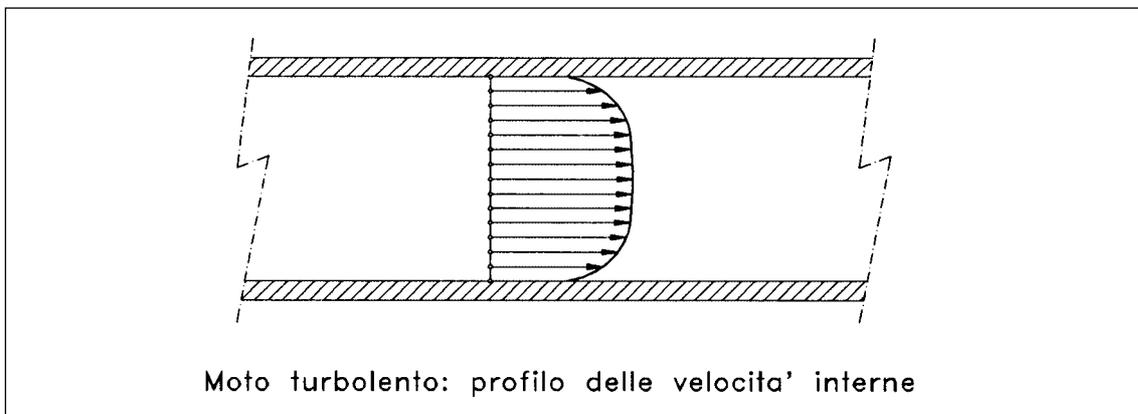
Nel moto laminare, vale a dire quando il fluido si muove per strati paralleli, la sua velocità effettiva varia secondo un profilo parabolico e assume valore massimo nella sezione assiale del condotto, dove risulta:

$$v_{\max} = 2 \cdot v$$



Nel moto turbolento, quando cioè il fluido si muove in modo discontinuo e irregolare, la sua velocità effettiva varia secondo un profilo più schiacciato di quello relativo al moto laminare e assume valore massimo ancora in corrispondenza della sezione assiale, dove risulta:

$$v_{\max} \approx (1,16 \div 1,24) \cdot v$$



VELOCITA' CONSIGLIATE

Nei tubi che convogliano acqua per il riscaldamento o per il condizionamento, il valore ottimale della velocità dipende essenzialmente da quattro fattori: l'entità delle perdite di carico, la rumorosità, la corrosione-erosione e il trascinamento dell'aria.

TAB. 1 - Velocità (m/s) consigliate per reti ad acqua calda e refrigerata

	tubazioni principali	tubazioni secondarie	derivazioni ai corpi scaldanti
tubi in acciaio	1,5 ÷ 2,5	0,5 ÷ 1,5	0,2 ÷ 0,7
tubi in rame	0,9 ÷ 1,2	0,5 ÷ 0,9	0,2 ÷ 0,5
tubi in mat. plastico	1,5 ÷ 2,5	0,5 ÷ 1,5	0,2 ÷ 0,7

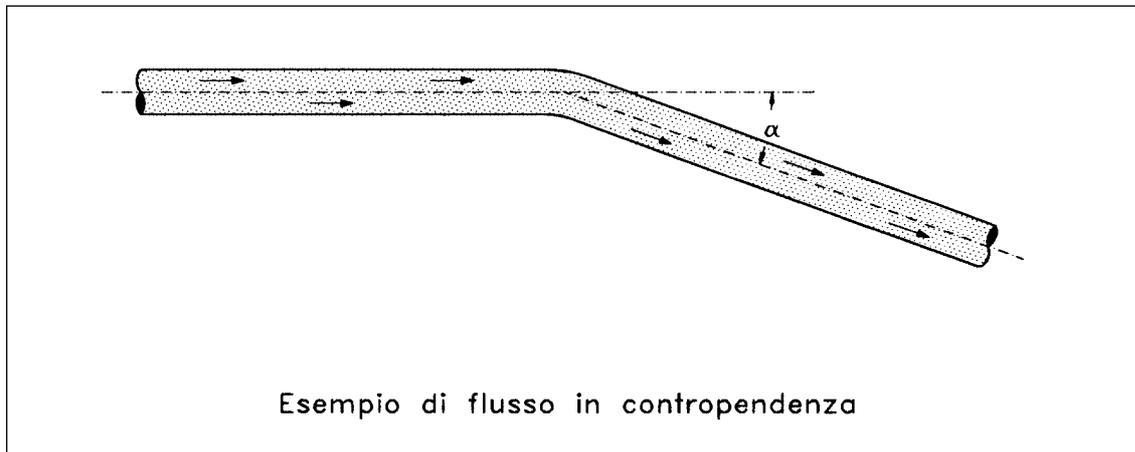
Nei canali che convogliano aria per impianti di climatizzazione la velocità ottimale dipende, invece, soprattutto dal valore delle perdite di carico e dalla rumorosità.

TAB. 2 - Velocità (m/s) consigliate per canali d'aria in impianti a bassa velocità

	tubazioni principali	tubazioni secondarie
edifici residenziali	3,0 ÷ 4,0	2,0 ÷ 3,0
alberghi, ospedali	5,0 ÷ 6,5	3,5 ÷ 5,0
uffici	6,0 ÷ 7,5	4,0 ÷ 6,0
teatri, auditorium	4,0 ÷ 5,5	3,0 ÷ 4,0
ristoranti	7,5 ÷ 9,0	4,0 ÷ 6,0
grandi magazzini	8,0 ÷ 9,0	4,0 ÷ 6,0
industrie	10,0 ÷ 12,5	5,0 ÷ 7,5

VELOCITA' MINIMA DI TRASCINAMENTO DELL'ARIA

E' la velocità minima che consente di evitare la formazione di bolle o sacche d'aria quando un liquido scorre in tubazioni poste in contropendenza. Essa dipende dal tipo di liquido, dalla sua temperatura, dal diametro dei tubi e dall'angolo di contropendenza.



Nel caso dell'acqua, la velocità minima di trascinamento può essere determinata mediante la TAB.3 e la TAB.4.

La TAB.3 indica i valori della velocità minima di trascinamento acqua-aria alla temperatura di 80°C; la TAB.4 consente di determinare i fattori di correzione al variare di tale temperatura.

TAB. 3 - Velocità minima (m/s) di trascinamento dell'aria per acqua a 80°C

diametro tubi, mm	valori dell'angolo di contropendenza α in gradi sessagesimali								
	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°
6 < d < 10	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,25	0,20	0,15
10 < d < 15	0,50	0,50	0,50	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25
15 < d < 20	0,80	0,80	0,70	0,70	0,65	0,60	0,50	0,40	0,30
20 < d < 25	0,95	0,90	0,90	0,80	0,80	0,70	0,60	0,45	0,35
25 < d < 40	1,10	1,05	1,00	0,95	0,90	0,80	0,70	0,55	0,40
40 < d	1,10	1,10	1,05	1,00	0,95	0,85	0,75	0,60	0,45

TAB. 4 - Fattori di correzione delle velocità di trascinamento acqua-aria per temperature diverse da 80°C

temperature	100°	90°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°
fatt. correzione	1,10	1,05	0,93	0,86	0,80	0,74	0,68	0,62	0,56

Esempio:

Determinare la velocità minima di trascinamento acqua-aria in un tubo posto in contropendenza, nel caso in cui si abbia:

$d = 27,4$ mm (diametro interno tubo);

$\alpha = 30^\circ$ (angolo di contropendenza);

$t = 50^\circ\text{C}$ (temperatura acqua).

Soluzione:

Dalla TAB. 3 per $d = 27,4$ mm e $\alpha = 30^\circ$ si ricava la velocità minima di trascinamento acqua-aria per $t = 80^\circ\text{C}$. Velocità che risulta:

$$v_{tr} = 0,70 \text{ m/s}$$

Dalla TAB. 4 per $t = 50^\circ\text{C}$, si ottiene: $f = 0,80$ (fattore di correzione).

La velocità minima di trascinamento richiesta risulta pertanto: $v_{tr} = 0,70 \cdot 0,80 = 0,56 \text{ m/s}$.

VINCOLI DELLE TUBAZIONI

Sono dispositivi meccanici che servono ad equilibrare le forze, statiche e dinamiche, che normalmente agiscono sulle reti di distribuzione.

Forze di natura statica sono il peso proprio dei tubi, il peso del fluido in essi contenuto e il peso di eventuali apparecchiature e accessori (raccordi, valvolame, pompe, rivestimenti, ecc...).

Forze di natura dinamica sono, invece, quelle che derivano dalle dilatazioni termiche dei tubi.

I vincoli delle tubazioni devono essere disposti in modo da evitare:

- **sollecitazioni troppo elevate**, specie in prossimità di attacchi flangiati e di saldature;
- **percorsi a onda**, che possono causare sacche d'aria (negli impianti di riscaldamento) e depositi di acqua condensata (negli impianti a vapore).

TAB. 1 - Distanze massime consigliate per i vincoli dei tubi metallici orizzontali

TUBI IN ACCIAIO		TUBI IN RAME	
diam. esterno pollici	distanza m	diam. esterno mm	distanza m
1/2"	2,0	18	2,0
3/4" ÷ 1 1/4"	2,5	20 ÷ 28	2,5
1 1/2" ÷ 2 1/2"	3,0	32 ÷ 40	3,0
3" ÷ 3 1/2"	3,5	42 ÷ 54	3,5
4" ÷ 6"	4,0	63 ÷ 100	4,0
6" ÷ 8"	5,0		

In base al tipo di azione esercitata, i vincoli si possono così classificare:

- **punti fissi**, servono a "bloccare" le tubazioni nei punti voluti;
- **guide**, permettono lo spostamento dei tubi in una sola direzione;
- **appoggi o sostegni**, hanno esclusivamente il compito di sostenere il peso delle tubazioni.

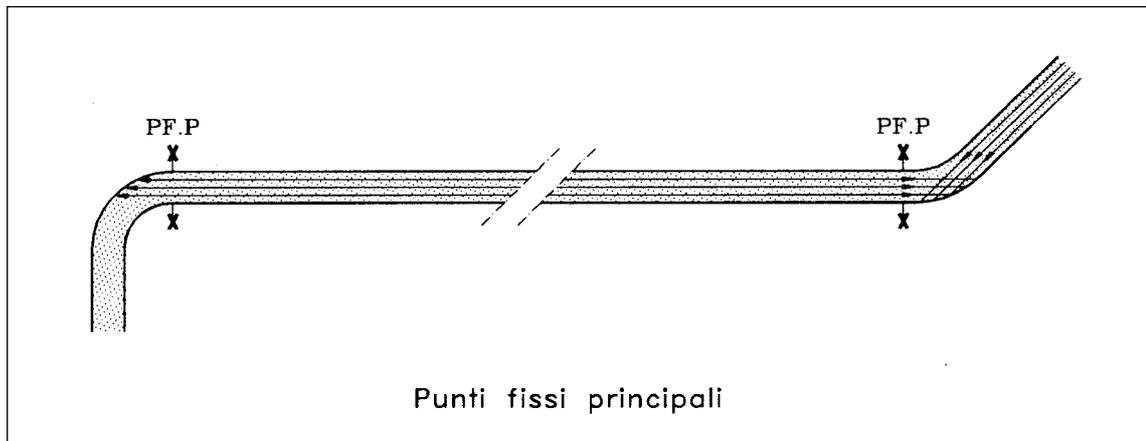
PUNTI FISSI

Sono vincoli che bloccano le tubazioni in modo da impedire qualsiasi movimento.

Si possono classificare in punti fissi principali e punti fissi secondari.

PUNTI FISSI PRINCIPALI

Si trovano all'inizio e alla fine dell'impianto, come pure nei tratti con curve.



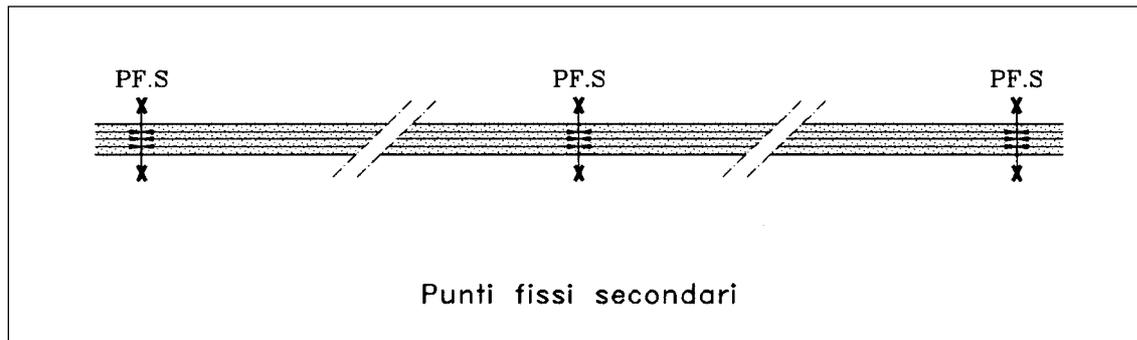
Devono essere dimensionati in modo da poter resistere all'azione delle seguenti forze:

- **spinte conseguenti alla deformazione dei dilatatori** (per i dilatatori artificiali, il valore di tale spinta è in genere fornito dal costruttore);
- **resistenza dovuta agli attriti delle guide** che sono comprese fra il compensatore e il punto fisso;
- **spinta dovuta alla pressione del fluido** (praticamente da considerarsi solo in impianti a vapore o ad acqua surriscaldata);
- **forza centrifuga indotta dalla velocità del fluido** (generalmente questa spinta si considera solo per tubazioni che hanno diametro superiore a 300 mm).

PUNTI FISSI SECONDARI O INTERMEDI

Sono posti su tubazioni rettilinee con lo scopo di suddividere queste in tratti di minor lunghezza, aventi ciascuno una dilatazione propria.

Se si utilizzano compensatori artificiali, la lunghezza dei tratti compresi fra due punti fissi è generalmente scelta in base alla corsa massima dei compensatori stessi.



I punti fissi secondari devono resistere alle spinte conseguenti alla deformazione dei dilatatori e alla resistenza dovuta agli attriti delle guide.

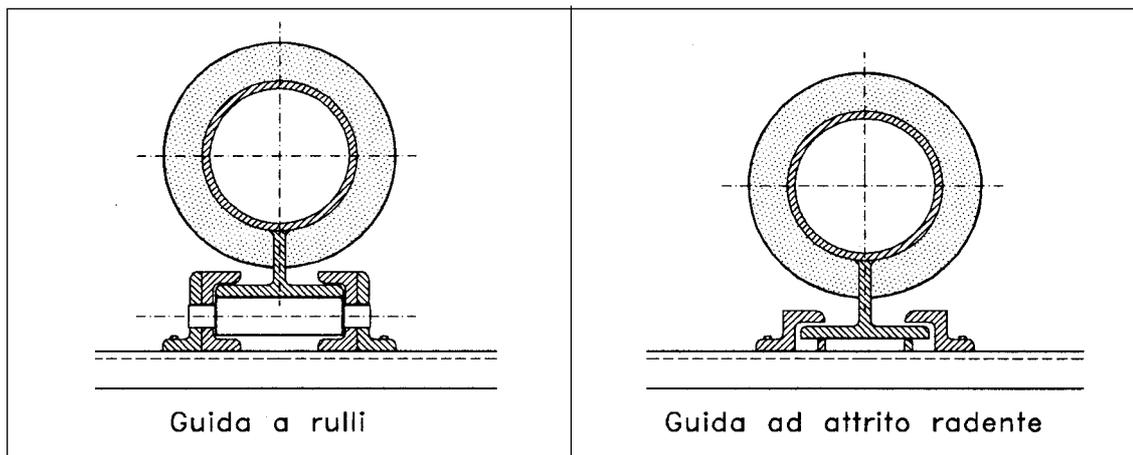
GUIDE

Sono vincoli che consentono alle tubazioni di muoversi solamente lungo una direzione prefissata.

In base al tipo di scorrimento, si possono classificare in **guide ad attrito radente** e in **guide ad attrito volvente**.

Le **guide ad attrito radente** scorrono per strisciamento sulle superfici di appoggio.

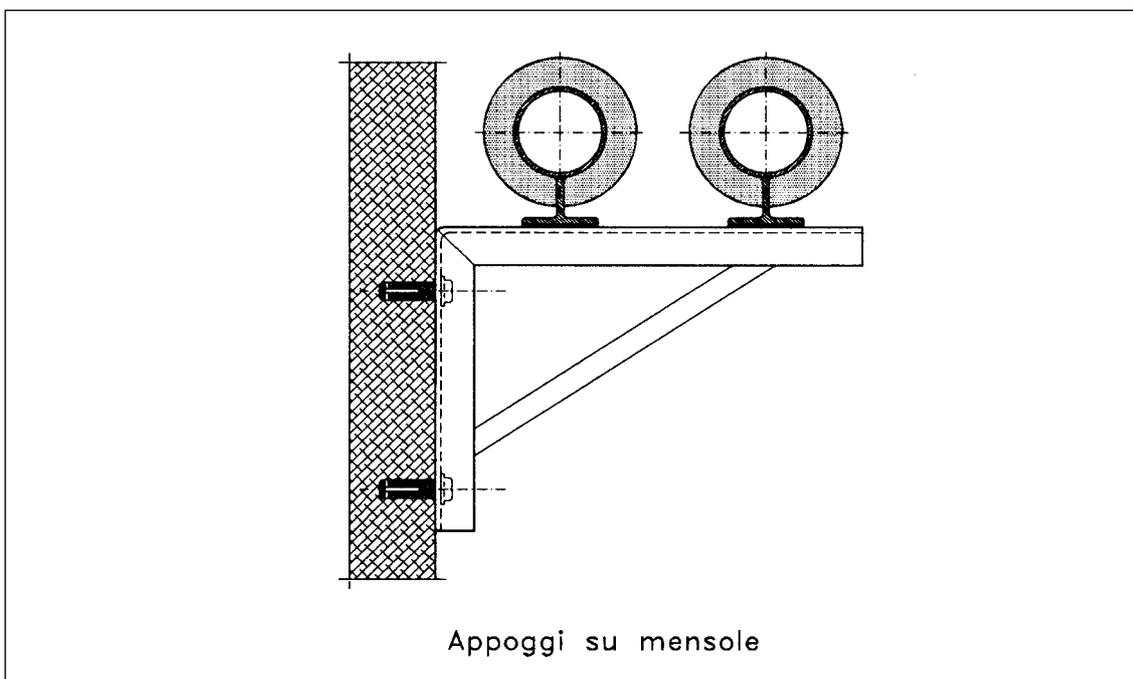
Le **guide ad attrito volvente** si muovono, invece, su appositi rulli e consentono spostamenti più uniformi. Sono da preferirsi per i tubi di grande diametro.



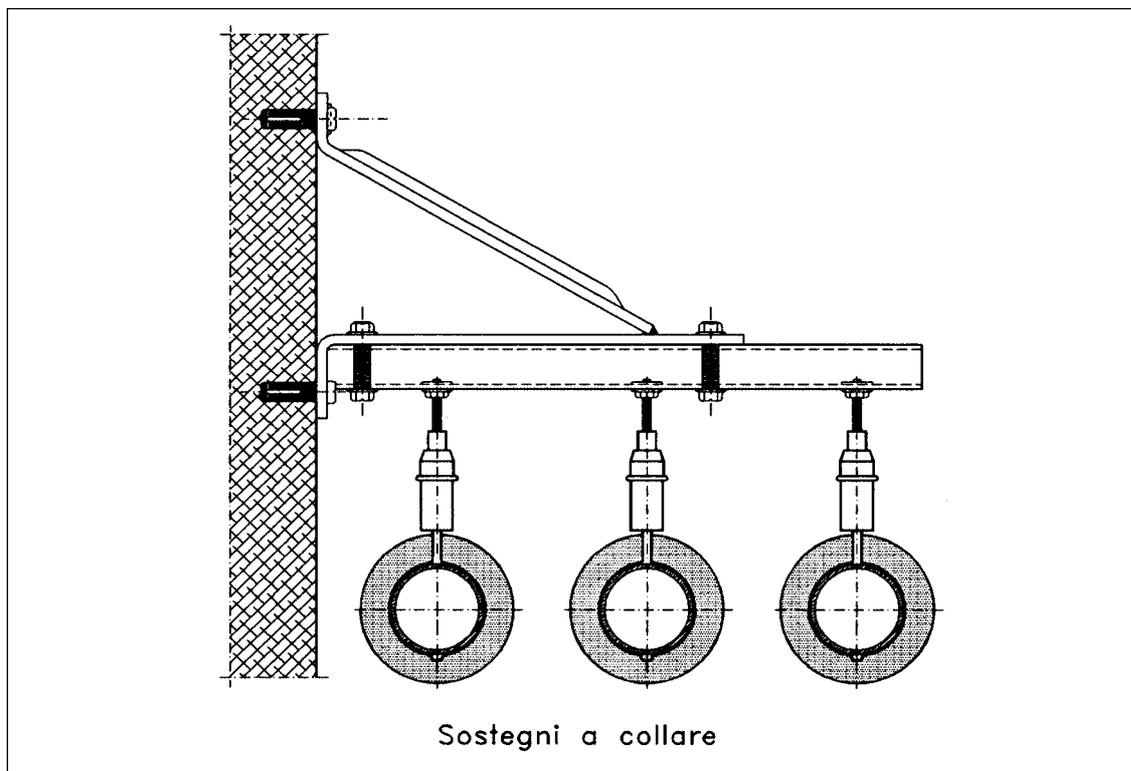
APPOGGI E SOSTEGNI

Sono vincoli che lasciano alle tubazioni la possibilità di muoversi assialmente e lateralmente.

Gli appoggi lavorano in compressione e scaricano il peso dei tubi su travi o mensole di supporto.



I sostegni sono vincoli che lavorano in trazione e tengono sospesi i tubi mediante collari pensili.



V I S C O S I T À

E' una grandezza che esprime l'attrito interno di un fluido. Il suo contrario è la fluidità.

La viscosità assoluta è data dalla forza di trascinamento esercitata da uno strato di fluido di area unitaria su uno strato adiacente che si muove, relativamente ad esso, con una differenza di velocità unitaria.

Nello studio del moto dei fluidi, interessa soprattutto conoscere **la viscosità cinematica**, definita come rapporto tra la viscosità assoluta del fluido e la sua densità.

Nel Sistema Internazionale, **la viscosità cinematica** si misura in m^2/s , mentre nel sistema tecnico si esprime in **stokes (St)** o in **centistokes (cSt)**. Tali unità di misura risultano così correlate fra loro:

$$1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St} = 10^6 \text{ cSt}$$

In termotecnica è ancora in uso il grado **Engler (°E)**.

La corrispondenza fra centistokes e gradi Engler è data, con buona approssimazione, dall'uguaglianza:

$$1 \text{ cSt} = 7,32 \cdot \text{°E} - \frac{6,31}{\text{°E}}$$

Al variare della temperatura, il valore della viscosità cinematica dell'acqua può essere calcolato mediante la formula sotto riportata, oppure può essere derivato dalla (TAB. 1).

$$\nu = 10^{-6} \cdot (1,67952 - 0,042328 \cdot t + 0,000499 \cdot t^2 - 0,00000214 \cdot t^3)$$

dove: ν = viscosità cinematica, m^2/s
 t = temperatura dell'acqua, °C

TAB. 1 - Viscosità dell'acqua in relazione alla temperatura (°C)

temperatura	m ² /s	cSt	°E
10°	0,00000130 = $1,30 \cdot 10^{-6}$	1,30	1,022
20°	0,00000102 = $1,02 \cdot 10^{-6}$	1,03	1,000
30°	0,00000080 = $0,80 \cdot 10^{-6}$	0,80	0,985
40°	0,00000065 = $0,65 \cdot 10^{-6}$	0,65	0,974
50°	0,00000054 = $0,54 \cdot 10^{-6}$	0,54	0,966
60°	0,00000047 = $0,47 \cdot 10^{-6}$	0,47	0,961
70°	0,00000043 = $0,43 \cdot 10^{-6}$	0,43	0,958
80°	0,00000039 = $0,39 \cdot 10^{-6}$	0,39	0,956
90°	0,00000035 = $0,35 \cdot 10^{-6}$	0,35	0,953

BIBLIOGRAFIA

- 1 J. RIETSCHER - W. RAISS
Traité de chauffage et de ventilation
Librairie Polytechnique Ch. Béranger - Paris et Liège
- 2 GEORGES RIGOT
La trasmissione de la chaleur
Les Editionnes Parisiennes
- 3 PIERRE FRIDMANN
L'équilibrage des installations de chauffage
Numero special de CFP - CHAUD FROID PLOMBERIE
- 4 FRANK KREITH
Principi di trasmissione del calore
Liguori Editore
- 5 W. F. HUGHES - J. A. BRIGHTON
Teoria e problemi di fluidodinamica
Collana SCHAUM - ETAS LIBRI
- 6 RANALD V. GILES
Teoria ed applicazioni di meccanica dei fluidi e idraulica
Collana SCHAUM - ETAS LIBRI
- 7 Autori vari per conto del CISAR
Manuale del tubo di rame
CISAR: Centro Italiano Sviluppo e Applicazioni Rame
- 8 Autori vari per conto della DALMINE S.p.A.
**Tubi di acciaio senza saldatura e saldati per il trasporto
e la distribuzione dell'acqua**
Servizi Applicazione Prodotto della Dalmine

INDICE ANALITICO

A

Adduttanza unitaria.....	26, 28, 29, 30
Appoggi	123

B

Bollitori (tubi).....	74
Brasatura	103

C

Chiocciola.....	15
Circolatori	17, 18, 24
Circuito a tre tubi.....	1
Circuito compensato	1

CIRCUITO INVERSO

Coeff. dilatazione termica lineare	6
Coeff. perdita carico localizzata	52, 54, 55
Colebrook.....	45

COLLETTORI

Collettori a circuito compensato.....	4
Collettori a circuito semplice	3
Collettori di zona	2
Compensatori a L	10
– a soffietto metallico	12
– a tubo flessibile	13
– a U	9
– a Z	11
– artificiali	12
– in gomma.....	13
– naturali	8
– telescopici	13

Condensa superficiale delle tubazioni	25
Conduttività dei materiali.....	26
Convezione	28
Curva di resistenza di un circuito	23

D

Densità.....	40
Diffusore.....	15

DILATAZIONE TERMICA

Dilatazione termica dei tubi in acciaio	7
Dilatazione termica lineare	6
Dispersione termica delle tubazioni	26, 27

E

ELETTROPOMPE.....

Elettropompe – curva caratteristica.....	19
– grippaggio.....	18
– messa in opera	24
– NPSH	22, 24
– potenza assorbita.....	22
– rendimento.....	18, 21
– resistenza agli antigelo....	24
– resistenza alla condensa...	24
– rumorosità	18, 24
Elettropompe a rotore bagnato.....	17, 18
– a tenuta meccanica.....	16, 18
– in parallelo	20
– in serie.....	20

Engler.....	125
-------------	-----

ERW (tubi).....	74
-----------------	----

Etilene-propilene	111
-------------------------	-----

F

Fattore di bilanciamento della portata.....	67
Fretz Moon (tubi)	74

G

Giunti antivibranti	24
Glicole etilico	39
Guide	122

H

HDPE	90, 96
------------	--------

I

Incrudimento.....	103
Irraggiamento.....	28

ISOLAMENTO TERMICO**DELLE TUBAZIONI..... 25**

Isolanti term. – aggressività chimica.....	35
– calore specifico	35
– comportamento al fuoco ..	35
– posa in opera	36
– a base di gomma sintetica ..	35
– in schiuma di poliuretano ..	36
– in lana di roccia	36
– in lana di vetro.....	36

K

KV (1 bar)	59
KV (0,01 bar)	60

L

LDPE,	90
Limitatori di portata	1
LIQUIDI ANTIGELO	39

M

Mannesmann (tubi).....	73
Manometri.....	24

MASSA VOLUMICA

Memoria termica	91
Moto laminare	42, 43, 116
Moto transitorio.....	42
Moto turbolento	42, 45, 116

N

NPSH.....	22, 24
Numero di Reynolds.....	42, 43

P

PB-1	90
PEad.....	90, 96
PEbd	90
PEHD	96
Perdite di carico accidentali	51

PERDITE DI CARICO CONTINUE ... 41

Perdite di carico continue moto laminare .	43
--	----

Perdite di carico continue nel moto turbolento:

– tubi a bassa rugosità	46
– tubi a elevata rugosità.....	50
– tubi a media rugosità.....	48

PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE 51**Perdite di carico localizzate:**

– metodo caratteristica di flusso.....	51, 59
– metodo coefficiente di portata.....	51, 59
– metodo diretto.....	51, 52
– metodo lunghezze equivalenti.....	51, 61
– metodo portate nominali	51, 59

Perdite di carico singolari	51
-----------------------------------	----

PERDITE DI CARICO TOTALI

PEX	90, 91
Poiseuille (regime di).....	43

Polibutene	90
Polietilene a alta densità	90, 96
Polietilene a bassa densità	90
Polietilene reticolato	90, 91
Polipropilene	90
Portata.....	19, 20, 21, 22, 23, 39
PORTATA DI BILANCIAMENTO	67
Portata-velocità (formule).....	115
Potabilità	90
Potenza assorbita da una elettropompa.....	22
PP	90
Pretensione dei compensatori.....	8
Prevalenza	19, 20, 21, 22, 23, 39
PTFE.....	111
Punti fissi principali	121
Punti fissi secondari	122

R

Rendimento di una elettropompa	18, 21, 22
Reynolds (numero di)	42, 43
Ricottura	103
RUGOSITA'	72
Rugosità delle tubazioni	45

S

Scelta di una elettropompa.....	24
Sostegni.....	123
Stokes	125

T

Temperatura superficiale delle tubazioni ..	26
Temperatura superficiale di condensa	25
TUBI IN ACCIAIO	73
Tubi in acciaio (mm) caratt. generali	76
Tubi in acciaio (pollici) caratt. generali	75

Tubi in acciaio:

PERDITE DI CARICO CONTINUE

- diam. mm, temp. acqua 10°C.....	80
- diam. mm, temp. acqua 50°C.....	82
- diam. mm, temp. acqua 80°C.....	84
- diam. pollici, temp. acqua 10°C	77
- diam. pollici, temp. acqua 50°C	78
- diam. pollici, temp. acqua 80°C	79

TUBI IN ACCIAIO DOLCE.....

Tubi in acciaio dolce caratt. generali	86
--	----

Tubi in acciaio dolce:

PERDITE CARICO CONTINUE

- temp. acqua 10°C.....	87
- temp. acqua 50°C.....	88
- temp. acqua 80°C.....	89

TUBI IN MATERIALE PLASTICO

Tubi in PEad, PN 6 caratt. generali	97
- PN 10 caratt. generali.....	98
- PN 16 caratt. generali.....	98

Tubi in PEad:

PERDITE DI CARICO CONTINUE

- PN 6, temp. acqua 10°C.....	99
- PN 10, temp. acqua 10°C.....	100
- PN 16, temp. acqua 10°C.....	101

Tubi in PEX, 6 atm, 95°C caratt. generali.....	92
- 10 atm, 95°C caratt. generali	92

Tubi in PEX:

PERDITE DI CARICO CONTINUE

- temp. acqua 10°C.....	93
- temp. acqua 50°C.....	94
- temp. acqua 80°C.....	95

TUBI IN RAME.....

Tubi in rame caratteristiche generali	104
---	-----

Tubi in rame:

PERDITE DI CARICO CONTINUE

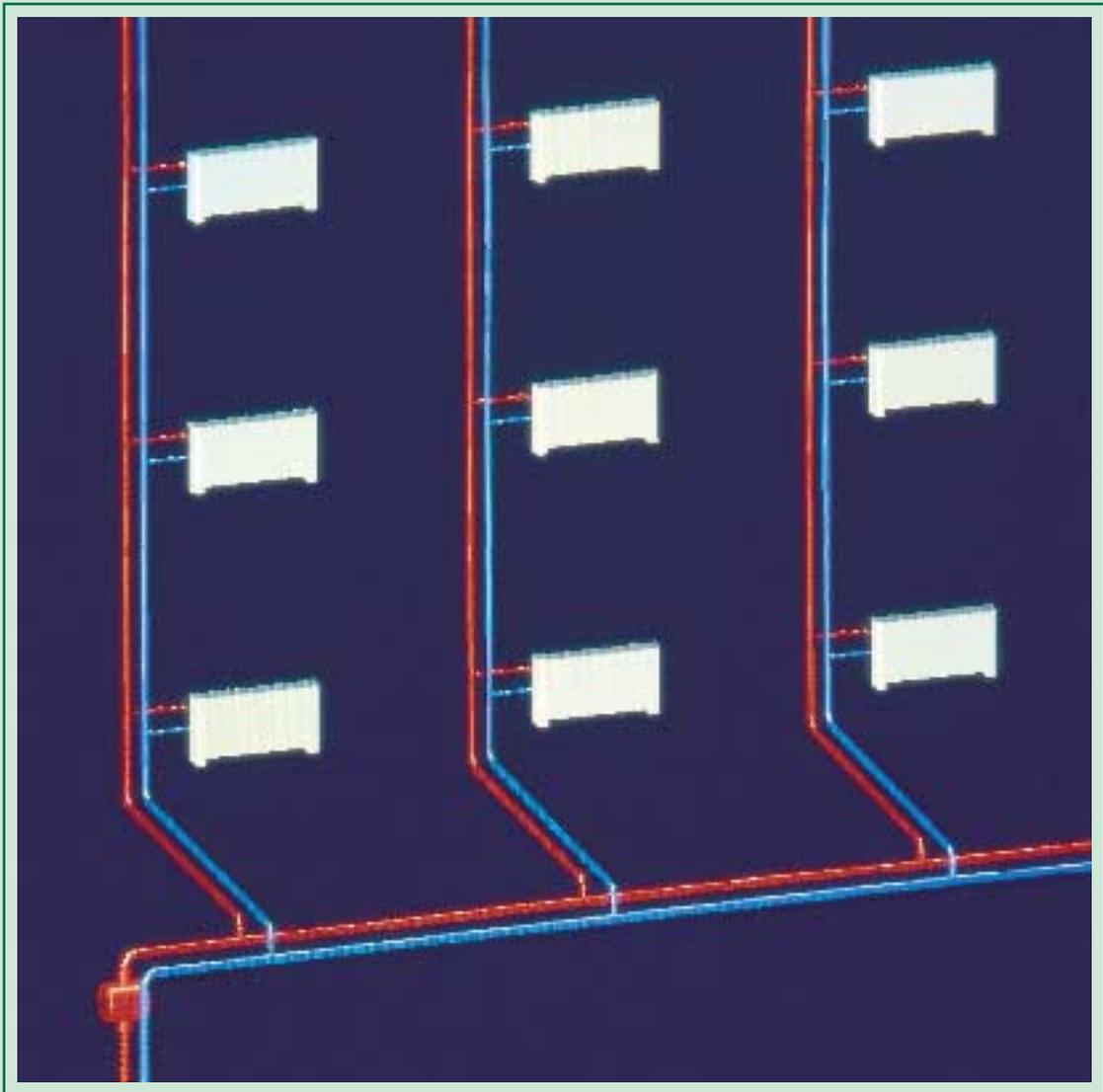
- temp. acqua 10°C.....	105
- temp. acqua 50°C.....	106
- temp. acqua 80°C	107

V

VALVOLE DI INTERCETTAZIONE .	108
Valvole a disco	109
– a farfalla.....	112
– a flusso avviato	109
– a flusso libero	109
– a maschio.....	110
– a saracinesca.....	108
– a sfera	111
– a tappo	109
– ad Y	109
VALVOLE DI RITEGNO	113
Valvole di ritegno a battente	113
– a clapet.....	113
– a disco.....	113
– a fuso	114
– a sfera.....	114
– a tappo	113
VELOCITA'	115
Velocità consigliate	117
Velocità di trascinamento dell'aria	118
VINCOLI DELLE TUBAZIONI	120
VISCOSITA'	125
Viscosità	39, 46, 48
VPE.....	90, 91

MARIO DONINELLI

I CIRCUITI E I TERMINALI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE



MARIO DONINELLI

I CIRCUITI E I TERMINALI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

La presentazione di questo secondo Quaderno Caleffi mi offre l'opportunità di ringraziare tutti coloro che - dopo l'uscita del primo Quaderno - hanno voluto manifestare sostegno alla nostra nuova iniziativa editoriale con osservazioni, consigli e note di vivo incoraggiamento.

Confesso che la cosa mi ha fatto molto piacere, anche perché l'iniziativa intrapresa è tutt'altro che semplice da realizzare.

Infatti il nostro intento non è quello di pubblicare libri "qualsiasi", ma dar vita a pubblicazioni nuove, confezionate "su misura" per le specifiche esigenze di chi progetta e realizza impianti. Proprio per questa ragione intendiamo affidare la loro stesura solo a Professionisti con una vasta esperienza di lavoro. Riteniamo infatti che il contatto diretto con la realtà di ogni giorno sia indispensabile per poter mettere a fuoco i veri problemi dei Termotecnici, per proporre soluzioni valide, per dare suggerimenti utili e concreti.

Intendiamo poi prestare molta cura anche alla facilità di lettura e alla qualità grafica dei nostri Quaderni.

Chi lavora non ha tempo da buttar via a scartabellare libri non chiari o poco pratici da consultare. E noi riteniamo nostro dovere far tutto il possibile per semplificare la sua attività di studio e di reperimento delle informazioni, cercando di approntare schemi riassuntivi chiari, disegni di immediata evidenza, tabelle agevoli da rintracciare e da consultare.

In altre parole, vogliamo procedere anche nei dettagli formali con la stessa cura - a volte quasi maniacale - con cui progettiamo e realizziamo i nostri prodotti: dove questo impegno e questa costante ricerca della qualità sono il nostro modo di lavorare insieme a chi ha riposto e ripone fiducia nella nostra Azienda.

Intendo infine porgere i miei ringraziamenti all'ingegner Mario Doninelli, autore anche di questo secondo Quaderno. Una lunga amicizia e la stessa dedizione al lavoro ci consentono di procedere facilmente in sintonia.

Naturalmente, sarò molto grato a chi vorrà inviarci giudizi o consigli su questa nuova pubblicazione. Tali riscontri, oltre a costituire per noi un'importante verifica, sono anche una significativa occasione per conoscere meglio coloro che in Caleffi consideriamo i nostri Collaboratori esterni.

*Franco Caleffi
Presidente della CALEFFI S.p.A.*

In questo secondo Quaderno ho messo in ordine e aggiornato le voci del mio schedario di lavoro relative ai circuiti e ai terminali di climatizzazione.

Nella parte riservata ai circuiti ho ritenuto opportuno privilegiare gli esempi numerici per derivare poi da questi note ed osservazioni di interesse generale. Ho preferito, cioè, evitare discorsi astratti ed appoggiarmi a situazioni reali, più idonee a cogliere gli aspetti tecnici essenziali inerenti la scelta e la progettazione dei circuiti.

Alcuni esempi li ho svolti per via teorica soprattutto per evidenziare come effettivamente i parametri in gioco interagiscono fra loro. Saper determinare il "peso" reale di questi fattori consente di maturare un'indispensabile attitudine critica nei confronti delle ipotesi semplificative e delle approssimazioni normalmente adottate.

Altri esempi, invece, sono stati svolti con i procedimenti pratici proposti e illustrati nell'ambito delle singole voci. Tali procedimenti consentono di ridurre notevolmente la laboriosità del calcolo teorico e comportano indeterminazioni ampiamente comprese nelle tolleranze che caratterizzano il calcolo degli impianti di climatizzazione.

Nella seconda parte del Quaderno ho ritenuto corretto impostare l'esame dei terminali analizzandone:

- 1. caratteristiche costruttive e prestazionali,*
- 2. potenza termica resa al variare delle condizioni di lavoro,*
- 3. prescrizioni di messa in opera e di manutenzione.*

Analizzando, cioè, gli elementi principali che servono a scegliere, dimensionare, installare e mantenere in esercizio i terminali stessi.

Desidero ringraziare per il prezioso aiuto che mi hanno dato Paolo Barcellini della Caleffi e gli amici dello studio STC, Umberto Bianchini e Roger Brescianini.

Sento anche di dover esprimere gratitudine alla Caleffi che mi ha messo a disposizione tutto quanto necessario per completare e dare alla stampa questo lavoro.

Mario Doninelli

AVVERTENZE

STRUTTURA GENERALE

Definizioni, grafici, tabelle, formule, esempi e consigli sono di seguito raccolti in voci (o schede).

Nella prima parte del libro le voci sono poste in sequenza logica così come riportato nello schema riassuntivo di pagina 2. Nella seconda parte, invece, le voci sono disposte in ordine alfabetico.

Ogni voce, pur essendo legata al contesto generale, è in pratica autosufficiente. I collegamenti tra voce e voce sono indicati da appositi rinvii: ciascun rinvio è chiaramente evidenziato e compreso fra parentesi tonde.

Grafici, tabelle e formule hanno un numero d'ordine legato solo al contesto della voce in cui sono riportati. Le voci di maggiori dimensioni, spesso introdotte da un breve indice ad albero, sono suddivise in capitoli e sottocapitoli.

SCHEMI E DISEGNI

Le voci sono completate da schemi e disegni che illustrano essenzialmente l'aspetto funzionale degli impianti, delle apparecchiature e dei particolari descritti. Non sono allegati disegni tecnici esecutivi.

SEGNI, SIMBOLI E ABBREVIAZIONI

Segni e simboli (della matematica, della fisica, della chimica, ecc...) sono quelli di uso corrente. Si è cercato di evitare il più possibile il ricorso ad abbreviazioni: quelle di cui si è fatto uso sono specificate caso per caso.

UNITA' DI MISURA

Non si è applicato in modo rigoroso il Sistema Internazionale. Spesso sono state preferite le unità di misura del sistema tecnico in quanto:

1. sono più immediate e comprensibili sul piano pratico;
2. sono le effettive unità di misura cui si fa riferimento nel linguaggio operativo dei tecnici e degli installatori.

ALFABETO GRECO

Grandezze fisiche, coefficienti numerici e costanti sono sovente rappresentati con lettere dell'alfabeto greco. Si è ritenuto utile pertanto riportare di seguito tali lettere e la relativa pronuncia.

Lettere dell'alfabeto greco					
Maiuscole	Minuscole	Nome	Maiuscole	Minuscole	Nome
A	α	alfa	N	ν	ni o nu
B	β	beta	Ξ	ξ	xi
Γ	γ	gamma	O	o	omicron
Δ	δ	delta	Π	π	pi
E	ϵ	epsilon	P	ρ	rho
Z	ζ	zeta	Σ	σ	sigma
H	η	eta	T	τ	tau
Θ	θ	theta	Y	υ	upsilon
I	ι	iota	Φ	ϕ	fi
K	κ	cappa	X	χ	chi
Λ	λ	lambda	Ψ	ψ	psi
M	μ	mi o mu	Ω	ω	omega

INDICE GENERALE

Parte prima

I CIRCUITI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

NOTE INTRODUTTIVE	pag. 3
--------------------------	---------------

CIRCUITI BILANCIATI	pag. 5
----------------------------	---------------

VALVOLE DI TARATURA	6
AUTOFLOW	7
VALVOLE DI SOVRAPPRESSIONE	8
LIMITATORI DI PRESSIONE DIFFERENZIALE PER ELETTROPOMPE	9

CIRCUITI SEMPLICI	pag. 10
--------------------------	----------------

CALCOLO TEORICO DEI CIRCUITI SEMPLICI	11
CALCOLO PRATICO DEI CIRCUITI SEMPLICI	18
• TAB. 1 - Fattori di bilanciamento della portata al variare della prevalenza	19
CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI SEMPLICI	25
APPLICAZIONE DEI CIRCUITI SEMPLICI	26

CIRCUITI A RITORNO INVERSO	pag. 30
-----------------------------------	----------------

CALCOLO DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO	31
CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO	35
APPLICAZIONI DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO	36

CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA

pag. 38

CALCOLO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA	39
CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA	45
APPLICAZIONI DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA	46

CIRCUITI CON AUTOFLOW

pag. 48

CALCOLO DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW	49
CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW	53
APPLICAZIONI DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW	54

CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A TRE VIE

pag. 56

DIMENSIONAMENTO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A TRE VIE	57
---	----

CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A DUE VIE

pag. 66

DIMENSIONAMENTO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A DUE VIE	67
---	----

Parte seconda

I TERMINALI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

AEROTERMI

pag. 75

CLASSIFICAZIONE	76
- AEROTERMI A PROIEZIONE ORIZZONTALE	76
- AEROTERMI A PROIEZIONE VERTICALE	77
SCELTA DEGLI AEROTERMI	78
- TIPO E COLLOCAZIONE DEGLI AEROTERMI	78
- TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAGLI AEROTERMI	82
- LIVELLO SONORO AMMISSIBILE	84
MANUTENZIONE DEGLI AEROTERMI	84
• TAB. 1 - Livelli accettabili di rumorosità ambientale	85
POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN AEROTERMO	86
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE	86
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN AEROTERMO	87
- FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI	88
• TAB. 2 - Fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi	90
- FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTITUDINE	91
• TAB. 3 - Fattore correttivo per effetto dell'altitudine	91
- FATTORE CORRETTIVO DIPENDENTE DALLA VELOCITÀ DEL FLUIDO SCALDANTE	92

RADIATORI

pag. 93

CLASSIFICAZIONE	94
- RADIATORI IN GHISA	94
- RADIATORI IN ACCIAIO	95
- RADIATORI IN ALLUMINIO	98
INSTALLAZIONE DEI RADIATORI	99
POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN RADIATORE	100
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE	100
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN RADIATORE	101
- FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI	102
• TAB. 1 - Fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi ($t_m = 80^\circ\text{C}$, $t_a = 20^\circ\text{C}$)	104
• TAB. 2 - Fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi ($t_m = 70^\circ\text{C}$, $t_a = 20^\circ\text{C}$)	105
- FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTITUDINE	106
• TAB. 3 - Fattore correttivo per effetto dell'altitudine	106
- FATTORE CORRETTIVO PER PROTEZIONE DEL RADIATORE	107
- FATTORE CORRETTIVO IN RELAZIONE AGLI ATTACCHI DEL RADIATORE	108
- FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELLA VERNICIATURA	109

TERMOCONVETTORI

pag. 110

CLASSIFICAZIONE	112
- TERMOCONVETTORI AD ALETTE SEMPLICI	112
- TERMOCONVETTORI A CANALI ALETTATI	115
- TERMOCONVETTORI A MOBILETTO	116
- TERMOCONVETTORI A ZOCCOLO	117
POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN TERMOCONVETTORE	118
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE	118
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN TERMOCONVETTORE	119
- FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI	120
• TAB. 1 - Fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi ($t_m = 80^\circ\text{C}$, $t_a = 20^\circ\text{C}$)	122
• TAB. 2 - Fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi ($t_m = 70^\circ\text{C}$, $t_a = 20^\circ\text{C}$)	123
- FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTITUDINE	124
• TAB. 3 - Fattore correttivo per effetto dell'altitudine	124
- FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DEL TIPO DI INSTALLAZIONE	125
- FATTORE CORRETTIVO DIPENDENTE DALLA VELOCITÀ DEL FLUIDO SCALDANTE	125

TERMOSTRISCE

pag. 126

INSTALLAZIONE DELLE TERMOSTRISCE	128
• TAB. 1 - Altezza minima di installazione delle termostrisce	128
POTENZA TERMICA NOMINALE DI UNA TERMOSTRISCIA	130
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE	130
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UNA TERMOSTRISCIA	131
- FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI	132
• TAB. 2 - Fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi	134
- FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTEZZA DI INSTALLAZIONE	135
• TAB. 3 - Fattore correttivo per effetto dell'altezza di installazione	135
- FATTORE CORRETTIVO DIPENDENTE DALLA VELOCITÀ DEL FLUIDO SCALDANTE	135

TUBI

pag. 136

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN METRO DI TUBO	137
• TAB. 1 - Potenza termica nominale dei tubi lisci in acciaio	137
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN METRO DI TUBO	138

TUBI ALETTATI

pag. 139

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN METRO DI TUBO ALETTATO	140
• TAB. 1 - Potenza termica nominale dei tubi alettati in acciaio	140
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN METRO DI TUBO ALETTATO	141

VENTILCONVETTORI**pag. 142**

CLASSIFICAZIONE	144
INSTALLAZIONE DEI VENTILCONVETTORI	147
SCelta DEI VENTILCONVETTORI	147
- POTENZA TERMICA E PORTATA D'ARIA DEI VENTILCONVETTORI	147
- TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAI VENTILCONVETTORI IN FASE DI RISCALDAMENTO	147
- LIVELLO SONORO AMMISSIBILE	149
MANUTENZIONE DEI VENTILCONVETTORI	149
POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RISCALDAMENTO	150
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE	150
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RISCALDAMENTO	151
POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RAFFREDDAMENTO	152
TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO DI RAFFREDDAMENTO	152
POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RAFFREDDAMENTO	153

BIBLIOGRAFIA**pag. 154****INDICE ANALITICO****pag. 155**

**I CIRCUITI
DEGLI IMPIANTI
DI CLIMATIZZAZIONE**

Schema riassuntivo

CIRCUITI BILANCIATI

CIRCUITI SEMPLICI

CIRCUITI A RITORNO
INVERSO

CIRCUITI CON VALVOLE
DI TARATURA

CIRCUITI
CON AUTOFLOW

CIRCUITI CON VALVOLE
DI REGOLAZIONE A TRE VIE

CIRCUITI CON VALVOLE
DI REGOLAZIONE A DUE VIE

NOTE INTRODUTTIVE

DEFINIZIONI

Circuito principale:

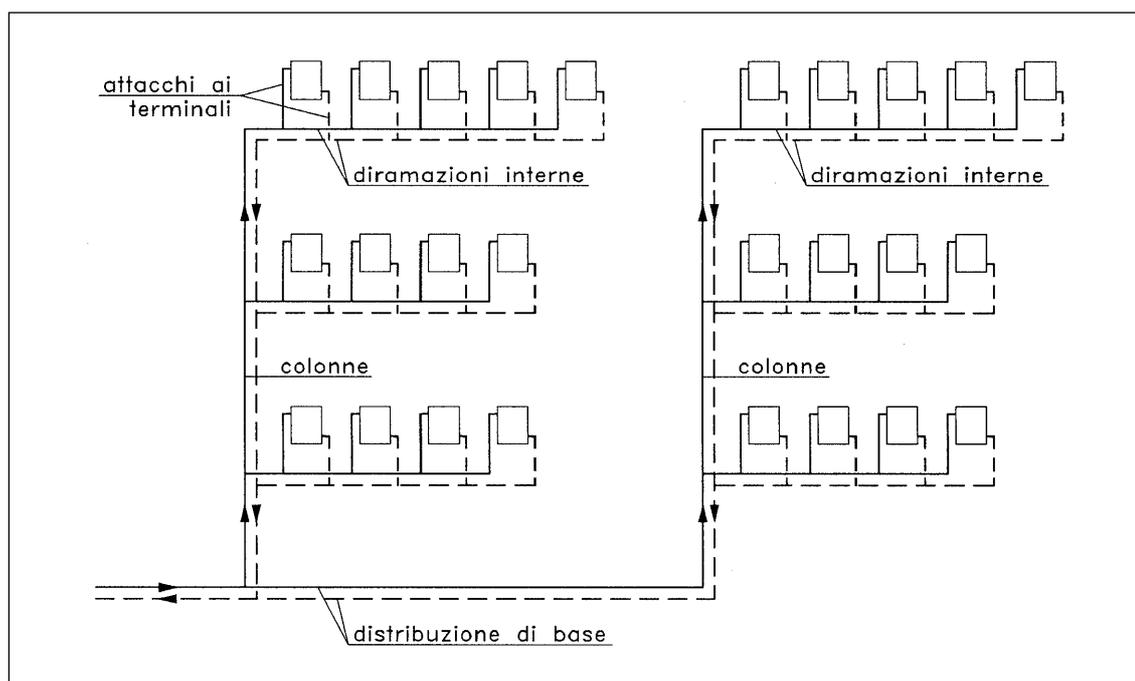
è il circuito di base, cioè quello che si sta esaminando o dimensionando.

Circuito secondario:

è una qualsiasi derivazione servita direttamente dal circuito principale.

Ad esempio, con riferimento allo schema distributivo sotto riportato, si possono avere i seguenti casi:

1. **quando si dimensionano le diramazioni interne:**
circuiti principali sono le diramazioni stesse, mentre circuiti secondari sono gli attacchi ai terminali.
2. **quando si dimensionano le colonne:**
circuiti principali sono le colonne stesse, mentre circuiti secondari sono le diramazioni interne.
3. **quando si dimensiona la distribuzione di base:**
circuiti principali è la distribuzione di base stessa, mentre circuiti secondari sono le colonne.



Portata nominale di un terminale:

è la portata che passa attraverso il terminale nelle condizioni di prova che servono a determinare la sua potenza termica (potenza nominale).

Valvole di regolazione:

sono valvole in grado di variare automaticamente le loro sezioni di passaggio. Possono, quindi, regolare automaticamente la quantità di fluido che le attraversa.

CALCOLO DELLE TUBAZIONI

Il calcolo delle tubazioni è di seguito svolto col metodo delle perdite di carico lineari costanti.

Come valore guida si è assunto: $r = 10$ mm c.a./m, che consente un buon compromesso fra due esigenze diverse:

- contenere i costi di realizzazione dell'impianto, e
- limitare il consumo energetico delle elettropompe.

TABELLE DI RIFERIMENTO

TAB. 1 - VALORI DEL COEFFICIENTE DI PERDITE LOCALIZZATE
(1° quaderno, voce PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE)

TAB. 2 - VALORI DELLE PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE
(1° quaderno, voce PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE)

TAB. 5 - PERDITE DI CARICO CONTINUE NEI TUBI IN ACCIAIO
(1° quaderno, voce TUBI IN ACCIAIO)

CIRCUITI BILANCIATI

Si definiscono bilanciati (o equilibrati) i circuiti in grado di servire i loro terminali con la giusta portata di fluido: cioè con la portata di fluido necessaria a far sì che i terminali possano riscaldare, raffreddare e deumidificare secondo quanto richiesto.

Progettare e realizzare circuiti bilanciati serve essenzialmente a:

- garantire il corretto funzionamento dei terminali;
- evitare velocità del fluido troppo elevate, possibile causa di rumori e azioni abrasive;
- impedire che le elettropompe lavorino in condizioni di scarsa resa e surriscaldamento;
- limitare il valore delle pressioni differenziali che agiscono sulle valvole di regolazione, per impedire trafilamenti e irregolarità di funzionamento.

Negli impianti medio-piccoli a portata costante, un buon dimensionamento delle tubazioni è in genere sufficiente ad assicurare circuiti bilanciati.

Al contrario, in impianti a reti estese o a portata variabile, per poter realizzare circuiti bilanciati è necessario prevedere appositi dispositivi atti a regolare il flusso del fluido. Di seguito si analizzano i tipi e le caratteristiche principali di tali dispositivi.

VALVOLE DI TARATURA

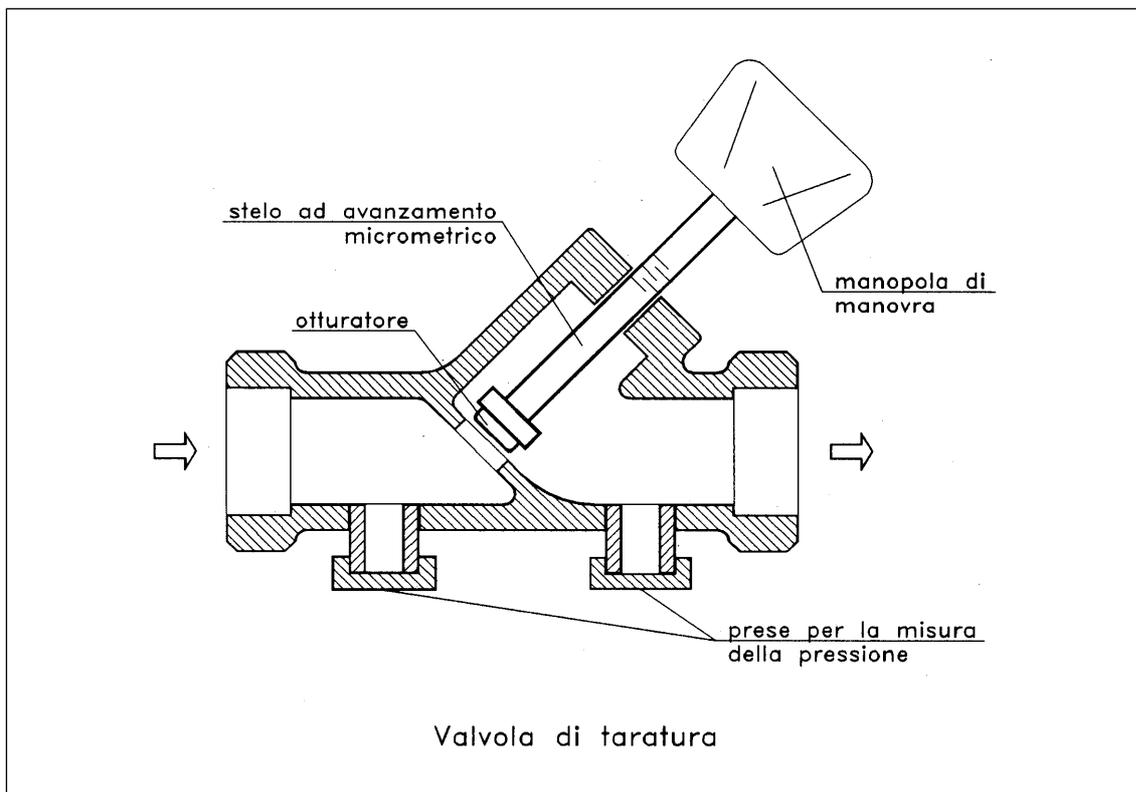
Sono valvole che consentono di opporre al passaggio del fluido perdite di carico predeterminate e quindi rendono possibile regolare la quantità di fluido che passa attraverso le derivazioni su cui sono poste.

Gli elementi che caratterizzano queste valvole sono: **l'otturatore**, **lo stelo** e **le prese per la misura della pressione**.

L'**otturatore** deve essere in grado di assicurare un flusso regolare e uniforme, al fine di evitare: vibrazioni, rumori, fenomeni di cavitazione, erosione della sede e usura delle guarnizioni.

Lo **stelo** deve avere un accoppiamento vite-madrevite di tipo micrometrico (cioè a passo fine) e riferimenti di lettura atti a consentire un preciso posizionamento e controllo dell'otturatore.

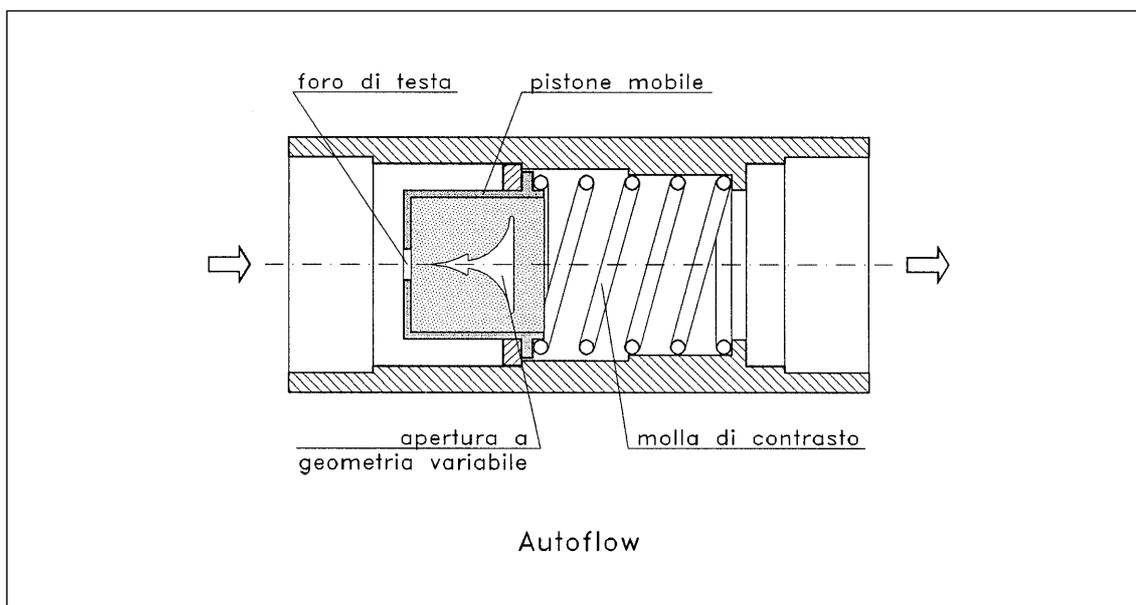
Le **prese di pressione** devono essere poste in zone a bassa turbolenza in modo da consentire significative misure "in loco" dell'effettiva resistenza opposta dalla valvola al passaggio del fluido.



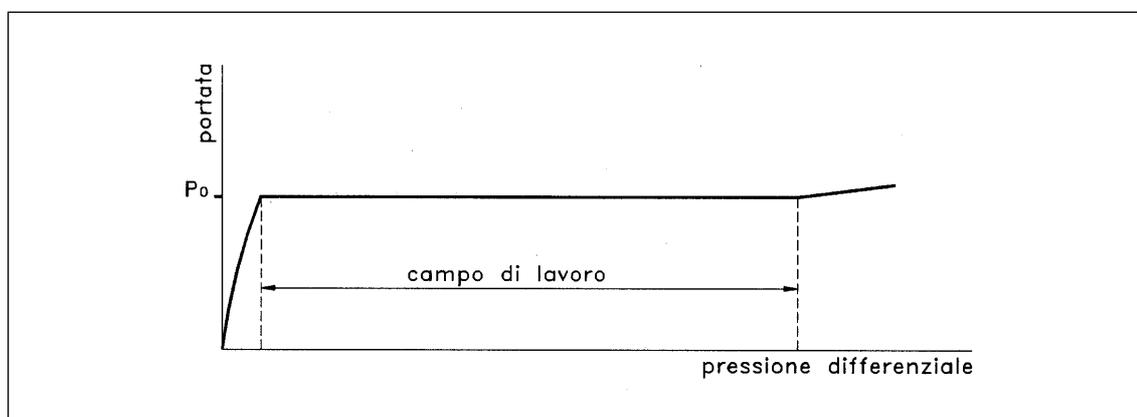
AUTOFLOW

Sono dispositivi in grado di mantenere automaticamente costante la portata di fluido che passa attraverso le derivazioni su cui sono posti.

L'elemento regolatore di questi stabilizzatori di portata è un pistone mobile che ha, come sezioni di passaggio, un foro di testa e aperture laterali a geometria variabile.



Tale regolatore - mosso dalla spinta del fluido e dalla contropinta di una molla a spirale - deve assicurare automaticamente portate pressoché costanti entro un ampio campo di pressioni differenziali, così come rappresentato dal seguente diagramma:

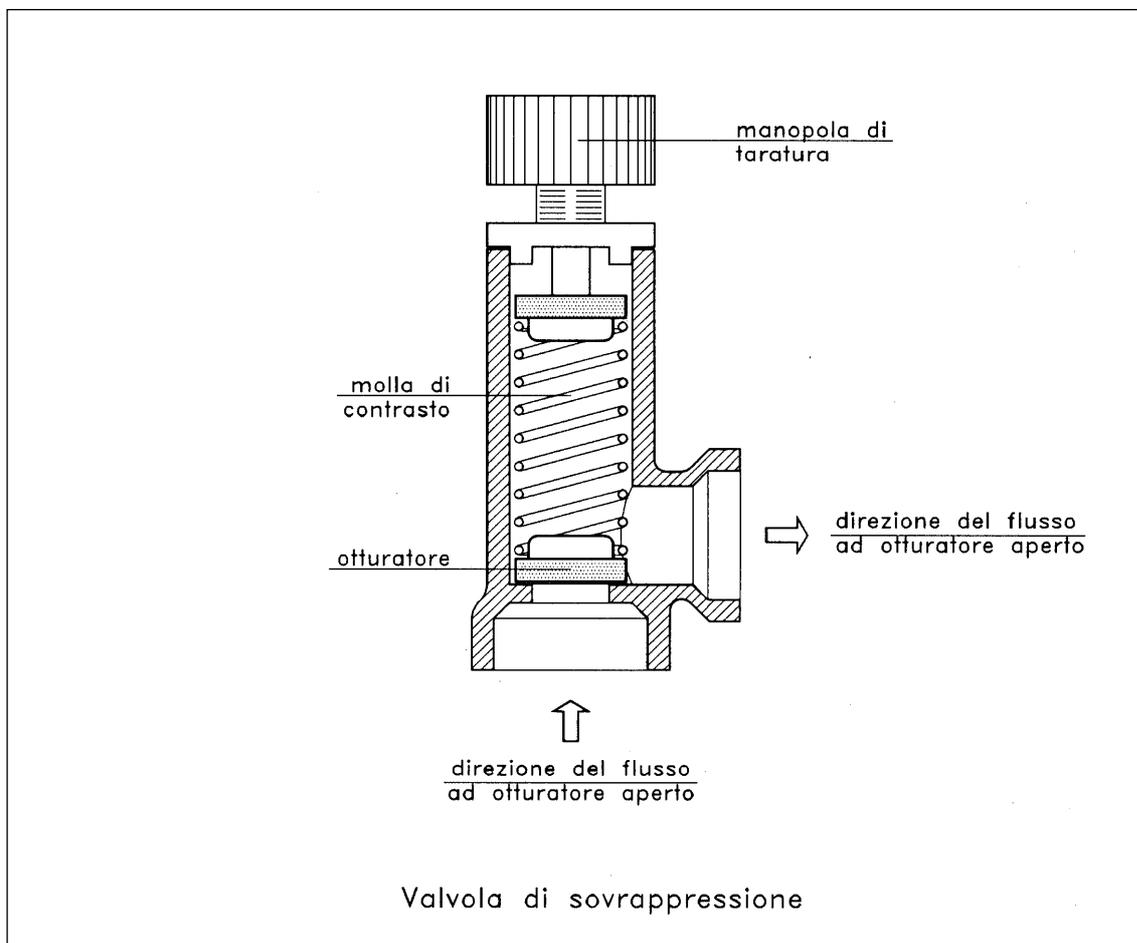


VALVOLE DI SOVRAPPRESSIONE

Sono valvole che consentono di realizzare by-pass limitatori di pressione differenziale: cioè by-pass atti ad impedire che la pressione differenziale fra due punti di un circuito superi un determinato valore.

L'elemento regolatore di queste valvole è un otturatore a disco normalmente chiuso sotto l'azione di una molla, che può essere tarata (in relazione alla pressione differenziale massima voluta) mediante un'apposita manopola.

Il regolatore apre e attiva il circuito di by-pass (scaricando in tal modo le sovrappressioni) solo quando è sottoposto ad una pressione differenziale che genera una spinta superiore a quella della molla di contrasto.

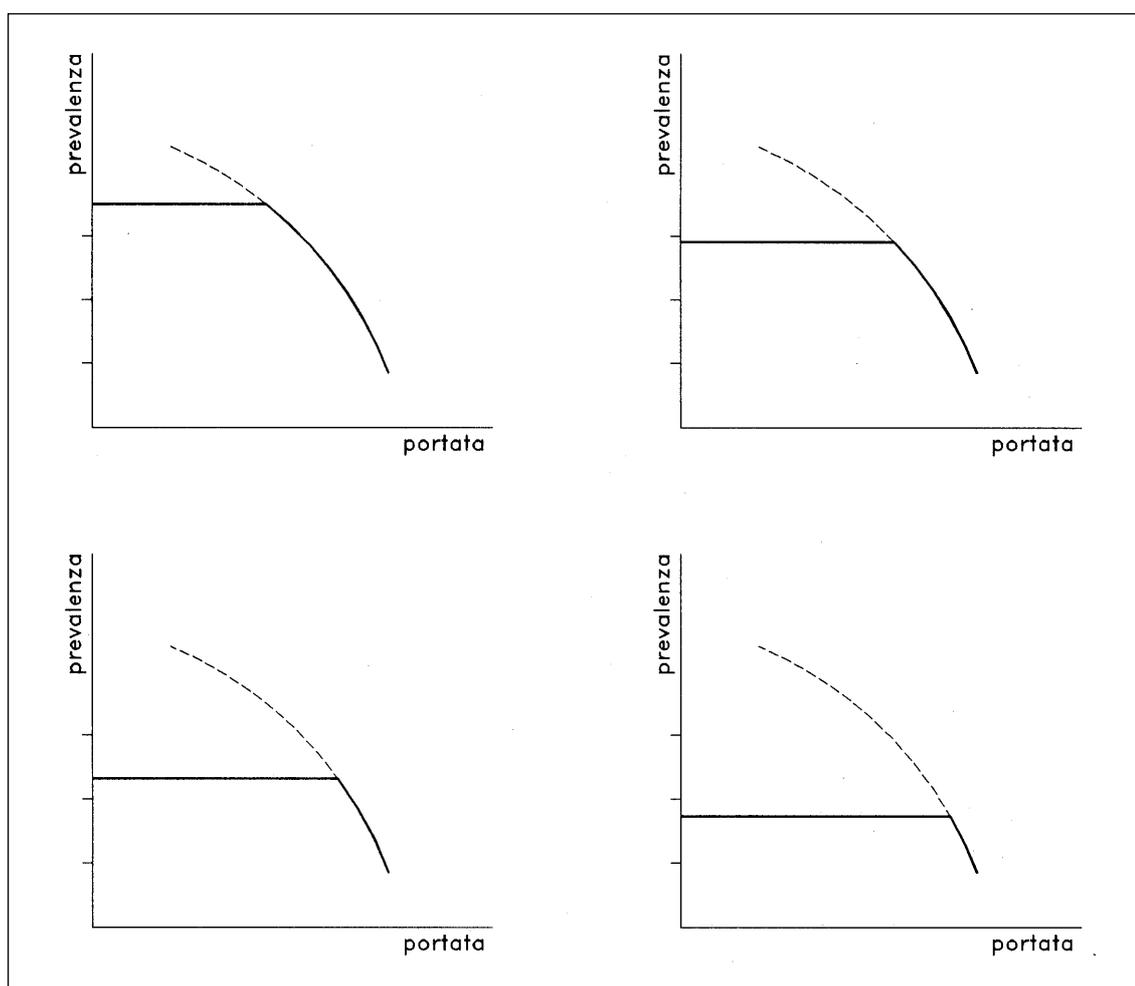


LIMITATORI DI PRESSIONE DIFFERENZIALE PER ELETTROPOMPE

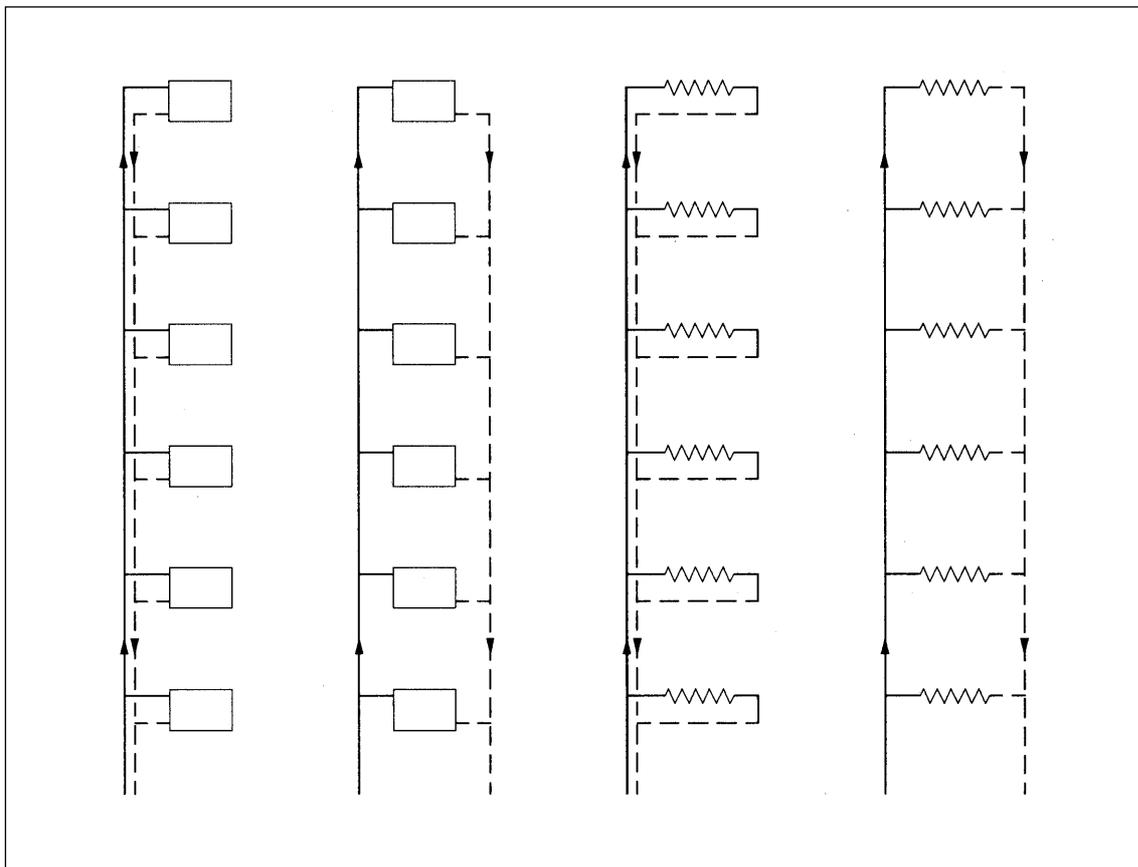
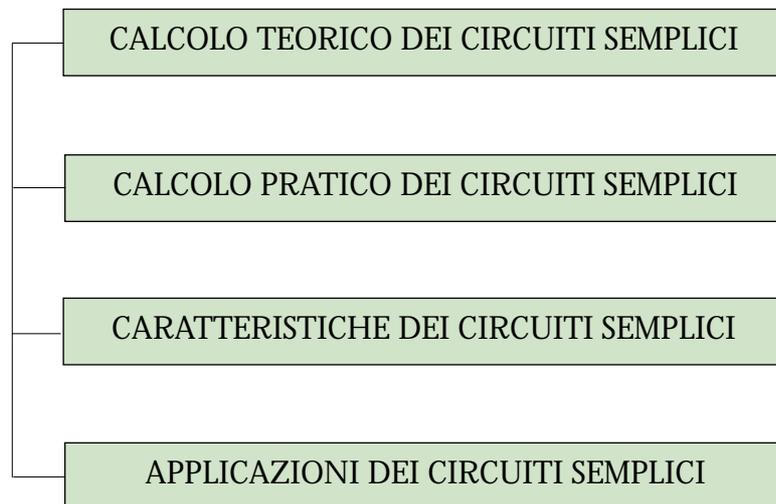
Sono dispositivi in grado di limitare il numero di giri delle elettropompe e in tal modo far sì che la pressione differenziale (fra due punti di un circuito) non superi un certo valore.

Gli elementi principali di questi dispositivi sono le **prese di pressione** (interne o esterne alla elettropompa) e il **quadro generale di regolazione**.

Di seguito sono riportate le curve caratteristiche di una elettropompa che lavora sotto il controllo di un limitatore di pressione differenziale tarato a diversi valori di pressione massima.



CIRCUITI SEMPLICI



Sono circuiti a due tubi senza dispositivi di bilanciamento: cioè senza valvole di taratura o autoflow. Graficamente si possono rappresentare con gli schemi riportati nella pagina a lato.

CALCOLO TEORICO DEI CIRCUITI SEMPLICI

Il calcolo teorico di questi circuiti può essere sviluppato nel seguente modo:

1. Si dimensiona l'ultimo circuito secondario in base alla portata richiesta, determinandone:
 - diametro,
 - perdite di carico.

2. Si dimensionano gli ultimi tronchi del circuito principale (cioè quelli compresi fra l'ultimo e il penultimo circuito secondario) determinandone:
 - portata (è uguale a quella dell'ultimo circuito secondario),
 - diametro,
 - perdite di carico.

3. Si dimensiona il penultimo circuito secondario in base alla portata richiesta, determinandone:
 - diametro,
 - perdite di carico.

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

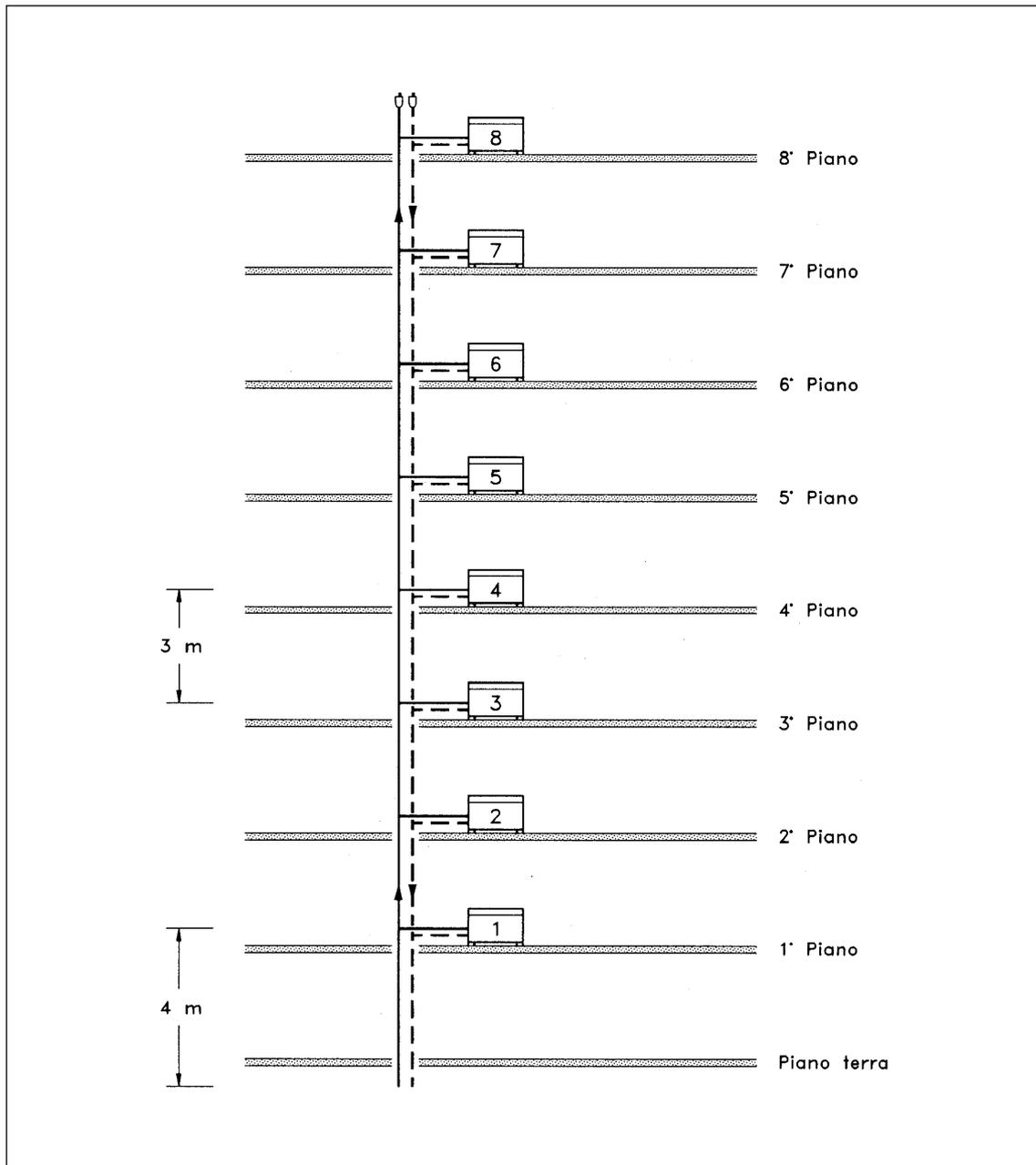
4. Si dimensionano i penultimi tronchi del circuito principale, determinandone:
 - portata (si ottiene sommando le portate dei circuiti secondari serviti dai tronchi in esame),
 - diametro,
 - perdite di carico.

5. Si dimensionano gli altri circuiti secondari e gli altri tronchi del circuito principale:
 - Per i circuiti secondari si procede come indicato al punto 3.
 - Per i tronchi del circuito principale si procede, invece, come indicato al punto 4.

Esempio 1 - Calcolo teorico di un circuito semplice

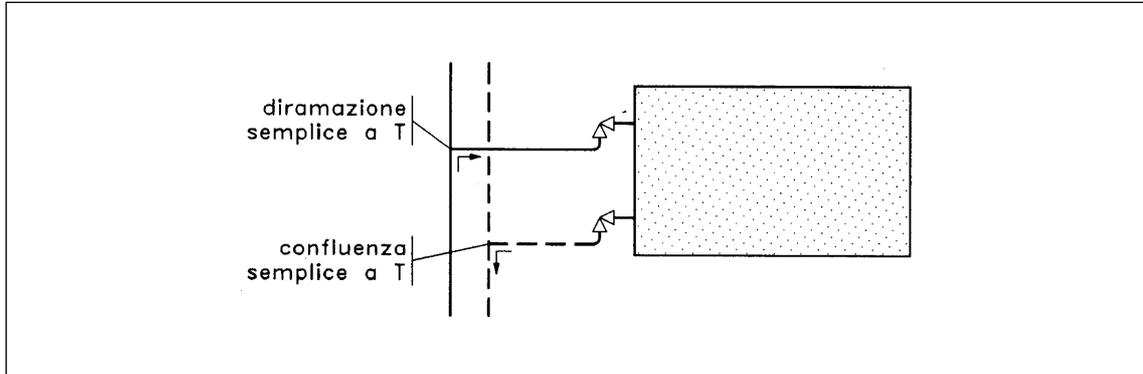
Dimensionare, col metodo di calcolo riportato alla pagina precedente, il circuito semplice sotto schematizzato. Si consideri:

- $G = 330 \text{ l/h}$ portata nominale di ogni ventilconvettore,
- $\Delta P = 150 \text{ mm c.a.}$ perdite di carico corrispondenti alla portata nominale,
- $l = 4 \text{ m}$ lunghezza dei collegamenti colonne-ventilconvettore,
- $n = 2$ (a 90°) curve dei collegamenti colonne-ventilconvettore.



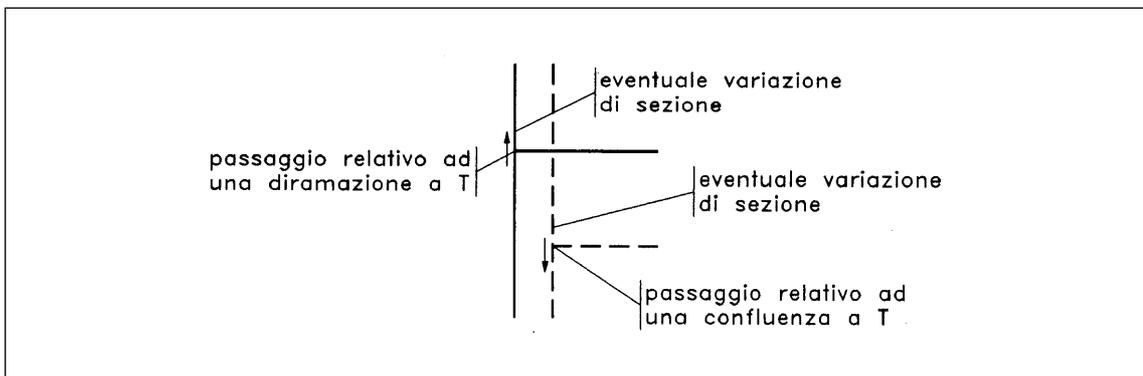
Soluzione:

- Determinazione degli ξ (coefficienti di perdita localizzata) relativi al collegamento colonne-ventilconvettore:



- 1 diramazione semplice a T	1,0 = 1,0		1,0
- 1 confluenza semplice a T	1,0 = 1,0		1,0
- 2 curve normali a 90°	2 · 1,5 = 3,0	($\phi = 3/8", 1/2"$)	2 · 1,0 = 2,0
- 1 valvola a squadra (valore medio)	4,0 = 4,0		4,0
- 1 detentore (valore medio)	1,0 = 1,0		1,0
Totale $\Sigma\xi = 10,0$		($\phi = 3/8", 1/2"$)	Totale $\Sigma\xi = 9,0$
			($\phi = 3/4", 1"$)

- Determinazione degli ξ relativi ai tronchi di colonna compresi fra i piani:



- 1 passaggio relativo ad una diramazione semplice a T	1,0
- 1 passaggio relativo ad una confluenza semplice a T	1,0
Totale $\Sigma\xi = 2,0$ (somma degli ξ nel caso di ϕ costante)	
- 1 allargamento di sezione	1,0
- 1 restringimento di sezione	0,5
Totale $\Sigma\xi = 3,5$ (somma degli ξ nel caso di ϕ variabile)	

— Per il calcolo dei tronchi di colonna si assume come valore guida: $r = 10$ mm c.a./m (ved. NOTE INTRODUTTIVE).

— Tabelle di riferimento:

TAB. 5 - Perdite di carico continue per tubi in acciaio (ved. 1° quaderno, voce TUBI IN ACCIAIO)

TAB. 2 - Perdite di carico localizzate (ved. 1° quaderno, voce PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE)

Circuito secondario del ventilconvettore 8

Al ventilconvettore 8 si vuole assicurare la sua portata nominale: $G_8 = 330$ l/h. Tale portata può essere garantita con attacchi da 1/2" che consentono una velocità del fluido (0,44 m/s) inferiore a 0,7 m/s, cioè al limite consigliato dalla TAB. 1 riportata alla voce VELOCITÀ (1° quaderno).

— Calcolo delle perdite di carico (H_8) del circuito secondario:

- Perdite di carico distribuite lungo le derivazioni. Si calcolano con la formula: $h = l \cdot r$.

Essendo: $l = 4$ m (lunghezza derivazioni)

$r = 20,5$ mm c.a./m (TAB. 5, per $\varnothing = 1/2''$ e $G = 330$ l/h)

risulta: $h = 82,0$ mm c.a.

- Perdite di carico localizzate delle derivazioni. Si determinano con la TAB. 2.

Essendo: $\Sigma\xi = 10,0$

$v = 0,44$ m/s (TAB. 5, per $\varnothing = 1/2''$ e $G = 330$ l/h)

risulta $z = 96$ mm c.a. (TAB. 2)

- Perdite di carico del ventilconvettore:

$k = 150$ mm c.a. essendo la portata effettiva del ventilconvettore uguale a quella nominale.

Si ottiene pertanto: $H_8 = h + z + k = 82 + 96 + 150 = 328$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 8 e 7

— Portata dei tronchi: $G_{8-7} = G_8 = 330$ l/h

— \varnothing scelto: $= 3/4''$ (è il diametro commerciale che più si avvicina al valore guida: $r = 10$ mm c.a./m)

— Calcolo delle perdite di carico (ΔP_{8-7}) dei tronchi:

- Perdite di carico continue. Si calcolano con la formula: $h = l \cdot r$.

Essendo: $l = 6$ m (lunghezza dei tronchi di colonna)

$r = 5$ mm c.a./m (TAB. 5, per $\varnothing = 3/4''$ e $G = 330$ l/h)

risulta: $h = 30$ mm c.a.

- Perdite di carico localizzate. Si determinano con la TAB. 2.

Essendo: $\Sigma\xi = 2,0$

$v = 0,25$ m/s (TAB. 5, per $\varnothing = 3/4''$ e $G = 330$ l/h)

risulta $z = 6$ mm c.a. (TAB. 2)

Si ottiene pertanto: $\Delta P_{8-7} = h + z = 30 + 6 = 36$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 7

A pari portata (quella nominale) e a pari diametro (il 3/8" comporterebbe velocità troppo elevate), questo circuito è uguale a quello del ventilconvettore 8. Pertanto l'effettiva portata del circuito in esame può essere determinata bilanciando G_8 e H_8 alla effettiva prevalenza (H_7) disponibile ai suoi attacchi (ved. I° quaderno, voce PORTATA DI BILANCIAMENTO).

— Prevalenza agli attacchi del circuito in esame: $H_7 = H_8 + \Delta P_{8-7} = 328 + 36 = 364$ mm c.a.

— Portata effettiva del circuito in esame:

$$G_7 = G_8 \cdot (H_7 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (364 / 328)^{0,525} = 349 \text{ l/h} \quad v_7 = 0,47 \text{ m/s}$$

Tronchi di colonna compresi fra i piani 7 e 6

— Portata dei tronchi: $G_{7-6} = G_{8-7} + G_7 = 330 + 349 = 679$ l/h \varnothing scelto = 3/4"
 $r = 18,5$ mm c.a./m $v = 0,51$ m/s $\Sigma \xi = 2,0$ (no variazioni \varnothing)

— Perdite di carico: $\Delta P_{7-6} = 18,5 \cdot 6 + 26 = 137$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 6

— $H_6 = H_7 + \Delta P_{7-6} = 364 + 137 = 501$ mm c.a.

— $G_6 = G_8 \cdot (H_6 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (501 / 328)^{0,525} = 412$ l/h; $v_6 = 0,55$ m/s

Tronchi di colonna compresi fra i piani 6 e 5

— Portata dei tronchi: $G_{6-5} = G_{7-6} + G_6 = 679 + 412 = 1.091$ l/h \varnothing scelto = 1"
 $r = 14,0$ mm c.a./m $v = 0,52$ m/s $\Sigma \xi = 3,5$ (si variazioni \varnothing)

— Perdite di carico: $\Delta P_{6-5} = 14,0 \cdot 6 + 47 = 131$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 5

— $H_5 = H_6 + \Delta P_{6-5} = 501 + 131 = 632$ mm c.a.

— $G_5 = G_8 \cdot (H_5 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (632 / 328)^{0,525} = 466$ l/h $v_5 = 0,63$ m/s

Tronchi di colonna compresi fra i piani 5 e 4

— Portata dei tronchi: $G_{5-4} = G_{6-5} + G_5 = 1.091 + 466 = 1.557$ l/h \varnothing scelto = 1 1/4"
 $r = 7,0$ mm c.a./m; $v = 0,43$ m/s $\Sigma \xi = 3,5$ (si variazioni \varnothing)

— Perdite di carico: $\Delta P_{5-4} = 7,0 \cdot 6 + 32 = 74$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 4

— $H_4 = H_5 + \Delta P_{5-4} = 632 + 74 = 706$ mm c.a.

— $G_4 = G_8 \cdot (H_4 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (706 / 328)^{0,525} = 494$ l/h $v_4 = 0,66$ m/s

Tronchi di colonna compresi fra i piani 4 e 3

- Portata dei tronchi: $G_{4-3} = G_{5-4} + G_4 = 1.557 + 494 = 2.051 \text{ l/h}$ \varnothing scelto = 1 1/4"
 $r = 11,5 \text{ mm c.a./m}$ $v = 0,56 \text{ m/s}$ $\Sigma\xi = 2,0$ (no variazioni \varnothing)
- Perdite di carico: $\Delta P_{4-3} = 11,5 \cdot 6 + 31 = 100 \text{ mm c.a.}$

Circuito secondario del ventilconvettore 3

- $H_3 = H_4 + \Delta P_{4-3} = 706 + 100 = 806 \text{ mm c.a.}$
- $G_3 = G_8 \cdot (H_3 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (806 / 328)^{0,525} = 529 \text{ l/h}$ $v_3 = 0,71 \text{ m/s}$

Tronchi di colonna compresi fra i piani 3 e 2

- Portata dei tronchi: $G_{3-2} = G_{4-3} + G_3 = 2.051 + 529 = 2.580 \text{ l/h}$ \varnothing scelto = 1 1/2"
 $r = 8,5 \text{ mm c.a./m}$ $v = 0,52 \text{ m/s}$ $\Sigma\xi = 3,5$ (si variazioni \varnothing)
- Perdite di carico: $\Delta P_{3-2} = 8,5 \cdot 6 + 47 = 98 \text{ mm c.a.}$

Circuito secondario del ventilconvettore 2

- $H_2 = H_3 + \Delta P_{3-2} = 806 + 98 = 904 \text{ mm c.a.}$
- $G_2 = G_8 \cdot (H_2 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (904 / 328)^{0,525} = 562 \text{ l/h}$ $v_2 = 0,75 \text{ m/s}$

Tronchi di colonna compresi fra i piani 2 e 1

- Portata dei tronchi: $G_{2-1} = G_{3-2} + G_2 = 2.580 + 562 = 3.142 \text{ l/h}$ \varnothing scelto = 1 1/2"
 $r = 12,0 \text{ mm c.a./m}$ $v = 0,64 \text{ m/s}$ $\Sigma\xi = 2,0$ (no variazioni \varnothing)
- Perdite di carico: $\Delta P_{2-1} = 12,0 \cdot 6 + 41 = 113 \text{ mm c.a.}$

Circuito secondario del ventilconvettore 1

- $H_1 = H_2 + \Delta P_{2-1} = 904 + 113 = 1.017 \text{ mm c.a.}$
- $G_1 = G_8 \cdot (H_1 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (1.017 / 328)^{0,525} = 598 \text{ l/h}$ $v_1 = 0,80 \text{ m/s}$

Tronchi di colonna compresi fra il primo piano e gli attacchi delle colonne

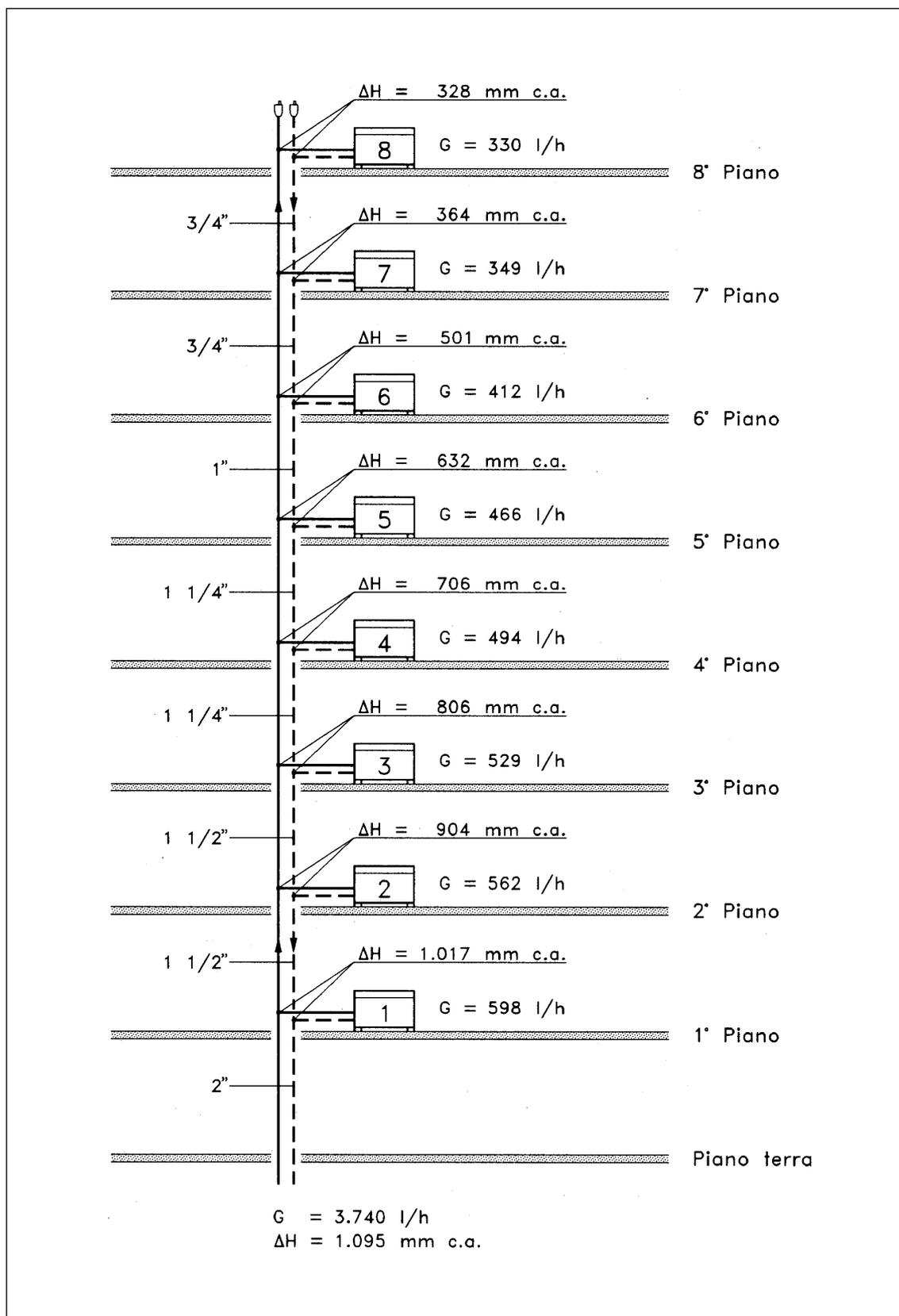
- Portata dei tronchi: $G_{1-0} = G_{2-1} + G_1 = 3.142 + 598 = 3.740 \text{ l/h}$ \varnothing scelto = 2"
 $r = 5,0 \text{ mm c.a./m}$ $v = 0,47 \text{ m/s}$ $\Sigma\xi = 3,5$ (si variazioni \varnothing)
- Perdite di carico: $\Delta P_{1-0} = 5,0 \cdot 8 + 38 = 78 \text{ mm c.a.}$

Portata e prevalenza agli attacchi delle colonne

- $H = 1.017 + 78 = 1.095 \text{ mm c.a.}$
- $G = 3.740 \text{ l/h}$

Osservazioni:

I terminali dei piani inferiori sono alimentati con portate e velocità del fluido troppo elevate. Si veda in merito quanto riportato al capitolo: CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI SEMPLICI.



CALCOLO PRATICO DEI CIRCUITI SEMPLICI

Per il calcolo pratico dei circuiti semplici non esistono metodi generalizzabili di sicuro affidamento: troppe infatti sono le variabili da prendere in considerazione. Solo l'esperienza può suggerire semplificazioni e accorgimenti atti a ridurre la complessità del calcolo teorico.

Di seguito si propone un metodo di calcolo pratico per dimensionare colonne a circuito semplice in edifici con dislivelli di piano compresi fra 2,7 e 3,3 metri. Le principali fasi di tale calcolo sono le seguenti:

1. Si dimensiona l'ultimo circuito secondario in base alla portata richiesta, determinandone:
 - diametro,
 - perdite di carico.

2. Si stabiliscono convenzionalmente le prevalenze agli estremi degli altri circuiti secondari, in base a questi criteri:
 - per il penultimo circuito secondario si assume come valore di prevalenza quello che si ottiene:
 - incrementando di 100 mm c.a. la prevalenza dell'ultimo circuito, e
 - arrotondando tale valore al multiplo di 100 più vicino.
 - per gli altri circuiti secondari si assume come valore di prevalenza quello che si ottiene incrementando di 100 mm c.a. la prevalenza del circuito secondario del piano superiore.

3. Si dimensionano gli altri circuiti secondari in base alla portata richiesta, determinandone:
 - diametro,
 - perdite di carico.

Portata e perdite di carico, così determinate, si devono poi bilanciare alla relativa prevalenza convenzionale determinata al punto 2.

4. Si dimensionano i tronchi di colonna del circuito principale in base:
 - alla loro portata (si ottiene sommando le portate dei circuiti secondari serviti dai tronchi in esame), e
 - considerando perdite di carico continue uguali a 10 mm c.a./m.

Nota:

Se i circuiti secondari e i terminali sono fra loro uguali, la portata di un generico circuito può essere derivata da quella del piano superiore mediante il relativo fattore di bilanciamento riportato a TAB. 1.

**TAB. 1 - FATTORI DI BILANCIAMENTO DELLA PORTATA
AL VARIARE DELLA PREVALENZA**

H ₁	H ₂	F	H ₁	H ₂	F	H ₁	H ₂	F
100	200	1,44	1.100	1.200	1,05	2.100	2.200	1,02
200	300	1,24	1.200	1.300	1,04	2.200	2.300	1,02
300	400	1,16	1.300	1.400	1,04	2.300	2.400	1,02
400	500	1,12	1.400	1.500	1,04	2.400	2.500	1,02
500	600	1,10	1.500	1.600	1,03	2.500	2.600	1,02
600	700	1,08	1.600	1.700	1,03	2.600	2.700	1,02
700	800	1,07	1.700	1.800	1,03	2.700	2.800	1,02
800	900	1,06	1.800	1.900	1,03	2.800	2.900	1,02
900	1.000	1,06	1.900	2.000	1,03	2.900	3.000	1,02
1.000	1.100	1,05	2.000	2.100	1,03	3.000	3.100	1,02

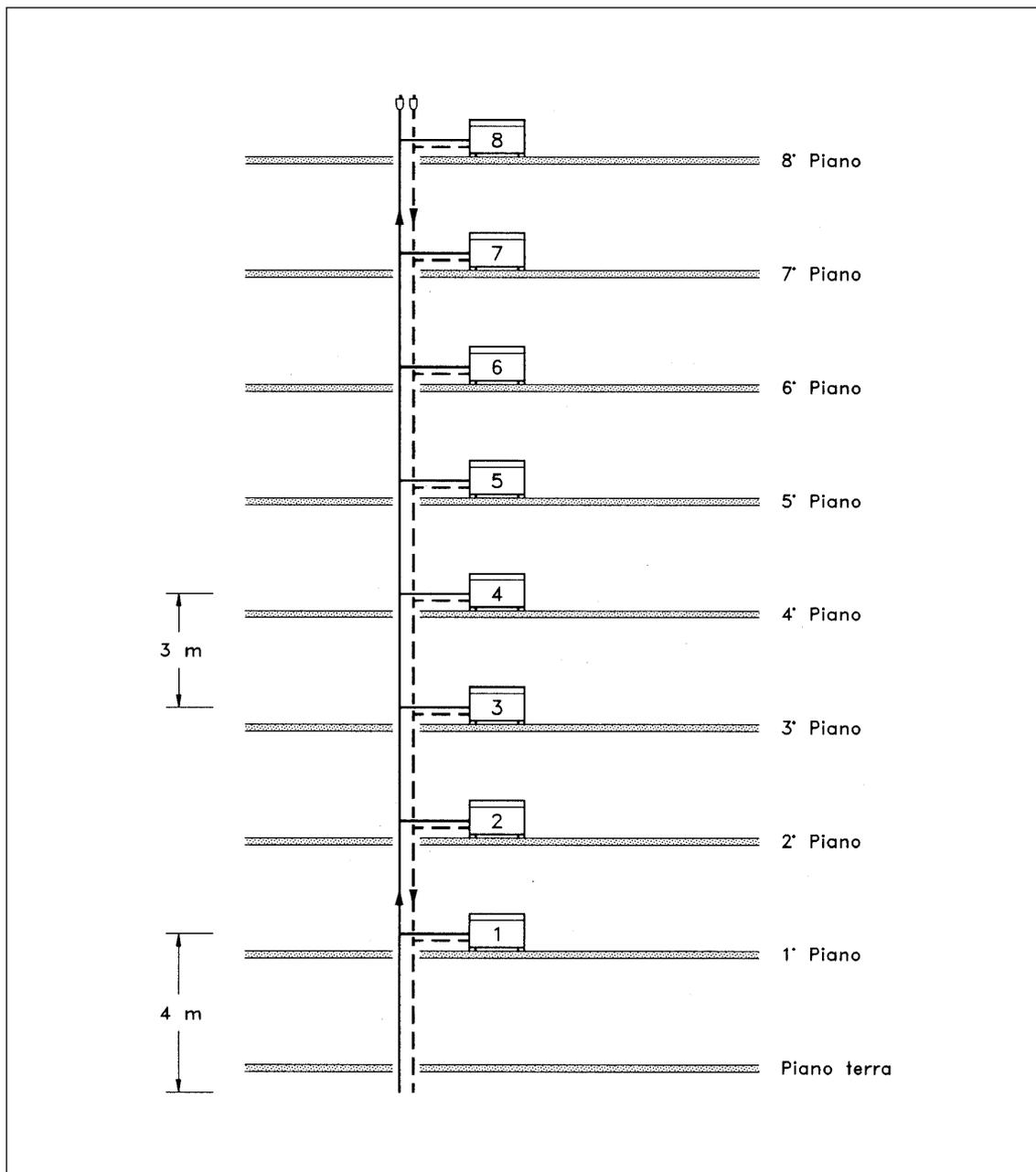
F è il fattore che serve a stabilire la nuova portata di un circuito che passa dalla prevalenza H₁ (mm c.a.) alla prevalenza H₂ (mm c.a.).

I valori della TAB. 1 sono derivati dalle formule riportate alla voce: PORTATA DI BILANCIAMENTO (1° quaderno).

Esempio 2 - Calcolo pratico di un circuito semplice

Dimensionare, col metodo di calcolo riportato alla pagina precedente, il circuito semplice sotto schematizzato. Si consideri:

- $G = 330 \text{ l/h}$ portata nominale di ogni ventilconvettore,
- $\Delta P = 150 \text{ mm c.a.}$ perdite di carico corrispondenti alla portata nominale,
- $l = 4 \text{ m}$ lunghezza dei collegamenti colonne-ventilconvettore,
- $n = 2$ (a 90°) curve dei collegamenti colonne-ventilconvettore.



Soluzione:— **Tabelle di riferimento:**

TAB. 5 - Perdite di carico continue per tubi in acciaio (ved. 1° quaderno, voce TUBI IN ACCIAIO)

TAB. 2 - Perdite di carico localizzate (ved. 1° quaderno, voce PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE)

1 - Circuito secondario del ventilconvettore 8

Questo circuito si può dimensionare come il corrispondente circuito dell'esempio 1.

Si ha pertanto: $\varnothing_8 = 1/2''$

$$G_8 = 330 \text{ l/h}$$

$$H_8 = 328 \text{ mm c.a.}$$

2 - Prevalenze convenzionali agli estremi dei circuiti secondari

— Penultimo circuito: in base alle convenzioni adottate la prevalenza di questo circuito si ottiene:
 - incrementando di 100 mm c.a. la prevalenza dell'ultimo circuito: $H = 328 + 100 = 428 \text{ mm c.a.}$
 - e arrotondando tale valore al multiplo di 100 più vicino.

Risulta quindi: $H_7 = 400 \text{ mm c.a.}$

— Altri circuiti: sempre in base alle convenzioni adottate, la prevalenza di questi circuiti si ottiene incrementando di 100 mm c.a. quella del piano superiore.

Risulta quindi: $H_6 = 500 \text{ mm c.a.}$

$$H_5 = 600 \text{ mm c.a.}$$

$$H_4 = 700 \text{ mm c.a.}$$

$$H_3 = 800 \text{ mm c.a.}$$

$$H_2 = 900 \text{ mm c.a.}$$

$$H_1 = 1.000 \text{ mm c.a.}$$

3 - Circuito secondario del ventilconvettore 7

A pari portata (quella nominale) e a pari diametro (il 3/8" comporterebbe velocità troppo elevate), questo circuito è uguale a quello del ventilconvettore 8.

Pertanto la portata del circuito in esame può essere determinata bilanciando G_8 e H_8 alla prevalenza H_7 che si ipotizza disponibile ai suoi attacchi (ved. 1° quaderno, voce PORTATA DI BILANCIAMENTO).Si ottiene pertanto: $G_7 = G_8 \cdot (H_7 / H_8)^{0,525} = 330 \cdot (400 / 328)^{0,525} = 366 \text{ l/h}$

4 - Dimensionamento degli altri circuiti secondari

Dato che questi circuiti e i relativi terminali sono fra loro uguali, la portata del circuito secondario di ogni piano può essere calcolata utilizzando i fattori di bilanciamento riportati nella TAB. 1.

Si ottiene pertanto:

- circuito secondario 6: $H_6 = 500$ mm c.a. $G_6 = G_7 \cdot F = 366 \cdot 1,12 = 410$ l/h
- circuito secondario 5: $H_5 = 600$ mm c.a. $G_5 = G_6 \cdot F = 410 \cdot 1,10 = 451$ l/h
- circuito secondario 4: $H_4 = 700$ mm c.a. $G_4 = G_5 \cdot F = 451 \cdot 1,08 = 487$ l/h
- circuito secondario 3: $H_3 = 800$ mm c.a. $G_3 = G_4 \cdot F = 487 \cdot 1,07 = 521$ l/h
- circuito secondario 2: $H_2 = 900$ mm c.a. $G_2 = G_3 \cdot F = 521 \cdot 1,06 = 552$ l/h
- circuito secondario 1: $H_1 = 1.000$ mm c.a. $G_1 = G_2 \cdot F = 552 \cdot 1,06 = 585$ l/h

5 - Dimensionamento delle colonne

In base alle convenzioni di calcolo adottate, le colonne si dimensionano col valore guida:
 $r = 10$ mm c.a./m.

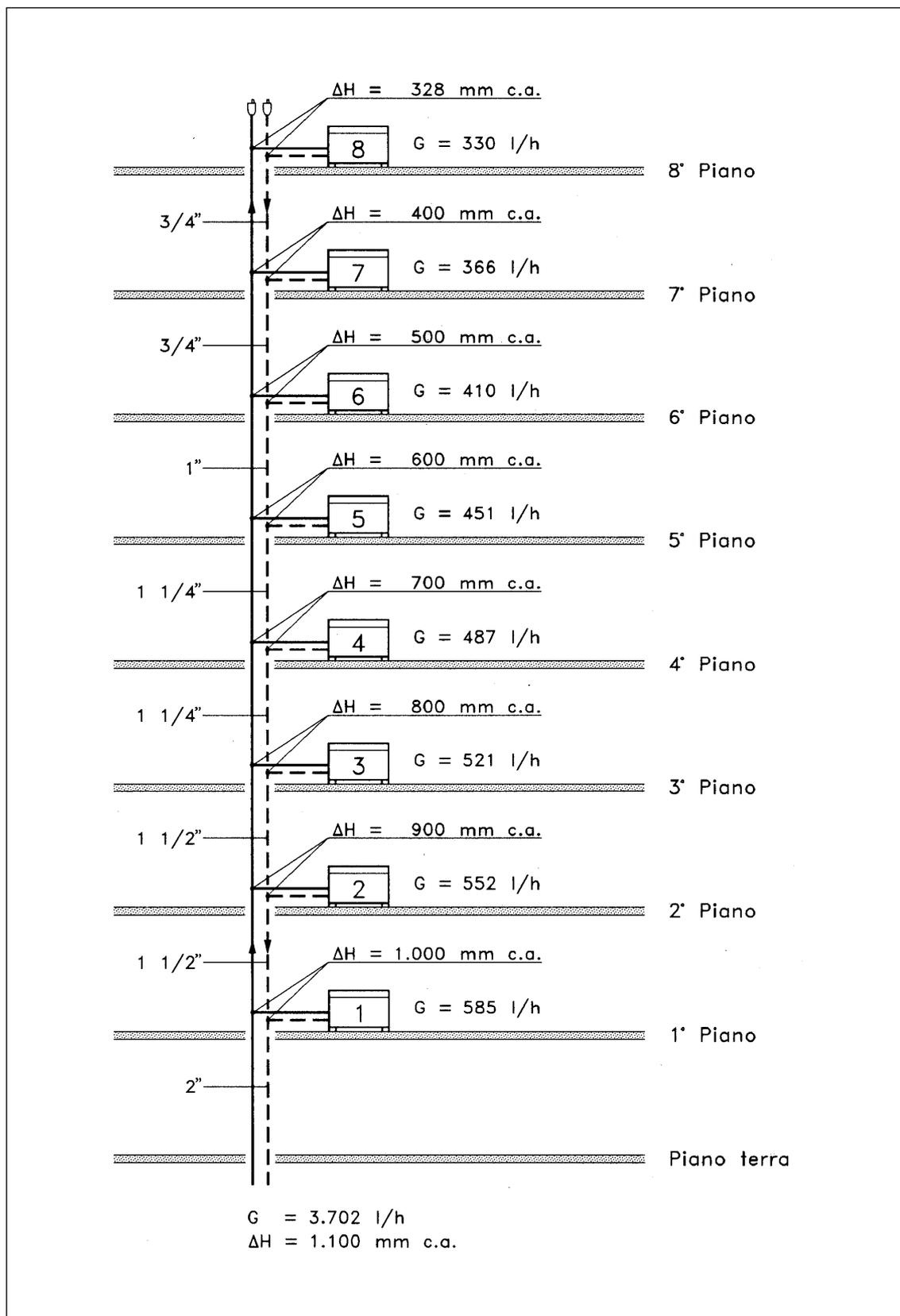
Si ottiene pertanto:

- tronco colonna 8-7: $G_{8-7} = 330$ l/h $\varnothing = 3/4''$
- tronco colonna 7-6: $G_{7-6} = G_{8-7} + G_7 = 330 + 366 = 696$ l/h $\varnothing = 3/4''$
- tronco colonna 6-5: $G_{6-5} = G_{7-6} + G_6 = 696 + 410 = 1.106$ l/h $\varnothing = 1''$
- tronco colonna 5-4: $G_{5-4} = G_{6-5} + G_5 = 1.106 + 451 = 1.557$ l/h $\varnothing = 1\ 1/4''$
- tronco colonna 4-3: $G_{4-3} = G_{5-4} + G_4 = 1.557 + 487 = 2.044$ l/h $\varnothing = 1\ 1/4''$
- tronco colonna 3-2: $G_{3-2} = G_{4-3} + G_3 = 2.044 + 521 = 2.565$ l/h $\varnothing = 1\ 1/2''$
- tronco colonna 2-1: $G_{2-1} = G_{3-2} + G_2 = 2.565 + 552 = 3.117$ l/h $\varnothing = 1\ 1/2''$
- tronco colonna 1-0: $G_{1-0} = G_{2-1} + G_1 = 3.117 + 585 = 3.702$ l/h $\varnothing = 2''$

6 - Portata e prevalenza agli attacchi delle colonne

— $H = 1.000 + 100 = 1.100$ mm c.a.

— $G = 3.702$ l/h



Osservazioni:

Il seguente quadro riassuntivo consente un facile confronto tra i dati calcolati col metodo teorico e quelli determinati col metodo pratico.

circuito secondario	G calcolo teorico	G calcolo pratico	ΔG	ΔG in %
8	330 l/h	330 l/h	0 l/h	0,0 %
7	349 l/h	366 l/h	+ 17 l/h	+ 4,9 %
6	412 l/h	410 l/h	- 2 l/h	- 0,5 %
5	466 l/h	451 l/h	- 15 l/h	- 3,2 %
4	494 l/h	487 l/h	- 7 l/h	- 1,4 %
3	529 l/h	521 l/h	- 8 l/h	- 1,5 %
2	562 l/h	552 l/h	- 10 l/h	- 1,8 %
1	598 l/h	585 l/h	- 13 l/h	- 2,2 %

Prevalenza richiesta agli attacchi delle colonne: H (calcolo teorico) = 1.095 mm c.a.
H (calcolo pratico) = 1.100 mm c.a.

Da tale confronto è possibile rilevare che le differenze tra i dati calcolati col metodo teorico e quelli determinati col metodo pratico proposto rientrano facilmente nelle indeterminazioni che caratterizzano il calcolo degli impianti di climatizzazione (ved. 1° quaderno, voce PERDITE DI CARICO TOTALI).

CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI SEMPLICI

Come è facile dedurre anche dall'esercizio svolto, **questi circuiti non sono in grado di garantire un buon controllo delle pressioni differenziali**. Tali pressioni, infatti, continuano ad incrementarsi man mano che ci si allontana dall'ultima derivazione servita.

Ad esempio, nel caso preso in esame, per poter garantire la portata nominale al ventilconvettore dell'ottavo piano si è costretti a dare portate molto più elevate del necessario ai ventilconvettori dei piani sottostanti. In particolare al ventilconvettore del primo piano si deve dare una portata che supera dell'80% quella richiesta.

Come già in precedenza e più ampiamente esposto alla voce BILANCIAMENTO DEI CIRCUITI, portate diverse da quelle richieste possono causare:

- rese termiche non conformi a quelle di progetto,
- inadeguata azione deumidificante dei terminali,
- rumori,
- fenomeni di erosione,
- eccessivo consumo e surriscaldamento delle elettropompe.

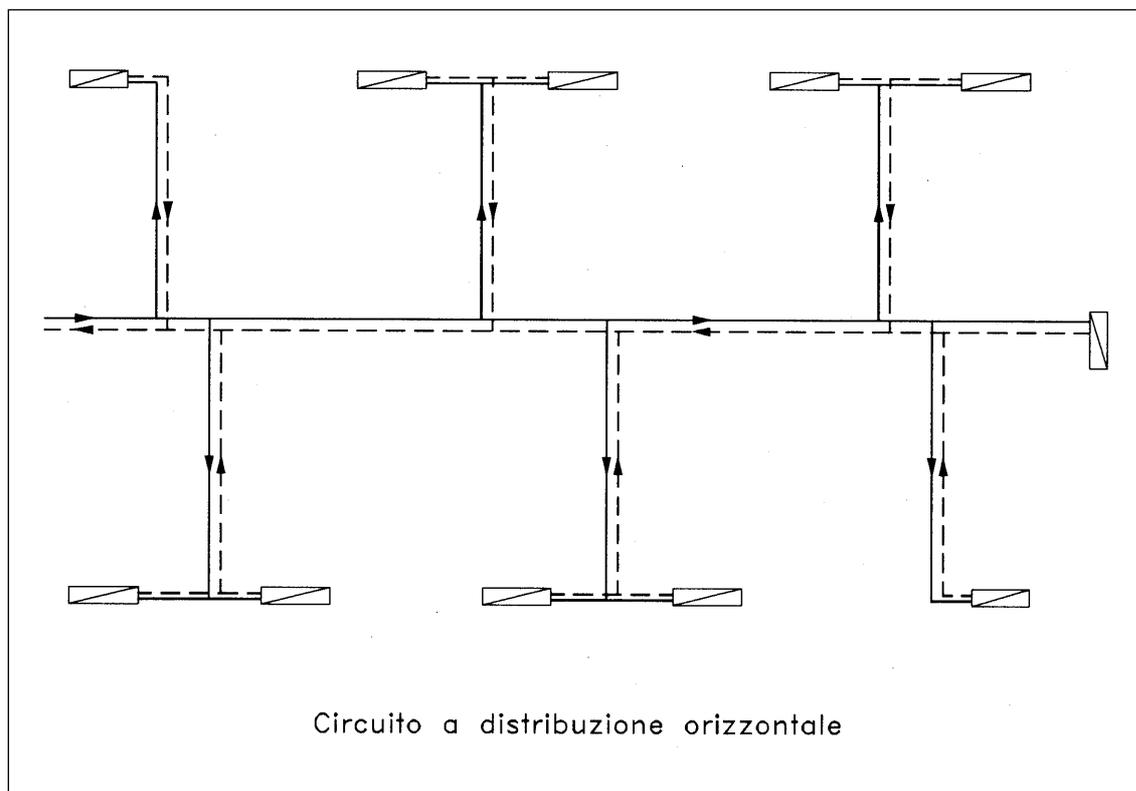
In questi circuiti il grado di squilibrio delle portate dipende essenzialmente dal numero delle derivazioni servite:

- se il numero delle derivazioni è limitato, le differenze fra le portate richieste e quelle ottenibili possono generalmente rientrare in margini accettabili;
- al contrario, se il numero delle derivazioni è elevato, gli squilibri delle portate possono essere alquanto rilevanti. In questi casi conviene adottare circuiti a ritorno inverso, oppure circuiti con valvole di taratura o autoflow.

APPLICAZIONI DEI CIRCUITI SEMPLICI

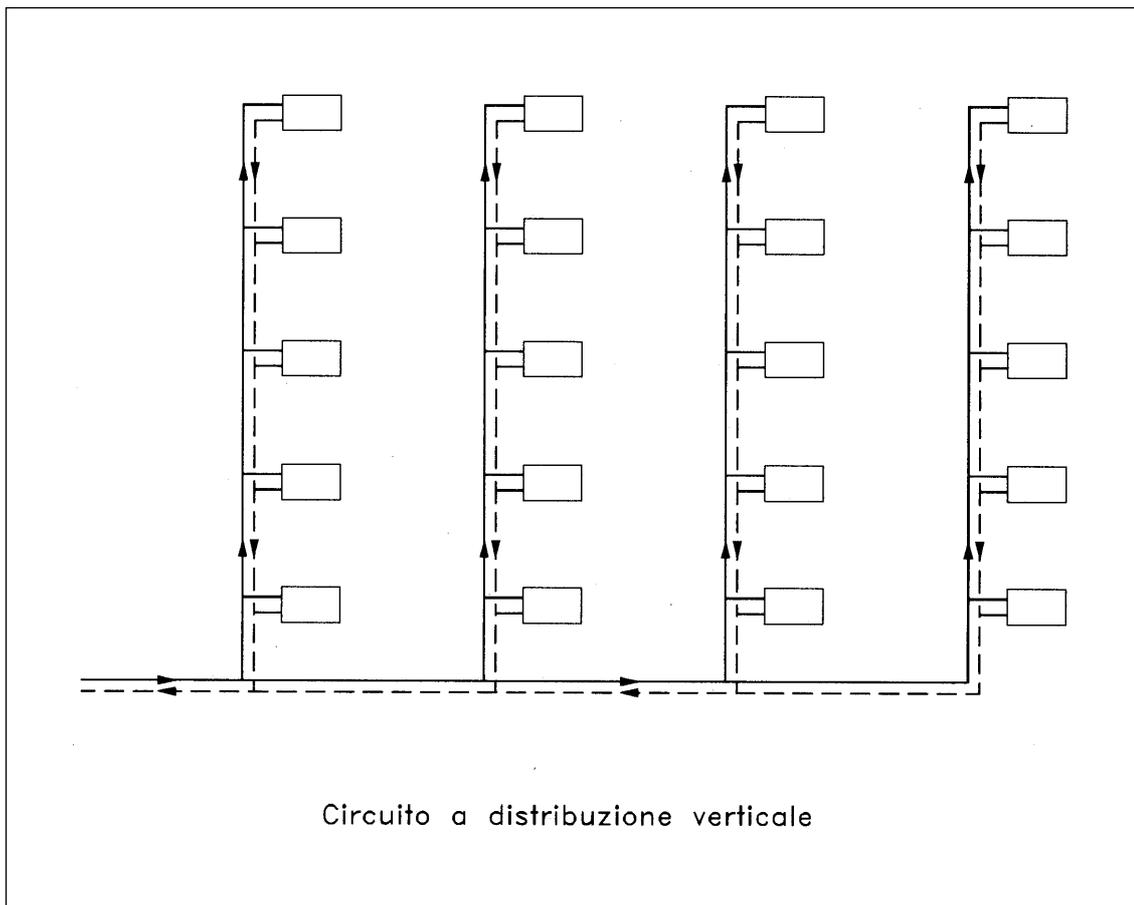
Negli impianti di climatizzazione i circuiti semplici sono utilizzati soprattutto per realizzare impianti di piccole e medie dimensioni.

Circuiti a distribuzione orizzontale



Servono a collegare un limitato numero di terminali posti sullo stesso piano. Per distribuzioni a sviluppo esteso (ad esempio in scuole, ospedali o in edifici industriali) è consigliabile adottare circuiti a ritorno inverso, oppure circuiti con valvole di taratura o autoflow.

Circuiti a distribuzione verticale

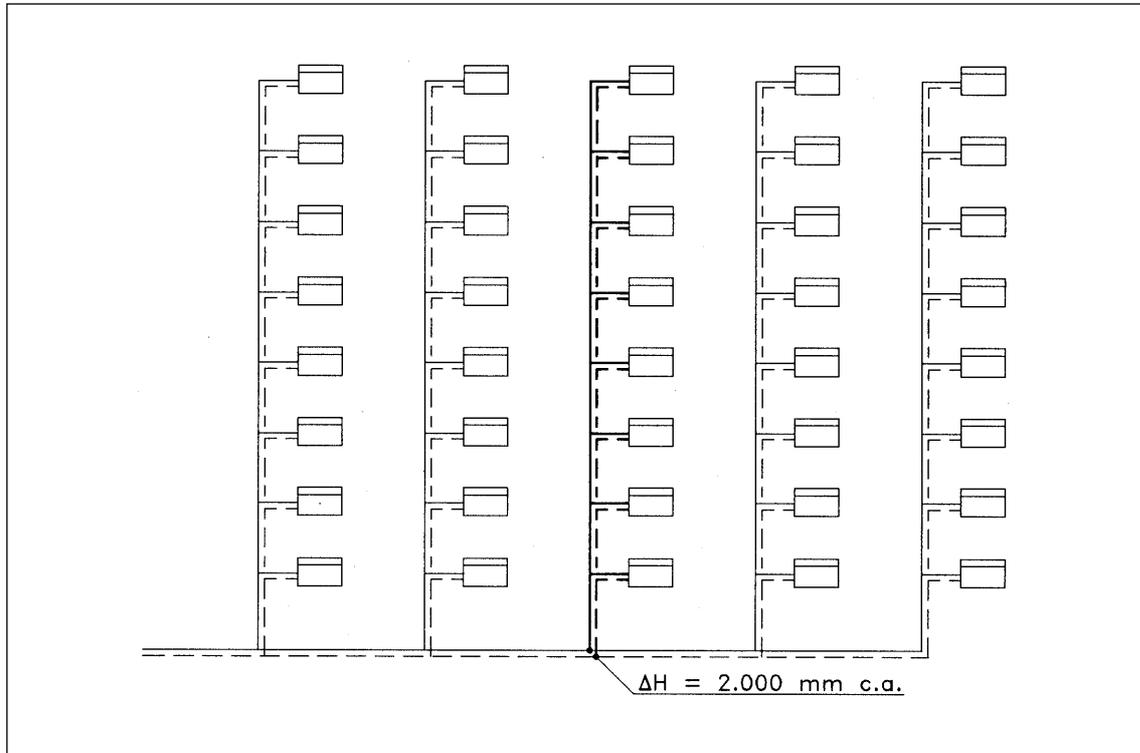


Servono a collegare un limitato numero di terminali posti su piani diversi. In impianti a reti estese, questo tipo di distribuzione può causare forti squilibri di portata, perché le pressioni differenziali dei circuiti derivati **crescono non solo lungo le colonne, ma anche lungo la distribuzione di base.**

In merito può essere significativo calcolare le nuove portate distribuite dalle colonne calcolate nell'esempio 1, quando cresce la loro pressione differenziale di base.

Esempio 3

Calcolare le nuove portate distribuite ai ventilconvettori dalle colonne dell'esempio 1, considerando alla loro base una pressione differenziale pari a 2.000 mm c.a..

**Soluzione:**

Le colonne dimensionate nell'esempio 1 (con una pressione differenziale di base uguale a 1.095 mm c.a.) distribuiscono ai ventilconvettori le seguenti portate:

- portata del ventilconvettore 8: $G_8 = 330 \text{ l/h}$
- portata del ventilconvettore 7: $G_7 = 349 \text{ l/h}$
- portata del ventilconvettore 6: $G_6 = 412 \text{ l/h}$
- portata del ventilconvettore 5: $G_5 = 466 \text{ l/h}$
- portata del ventilconvettore 4: $G_4 = 494 \text{ l/h}$
- portata del ventilconvettore 3: $G_3 = 529 \text{ l/h}$
- portata del ventilconvettore 2: $G_2 = 562 \text{ l/h}$
- portata del ventilconvettore 1: $G_1 = 598 \text{ l/h}$

- portata totale delle colonne: $G = 3.740 \text{ l/h}$

Le nuove portate (cioè quelle che corrispondono alla nuova pressione differenziale) possono essere determinate moltiplicando quelle vecchie per il fattore di bilanciamento F (ved. voce PORTATA DI BILANCIAMENTO, 1° quaderno).

Tale fattore è calcolabile mediante la seguente uguaglianza:

$$F = (H_1 / H)^{0,525}$$

dove: $H_1 = 2.000$ mm c.a. nuova prevalenza ai piedi di colonna

$H = 1.095$ mm c.a. vecchia prevalenza ai piedi di colonna

risulta pertanto:

$$F = (2.000 / 1.095)^{0,525} = 1,37$$

Noto il valore di F, le nuove portate distribuite dalle colonne si possono così calcolare:

- nuova portata del ventilconvettore 8: $G_8 = 330 \cdot 1,37 = 452$ l/h
- nuova portata del ventilconvettore 7: $G_7 = 349 \cdot 1,37 = 478$ l/h
- nuova portata del ventilconvettore 6: $G_6 = 412 \cdot 1,37 = 564$ l/h
- nuova portata del ventilconvettore 5: $G_5 = 466 \cdot 1,37 = 638$ l/h
- nuova portata del ventilconvettore 4: $G_4 = 494 \cdot 1,37 = 677$ l/h
- nuova portata del ventilconvettore 3: $G_3 = 529 \cdot 1,37 = 725$ l/h
- nuova portata del ventilconvettore 2: $G_2 = 562 \cdot 1,37 = 770$ l/h
- nuova portata del ventilconvettore 1: $G_1 = 598 \cdot 1,37 = 819$ l/h

- nuova portata totale delle colonne: $G = 3.740 \cdot 1,37 = 5.123$ l/h

Osservazioni:

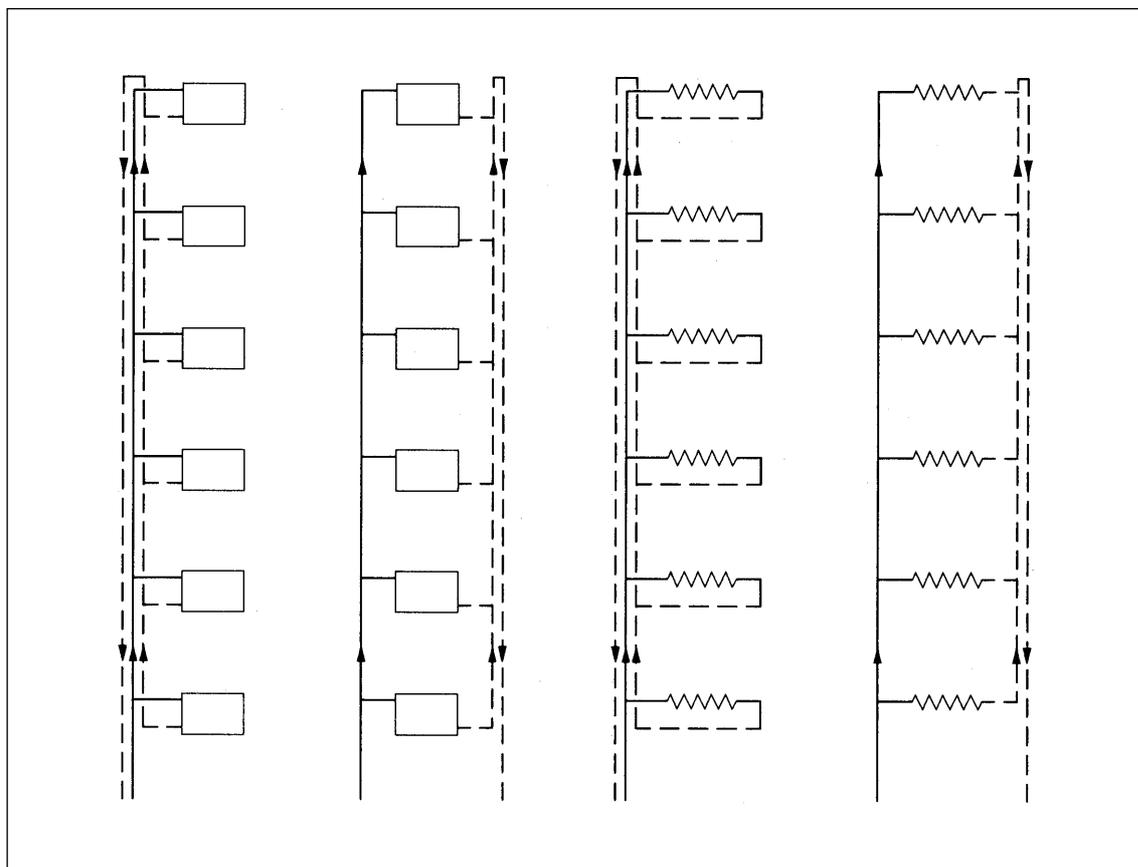
L'esempio svolto evidenzia che la nuova pressione differenziale, ipotizzata alla base delle colonne, comporta un sensibile incremento delle portate che attraversano i ventilconvettori. Di conseguenza aumenta ancor di più il divario tra le portate nominali richieste e quelle effettivamente fornibili.

CIRCUITI A RITORNO INVERSO

CALCOLO TEORICO DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO

CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO

APPLICAZIONI DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO



Sono circuiti il cui sviluppo consente di collegare determinate derivazioni (colonne, zone o terminali) con la stessa lunghezza di tubi. Graficamente si possono rappresentare con gli schemi riportati nella pagina a lato.

CALCOLO DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO

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

Simile caratteristica consente di calcolare questi circuiti con metodi pratici relativamente semplici ed affidabili. Ad esempio si può procedere nel seguente modo:

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

2. Si dimensionano gli altri circuiti secondari in base alla portata richiesta, determinandone:
 - diametro,
 - perdite di carico.

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

3. Si dimensionano i tronchi di andata del circuito principale in base:
 - alla loro portata (si ottiene sommando le portate dei circuiti secondari serviti dai tronchi in esame), e
 - con perdite di carico lineari costanti (ad esempio: $r = 10 \text{ mm c.a./m}$).

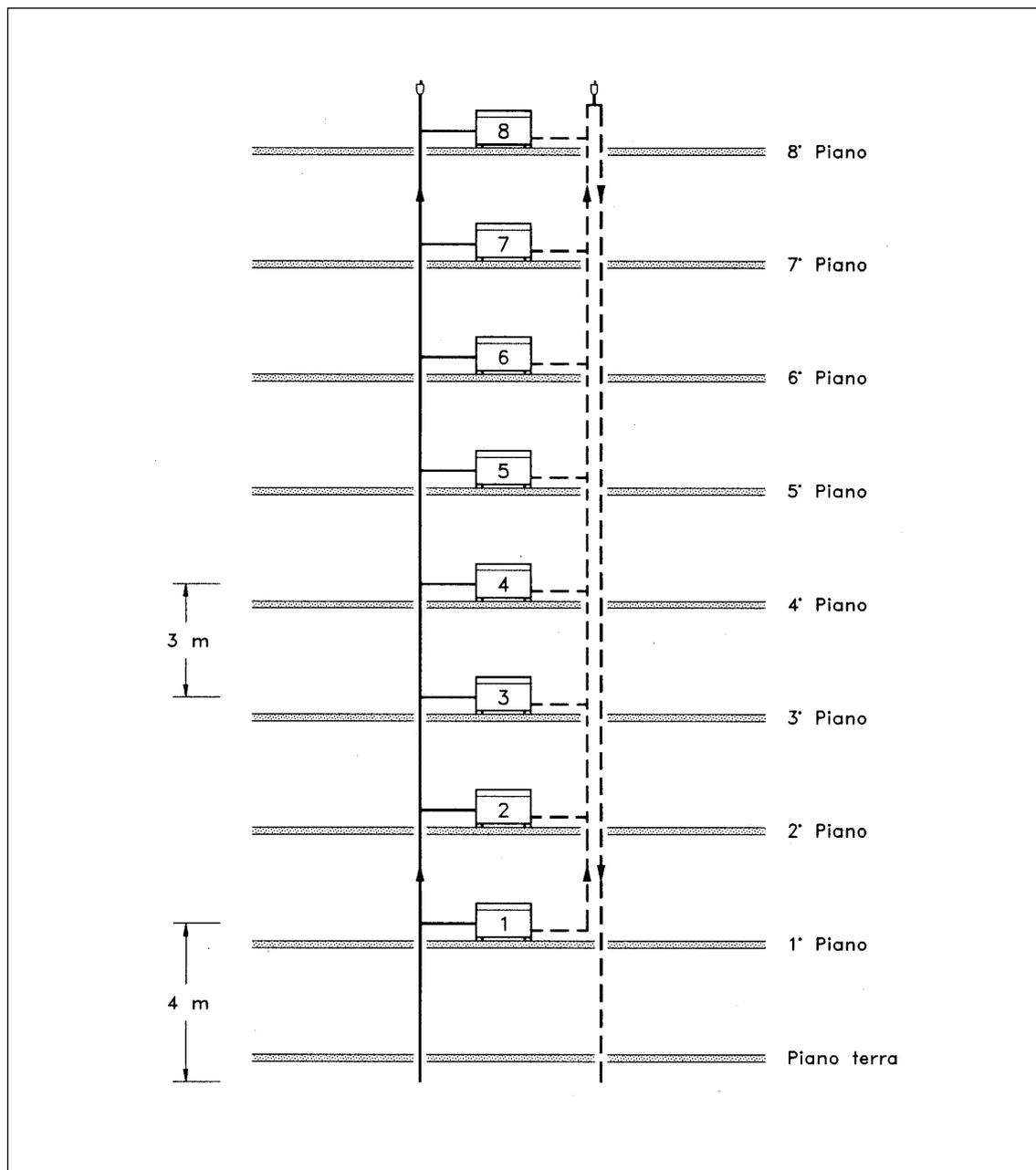
4. Si dimensionano i tronchi di ritorno del circuito principale con gli stessi criteri illustrati al punto 3.

5. Si determinano le perdite di carico totali del circuito sommando fra loro:
 - a) le perdite di carico del circuito secondario di riferimento;
 - b) le perdite di carico continue (h) del circuito principale calcolate convenzionalmente moltiplicando fra loro le seguenti grandezze:
 - r = valore assunto per le perdite di carico lineari (ved. al punto 3)
 - l = lunghezza dei tubi che servono il circuito di riferimento;
 - c) le perdite di carico localizzate (z) del circuito principale considerate convenzionalmente uguali ad una percentuale delle perdite di carico continue (h). Normalmente si considera:
 - $z = 0,6 \cdot h$ per percorsi con poche curve,
 - $z = 0,7 \cdot h$ per percorsi con molte curve.

Esempio 1 - Calcolo pratico di un circuito a ritorno inverso

Dimensionare, col metodo di calcolo riportato alla pagina precedente, il circuito a ritorno inverso sotto schematizzato. Si consideri:

- $G = 330 \text{ l/h}$ portata nominale di ogni ventilconvettore,
- $\Delta P = 150 \text{ mm c.a.}$ perdite di carico corrispondenti alla portata nominale,
- $l = 4 \text{ m}$ lunghezza dei collegamenti colonne-ventilconvettore,
- $n = 2$ (a 90°) curve dei collegamenti colonne-ventilconvettore.



Soluzione:**1 - Determinazione del circuito secondario di riferimento**

Si considera come circuito secondario di riferimento quello del ventilconvettore 8, che può essere dimensionato come il corrispondente circuito dell'esempio 1 riportato alla voce CIRCUITI SEMPLICI.

Si ha pertanto: $\varnothing_8 = 1/2''$, $G_8 = 330 \text{ l/h}$, $H_8 = 328 \text{ mm c.a.}$

2 - Dimensionamento degli altri circuiti secondari

A pari portata (quella nominale) e a pari diametro, tutti i circuiti secondari dei piani intermedi sono uguali al circuito di riferimento, e quindi presentano anche le stesse perdite di carico. Non sono pertanto richieste operazioni di bilanciamento (ved. al punto 2 del metodo di calcolo).

3 - Dimensionamento dei tronchi di andata del circuito principale

Dimensionando questi tronchi in base al valore guida: $r = 10 \text{ mm c.a./m}$, si ottiene:

- tronco di andata 8-7: $G_{8-7} = 330 \text{ l/h}$ $\varnothing = 3/4''$
- tronco di andata 7-6: $G_{7-6} = G_{8-7} + G_7 = 330 + 330 = 660 \text{ l/h}$ $\varnothing = 3/4''$
- tronco di andata 6-5: $G_{6-5} = G_{7-6} + G_6 = 660 + 330 = 990 \text{ l/h}$ $\varnothing = 1''$
- tronco di andata 5-4: $G_{5-4} = G_{6-5} + G_5 = 990 + 330 = 1.320 \text{ l/h}$ $\varnothing = 1 \ 1/4''$
- tronco di andata 4-3: $G_{4-3} = G_{5-4} + G_4 = 1.320 + 330 = 1.650 \text{ l/h}$ $\varnothing = 1 \ 1/4''$
- tronco di andata 3-2: $G_{3-2} = G_{4-3} + G_3 = 1.650 + 330 = 1.980 \text{ l/h}$ $\varnothing = 1 \ 1/4''$
- tronco di andata 2-1: $G_{2-1} = G_{3-2} + G_2 = 1.980 + 330 = 2.310 \text{ l/h}$ $\varnothing = 1 \ 1/4''$
- tronco di andata 1-0: $G_{1-0} = G_{2-1} + G_1 = 2.310 + 330 = 2.640 \text{ l/h}$ $\varnothing = 1 \ 1/2''$

4 - Dimensionamento dei tronchi di ritorno del circuito principale

Essendo le portate dei circuiti secondari uguali fra loro, questi tronchi sono simmetricamente uguali a quelli dell'andata, e cioè:

- tronco di ritorno 1-2: $G_{1-2} \text{ (ritorno)} = G_{8-7} \text{ (andata)} = 330 \text{ l/h}$ $\varnothing = 3/4''$
- tronco di ritorno 2-3: $G_{2-3} \text{ (ritorno)} = G_{7-6} \text{ (andata)} = 660 \text{ l/h}$ $\varnothing = 3/4''$
-
- tronco di ritorno 8-0: $G_{8-0} \text{ (ritorno)} = G_{1-0} \text{ (andata)} = 2.640 \text{ l/h}$ $\varnothing = 1 \ 1/2''$

5 - Perdite di carico totali del circuito

Le perdite di carico totali del circuito si calcolano sommando fra loro:

a) le perdite di carico totali del circuito secondario di riferimento: $H_8 = 328 \text{ mm c.a.}$

b) le perdite di carico continue del circuito principale (ved. convenzioni di calcolo)

Essendo: $r = 10 \text{ mm c.a./m}$

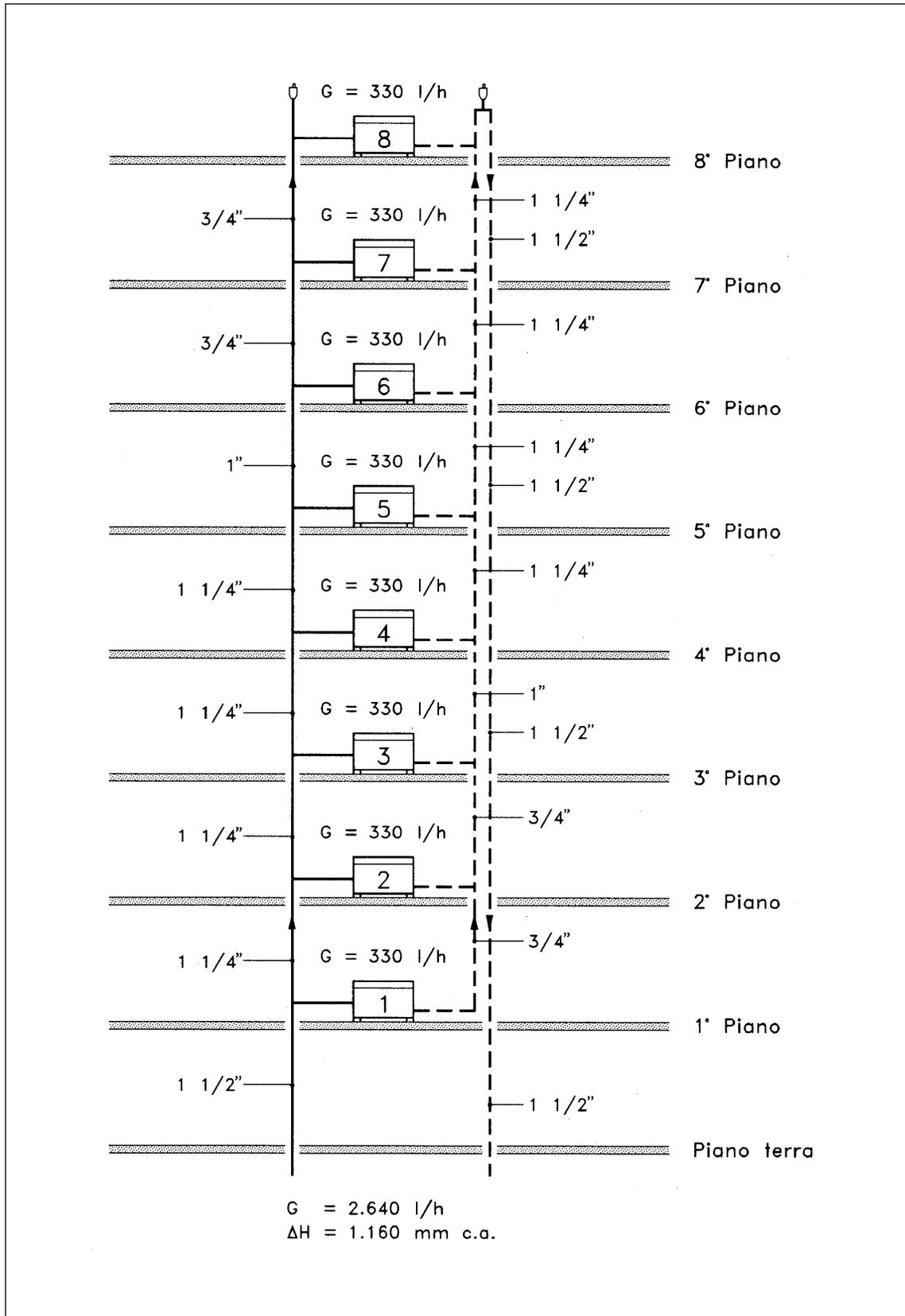
$$l = (7 \cdot 3 + 4) \cdot 2 + 2 = 52 \text{ m (si considera lungo 2 m il tratto di inversione del ritorno)}$$

risulta: $h = r \cdot l = 10 \cdot 52 = 520 \text{ mm c.a.}$

c) le perdite di carico localizzate del circuito principale (ved. convenzioni di calcolo)

$$z = 0,6 \cdot 520 = 312 \text{ mm c.a. (il circuito ha poche curve)}$$

Risulta pertanto: $H = H_8 + h + z = 328 + 520 + 312 = 1.160 \text{ mm c.a.}$



CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO

Come già messo in evidenza, se dimensionati a perdite di carico lineari costanti, questi circuiti sono in grado di assicurare pressioni differenziali pressoché uguali agli attacchi delle loro derivazioni.

Essi consentono, pertanto, di realizzare distribuzioni bilanciate con circuiti derivati omogenei: cioè con circuiti derivati che richiedono (come nell'esempio svolto) pressioni differenziali uguali, o comunque non molto diverse fra loro.

Al contrario, questi circuiti non consentono di realizzare distribuzioni bilanciate nel caso di circuiti derivati fra loro non omogenei. Ad esempio, non è possibile ottenere una distribuzione bilanciata quando lo stesso circuito inverso deve servire contemporaneamente ventilconvettori e macchine di trattamento aria: cioè terminali che richiedono pressioni differenziali sensibilmente diverse fra loro.

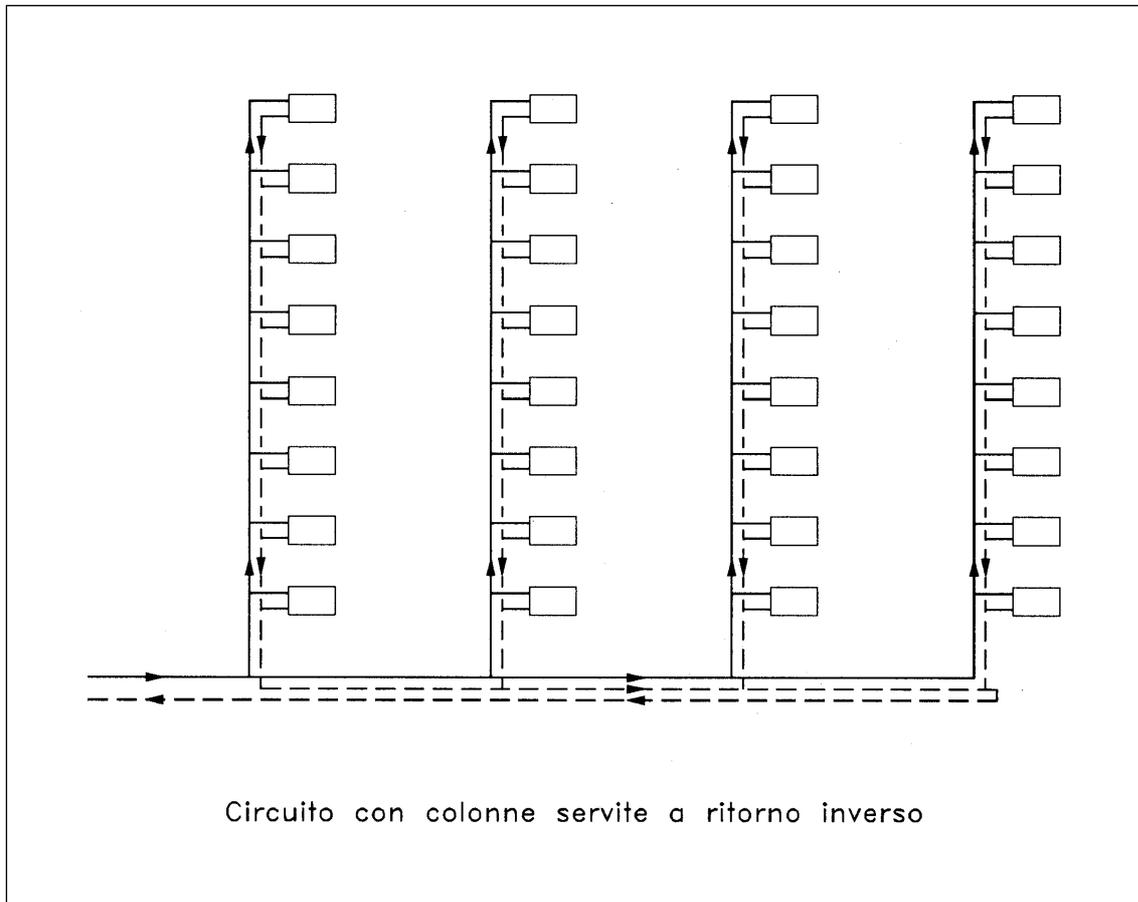
Improprio è quindi il termine "bilanciato" con cui talvolta vengono individuati questi circuiti.

E' da tener presente, inoltre, che i circuiti a ritorno inverso sono molto più pesanti e ingombranti di quelli a due tubi.

APPLICAZIONI DEI CIRCUITI A RITORNO INVERSO

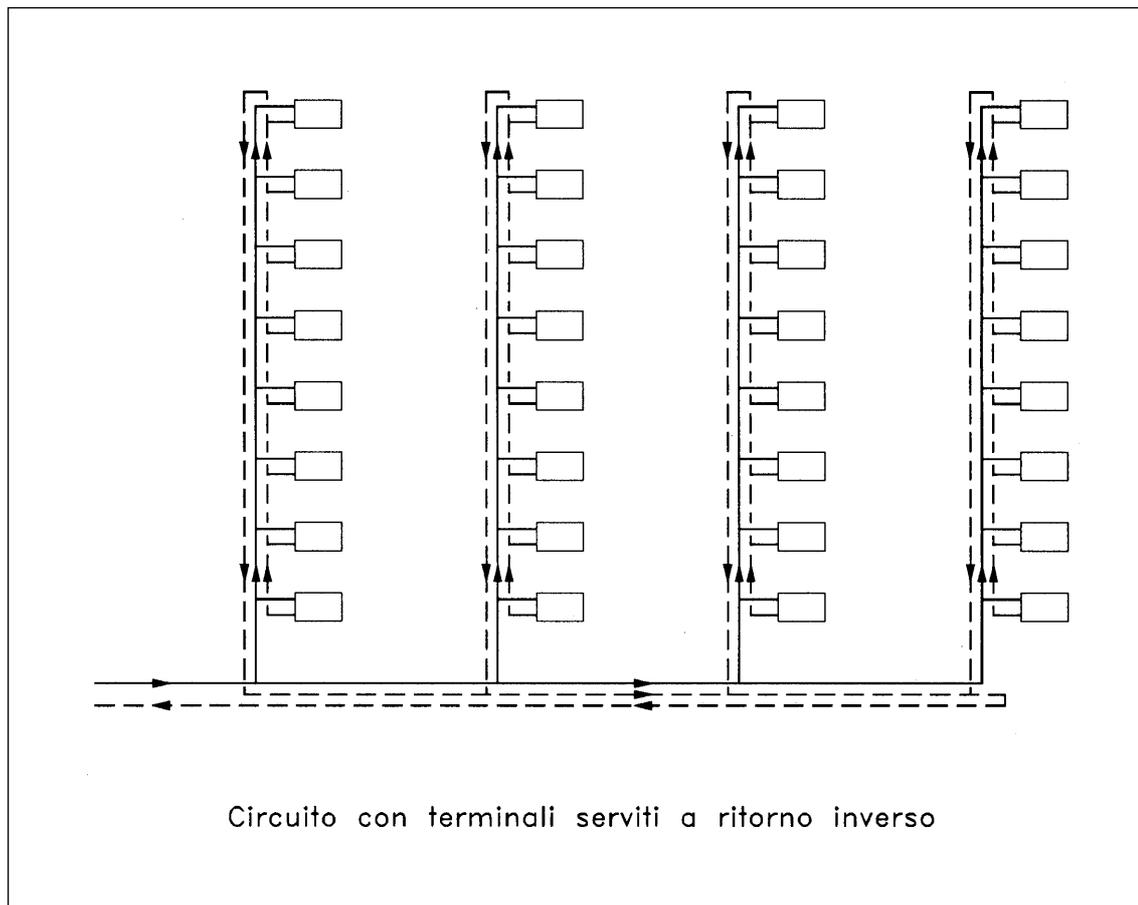
Negli impianti di climatizzazione i circuiti a ritorno inverso sono utilizzati soprattutto per garantire la stessa pressione differenziale agli attacchi delle colonne, alle derivazioni di zona o ai terminali.

Circuiti con colonne servite a ritorno inverso



Servono ad assicurare pressioni differenziali uguali agli attacchi delle colonne. Squilibri nella ripartizione delle portate possono, comunque, determinarsi lungo le colonne, per i motivi evidenziati nell'esame dei circuiti semplici. Per tale ragione, questi circuiti sono normalmente utilizzati in edifici che non superano i 5 o 6 piani.

Circuiti con terminali serviti a ritorno inverso



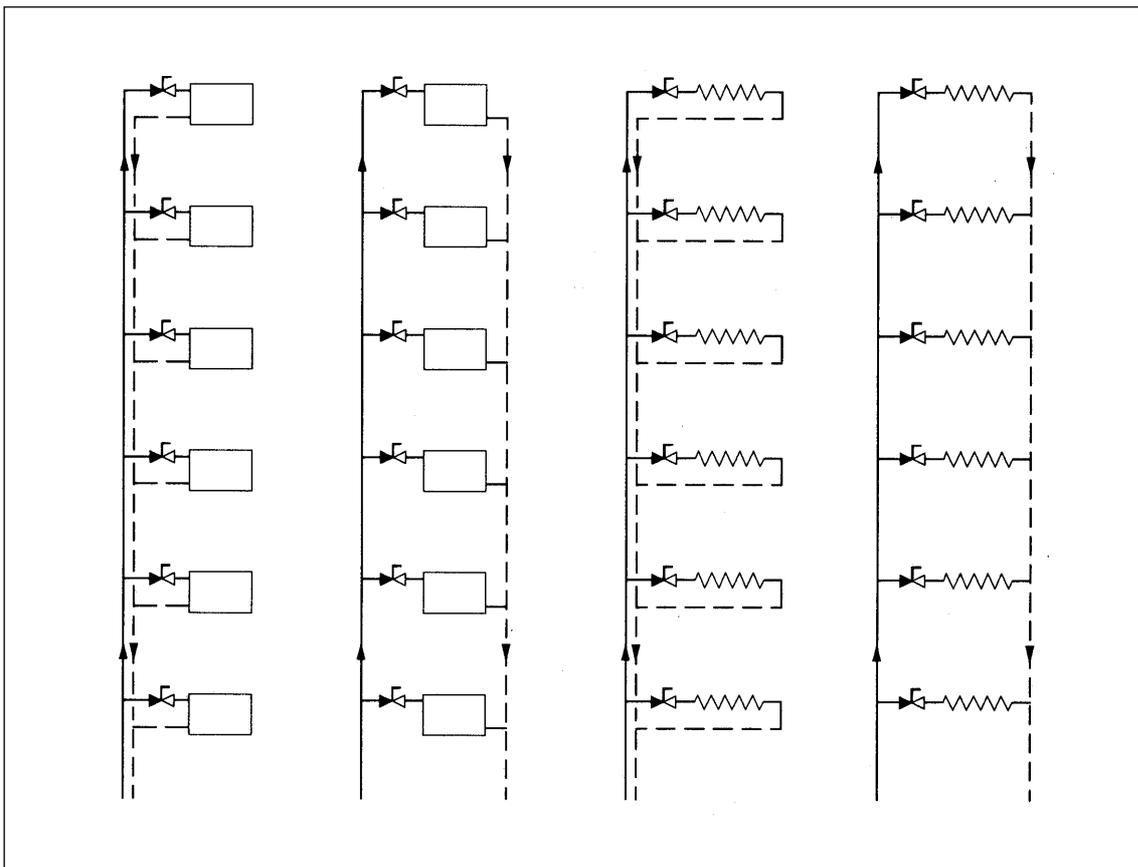
Sono in grado di assicurare pressioni differenziali uguali ad ogni terminale del circuito.

CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA

CALCOLO TEORICO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA

CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA

APPLICAZIONI DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA



Sono circuiti con derivazioni (colonne, zone o terminali) dotate di valvole di taratura: cioè di valvole che consentono di opporre al passaggio del fluido le perdite di carico volute. Graficamente si possono rappresentare con gli schemi riportati nella pagina a lato:

CALCOLO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA

Di norma questi circuiti si dimensionano con il calcolo teorico, il solo che consente di definire la corretta taratura delle valvole. Le fasi principali di tale calcolo possono essere così riassunte:

1. Si dimensiona l'ultimo circuito secondario in base alla portata richiesta, determinandone:
 - diametro,
 - perdite di carico.

2. Si dimensionano gli ultimi tronchi del circuito principale (cioè quelli compresi fra l'ultimo e il penultimo circuito secondario) determinandone:
 - portata (è uguale a quella dell'ultimo circuito secondario),
 - diametro,
 - perdite di carico.

3. Si dimensiona il penultimo circuito secondario in base alla portata richiesta, determinandone:
 - diametro,
 - perdite di carico (o prevalenza richiesta).

Se la prevalenza richiesta è inferiore alla prevalenza disponibile (cioè a quella calcolata agli attacchi del circuito), si compensa tale differenza con la relativa valvola di taratura.

Se, invece, la prevalenza richiesta supera la prevalenza disponibile, si compensa tale differenza con la pretaratura dell'ultimo circuito secondario e si calcola poi la nuova distribuzione delle pressioni.

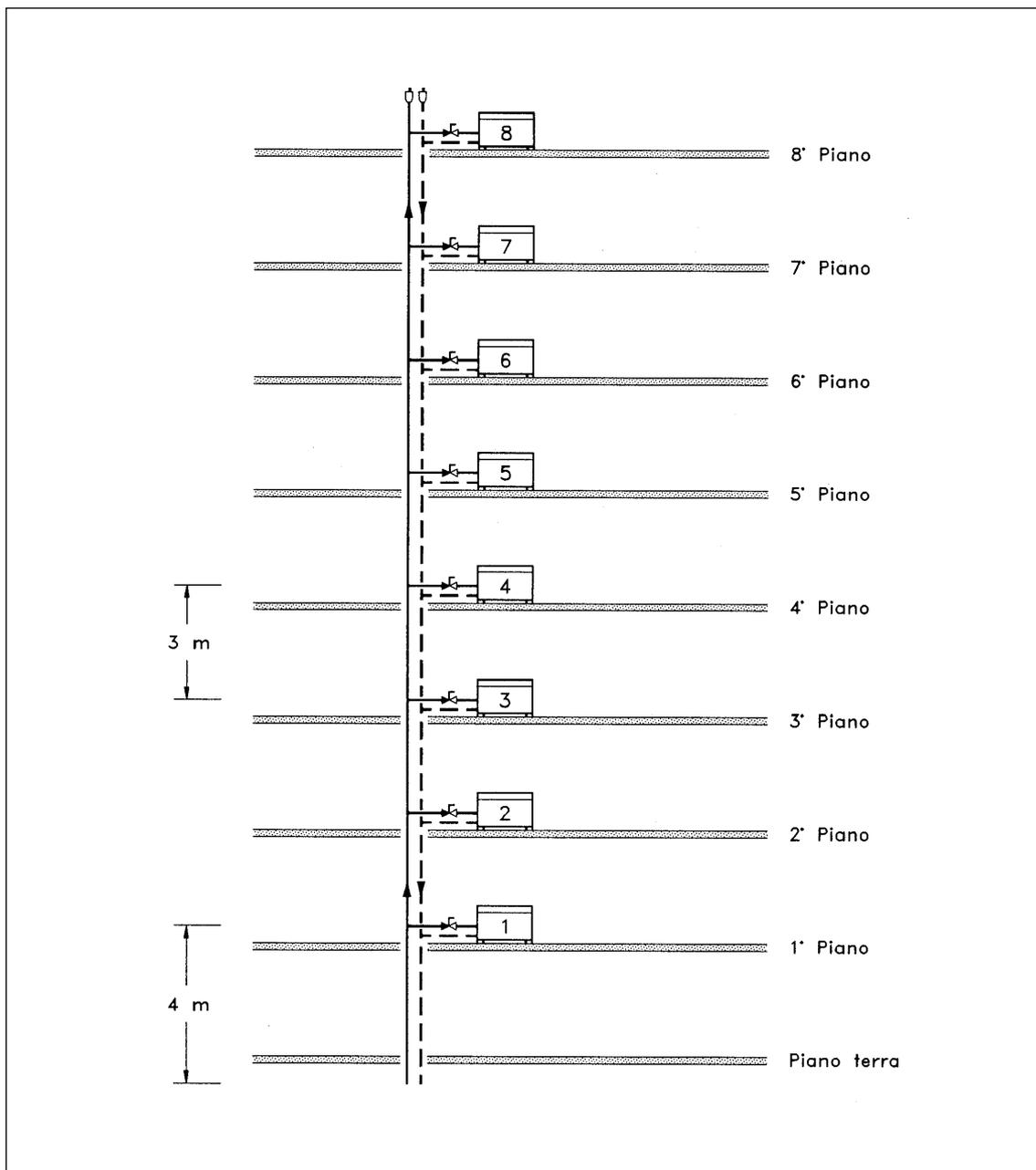
4. Si dimensionano i penultimi tronchi del circuito principale, determinandone:
 - portata (si ottiene sommando le portate dei circuiti secondari serviti dai tronchi in esame),
 - diametro,
 - perdite di carico.

5. Si dimensionano gli altri circuiti secondari e gli altri tronchi del circuito principale:
 - Per i circuiti secondari si procede come indicato al punto 3.
 - Per i tronchi del circuito principale si procede, invece, come indicato al punto 4.

Esempio 1 - Calcolo pratico di un circuito a ritorno inverso

Dimensionare, col metodo di calcolo riportato alla pagina precedente, il circuito con valvole di taratura sotto schematizzato. Si consideri:

- $G = 330 \text{ l/h}$ portata nominale di ogni ventilconvettore,
- $\Delta P = 150 \text{ mm c.a.}$ perdite di carico corrispondenti alla portata nominale,
- $l = 4 \text{ m}$ lunghezza dei collegamenti colonne-ventilconvettore,
- $n = 2$ (a 90°) curve dei collegamenti colonne-ventilconvettore.



Soluzione:

- Determinazione degli ξ (coefficienti di perdita localizzata) relativi al collegamento colonne-ventilconvettore (ved. esempio 1, voce CIRCUITI SEMPLICI):
 $\Sigma\xi = 10,0$ ($\emptyset = 3/8", 1/2"$).
- Determinazione degli ξ (coefficienti di perdita localizzata) relativi ai tronchi di colonna compresi fra i piani (ved. esempio 1, voce CIRCUITI SEMPLICI):
 $\Sigma\xi = 2,0$ (no variazioni \emptyset),
 $\Sigma\xi = 3,5$ (si variazioni \emptyset).
- Per il calcolo dei tronchi di colonna si assume come valore guida: $r = 10$ mm c.a./m (ved. NOTE INTRODUTTIVE).
- Tabelle di riferimento:
 TAB. 5 - Perdite di carico continue per tubi in acciaio (ved. 1° quaderno, voce TUBI IN ACCIAIO)
 TAB. 2 - Perdite di carico localizzate (ved. 1° quaderno, voce PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE)

Circuito secondario del ventilconvettore 8

Questo circuito si può dimensionare come il corrispondente circuito dell'esempio 1 riportato alla voce CIRCUITI SEMPLICI. Si ottiene pertanto:

- $\emptyset_8 = 1/2"$, $G_8 = 330$ l/h,
- $H_8 = (328 + Z_v)$ mm c.a., dove Z_v rappresenta le perdite di carico della valvola di taratura "aperta".
 Ipotizzando (per una portata di 330 l/h) $Z_v = 150$ mm c.a. risulta:
 — $H_8 = (328 + 150) = 478$ mm c.a..

Tronchi di colonna compresi fra i piani 8 e 7

- Portata dei tronchi: $G_{8-7} = G_8 = 330$ l/h
 - \emptyset scelto = $3/4"$ (è il diametro commerciale che più si avvicina al valore guida: $r = 10$ mm c.a./m)
 - Calcolo delle perdite di carico (ΔP_{8-7}) dei tronchi di colonna:
 - Perdite di carico distribuite. Si calcolano con la formula: $h = l \cdot r$.
 Essendo: $l = 6$ m (lunghezza dei tronchi di colonna)
 $r = 5$ mm c.a./m (TAB. 5, per $\emptyset = 3/4"$ e $G = 330$ l/h)
 risulta: $h = 30$ mm c.a.
 - Perdite di carico localizzate. Si determinano con la TAB. 2.
 Essendo: $\Sigma\xi = 2,0$
 $v = 0,25$ m/s (TAB. 5, per $\emptyset = 3/4"$ e $G = 330$ l/h)
 risulta $z = 6$ mm c.a. (TAB. 2)
- Si ottiene pertanto: $\Delta P_{8-7} = h + z = 30 + 6 = 36$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 7

Assumendo $\varnothing_7 = 1/2''$, il circuito secondario 7 è uguale al circuito 8 e quindi richiede la stessa pressione differenziale netta ($H = 328$ mm c.a.), cioè la stessa pressione al netto delle perdite di carico indotte dalla valvola di taratura. Si può pertanto scrivere:

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_7 = H_8 + \Delta P_{8-7} = 478 + 36 = 514$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $\Delta H_7 = 514 - 328 = 186$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 7 e 6

— Portata dei tronchi: $G_{7-6} = G_{8-7} + G_7 = 330 + 330 = 660$ l/h \varnothing scelto = $3/4''$
 $r = 18,0$ mm c.a./m $v = 0,50$ m/s $\Sigma\xi = 2,0$ (no variazioni \varnothing)

— Perdite di carico: $\Delta P_{7-6} = 18,0 \cdot 6 + 25 = 133$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 6

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_6 = H_7 + \Delta P_{7-6} = 514 + 133 = 647$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $\Delta H_6 = 647 - 328 = 319$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 6 e 5

— Portata dei tronchi: $G_{6-5} = G_{7-6} + G_6 = 660 + 330 = 990$ l/h \varnothing scelto = $1''$
 $r = 12,0$ mm c.a./m $v = 0,47$ m/s $\Sigma\xi = 3,5$ (si variazioni \varnothing)

— Perdite di carico: $\Delta P_{6-5} = 12,0 \cdot 6 + 38 = 110$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 5

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_5 = H_6 + \Delta P_{6-5} = 647 + 110 = 757$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $\Delta H_5 = 757 - 328 = 429$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 5 e 4

— Portata dei tronchi: $G_{5-4} = G_{6-5} + G_5 = 990 + 330 = 1.320$ l/h \varnothing scelto = $1\ 1/4''$
 $r = 5,0$ mm c.a./m; $v = 0,36$ m/s $\Sigma\xi = 3,5$ (si variazioni \varnothing)

— Perdite di carico: $\Delta P_{5-4} = 5,0 \cdot 6 + 22 = 52$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 4

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_4 = H_5 + \Delta P_{5-4} = 757 + 52 = 809$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $\Delta H_4 = 809 - 328 = 481$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 4 e 3

— Portata dei tronchi: $G_{4-3} = G_{5-4} + G_4 = 1.320 + 330 = 1.650$ l/h \varnothing scelto = $1\ 1/4''$
 $r = 7,5$ mm c.a./m $v = 0,45$ m/s $\Sigma\xi = 2,0$ (no variazioni \varnothing)

— Perdite di carico: $\Delta P_{4-3} = 7,5 \cdot 6 + 20 = 65$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 3

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_3 = H_4 + \Delta P_{4-3} = 809 + 65 = 874$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $\Delta H_3 = 874 - 328 = 546$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 3 e 2

— Portata dei tronchi: $G_{3-2} = G_{4-3} + G_3 = 1.650 + 330 = 1.980$ l/h \varnothing scelto = 1 1/4"
 $r = 11,0$ mm c.a./m $v = 0,54$ m/s $\Sigma \xi = 2,0$ (no variazioni \varnothing)

— Perdite di carico: $\Delta P_{3-2} = 11,0 \cdot 6 + 29 = 95$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 2

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_2 = H_3 + \Delta P_{3-2} = 874 + 95 = 969$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $\Delta H_2 = 969 - 328 = 641$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra i piani 2 e 1

— Portata dei tronchi: $G_{2-1} = G_{3-2} + G_2 = 1.980 + 330 = 2.310$ l/h \varnothing scelto = 1 1/4"
 $r = 14,5$ mm c.a./m $v = 0,63$ m/s $\Sigma \xi = 2,0$ (no variazioni \varnothing)

— Perdite di carico: $\Delta P_{2-1} = 14,5 \cdot 6 + 39 = 126$ mm c.a.

Circuito secondario del ventilconvettore 1

— Prevalenza agli attacchi del circuito secondario: $H_1 = H_2 + \Delta P_{2-1} = 969 + 126 = 1.095$ mm c.a.

— Perdite di carico da compensare con taratura della valvola: $\Delta H_1 = 1.095 - 328 = 767$ mm c.a.

Tronchi di colonna compresi fra il primo piano e gli attacchi delle colonne

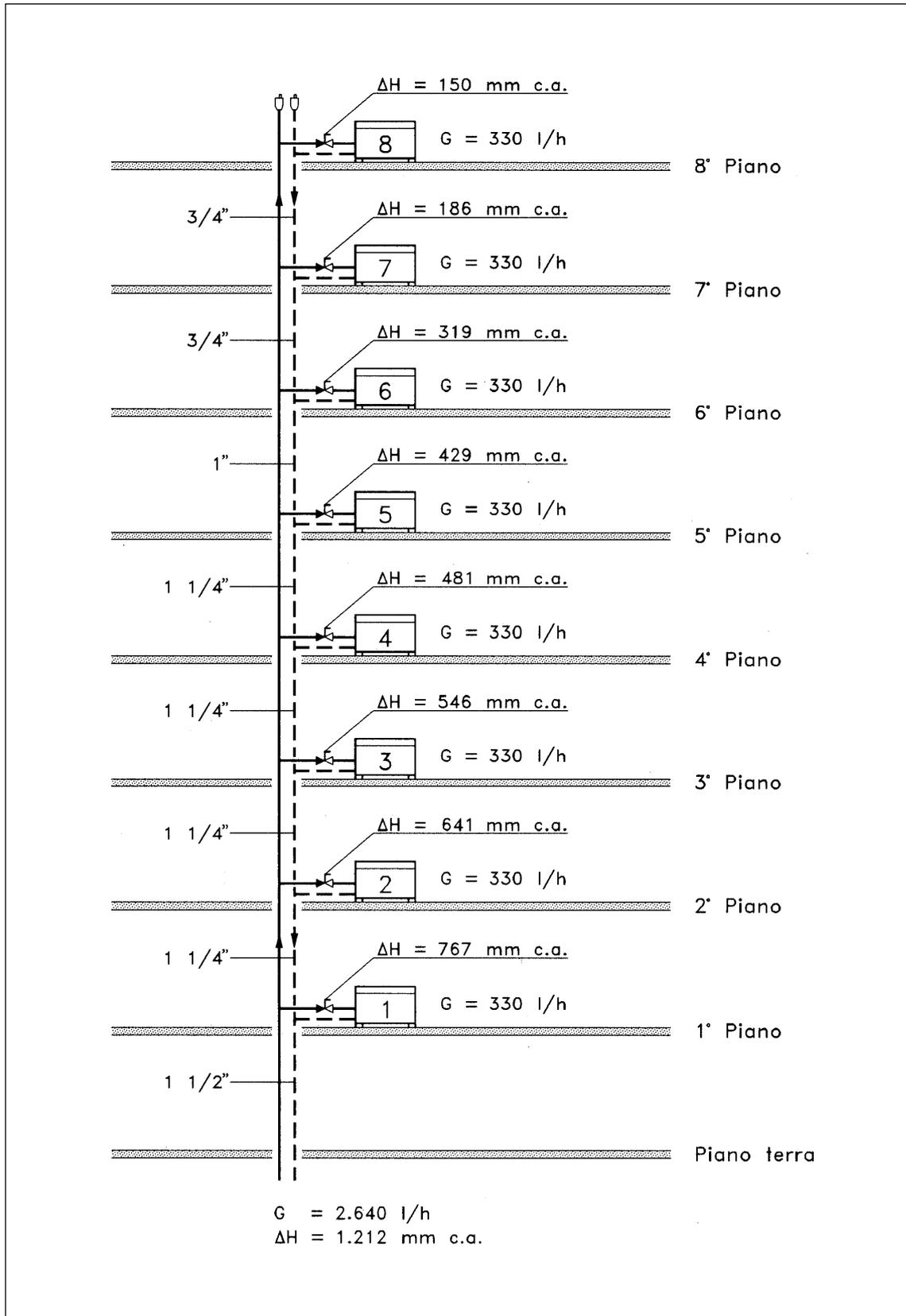
— Portata dei tronchi: $G_{1-0} = G_{2-1} + G_1 = 2.310 + 330 = 2.640$ l/h \varnothing scelto = 1 1/2"
 $r = 8,5$ mm c.a./m $v = 0,53$ m/s $\Sigma \xi = 3,5$ (si variazioni \varnothing)

— Perdite di carico: $\Delta P_{1-0} = 8,5 \cdot 8 + 49 = 117$ mm c.a.

Portata e prevalenza agli attacchi delle colonne

— $H = 1.095 + 117 = 1.212$ mm c.a.

— $G = 2.640$ l/h



CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA

Sono circuiti che, mediante l'azione delle valvole di taratura, consentono di regolare la portata che passa attraverso le loro derivazioni. Sono, quindi, circuiti che possono assicurare distribuzioni bilanciate anche nel caso di impianti a sviluppo complesso e a reti estese.

Va comunque considerato che per il corretto funzionamento di questi circuiti si richiede:

- un impegnativo lavoro di progettazione, dovuto al fatto che si deve calcolare la corretta posizione dell'otturatore di ogni valvola;
- un'accurata e spesso molto laboriosa esecuzione delle opere di taratura;
- un buon servizio di manutenzione, in grado di effettuare verifiche e di provvedere a nuove operazioni di taratura.

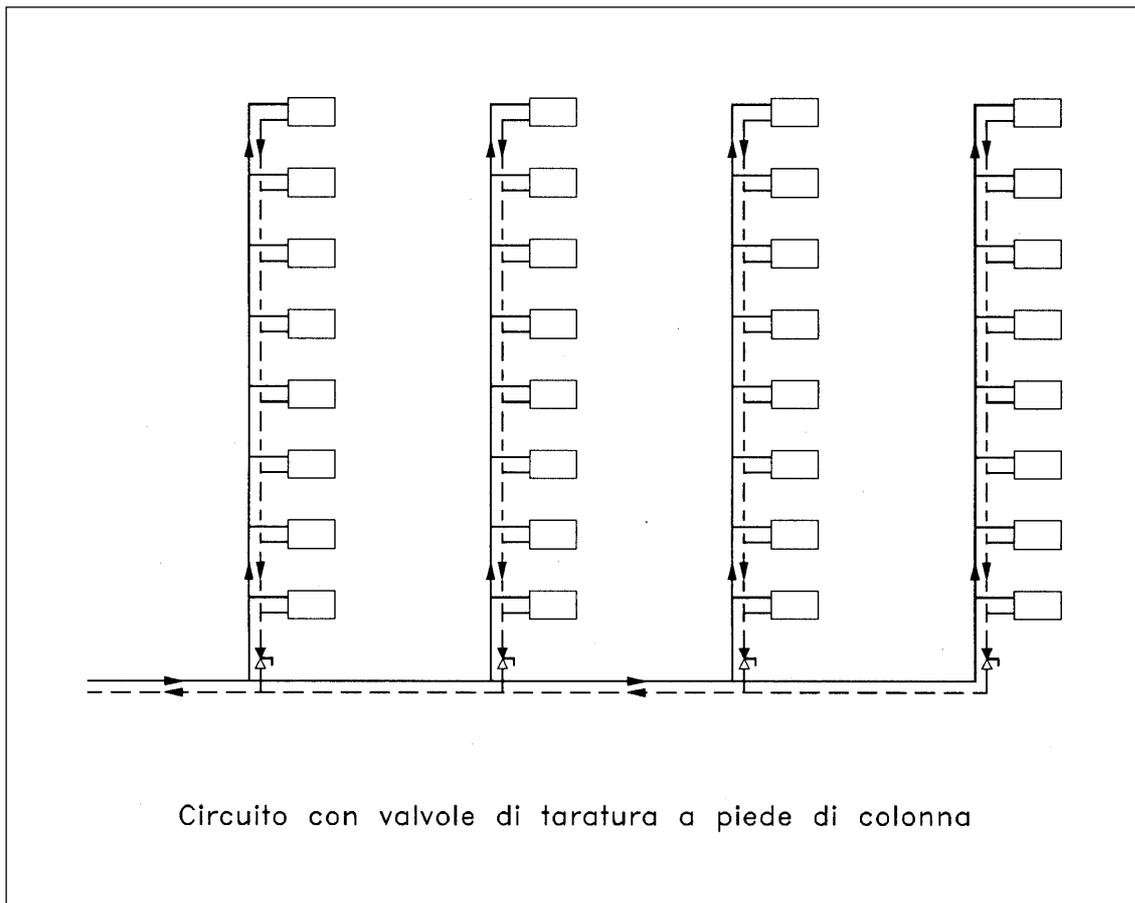
Questi circuiti, infatti, possono essere starati sia da operazioni poco accorte, sia da interventi interessati ad alterare la resa dei terminali, specie dove l'energia termica è misurata in modo indiretto.

Si deve, inoltre, tener presente che in caso di varianti, questi circuiti devono essere di nuovo calcolati e tarati. Infatti le valvole di taratura consentono solo una regolazione di tipo statico: cioè a pistone fisso. E simile regolazione non è in grado di adeguarsi automaticamente a nuove condizioni di lavoro.

APPLICAZIONI DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA

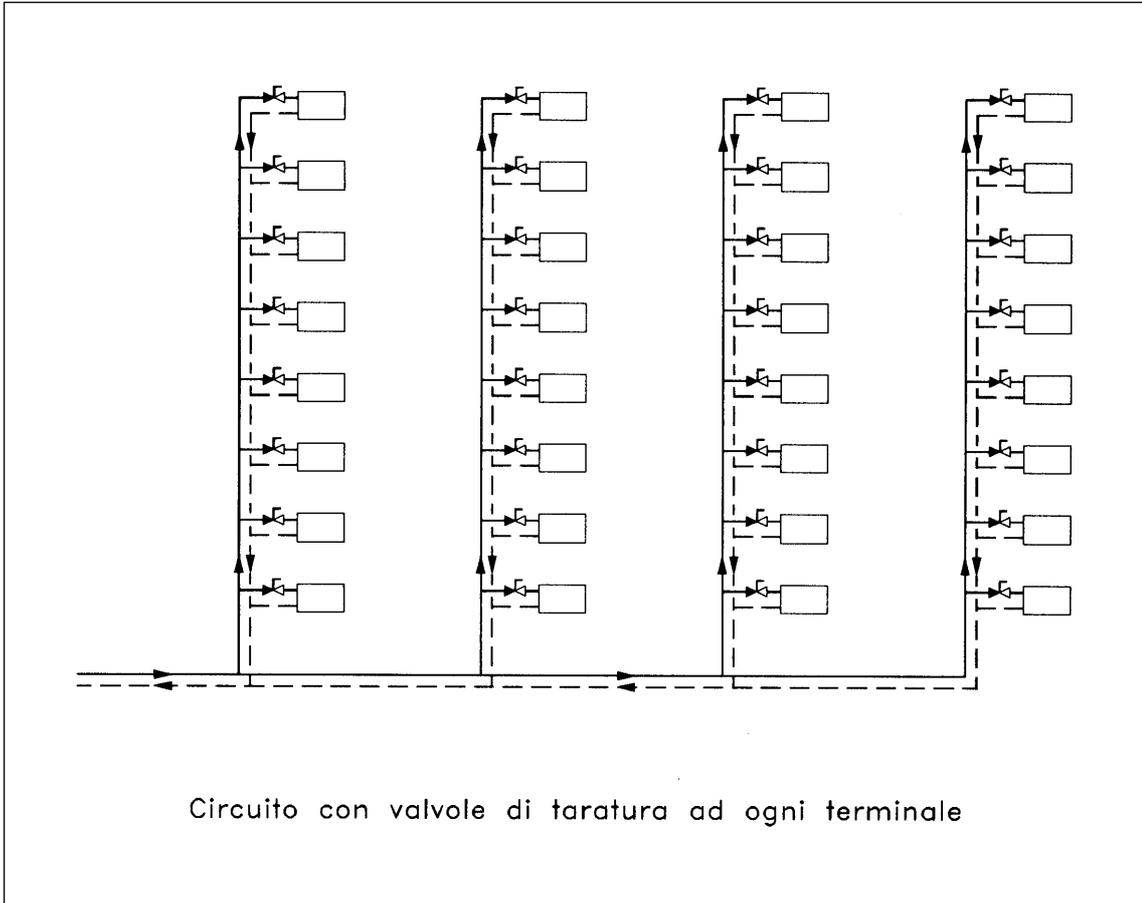
Negli impianti di climatizzazione i circuiti con valvole di taratura sono utilizzati soprattutto per assicurare le pressioni differenziali volute agli attacchi delle colonne, alle derivazioni di zona o ai terminali.

Circuiti con valvole di taratura a piede di colonna



Servono ad assicurare le pressioni differenziali volute agli attacchi delle colonne. Squilibri nella ripartizione delle portate possono, comunque, determinarsi lungo le colonne per i motivi evidenziati nell'esame dei circuiti semplici. Per tale ragione, questi circuiti sono normalmente utilizzati in edifici che non superano i 5 o 6 piani.

Circuiti con valvole di taratura ad ogni terminale



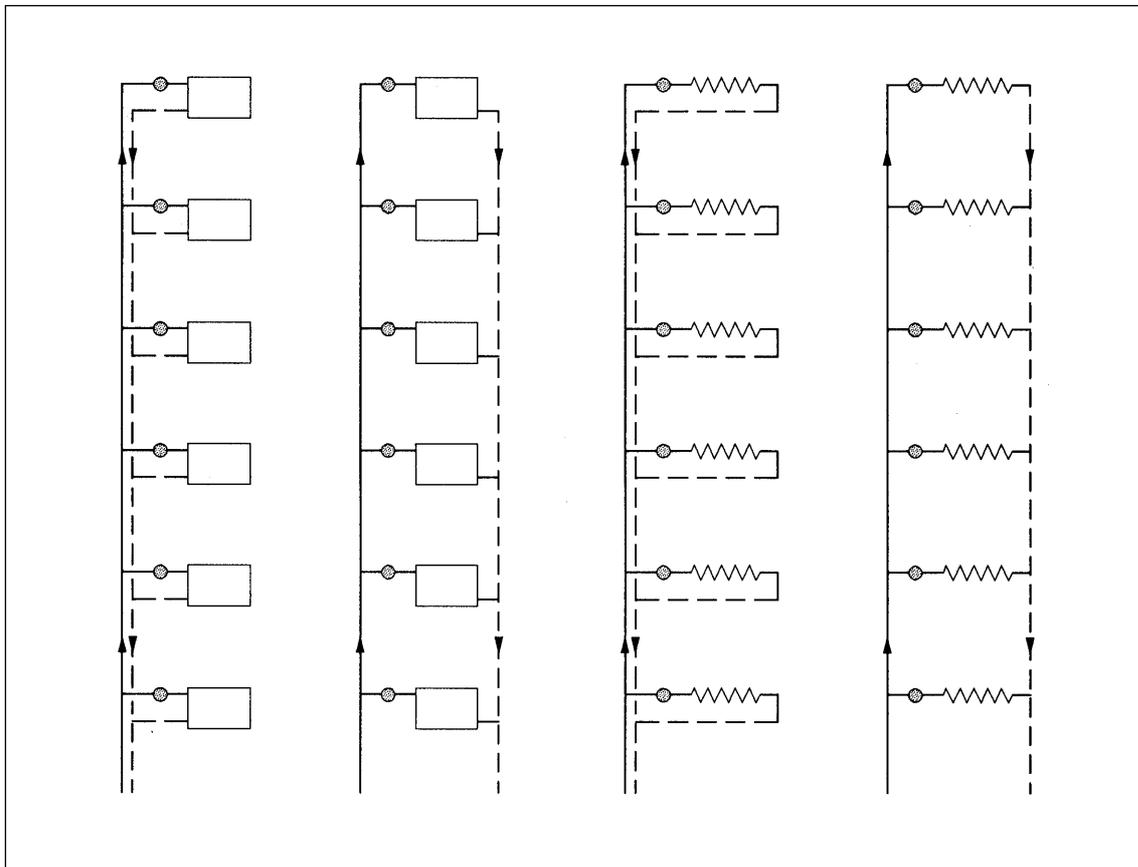
Sono in grado di assicurare le pressioni differenziali volute ad ogni terminale del circuito.

CIRCUITI CON AUTOFLOW

CALCOLO DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW

CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW

APPLICAZIONI DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW



Sono circuiti con derivazioni (colonne, zone o terminali) dotate di autoflow: cioè di dispositivi che consentono di mantenere costante la portata che li attraversa. Graficamente si possono rappresentare con gli schemi riportati nella pagina a lato.

CALCOLO DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW

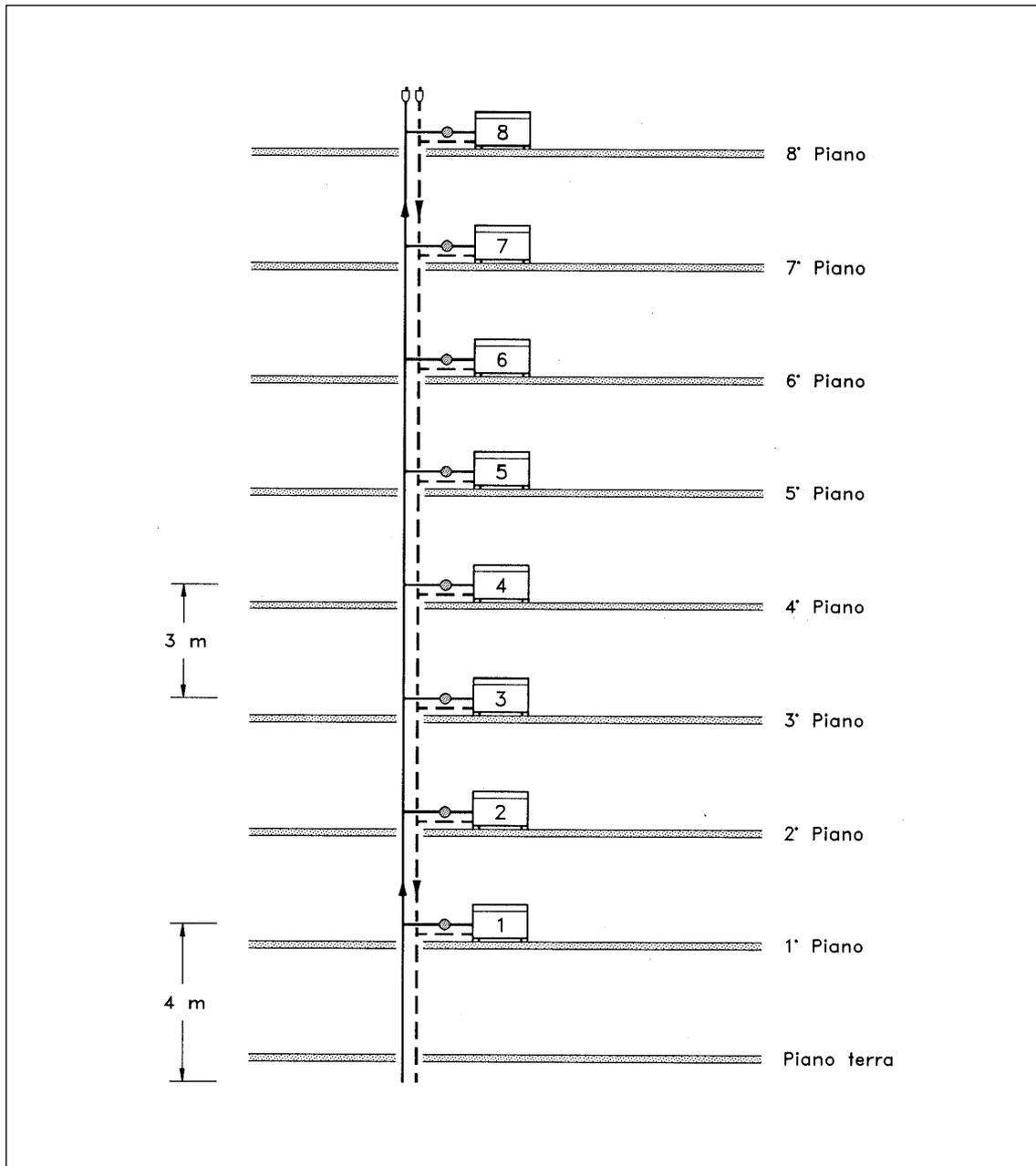
Il fatto che questi circuiti siano dotati di dispositivi in grado di regolare automaticamente le portate richieste, consente di adottare metodi di calcolo pratico particolarmente semplici e affidabili. Ad esempio si può procedere nel seguente modo:

1. Si scelgono gli autoflow di ogni circuito secondario in relazione alla portata richiesta.
2. Si dimensionano i tubi dei circuiti secondari e del circuito primario in base alla loro portata e con perdite di carico lineari costanti (ad esempio: $r = 10 \text{ mm c.a./m}$).
3. Si determinano le perdite di carico totali del circuito sommando fra loro:
 - a) le perdite di carico dell'ultimo terminale servito;
 - b) la pressione differenziale minima degli autoflow;
 - c) le perdite di carico continue (h) del circuito calcolate convenzionalmente moltiplicando fra loro le seguenti grandezze:
 $r =$ valore assunto per le perdite di carico lineari (ved. al punto 2),
 $l =$ lunghezza dei tubi (del circuito principale e del circuito secondario) che servono l'ultimo terminale;
 - d) le perdite di carico localizzate (z) del circuito considerate convenzionalmente uguali ad una percentuale delle perdite di carico continue (h).
 Normalmente si considera:
 $z = 0,6 \cdot h$ per percorsi con poche curve,
 $z = 0,7 \cdot h$ per percorsi con molte curve.

Esempio 1 - Calcolo di un circuito con autoflow

Dimensionare, col metodo di calcolo riportato alla pagina precedente, il circuito con autoflow sotto schematizzato. Si consideri:

- $G = 330 \text{ l/h}$ portata nominale di ogni ventilconvettore,
- $\Delta P = 150 \text{ mm c.a.}$ perdite di carico corrispondenti alla portata nominale,
- $\Delta K = 1.250 \text{ mm c.a.}$ valore ipotizzato quale pressione differenziale minima degli autoflow,
- $l = 4 \text{ m}$ lunghezza dei collegamenti colonne-ventilconvettore,
- $n = 2$ (a 90°) curve dei collegamenti colonne-ventilconvettore.



Soluzione:**1 - Determinazione delle portate e scelta degli autoflow**

Ogni terminale richiede una portata: $G = 330 \text{ l/h}$.

Si ipotizza che commercialmente siano disponibili autoflow in grado di assicurare tale portata.

2 - Dimensionamento dei tubi

Per il calcolo dei tubi si assume come valore guida: $r = 10 \text{ mm c.a./m}$ (ved. NOTE INTRODUTTIVE)

— Circuiti secondari:

in base alla portata richiesta dai terminali (330 l/h) e al valore guida assunto, il loro diametro risulta uguale a 1/2".

— Tronchi del circuito principale:

in base alla loro portata e al valore guida sopra definito, il diametro di questi tronchi risulta:

• tronchi di colonna 8-7:	$G_{8-7} = 330 \text{ l/h}$	$\varnothing = 3/4''$
• tronchi di colonna 7-6:	$G_{7-6} = G_{8-7} + G_7 = 330 + 330 = 660 \text{ l/h}$	$\varnothing = 3/4''$
• tronchi di colonna 6-5:	$G_{6-5} = G_{7-6} + G_6 = 660 + 330 = 990 \text{ l/h}$	$\varnothing = 1''$
• tronchi di colonna 5-4:	$G_{5-4} = G_{6-5} + G_5 = 990 + 330 = 1.320 \text{ l/h}$	$\varnothing = 1 \ 1/4''$
• tronchi di colonna 4-3:	$G_{4-3} = G_{5-4} + G_4 = 1.320 + 330 = 1.650 \text{ l/h}$	$\varnothing = 1 \ 1/4''$
• tronchi di colonna 3-2:	$G_{3-2} = G_{4-3} + G_3 = 1.650 + 330 = 1.980 \text{ l/h}$	$\varnothing = 1 \ 1/4''$
• tronchi di colonna 2-1:	$G_{2-1} = G_{3-2} + G_2 = 1.980 + 330 = 2.310 \text{ l/h}$	$\varnothing = 1 \ 1/4''$
• tronchi di colonna 1-0:	$G_{1-0} = G_{2-1} + G_1 = 2.310 + 330 = 2.640 \text{ l/h}$	$\varnothing = 1 \ 1/2''$

3 - Perdite di carico totali del circuito

Le perdite di carico totali del circuito si calcolano sommando fra loro:

a) le perdite di carico dell'ultimo terminale: $\Delta P = 150 \text{ mm c.a.}$

b) la pressione differenziale minima degli autoflow: $\Delta K = 1.250 \text{ mm c.a.}$

c) le perdite di carico continue del circuito (ved. convenzioni di calcolo)

Essendo: $r = 10 \text{ mm c.a./m}$

$$l = (7 \cdot 3 + 4) \cdot 2 + 4 = 54 \text{ m}$$

risulta: $h = 10 \cdot 54 = 540 \text{ mm c.a.}$

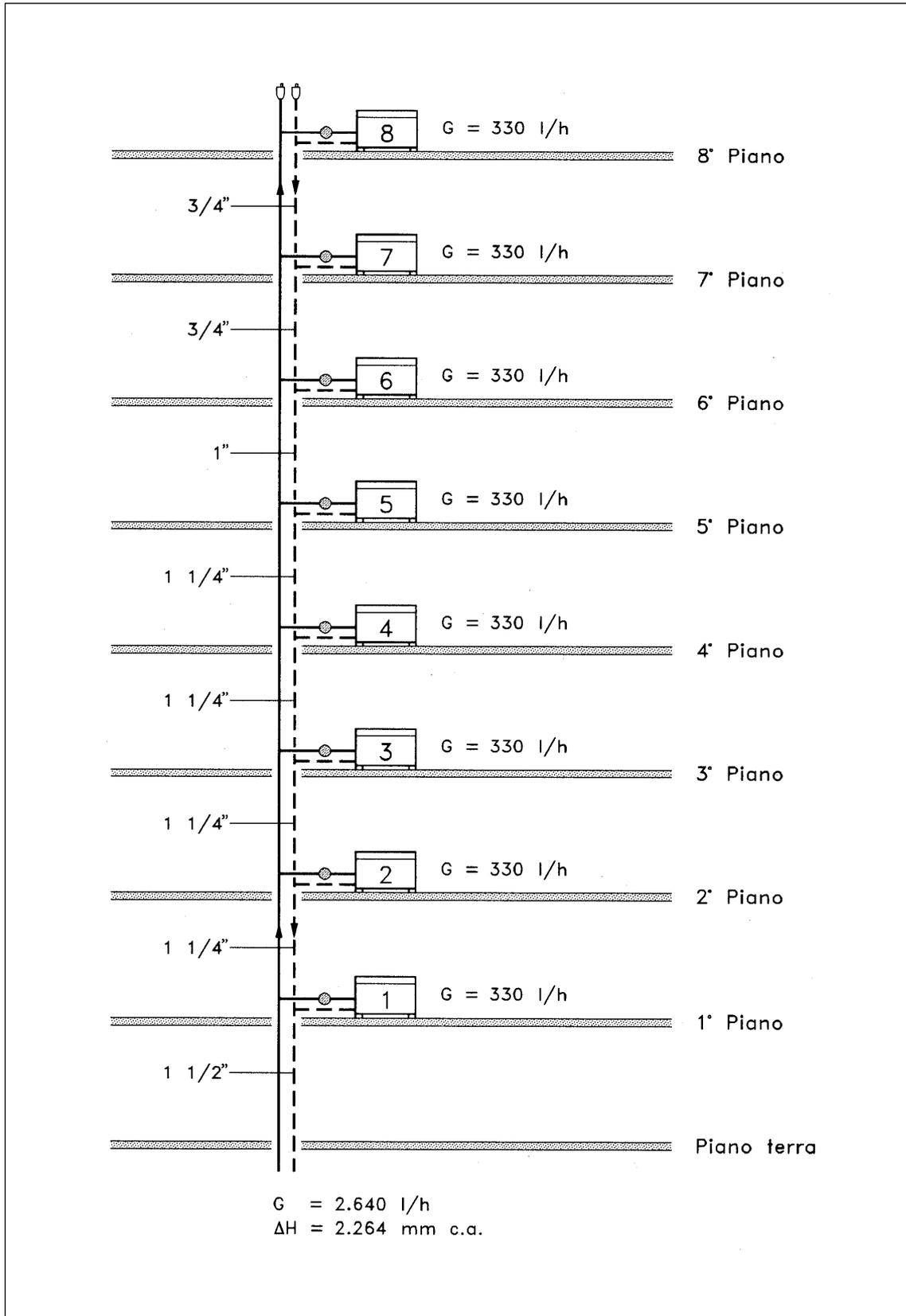
d) le perdite di carico localizzate del circuito (ved. convenzioni di calcolo)

$$z = 0,6 \cdot 540 = 324 \text{ mm c.a. (il circuito ha poche curve)}$$

Risulta pertanto: $H = \Delta P + \Delta K + h + z = 150 + 1.250 + 540 + 324 = 2.264 \text{ mm c.a.}$

Osservazioni:

La pressione minima richiesta dagli autoflow causa un sensibile incremento della prevalenza richiesta alla base delle colonne. Va rilevato però che tale incremento è percentualmente molto più contenuto se valutato nel contesto generale dell'impianto.



CARATTERISTICHE DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW

Sono circuiti che, mediante l'azione di appositi dispositivi, consentono di regolare automaticamente la portata che passa attraverso le loro derivazioni. Sono, quindi, circuiti che possono assicurare distribuzioni bilanciate anche nel caso di impianti a sviluppo complesso e a reti estese.

A differenza di quelli con valvole di taratura, i circuiti con autoflow:

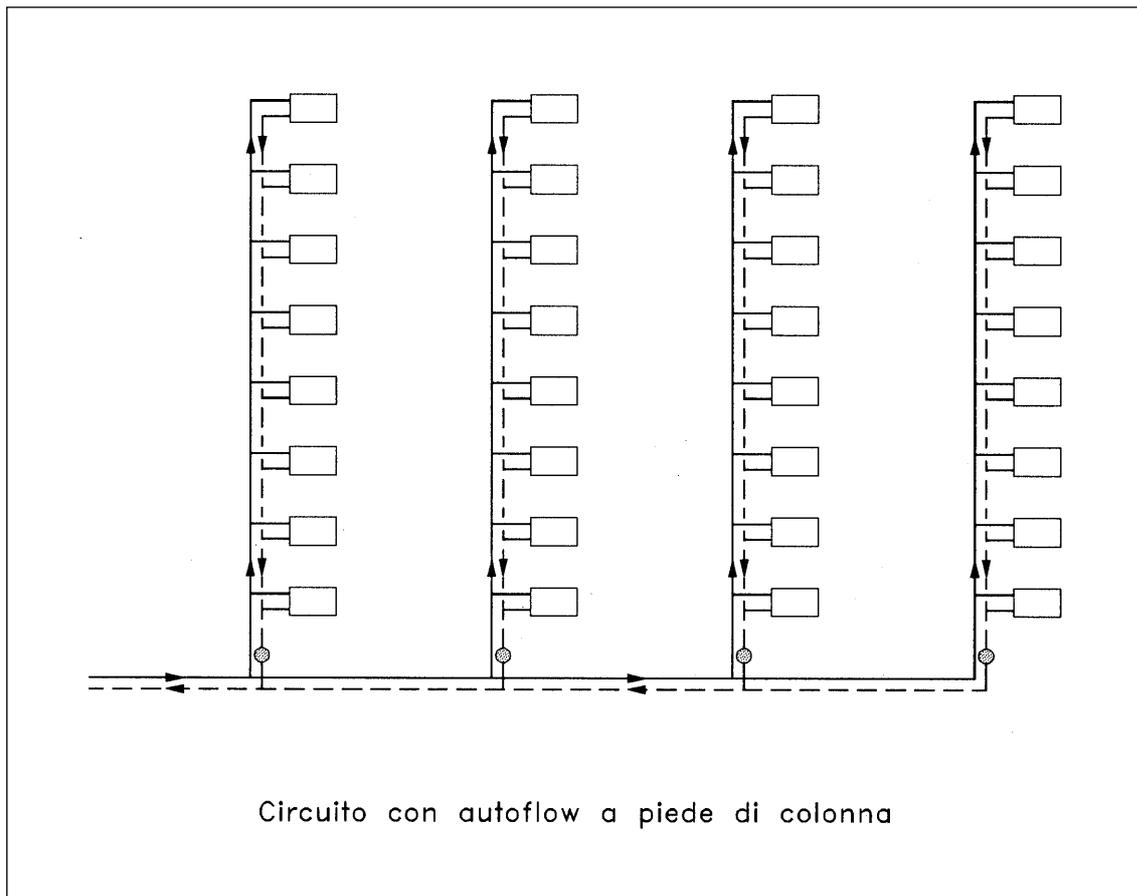
- **sono semplici da calcolare;**
- **non richiedono operazioni di taratura;**
- **non temono interventi di taratura.**

Si deve, inoltre, considerare che in caso di varianti questi circuiti possono facilmente adeguarsi alle nuove condizioni di lavoro. Infatti gli autoflow - con una regolazione di tipo dinamico: cioè a pistone mobile - sono in grado di mantenere costanti le portate dei terminali entro un ampio campo di pressioni differenziali.

APPLICAZIONI DEI CIRCUITI CON AUTOFLOW

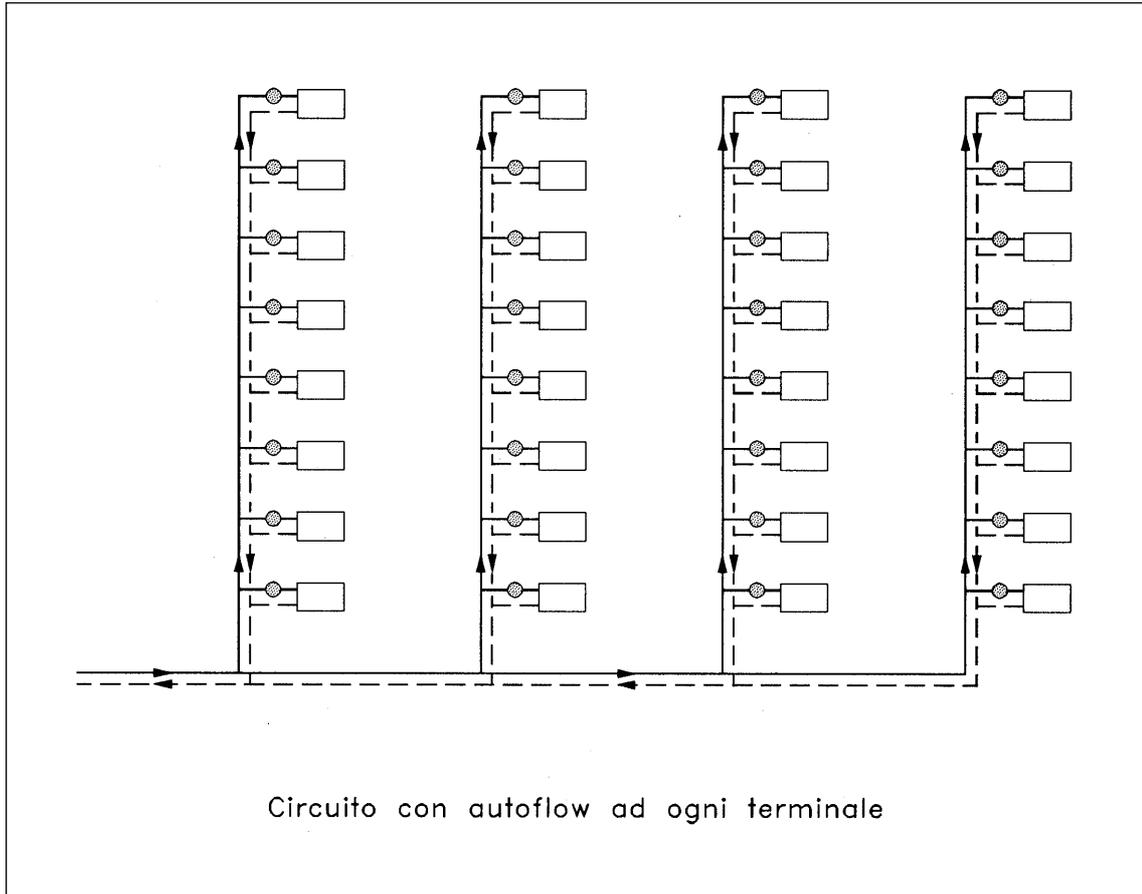
Negli impianti di climatizzazione i circuiti con autoflow sono utilizzati soprattutto per assicurare le portate richieste alle colonne, alle derivazioni di zona o ai terminali.

Circuiti con autoflow a piede di colonna



Servono a far fluire, attraverso le colonne, le quantità di fluido richieste. Squilibri nella ripartizione delle portate possono, comunque, determinarsi lungo le colonne per i motivi evidenziati nell'esame dei circuiti semplici. Per tale ragione, questi circuiti sono normalmente utilizzati in edifici che non superano i 5 o 6 piani.

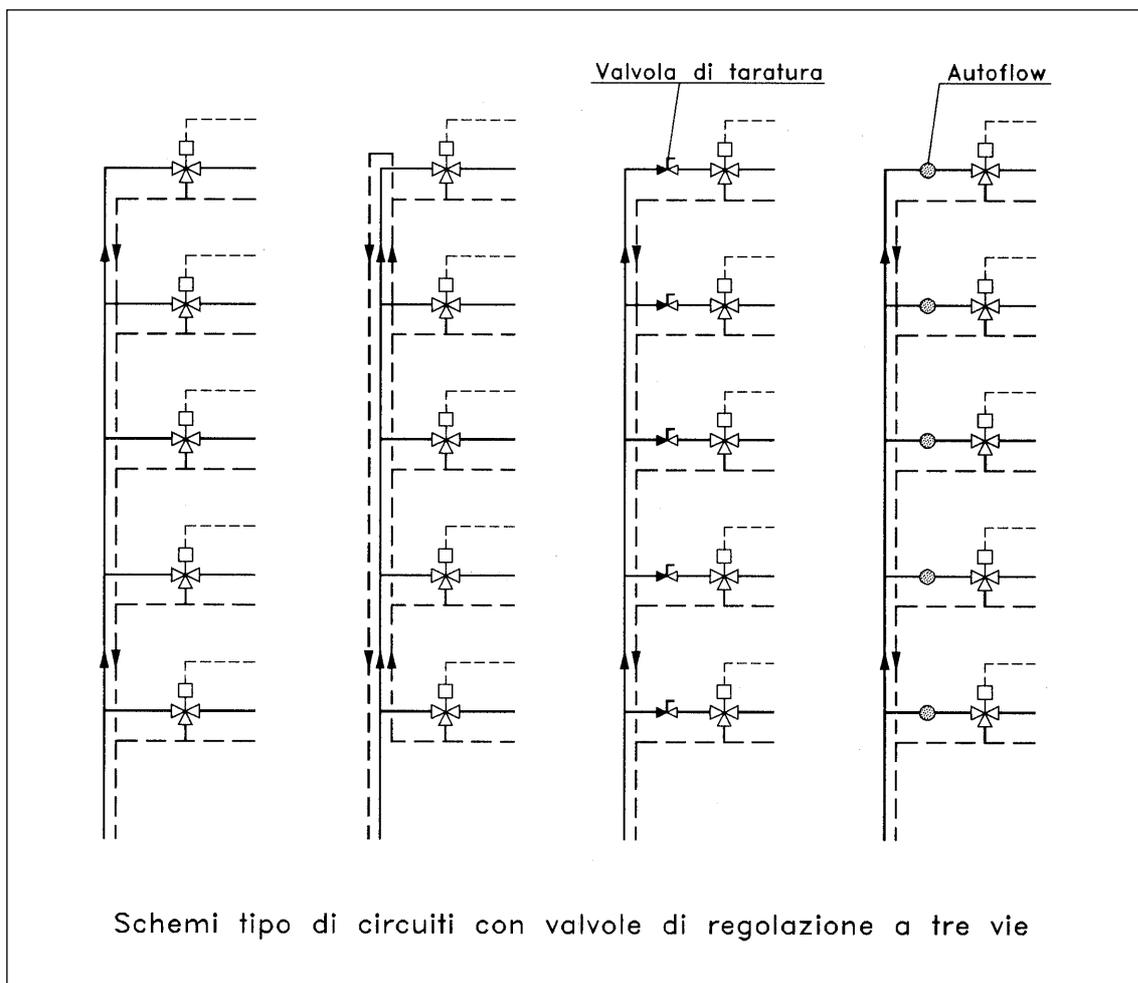
Circuiti con autoflow ad ogni terminale



Sono in grado di far fluire, attraverso ogni terminale, le quantità di fluido richieste.

CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A TRE VIE

Sono circuiti che, mediante l'azione di valvole automatiche a tre vie, consentono di variare la quantità o la temperatura del fluido che passa attraverso i terminali. Possono essere realizzati con distribuzioni a sviluppo semplice, a ritorno compensato, con valvole di taratura o con autoflow.



DIMENSIONAMENTO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A TRE VIE

Questi circuiti si dimensionano a valvole aperte, con gli stessi criteri adottati per dimensionare i circuiti senza valvole di regolazione (ved. voci: CIRCUITI SEMPLICI, CIRCUITI A RITORNO INVERSO, CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA, CIRCUITI CON AUTOFLOW).

Si devono poi analizzare gli squilibri connessi alla chiusura delle valvole (cioè all'apertura delle loro vie di by-pass) e, se necessario, definire le soluzioni atte a tener sotto controllo tali squilibri.

Dal punto di vista pratico si può procedere considerando i seguenti casi:

1. **gli impianti a zone,**
2. **gli impianti a ventilconvettori con modulazione della portata,**
3. **i circuiti di regolazione climatica e delle batterie.**

Negli impianti a zone, è sempre necessario bilanciare (con dischi a foro calibrato, valvole di taratura o autoflow) i by-pass delle valvole. Senza tale bilanciamento, infatti, anche un limitato numero di valvole chiuse può attivare - attraverso le vie di by-pass - percorsi "facilitati" in grado di "rubare acqua" ai terminali con valvole aperte e quindi di rendere insufficiente la loro resa termica.

Al contrario, negli impianti a ventilconvettori con valvole modulanti, non è in genere necessario bilanciare i by-pass. Infatti, tali valvole presentano (sulle vie di by-pass) strozzature in grado di opporre al fluido perdite di carico assimilabili a quelle mediamente opposte dalle batterie dei ventilconvettori. E' comunque consigliabile verificare questa corrispondenza di valori attraverso i dati forniti dai costruttori.

Con i circuiti di regolazione climatica o delle batterie, infine, la necessità o meno di bilanciare le vie di by-pass dipende essenzialmente dal tipo di circuito, dalle valvole utilizzate e dai terminali serviti. Senza bilanciamento delle vie di by-pass, si deve quindi verificare, di volta in volta, che la chiusura delle valvole non faccia insorgere in questi circuiti:

- velocità troppo elevate (tali da causare rumori e abrasioni), o
- circolazioni privilegiate a scapito del regolare funzionamento dei terminali.

Di seguito si riportano gli schemi funzionali che illustrano i casi e i relativi sistemi di bilanciamento sopra richiamati.

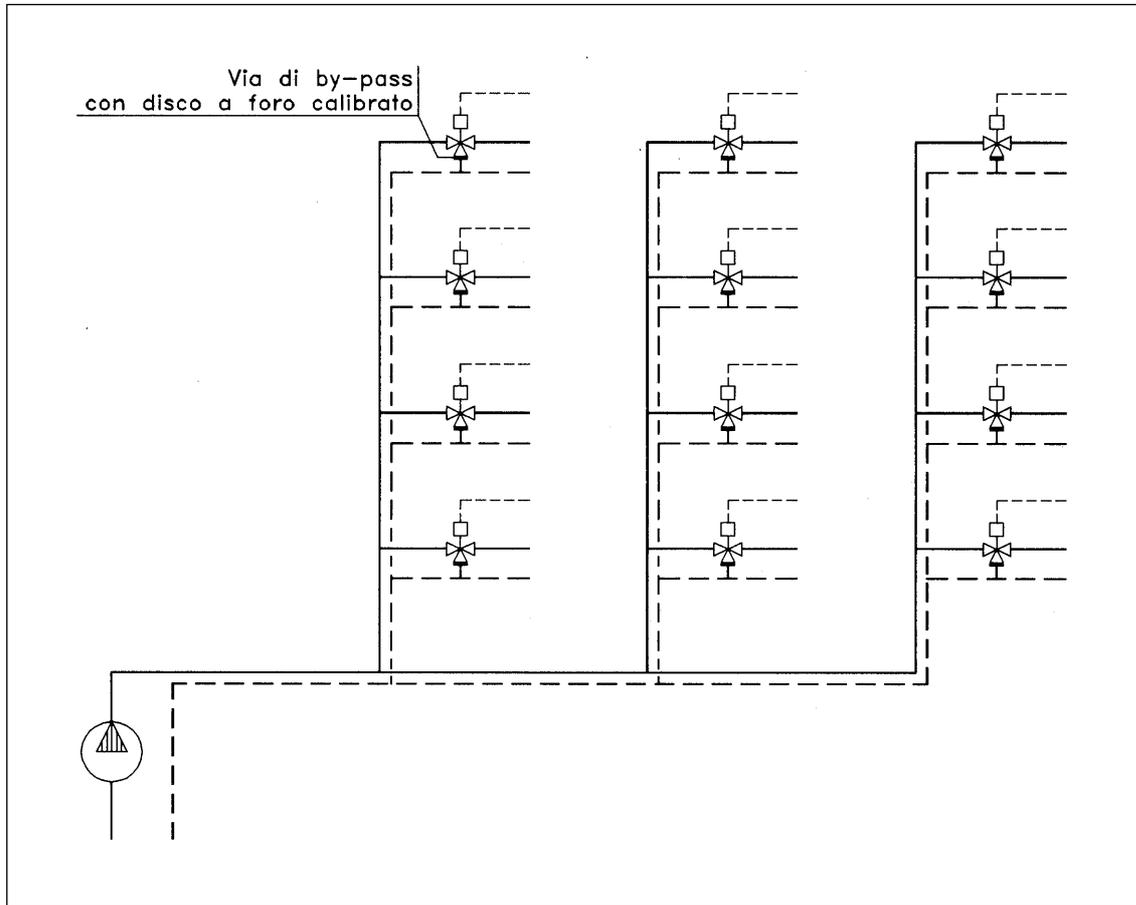
Nota:

Le valvole a tre vie asservite ad una regolazione on-off possono lavorare indifferentemente:

- sia come deviatrici (1 entrata e 2 uscite),
- sia come miscelatrici (2 entrate e 1 uscita).

Al contrario, le valvole a tre vie asservite ad una regolazione modulante lavorano meglio come miscelatrici.

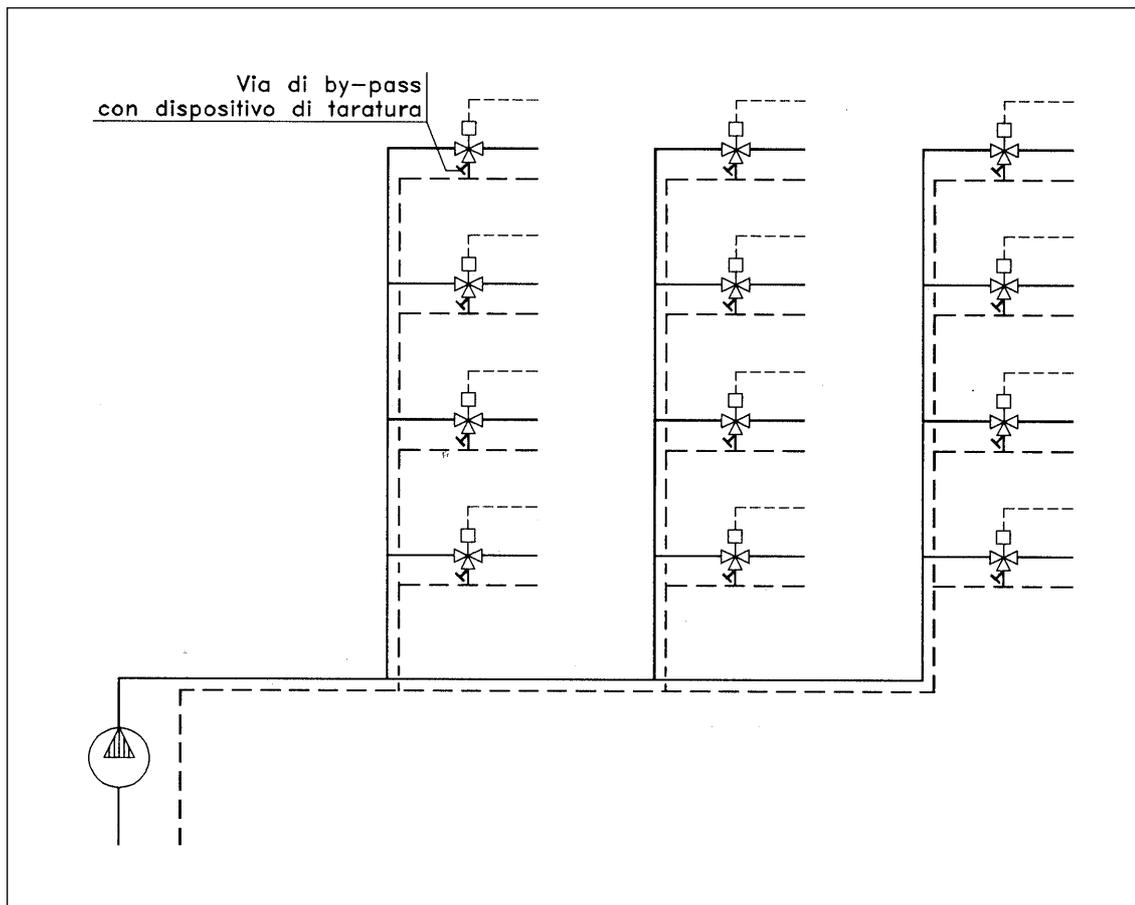
Impianti a zone: bilanciamento con dischi a foro calibrato



I dischi a foro calibrato (posti sulle vie di by-pass) devono essere scelti in modo da opporre al fluido perdite di carico corrispondenti a quelle del relativo circuito di zona.

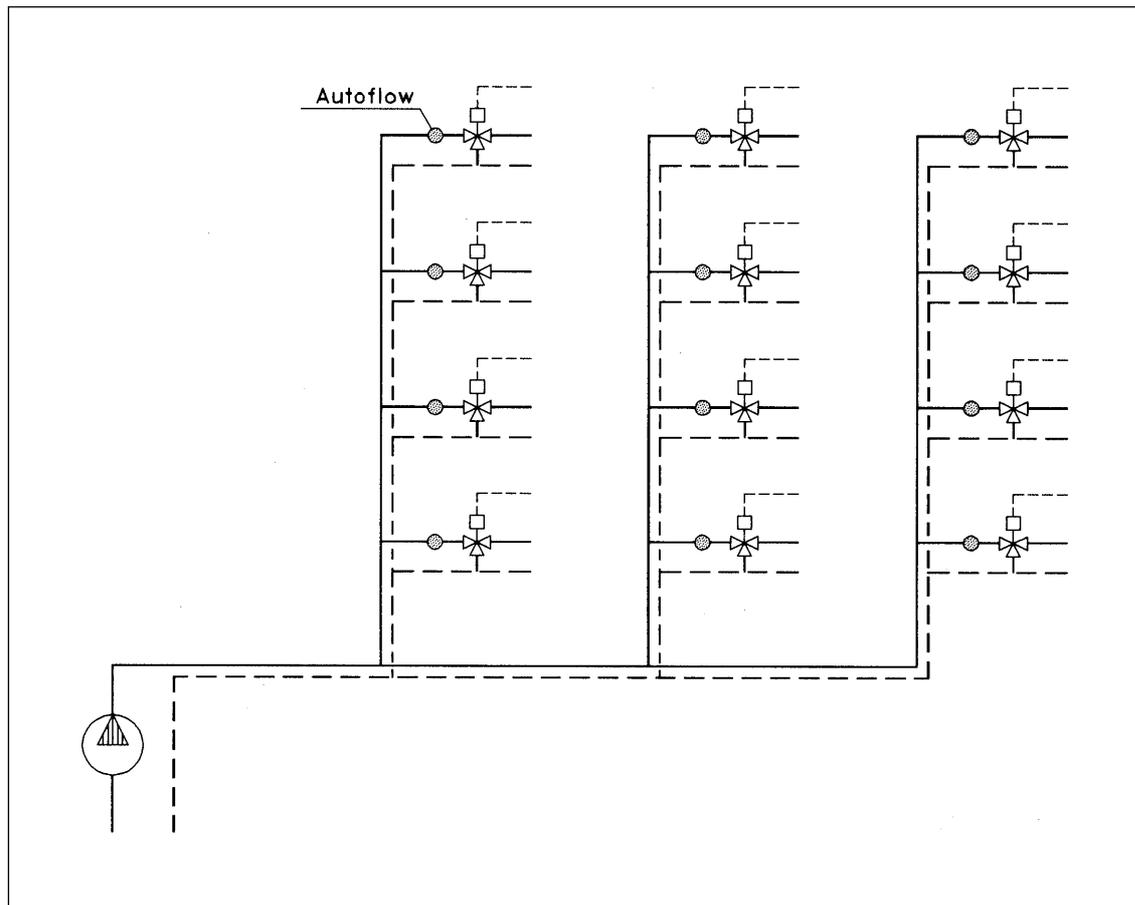
Un simile bilanciamento, pur presentando qualche approssimazione (dovuta al limitato numero di dischi disponibili), è sufficientemente affidabile, non richiede interventi di taratura e non è starabile.

Impianti a zone: bilanciamento con valvole di taratura



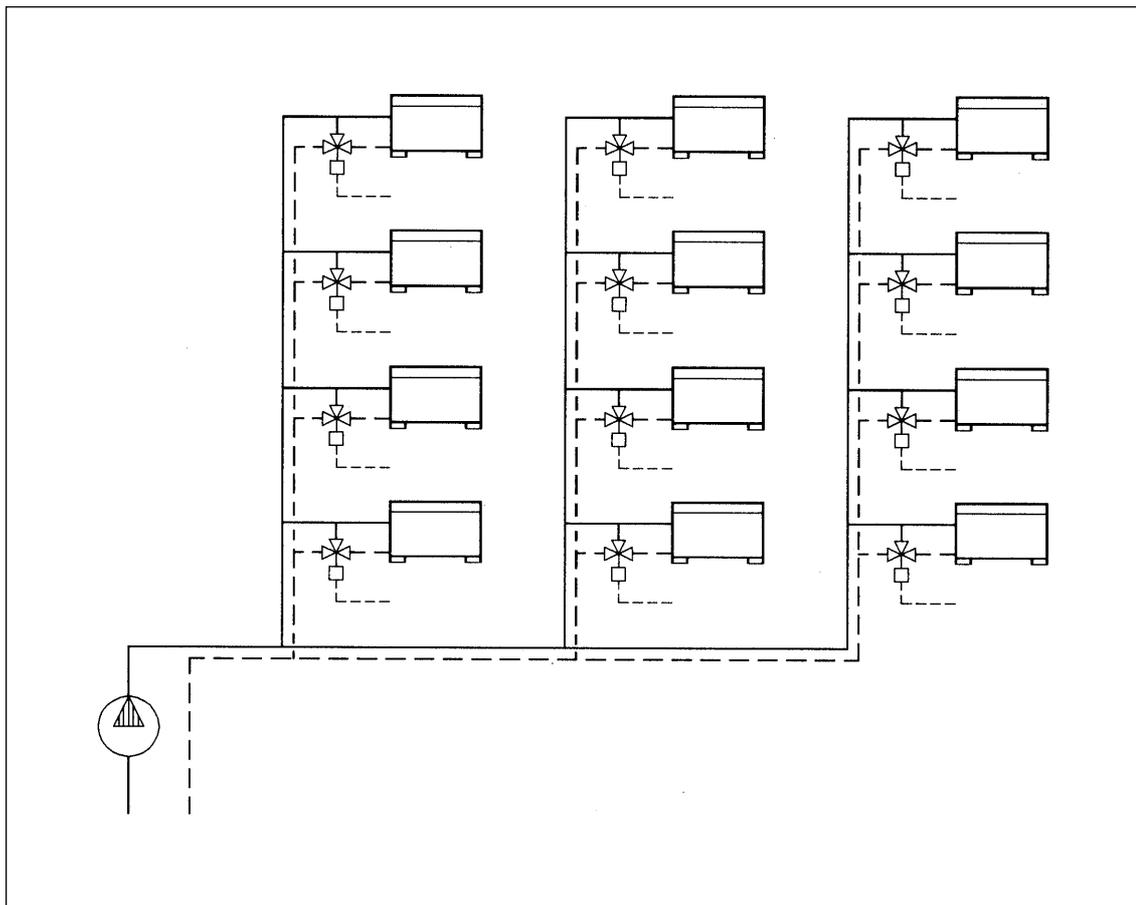
Le valvole di taratura (poste sulle vie di by-pass) devono essere regolate in modo da opporre al fluido perdite di carico uguali a quelle del relativo circuito di zona.

Impianti a zone: bilanciamento con autoflow



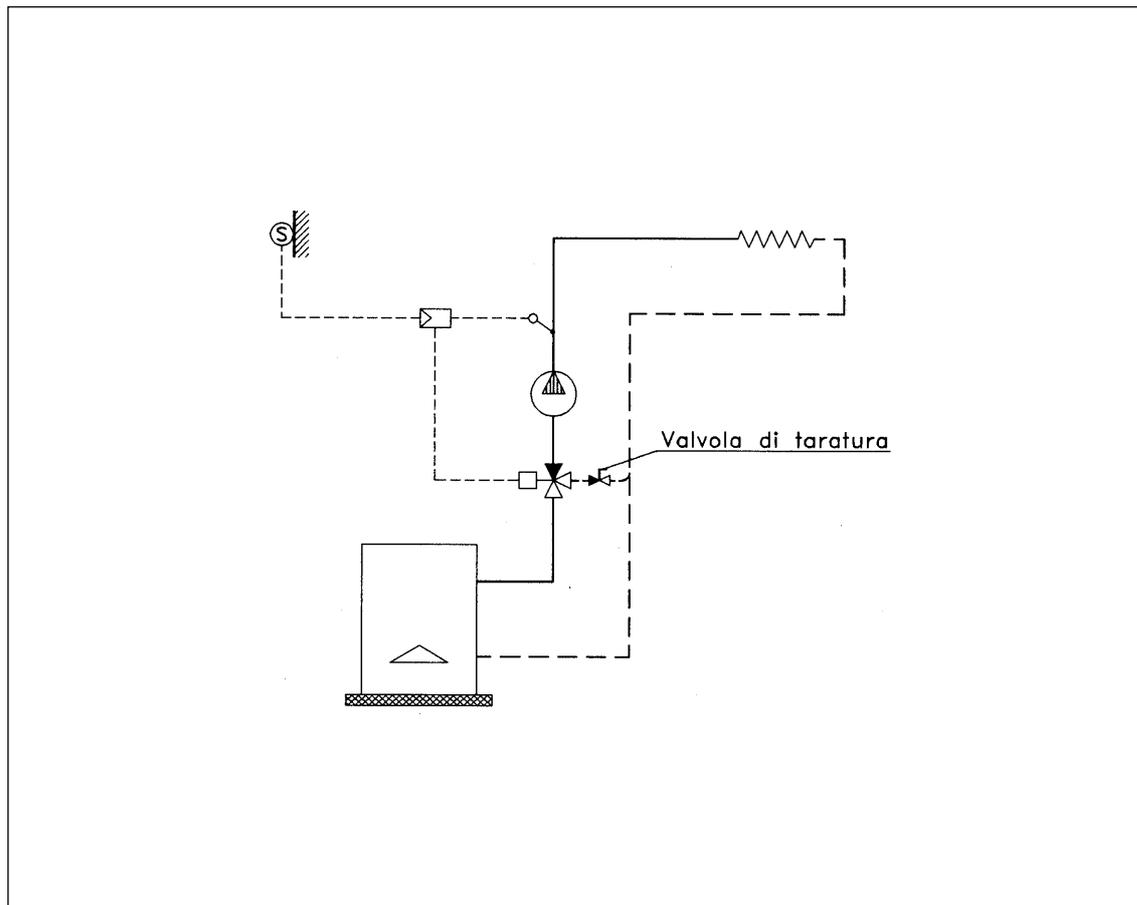
Gli autoflow (posti sull'andata o sul ritorno delle derivazioni di zona) consentono di mantenere costante la portata di ogni derivazione sia a valvole aperte, sia a valvole chiuse.

Impianti a ventilconvettori con regolazione modulante



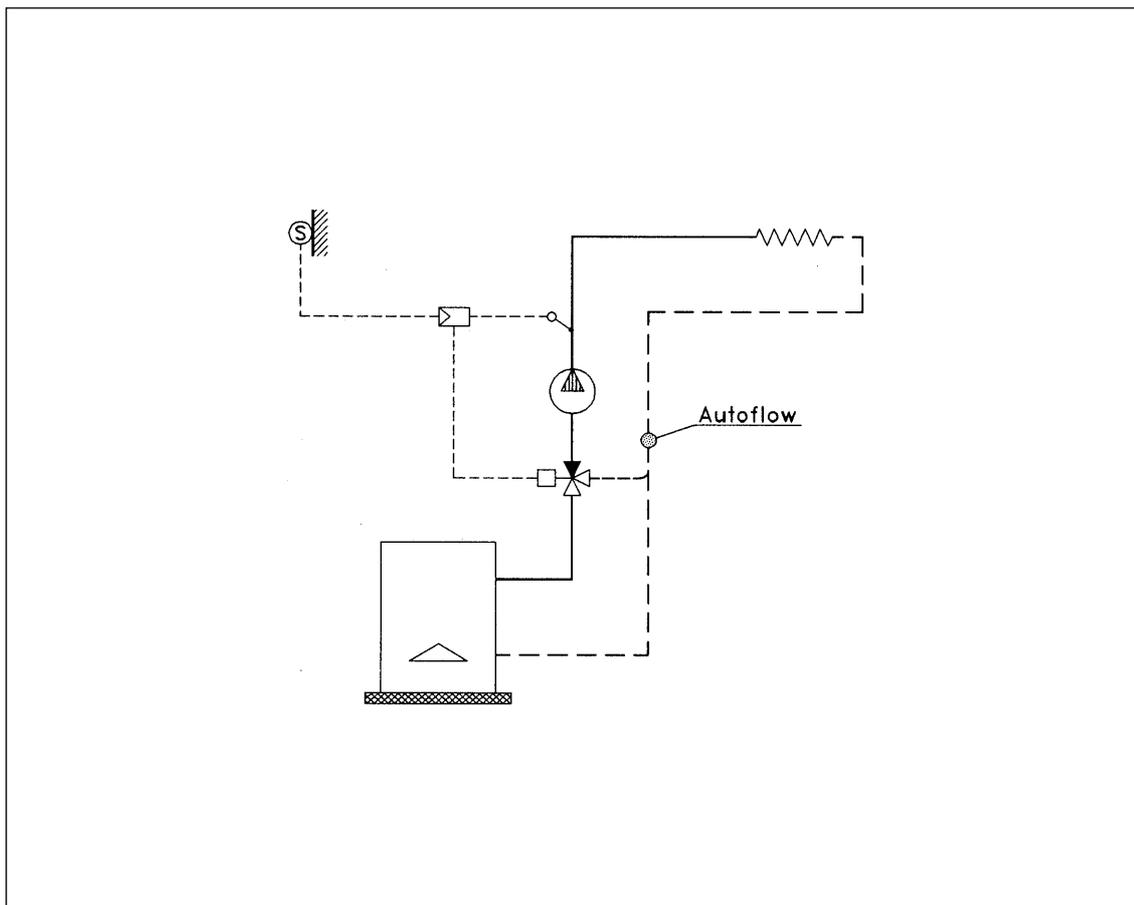
In genere, non è necessario bilanciare i by-pass delle valvole di regolazione. Infatti, tali valvole presentano (sulle vie di by-pass) strozzature in grado di opporre al fluido perdite di carico assimilabili a quelle mediamente opposte dalle batterie dei ventilconvettori. E' comunque consigliabile verificare questa corrispondenza di valori attraverso i dati forniti dai costruttori.

Regolazione climatica: bilanciamento con valvola di taratura



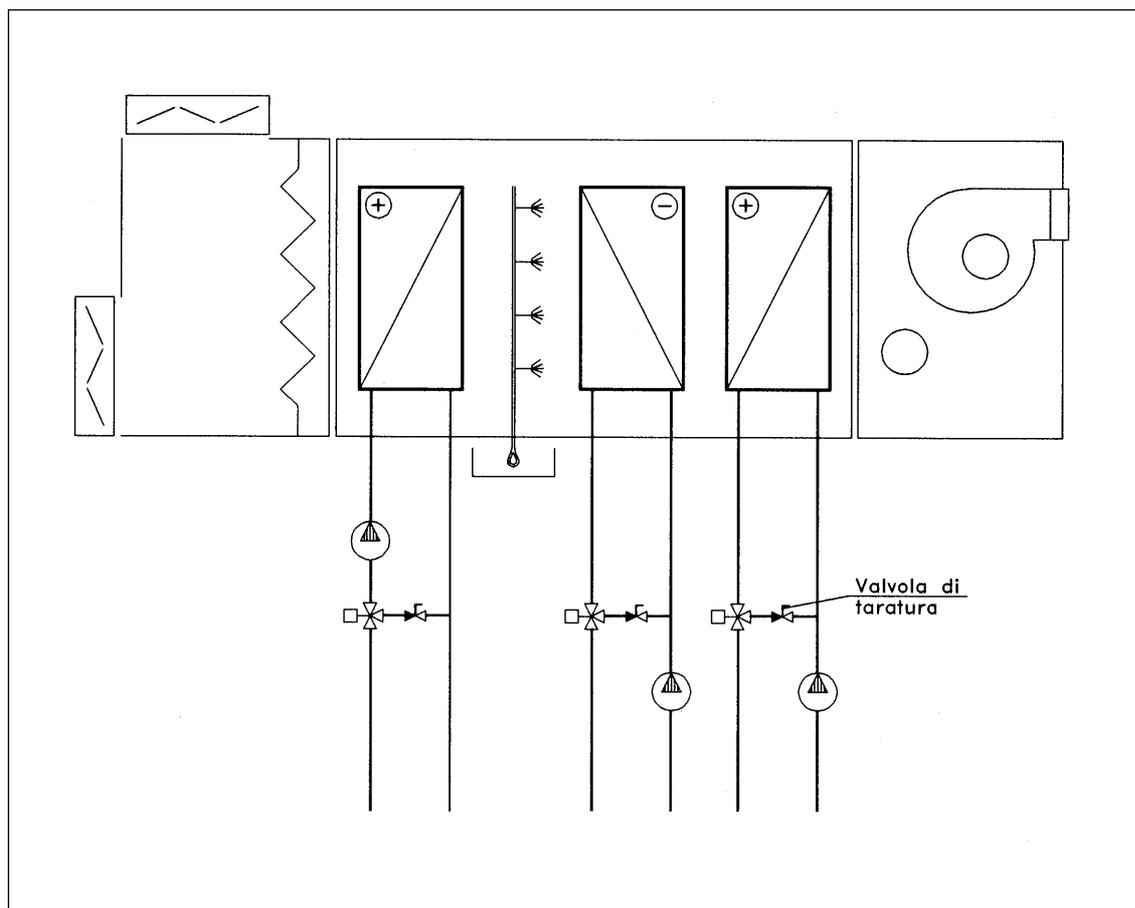
La valvola di taratura (posta sulla via di by-pass) deve essere regolata in modo da opporre al fluido perdite di carico uguali a quelle opposte dal circuito disattivato dalla chiusura della valvola di regolazione: cioè, nel caso sopra schematizzato, dal circuito del generatore di calore.

Regolazione climatica: bilanciamento con autoflow



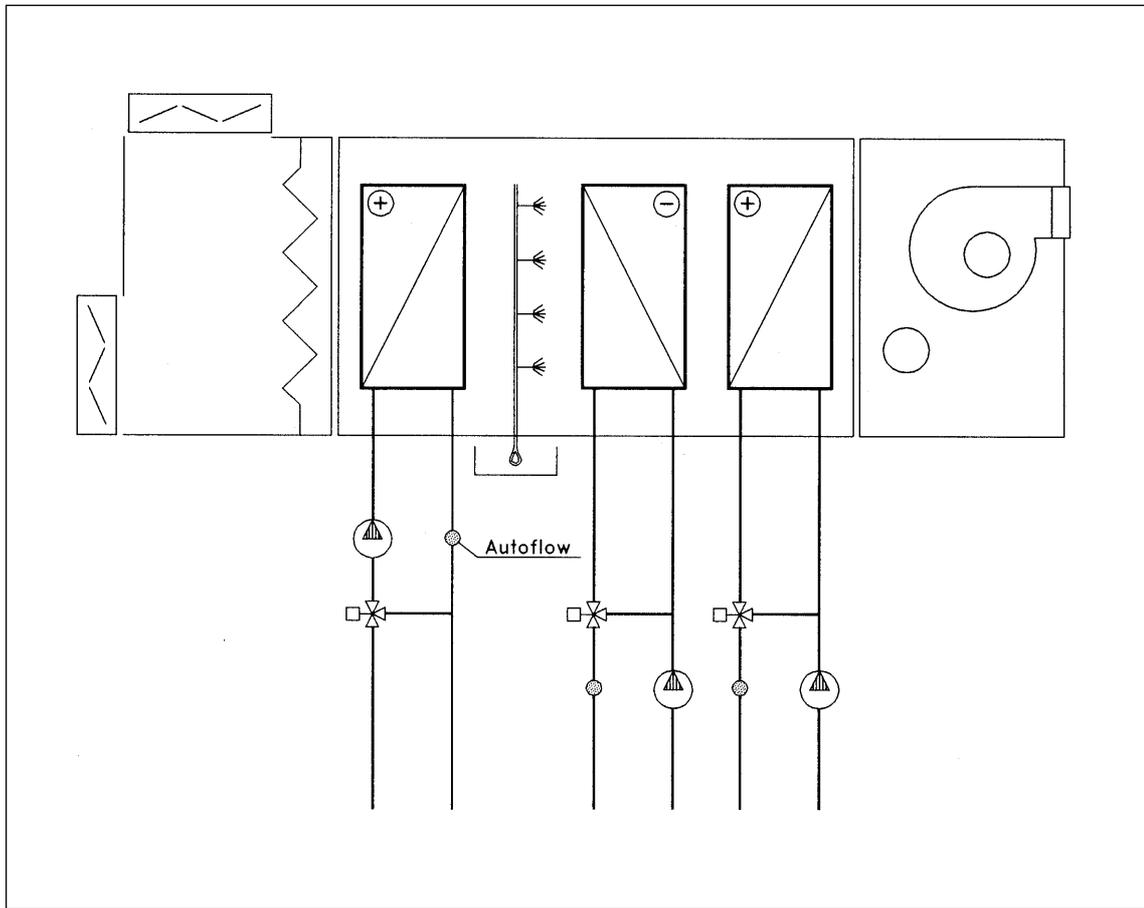
L'autoflow consente di mantenere costante la portata del circuito utilizzatore sia a valvola aperta, sia a valvola chiusa.

Regolazione delle batterie: bilanciamento con valvole di taratura



Le valvole di taratura (poste sulle vie di by-pass) devono essere regolate in modo da opporre al fluido perdite di carico uguali a quelle opposte dai circuiti disattivati dalla chiusura delle valvole di regolazione.

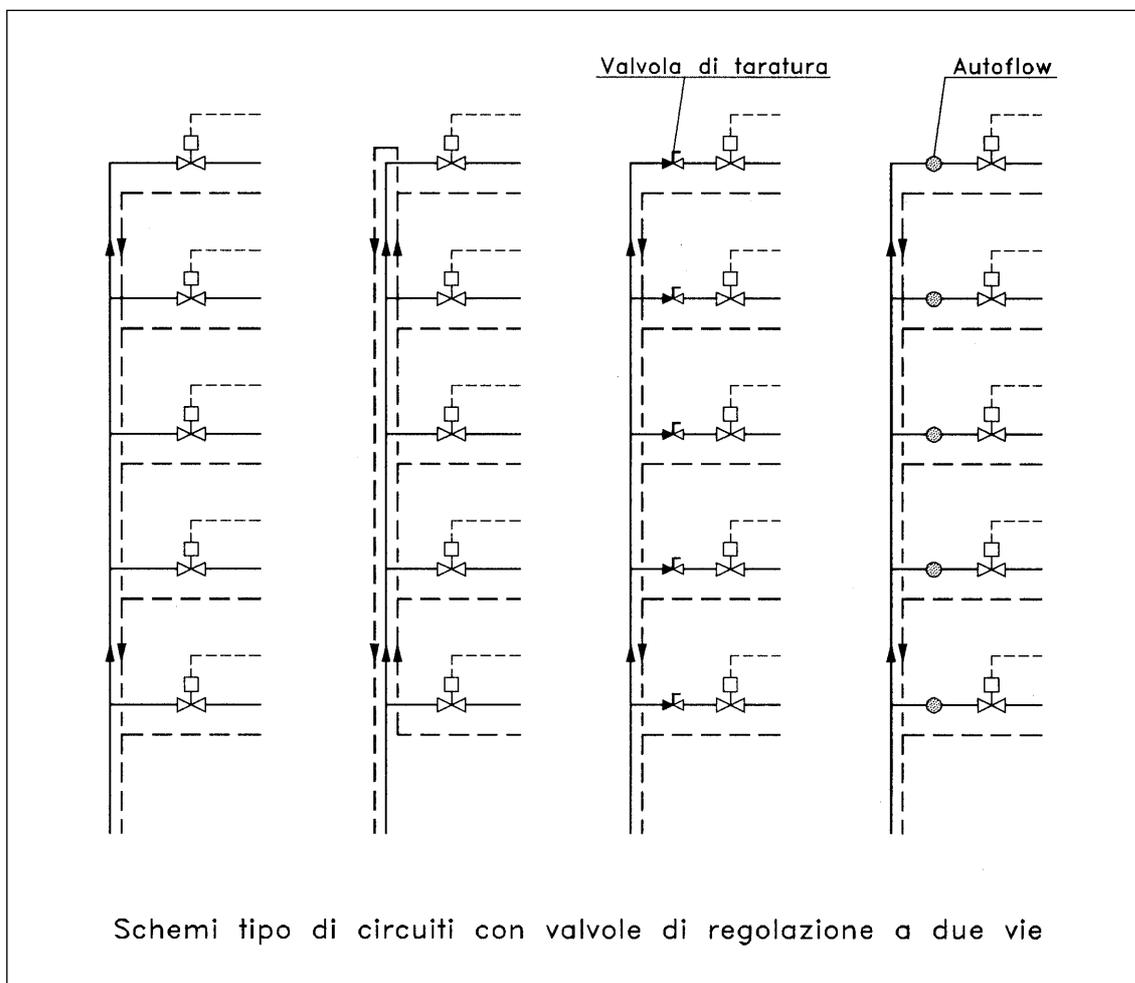
Regolazione delle batterie: bilanciamento con autoflow



Gli autoflow consentono di mantenere costante le portate dei circuiti di distribuzione sia a valvole aperte, sia a valvole chiuse.

CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A DUE VIE

Sono circuiti che, mediante l'azione di valvole automatiche a due vie, consentono di variare la portata di fluido che passa attraverso i terminali. Possono essere realizzati con distribuzioni a sviluppo semplice, a ritorno compensato, con valvole di taratura o con autoflow.



DIMENSIONAMENTO DEI CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A DUE VIE

Questi circuiti si dimensionano a valvole aperte con gli stessi criteri adottati per dimensionare i circuiti senza valvole di regolazione (ved. voci: CIRCUITI SEMPLICI, CIRCUITI A RITORNO INVERSO, CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA, CIRCUITI CON AUTOFLOW).

Si devono poi analizzare gli squilibri connessi al chiudersi delle valvole e definire le soluzioni atte ad evitare che tale chiusura provochi, lungo il circuito, pressioni differenziali troppo elevate e di conseguenza:

- rumori,
- fenomeni di erosione,
- incompleta chiusura delle valvole termostatiche,
- funzionamento fuori curva delle elettropompe.

Dal punto di vista pratico (pur con qualche incertezza connessa al tipo di classificazione) si può procedere considerando due casi: **gli impianti piccoli** (ad esempio quelli per singoli alloggi) e **gli impianti medio-grandi**.

Negli impianti piccoli, l'incremento delle pressioni differenziali può essere tenuto sotto controllo semplicemente con un limitatore di pressione posto alla base del circuito.

Negli impianti medio-grandi, invece, l'incremento delle pressioni differenziali deve essere tenuto sotto controllo non solo alla base, ma anche lungo lo sviluppo del circuito. Sono possibili **soluzioni a controllo parziale** (ad esempio con limitatori di pressione posti alla base delle colonne) oppure **soluzioni a controllo totale** (ad esempio con limitatori di pressione posti su ogni derivazione del circuito).

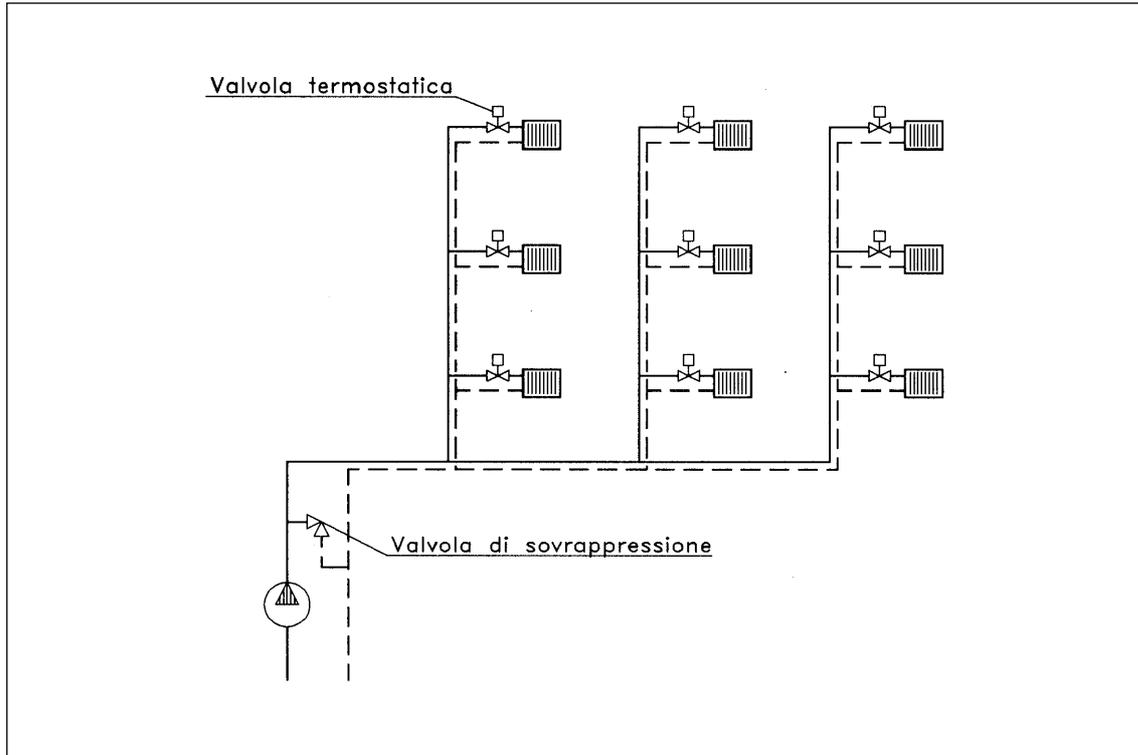
Nel caso di impianti a reti molto estese è consigliabile, inoltre, condurre un'attenta analisi delle soluzioni possibili, considerando:

- il variare delle pressioni differenziali al chiudersi delle valvole,
- le caratteristiche dei terminali,
- il grado di affidabilità del servizio di manutenzione,
- il costo delle soluzioni adottabili,
- le spese per il funzionamento delle elettropompe.

Per lo sviluppo di tale analisi - troppo specialistica e complessa per poter essere svolta nell'ambito di questa pubblicazione - si rinvia ai testi di P. Fridmann e dell'ASHRAE citati nelle note bibliografiche.

Di seguito si riportano gli schemi funzionali che illustrano le soluzioni sopra richiamate.

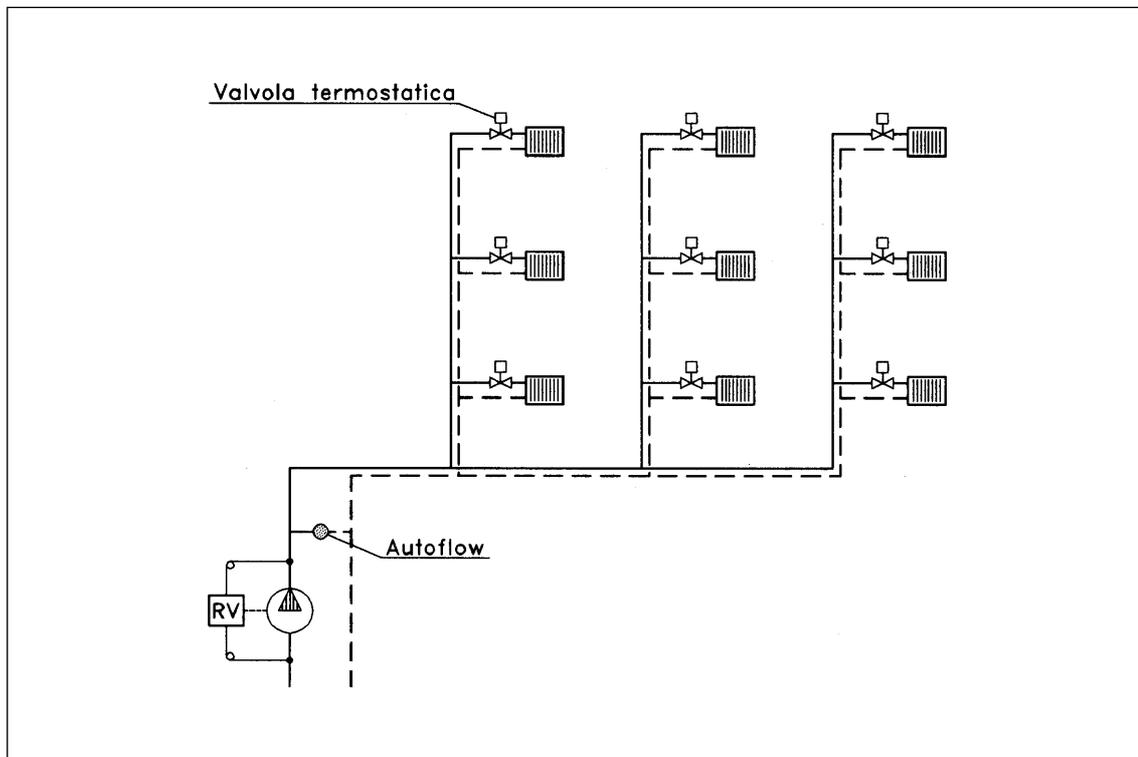
Valvola di sovrappressione posta alla base del circuito



E' una soluzione utilizzata soprattutto in piccoli impianti a radiatori con valvole termostatiche.

- Portata di scarico della valvola di sovrappressione (G_v):**
 il suo valore dipende dalla portata totale dell'impianto a valvole aperte (G) e dal tipo di regolazione adottato. Normalmente si assume:
 $G_v = 0,6 \cdot G$ in impianti con regolazione climatica;
 $G_v = G$ in impianti senza regolazione climatica.
- Pressione di taratura della valvola di sovrappressione:**
 è consigliabile che questo valore superi di circa il 10% la pressione differenziale richiesta (a valvole aperte) tra i due punti del circuito collegati dal by-pass.

Limitatore di pressione differenziale posto alla base del circuito



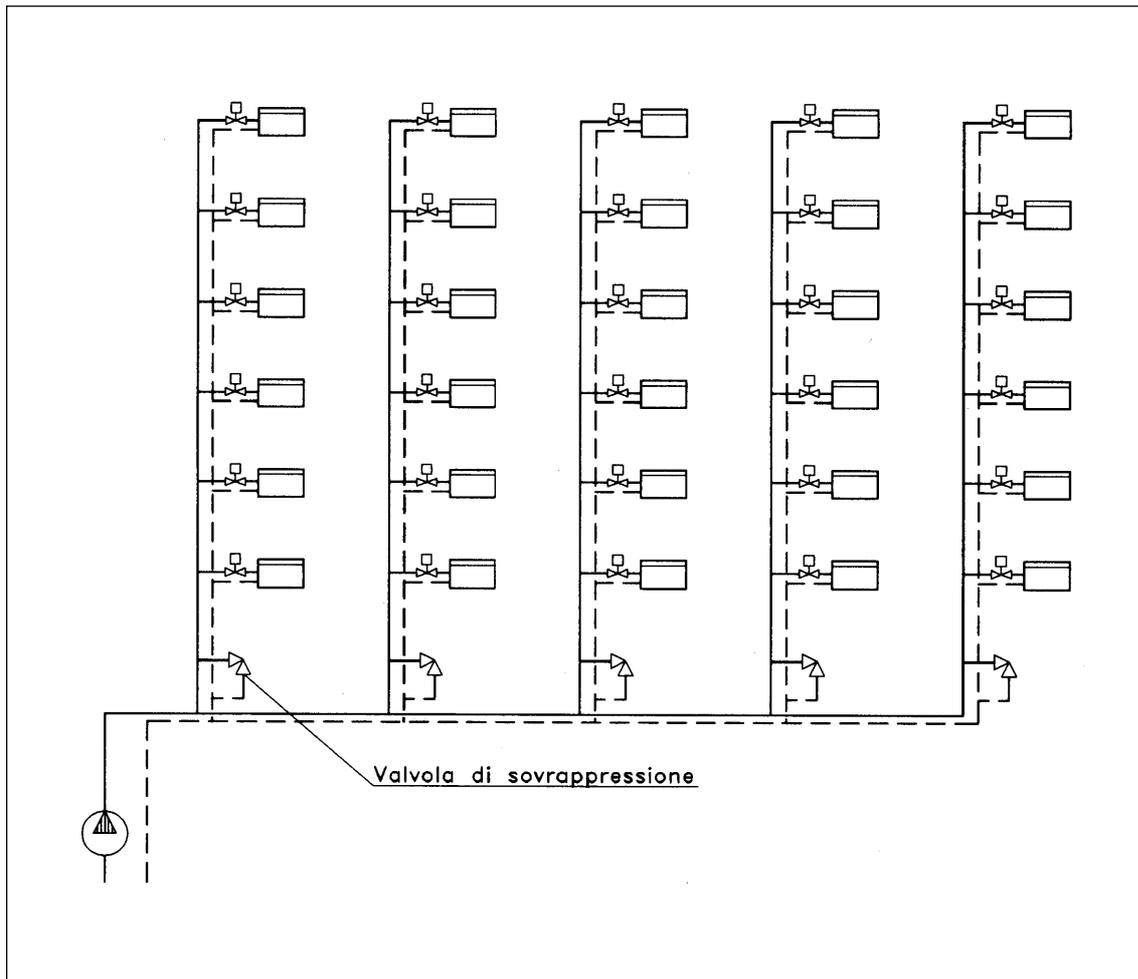
E' una soluzione utilizzata (come quella della pagina a lato) **prevalentemente in piccoli impianti a radiatori con valvole termostatiche.**

- **Pressione di taratura del limitatore di pressione:**
è consigliabile che questo valore superi di circa il 10% la pressione differenziale richiesta (a valvole aperte) tra i due punti del circuito in cui sono installate le prese di controllo del limitatore.

Nota:

Il by-pass con autoflow serve a garantire una portata minima anche a valvole chiuse. Tale portata è necessaria per evitare che l'inerzia termica del generatore provochi surriscaldamenti localizzati del fluido e il conseguente intervento dei termostati di blocco o dei dispositivi di sicurezza, quali le valvole di intercettazione del combustibile o di scarico termico.

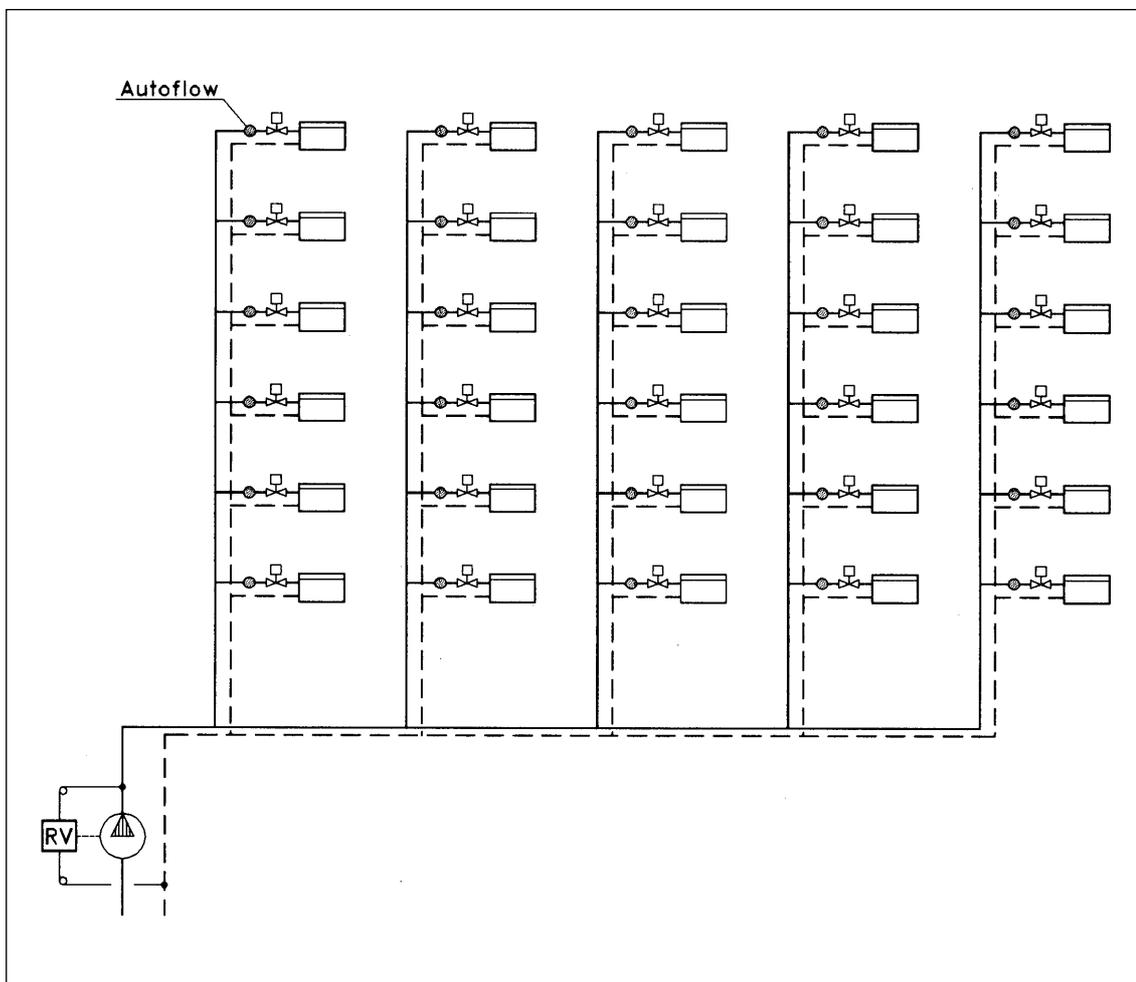
Valvole di sovrappressione poste alla base delle colonne



E' una soluzione normalmente utilizzata in impianti a radiatori con valvole termostatiche. Non è consigliabile in edifici che superano i 6 o 7 piani.

- **Portate di scarico delle valvole di sovrappressione:**
si assumono le stesse portate richieste (a valvole aperte) per le colonne by-passate;
- **Pressioni di taratura della valvole di sovrappressione:**
è consigliabile che questi valori superino di circa il 10% le pressioni differenziali richieste (a valvole aperte) tra i punti del circuito collegati dai by-pass.

Limitatore di pressione differenziale posto alla base del circuito e terminali con autoflow

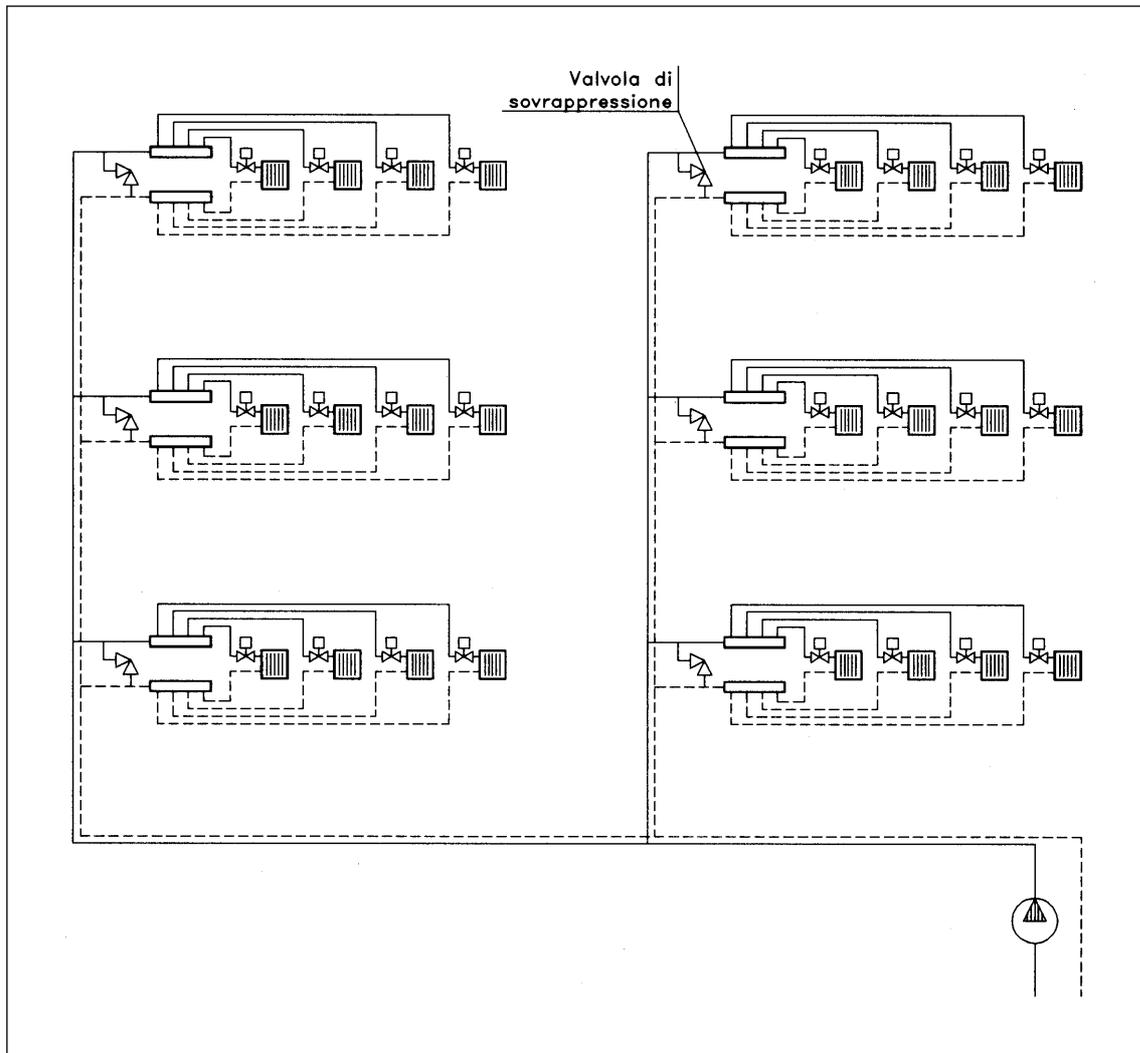


Questa soluzione è utilizzata soprattutto in impianti con ventilconvettori e valvole di regolazione modulanti.

Gli autoflow servono a stabilizzare la quantità di fluido che passa attraverso i terminali.

- **Pressione di taratura del limitatore di pressione:**
è consigliabile che questo valore superi di circa il 10% la pressione differenziale richiesta (a valvole aperte) tra i due punti del circuito in cui sono installate le prese di controllo del limitatore.

Valvole di sovrappressione poste su ogni derivazione di zona



E' una soluzione normalmente utilizzata in impianti a zone con valvole termostatiche.

Le valvole di sovrappressione consentono di tener sotto controllo gli incrementi di pressione differenziale in corrispondenza di ogni derivazione di zona.

- **Portate di scarico delle valvole di sovrappressione:**
si assumono le stesse portate richieste (a valvole aperte) per le derivazioni di zona by-passate;
- **Pressioni di taratura delle valvole di sovrappressione:**
è consigliabile che questi valori superino di circa il 10% le pressioni differenziali richieste (a valvole aperte) tra i punti del circuito collegati dai by-pass.

**I TERMINALI
DEGLI IMPIANTI
DI CLIMATIZZAZIONE**

Schema riassuntivo

AEROTERMI

RADIATORI

TERMOCONVETTORI

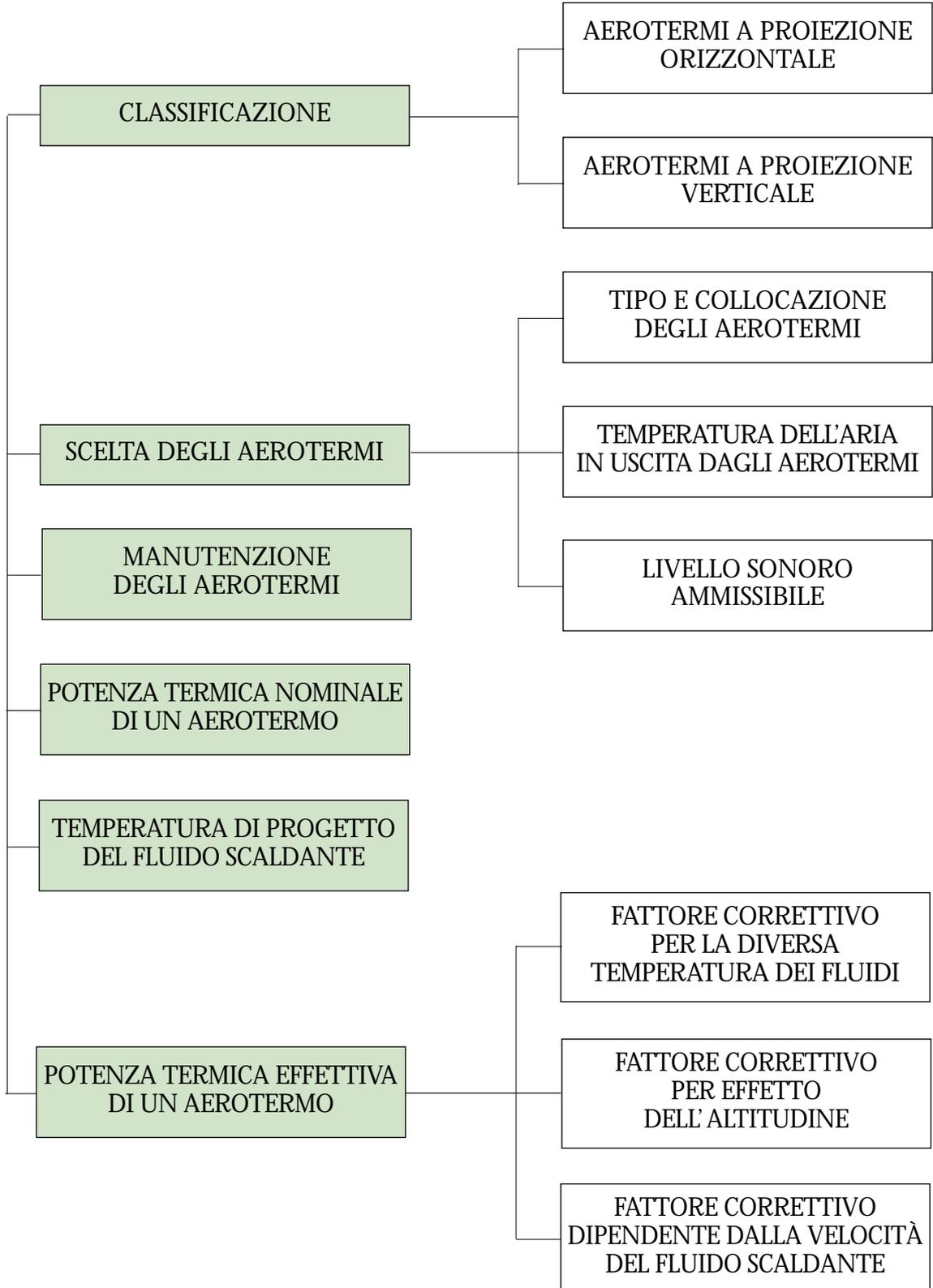
TERMOSTRISCE

TUBI

TUBI ALETTATI

VENTILCONVETTORI

A E R O T E R M I



Gli aerotermi sono corpi scaldanti che cedono calore per convezione forzata.

Sono costituiti essenzialmente da:

- una batteria alettata di scambio termico,
- un ventilatore elicoidale,
- un involucro di contenimento.

Si utilizzano per riscaldare palestre, piscine, supermercati, autorimesse, laboratori, officine, ecc....

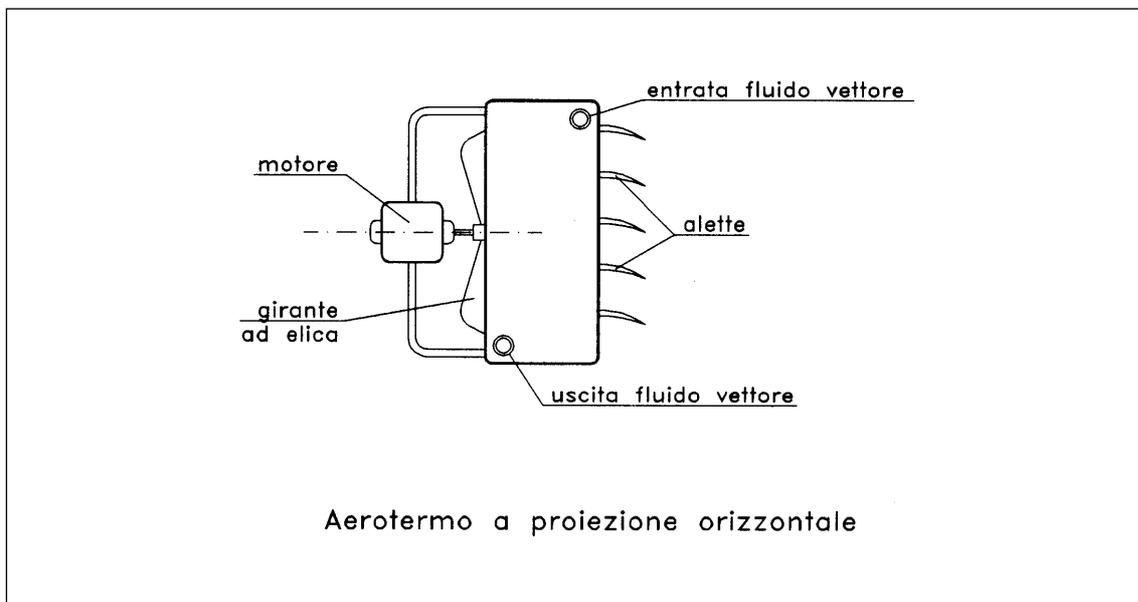
CLASSIFICAZIONE

In base alla direzione dei loro getti d'aria, gli aerotermi possono essere suddivisi in due categorie: a proiezione orizzontale e a proiezione verticale.

AEROTERMI A PROIEZIONE ORIZZONTALE

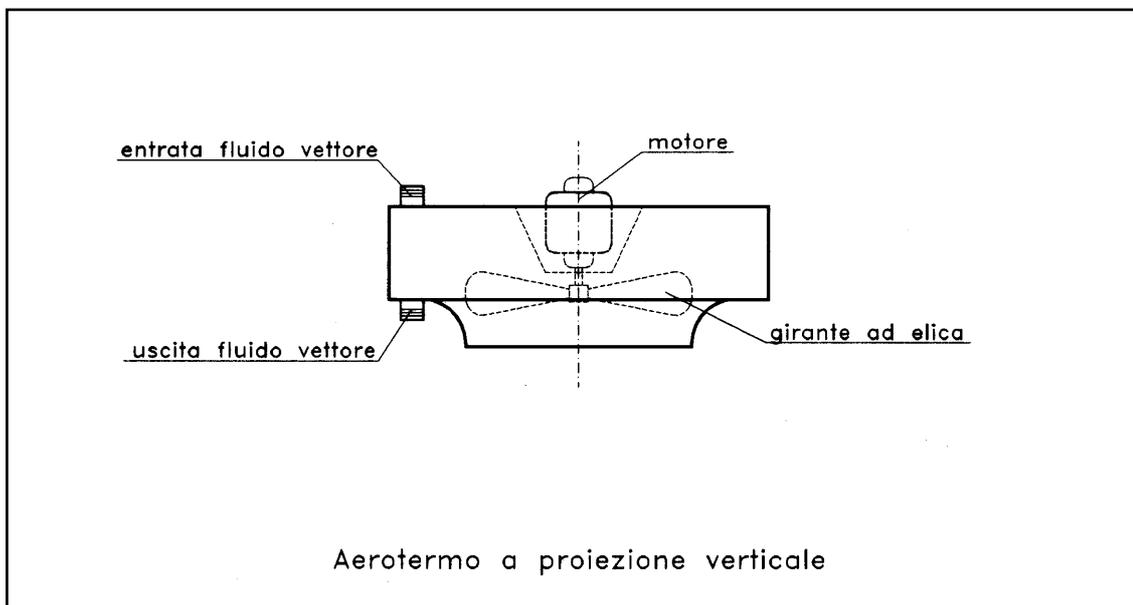
Sono chiamati anche aerotermi "a parete" e servono a riscaldare locali non molto alti.

Per la regolazione del flusso d'aria, sono dotati di alette mobili orizzontali o verticali.

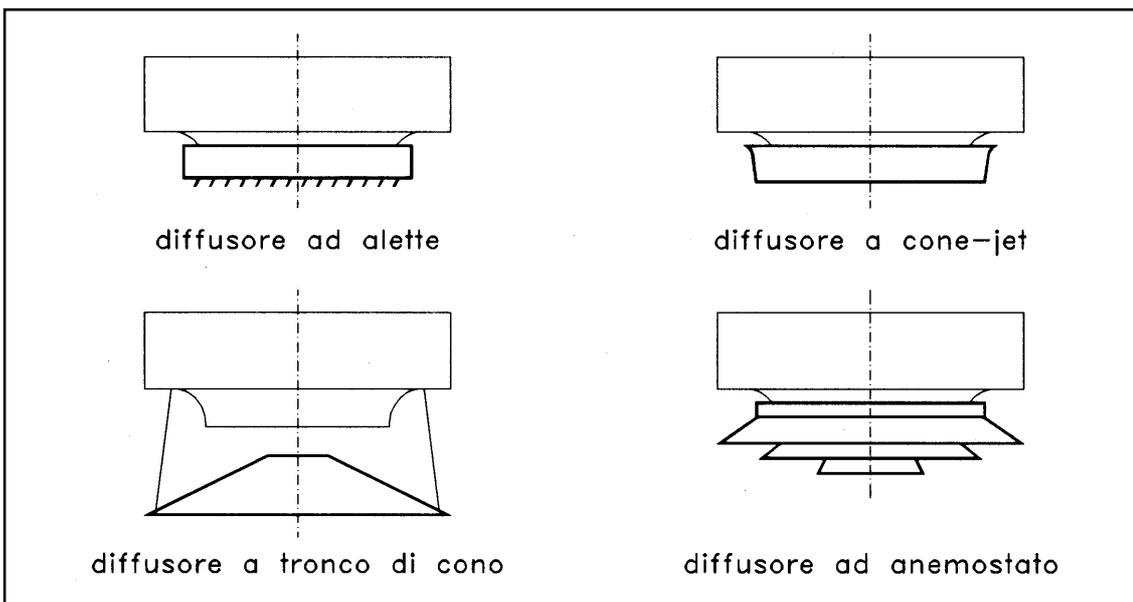


AEROTERMI A PROIEZIONE VERTICALE

Sono chiamati anche aerotermi “pensili”. Servono a riscaldare locali alti fino a circa 20÷25 metri.



Il flusso d'aria di questi aerotermini può essere regolato con diffusori ad alette, a cone-jet, a tronco di cono o ad anemostato.



SCelta DEGLI AEROTERMI

Una corretta scelta di questi corpi scaldanti richiede l'esame dei seguenti fattori:

- tipo e collocazione degli aerotermi,
- temperatura di uscita dell'aria,
- livello sonoro.

TIPO E COLLOCAZIONE DEGLI AEROTERMI

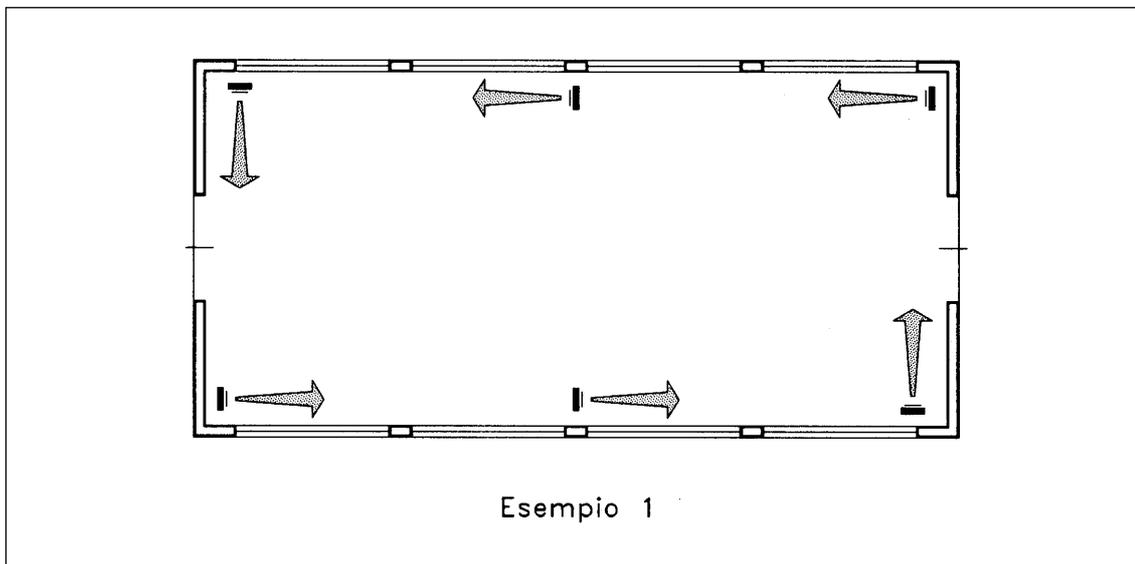
Sia il tipo che la collocazione di questi terminali devono essere scelti in modo da evitare il formarsi di zone troppo fredde o troppo calde. A tal fine conviene seguire le seguenti indicazioni di ordine generale:

- installare non meno di due aerotermi in ogni locale;
- verificare che la somma delle portate orarie dei ventilatori non sia inferiore a 3,5 volte il volume dell'ambiente da riscaldare;
- disporre gli aerotermi a proiezione orizzontale con getti d'aria diretti verso le pareti esterne. Le soluzioni migliori sono quelle con getti fra loro concatenati e diretti tangenzialmente alle pareti (ved. esempio 1);
- disporre gli aerotermi a proiezione verticale con getti d'aria che si compenetrano fra loro;
- dirigere i getti d'aria calda contro ampie zone vetrate o contro grandi porte;
- evitare l'interferenza dei getti d'aria con colonne, macchine o altri ostacoli.

Di seguito sono riportati alcuni esempi che rappresentano soluzioni corrette per quanto riguarda la scelta del tipo di aerotermi e la loro collocazione.

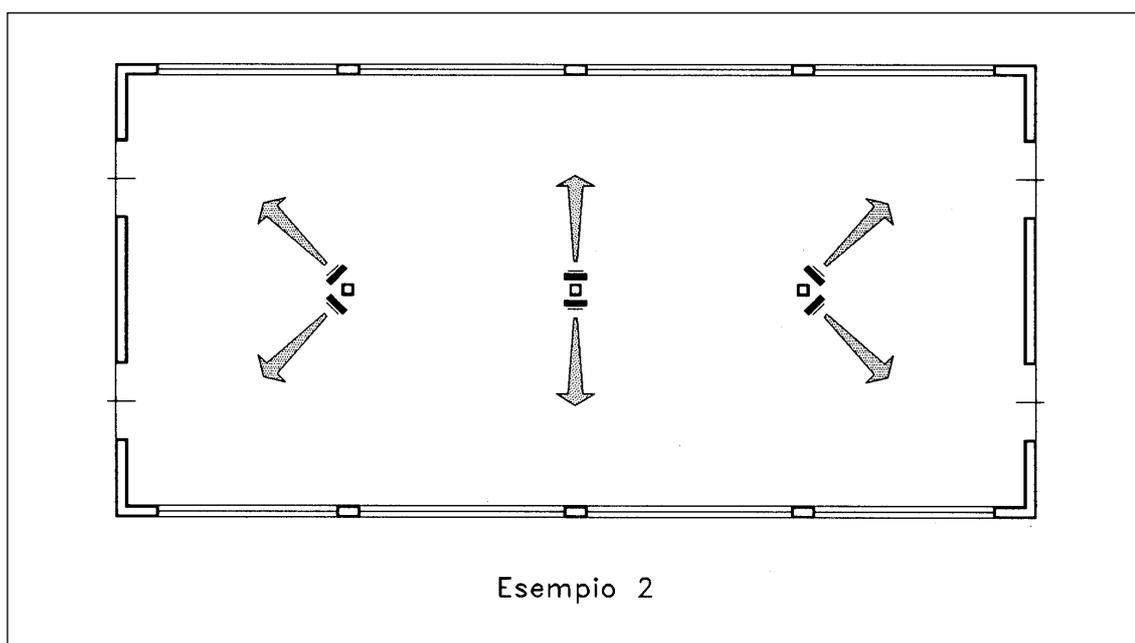
Esempio 1

Gli aerotermi orizzontali sono disposti in modo da determinare un movimento concatenato dei flussi d'aria lungo le pareti esterne. E' una soluzione utilizzabile in locali poco sviluppati sia in altezza che in larghezza.



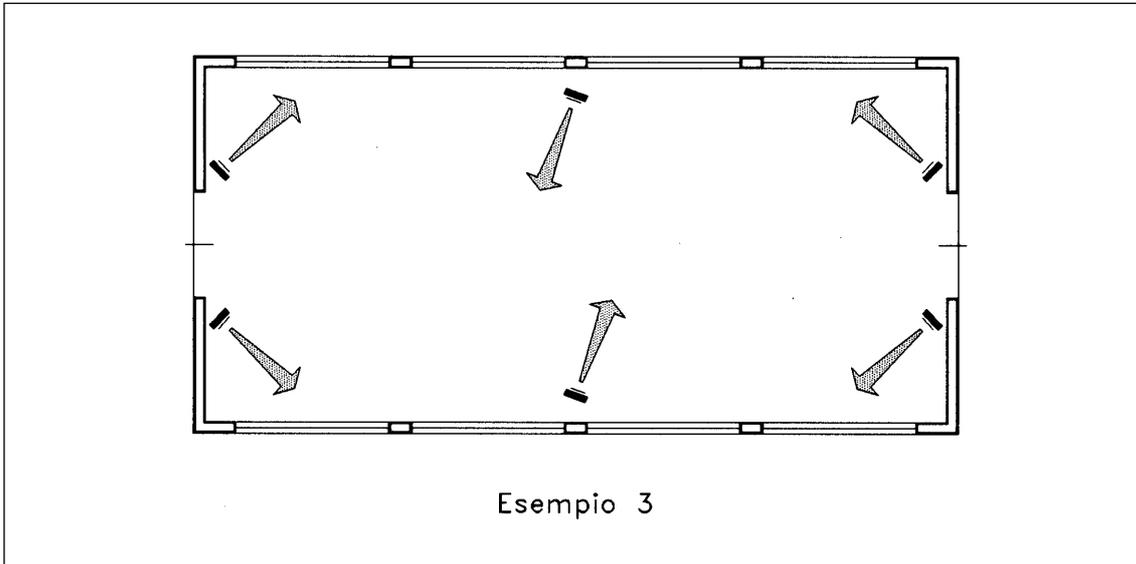
Esempio 2

Gli aerotermi orizzontali sono installati lungo l'asse di simmetria principale del locale e i loro getti d'aria sono diretti verso le pareti esterne. E' una soluzione che può essere adottata in locali di notevole larghezza.



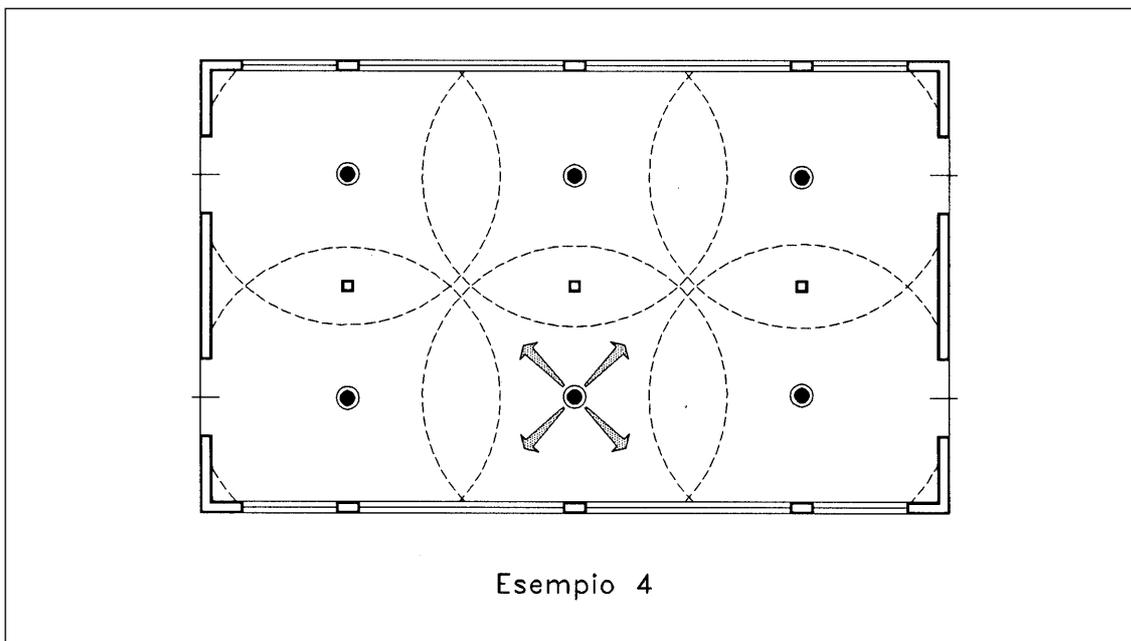
Esempio 3

Gli aerotermi orizzontali sono installati sulle pareti esterne e i loro getti d'aria sono diretti verso le pareti adiacenti o opposte. Si tratta di una soluzione utilizzabile in locali poco sviluppati in larghezza.



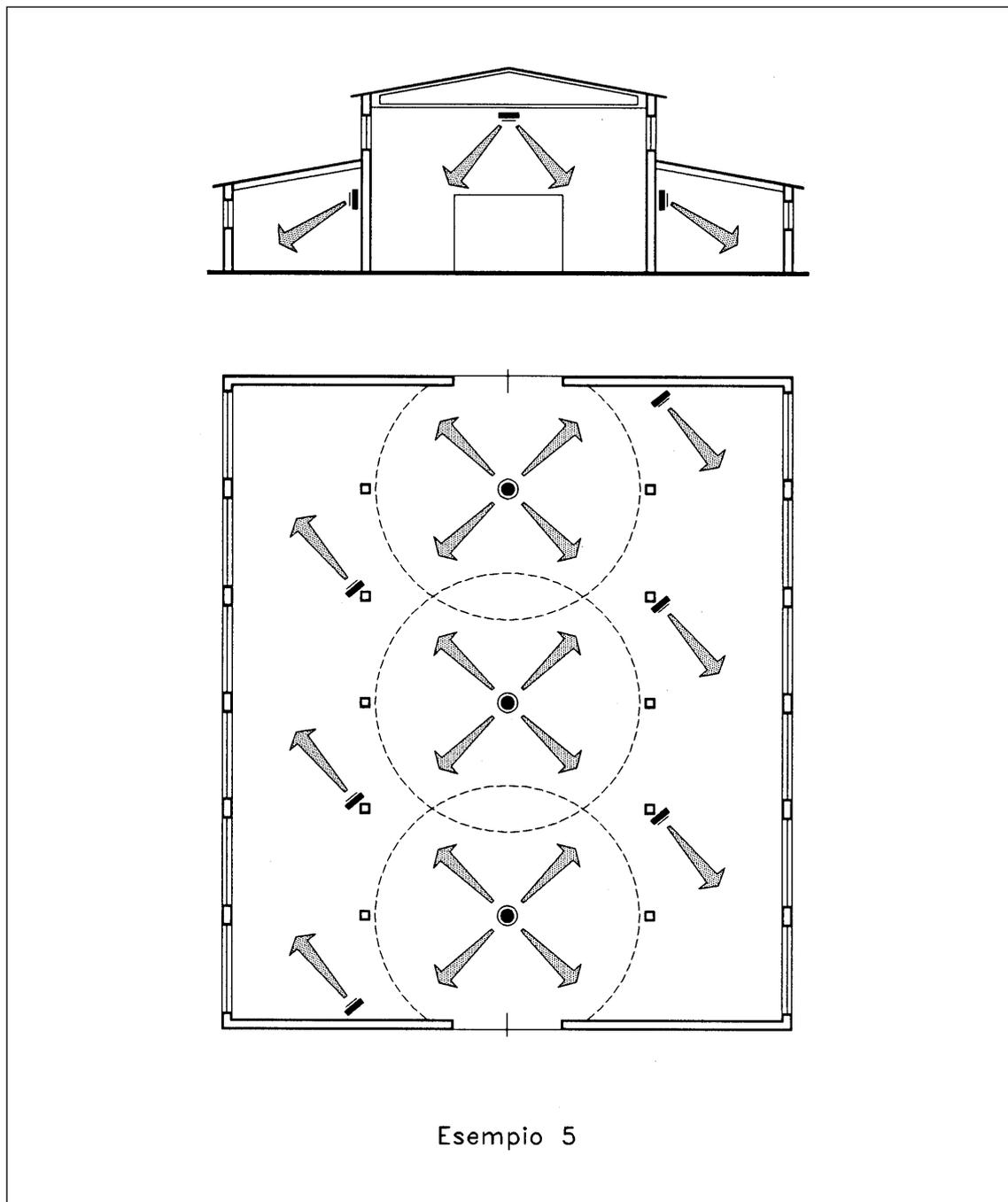
Esempio 4

Gli aerotermi verticali sono disposti con getti d'aria che si compenetrano fra loro. E' una soluzione utilizzabile in locali con altezza superiore a 4÷5 m.



Esempio 5

Gli aerotermi verticali sono installati nella zona centrale al di sopra del carro ponte, mentre gli aerotermi orizzontali sono disposti nelle zone laterali a soffitto basso. E' una soluzione che può essere adottata in edifici con locali ad altezza variabile.



TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAGLI AEROTERMI

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

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

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

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

Solitamente la temperatura dell'aria in uscita dagli aerotermi è riportata sulle specifiche tecniche del costruttore. In caso contrario può essere calcolata con le formule:

$$t_{au} = t_{ae} + \frac{(273 + t_{ae}) \cdot Q}{84,6 \cdot G} \quad (1)$$

$$t_{au} = t_{ae} + \frac{(273 + t_{ae}) \cdot Q}{84,6 \cdot G - Q} \quad (2)$$

dove: t_{au} = temperatura dell'aria in uscita dall'aerotermino, °C
 t_{ae} = temperatura dell'aria in entrata nell'aerotermino, °C
 Q = potenza termica resa nelle condizioni considerate, kcal/h
 G = portata d'aria del ventilatore riferita a 15°C, m³/h

La formula (1) vale per aerotermi a proiezione orizzontale, cioè per aerotermi il cui ventilatore invia aria fredda alla batteria.

La formula (2) vale, invece, per aerotermi a proiezione verticale, cioè per aerotermi il cui ventilatore aspira aria calda dalla batteria.

La temperatura dell'aria in entrata nell'aerotermo (t_{ae}) si considera:

- uguale alla temperatura ambiente, quando si ha un ricircolo totale dell'aria interna;
 - uguale alla temperatura esterna, quando tutta l'aria che passa attraverso l'aerotermo è derivata dall'esterno;
 - uguale alla temperatura dell'aria di miscela, quando l'aria che passa attraverso l'aerotermo è in parte presa dall'interno e in parte dall'esterno.
- La temperatura dell'aria miscelata può essere determinata con la formula:

$$t_{am} = \frac{G_{est} \cdot t_{est} + G_{int} \cdot t_{int}}{G_{est} + G_{int}} \quad (3)$$

dove: t_{am} = temperatura dell'aria di miscela, °C
 t_{est} = temperatura dell'aria esterna, °C
 t_{int} = temperatura dell'aria interna, °C
 G_{est} = portata d'aria esterna, m³/h
 G_{int} = portata d'aria interna, m³/h

LIVELLO SONORO AMMISSIBILE

Il rumore prodotto dagli aerotermi - di norma riportato sulle relative specifiche tecniche - non deve superare il livello sonoro ammissibile nell'ambiente. Tale valore dipende essenzialmente dalla destinazione d'uso dei locali e può essere stabilito in base ai valori consigliati dalla letteratura tecnica.

Nella tabella 1 si riportano i livelli sonori normalmente accettabili in ambienti ad uso civile e industriale (fonte: guide ASHRAE e UNI 8199).

Misure atte a determinare la rumorosità in opera degli aerotermi possono essere condotte secondo le prescrizioni della norma:

UNI 8199 – misura in opera e valutazione del rumore prodotto negli ambienti dagli impianti di riscaldamento, condizionamento e ventilazione.

MANUTENZIONE DEGLI AEROTERMI

Una corretta manutenzione degli aerotermi richiede le seguenti operazioni e verifiche:

- **pulire la batteria di scambio termico** con una spazzola o con getti d'aria compressa. In alcuni casi, soprattutto in presenza di depositi grassi, si deve procedere al lavaggio delle alette con acqua e sapone, avendo cura di non bagnare le apparecchiature elettriche.
La frequenza di queste operazioni dipende dal grado di pulizia dell'ambiente e dal tipo di batteria;
- **controllare il serraggio dei dadi** che fissano il motore e la cassa almeno una volta all'anno, oppure quando si avvertono rumori e vibrazioni irregolari durante il funzionamento;
- **verificare gli assorbimenti di corrente elettrica** in caso di frequente intervento del salvamotore.

TAB. 1 - LIVELLI ACCETTABILI DI RUMOROSITÀ AMBIENTALE

Sale di lettura Sale da concerto Teatri	25 ÷ 30 dB(A)
Appartamenti Aule scolastiche Uffici Sale di riunione Camere d'albergo Cinematografi Librerie Chiese	35 ÷ 42 dB(A)
Atri e corridoi di alberghi Atri e corridoi di ospedali Laboratori scolastici Laboratori di ospedali Sale di uffici pubblici Centri meccanografici Negozi Ristoranti	40 ÷ 45 dB(A)
Palestre Cucine Lavanderie Atri e corridoi di scuole Sale di ricreazione Mense aziendali Biglietterie Allevamenti Autorimesse Grandi magazzini di vendita Piscine coperte	45 ÷ 50 dB(A)
Falegnamerie Officine di meccanica leggera Stabilimenti manifatturieri	50 ÷ 55 dB(A)
Officine di meccanica medio-leggera Stamperie	55 ÷ 60 dB(A)
Officine di meccanica pesante Sale di prova motori Officine di riparazioni automobili Stabilimenti tessili Locali di stampaggio	oltre 60 dB(A)

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN AEROTERMO

E' la potenza termica scambiata da un aerotermo con l'ambiente esterno nelle condizioni di prova.

Tali condizioni - con riferimento alla norma UNI 6552 (Aerotermi - metodi di prova) - possono essere così riassunte:

- **apparecchiature e strumentazione di misura:** come richiesto dalla norma sopra richiamata;
- **temperature dei fluidi:**
 - $t_e = 80^{\circ}\text{C}$, temperatura di entrata del fluido scaldante,
 - $t_u = 70^{\circ}\text{C}$, temperatura di uscita del fluido scaldante,
 - $t_{ae} = 15^{\circ}\text{C}$, temperatura dell'aria in entrata nell'aerotermo;
- **velocità di rotazione del ventilatore:** massima prevista;
- **differenza di pressione statica tra l'entrata e l'uscita dell'aria dall'aerotermo:** nulla;
- **pressione atmosferica di prova:** uguale alla pressione atmosferica esistente a livello del mare (101,3 kPa).

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

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

In ogni caso - per evitare correnti fredde ed una forte stratificazione dell'aria - **la temperatura di progetto del fluido scaldante deve essere tale da consentire il rispetto dei limiti definiti al capitolo TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAGLI AEROTERMI.**

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN AEROTERMO

E' la potenza termica scambiata da un aerotermo con l'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{\text{eff}} = Q_{\text{nom}} \cdot F \quad (4)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
 Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
 F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F è determinabile con la relazione:

$$F = F_t \cdot F_{al} \cdot F_v \quad (5)$$

dove: F_t = fattore correttivo per la **diversa temperatura dei fluidi**
 F_{al} = fattore correttivo per effetto dell'**altitudine**
 F_v = fattore correttivo dipendente dalla **velocità del fluido scaldante**

Tali fattori correttivi sono di seguito determinati in base alle condizioni di prova sopra definite. Inoltre, per la determinazione del fattore F_t , si considera valida la formula:

$$Q' = B \cdot (t_m - t_{ae}) \quad (6)$$

dove: Q' = potenza termica dell'aerotermo, W o kcal/h
 B = costante caratteristica dell'aerotermo W/°C o kcal/(h·°C)
 t_m = temperatura media del fluido scaldante, °C
 t_{ae} = temperatura dell'aria in entrata nell'aerotermo, °C

Nota:

La formula (6) è da ritenersi valida (con buona approssimazione) per temperature medie del fluido scaldante variabili da 60 a 100°C.

FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un aerotermo quando la temperatura dell'aria in entrata (t_{ae}) e la temperatura media del fluido scaldante (t_m) sono diverse da quelle di prova. Per definizione il suo valore è dato dal rapporto:

$$F_t = \frac{Q'_{eff}}{Q'_{nom}} \quad (7)$$

Mediante la formula (6) Q'_{eff} e Q'_{nom} possono essere così espressi:

$$Q'_{eff} = B \cdot (t_m - t_{ae}) \quad (8)$$

$$Q'_{nom} = B \cdot (t_m - t_{ae}) = B \cdot (75 - 15) \quad (9)$$

Si ottiene pertanto:

$$F_t = \frac{Q'_{eff}}{Q'_{nom}} = \frac{B \cdot (t_m - t_{ae})}{B \cdot (75 - 15)} \quad (10)$$

Semplificando opportunamente i termini di tale uguaglianza risulta:

$$F_t = \frac{t_m - t_{ae}}{60} \quad (11)$$

I valori del fattore F_t - ricavati dalla formula (11) - sono riportati nella tabella 2.

Può essere utile esprimere F_t anche nei casi in cui varia solo la temperatura media (t_m) del fluido scaldante, oppure solo la temperatura dell'aria (t_{ae}) in entrata nell'aerotermo.

A tal fine, sostituendo nella (11) prima t_{ae} e poi t_m con i relativi valori di prova, è possibile ottenere le formule:

- (11.1) valida per t_m **variabile** e $t_{ae} = 15^\circ\text{C}$ (temperatura di prova)
- (11.2) valida per t_{ae} **variabile** e $t_m = 75^\circ\text{C}$ (temperatura di prova).

$$F_t (t_{ae} = 15^\circ\text{C}) = \frac{t_m - 15}{60} \quad (11.1)$$

$$F_t (t_m = 75^\circ\text{C}) = \frac{75 - t_{ae}}{60} \quad (11.2)$$

TAB. 2 - FATTORE CORRETTIVO F_t PER AEROTERMI**condizioni di misura della potenza termica nominale** $t_m = 75^\circ\text{C}$ e $t_{ae} = 15^\circ\text{C}$

temperatura media del fluido scaldante	temperatura dell'aria								
	0°C	3°C	6°C	9°C	12°C	15°C	18°C	21°C	24°C
60°C	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60
62°C	1,03	0,98	0,93	0,88	0,83	0,78	0,73	0,68	0,63
64°C	1,07	1,02	0,97	0,92	0,87	0,82	0,77	0,72	0,67
66°C	1,10	1,05	1,00	0,85	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70
68°C	1,13	1,08	1,03	0,98	0,93	0,88	0,83	0,78	0,73
70°C	1,17	1,12	1,07	1,02	0,97	0,92	0,87	0,82	0,77
72°C	1,20	1,15	1,10	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80
74°C	1,23	1,18	1,13	1,08	1,03	0,98	0,93	0,88	0,83
75°C	1,25	1,20	1,15	1,10	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85
76°C	1,27	1,22	1,17	1,12	1,07	1,02	0,97	0,92	0,87
78°C	1,30	1,25	1,20	1,15	1,10	1,05	1,00	0,95	0,90
80°C	1,33	1,28	1,23	1,18	1,13	1,08	1,03	0,98	0,93
82°C	1,37	1,32	1,27	1,22	1,17	1,12	1,07	1,02	0,97
84°C	1,40	1,35	1,30	1,25	1,20	1,15	1,10	1,05	1,00
86°C	1,43	1,38	1,33	1,28	1,23	1,18	1,13	1,08	1,03
88°C	1,47	1,42	1,37	1,32	1,27	1,22	1,17	1,12	1,07
90°C	1,50	1,45	1,40	1,35	1,30	1,25	1,20	1,15	1,10
92°C	1,53	1,48	1,43	1,35	1,33	1,28	1,23	1,18	1,13
94°C	1,57	1,52	1,47	1,42	1,37	1,32	1,27	1,22	1,17
96°C	1,60	1,55	1,50	1,45	1,40	1,35	1,30	1,25	1,20
98°C	1,63	1,58	1,53	1,48	1,43	1,38	1,33	1,28	1,23
100°C	1,67	1,62	1,57	1,52	1,47	1,42	1,37	1,32	1,27

FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTITUDINE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un aerotermo quando la sua installazione non avviene a livello del mare. Tien conto del fatto che la densità dell'aria, e quindi la sua capacità di trasportare calore, diminuisce man mano che cresce l'altitudine. Tale fattore può essere calcolato con la seguente formula:

$$F_{al} = \frac{P_o}{1,5 \cdot P_o - 0,5 \cdot P} \quad (12)$$

dove: P_o = pressione atmosferica a livello del mare, kPa

P = pressione atmosferica del luogo di installazione, kPa

Il valore di P_o è uguale a 101,3 kPa, mentre il valore di P può essere calcolato con la relazione:

$$P = 101,3 - 0,0113 \cdot H \quad (13)$$

dove: H = altezza sul livello del mare, m

I valori del fattore F_{al} - ricavati dalla formula (12) - sono riportati nella tabella 3.

TAB. 3 - FATTORE CORRETTIVO F_{al} PER AEROTERMI

altitudine	pressione atmosferica	F_{al}
750 m	92,8 kPa	0,96
1.000 m	90,0 kPa	0,95
1.250 m	87,2 kPa	0,93
1.500 m	84,4 kPa	0,92
1.750 m	81,5 kPa	0,91

FATTORE CORRETTIVO DIPENDENTE DALLA VELOCITA' DEL FLUIDO SCALDANTE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un aerotermo quando la velocità del fluido scaldante è diversa da quella di prova. Il suo valore dipende dalle caratteristiche costruttive dell'aerotermo ed è, in pratica, determinabile solo per via sperimentale.

Normalmente i costruttori si limitano ad indicare la velocità (o la portata) minima necessaria per poter considerare nullo l'effetto correttivo di questo fattore.

Esempio:

Determinare la potenza termica nominale di un aerotermo che deve cedere 8.000 kcal/h all'ambiente circostante. Si consideri:

- $t_{ae} = 18^{\circ}\text{C}$, temperatura dell'aria in entrata nell'aerotermo,
- $G_{\text{eff}} = 1.000$ l/h, portata effettiva dell'aerotermo,
- $t_e = 70^{\circ}\text{C}$, temperatura di progetto del fluido scaldante,
- $H = 1.000$ m, altezza di installazione rispetto al livello del mare,
- $F_v = 1$, fattore correttivo dipendente dalla velocità del fluido.

Soluzione:

In base alle formule (4) e (5), la potenza termica richiesta si può così calcolare: $Q_{\text{nom}} = \frac{Q_{\text{eff}}}{F_t \cdot F_{al} \cdot F_v}$

— **Determinazione di F_t** (fattore correttivo per la diversa temperatura dei fluidi).

Il suo valore può essere determinato con la formula (11) o con la tabella 2 e dipende dalle grandezze:

- t_m (temperatura media del fluido scaldante),
- t_{ae} (temperatura dell'aria in entrata nell'aerotermo).

Per determinare t_m , si può dapprima calcolare t_u (temperatura di uscita del fluido scaldante) e poi fare la media tra tale temperatura e t_e (temperatura di entrata del fluido scaldante).

$$t_u = t_e - \frac{Q_{\text{eff}}}{G_{\text{eff}}} = 70 - \frac{8.000}{1.000} = 62^{\circ}\text{C} \qquad t_m = \frac{t_e + t_u}{2} = \frac{70 + 62}{2} = 66^{\circ}\text{C}$$

Note le temperature t_m e t_{ae} , in base alla formula o alla tabella sopra richiamate risulta: $F_t = 0,80$.

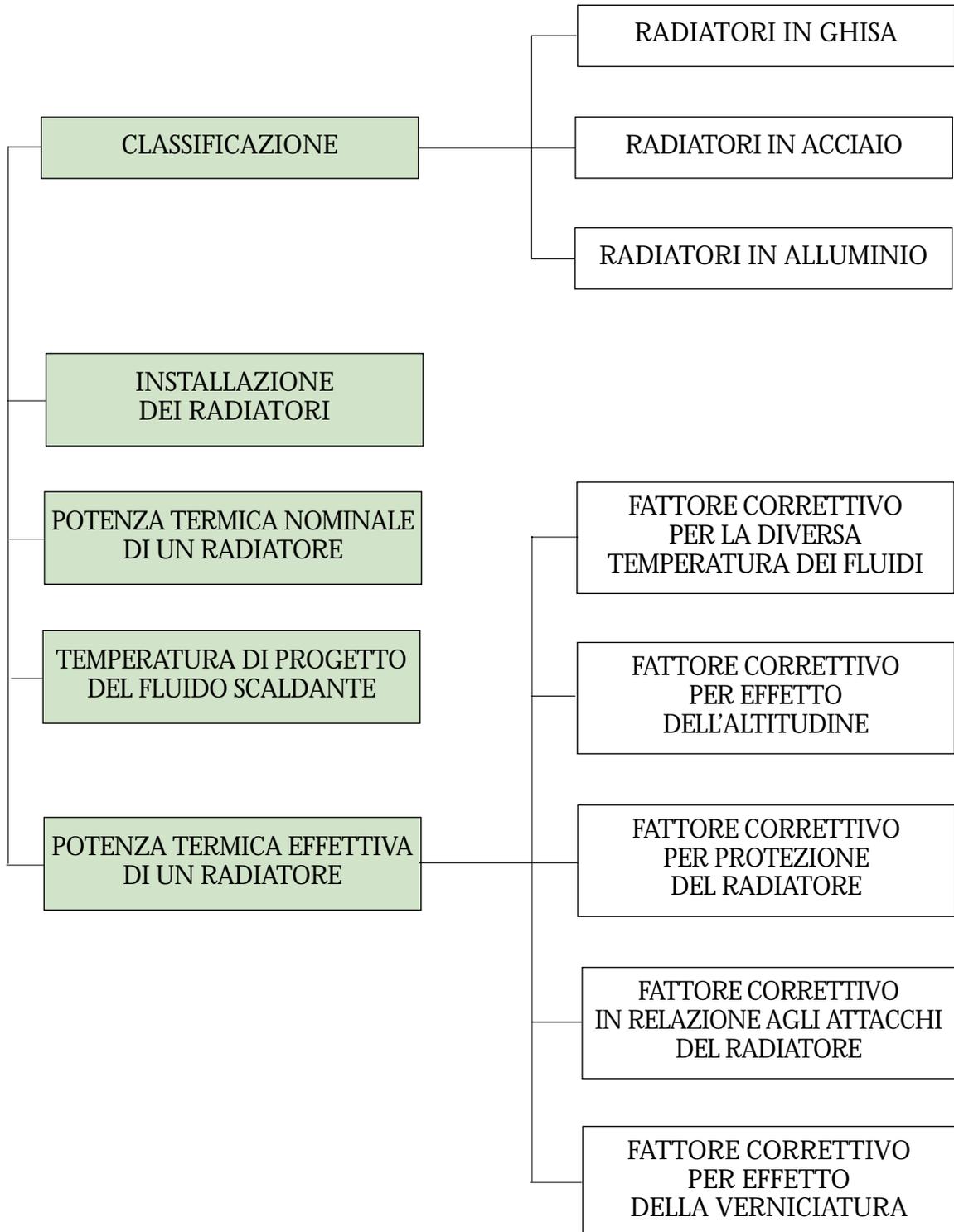
— **Determinazione di F_{al}** (fattore correttivo per effetto dell'altitudine)

Il suo valore può essere determinato con la formula (12) o con la tabella 3 e dipende dall'altezza di installazione (H) sul livello del mare. Nel caso in esame (dove $H = 1.000$ m) risulta: $F_{al} = 0,95$.

Determinati i valori di F_t e F_{al} , la potenza nominale richiesta (Q_{nom}) può essere pertanto così calcolata:

$$Q_{\text{nom}} = \frac{Q_{\text{eff}}}{F_t \cdot F_{al} \cdot F_v} = \frac{8.000}{0,80 \cdot 0,95 \cdot 1,00} = 10.526 \text{ kcal/h.}$$

RADIATORI



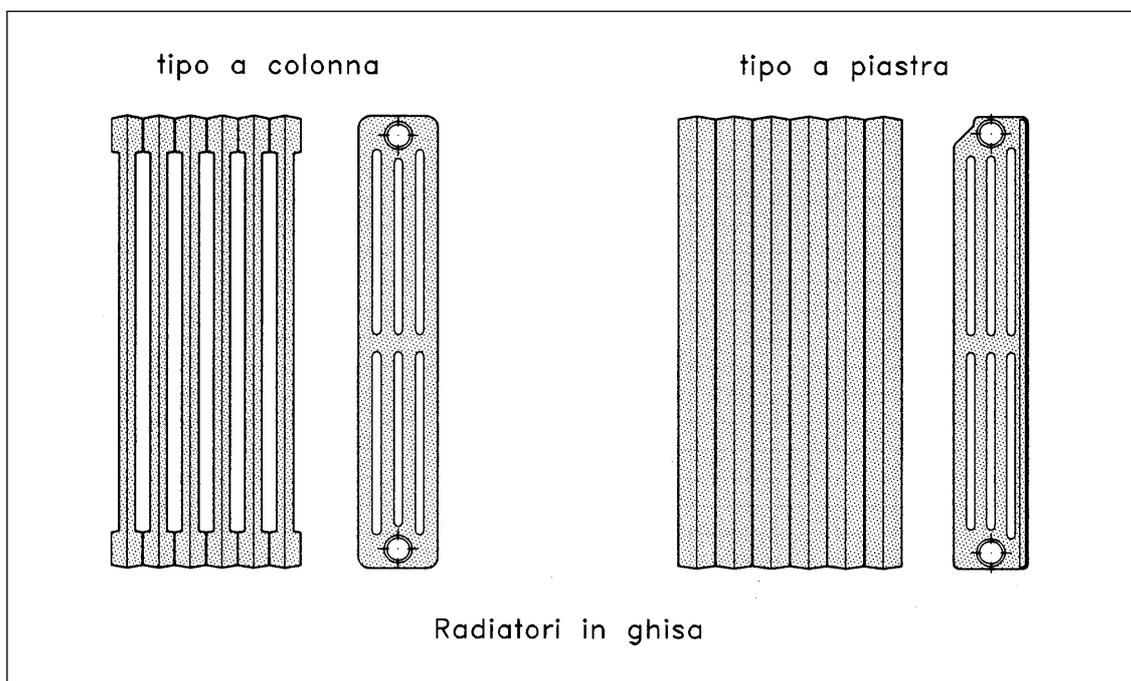
I radiatori sono corpi scaldanti (ad elementi, a piastra, a tubi o a lamelle) che cedono calore per convezione naturale ed irraggiamento.

CLASSIFICAZIONE

In base al materiale con cui sono costruiti, i radiatori possono essere suddivisi nei tipi: in **ghisa**, in **acciaio** e in **alluminio** (puro o in lega).

RADIATORI IN GHISA

Sono costituiti da elementi realizzati per fusione e assemblati con nipples. Al tradizionale **modello a colonne** si è aggiunto, negli anni Settanta, il **modello a piastre** che presenta anteriormente un'ampia superficie radiante e posteriormente una sezione atta a limitare lo scambio termico passivo con le pareti.



Aspetti positivi dei radiatori in ghisa:

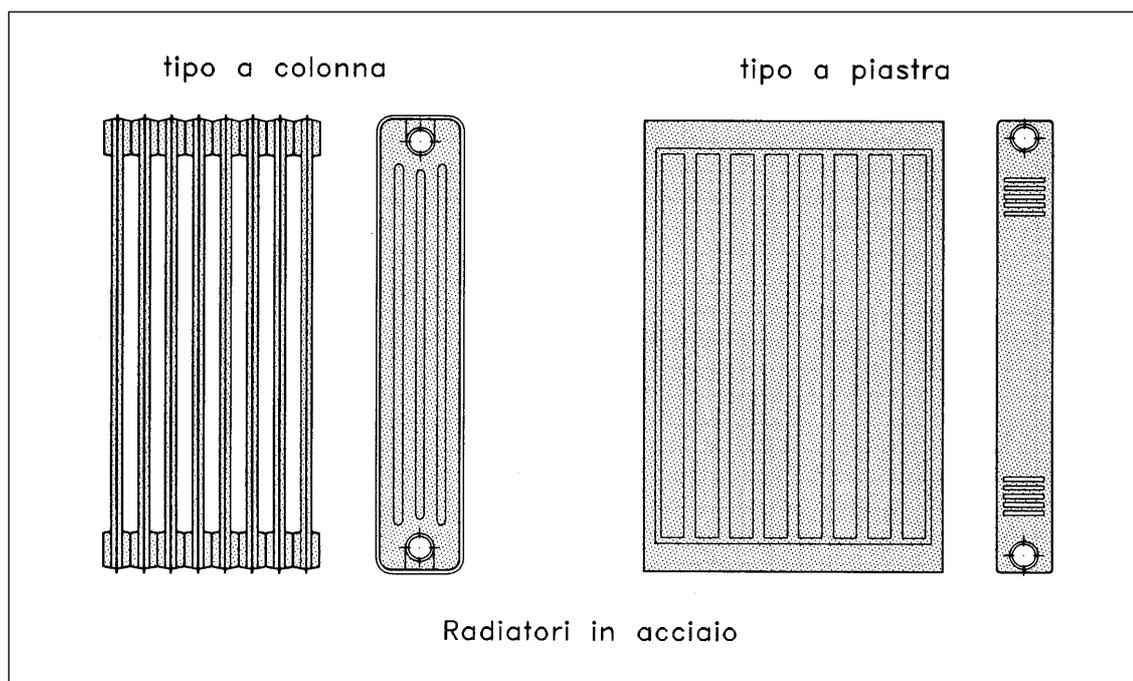
- non temono fenomeni corrosivi;
- dilatandosi non causano rumori;
- sono sempre componibili.

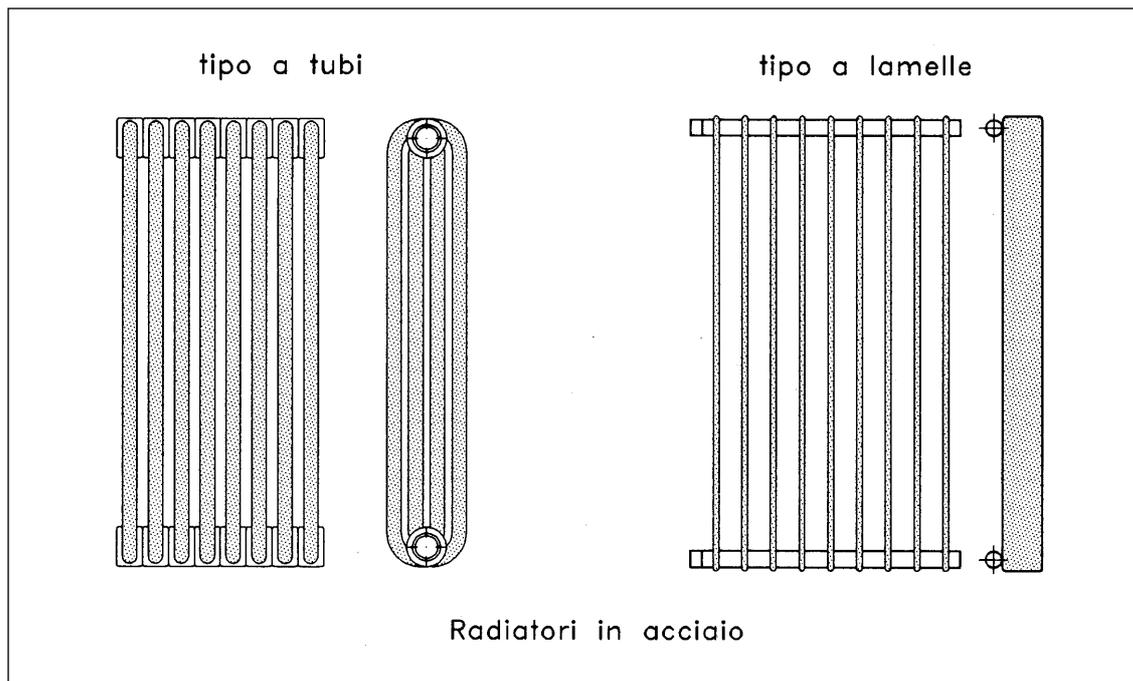
Aspetti negativi:

- maggior costo, soprattutto rispetto ai radiatori in acciaio a piastra e a colonne;
- elevato peso che rende meno agevole il montaggio del corpo scaldante;
- fragilità che può esser causa di rotture in fase di montaggio;
- elevata inerzia termica che può rendere meno efficienti i sistemi di regolazione della temperatura ambiente.

RADIATORI IN ACCIAIO

Sono realizzati mediante saldatura di lamiere stampate o di tubi. Possono essere a piastra, a colonne, a tubi o a lamelle.



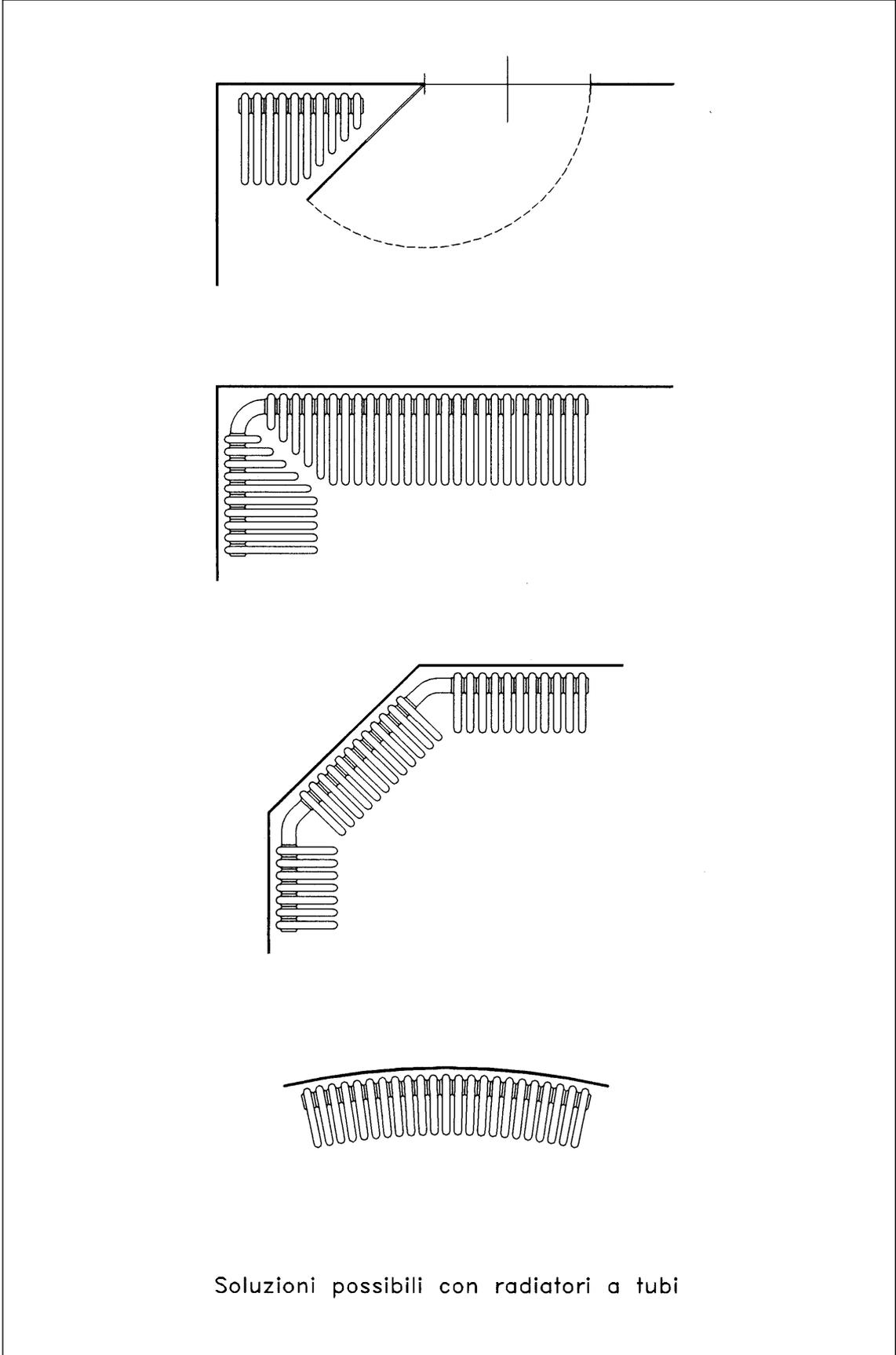


Aspetti positivi dei radiatori in acciaio:

- **costo contenuto.** Nei tipi a piastra e a colonne sono i radiatori più economici;
- **limitato peso.** A parità di resa termica pesano circa il 65~70% in meno dei radiatori in ghisa;
- **facile inserimento ambientale.** La vasta gamma di tipi e di forme geometriche disponibili consente soluzioni estetiche facilmente integrabili nell'ambiente;
- **bassa inerzia termica nei tipi a piastra.**

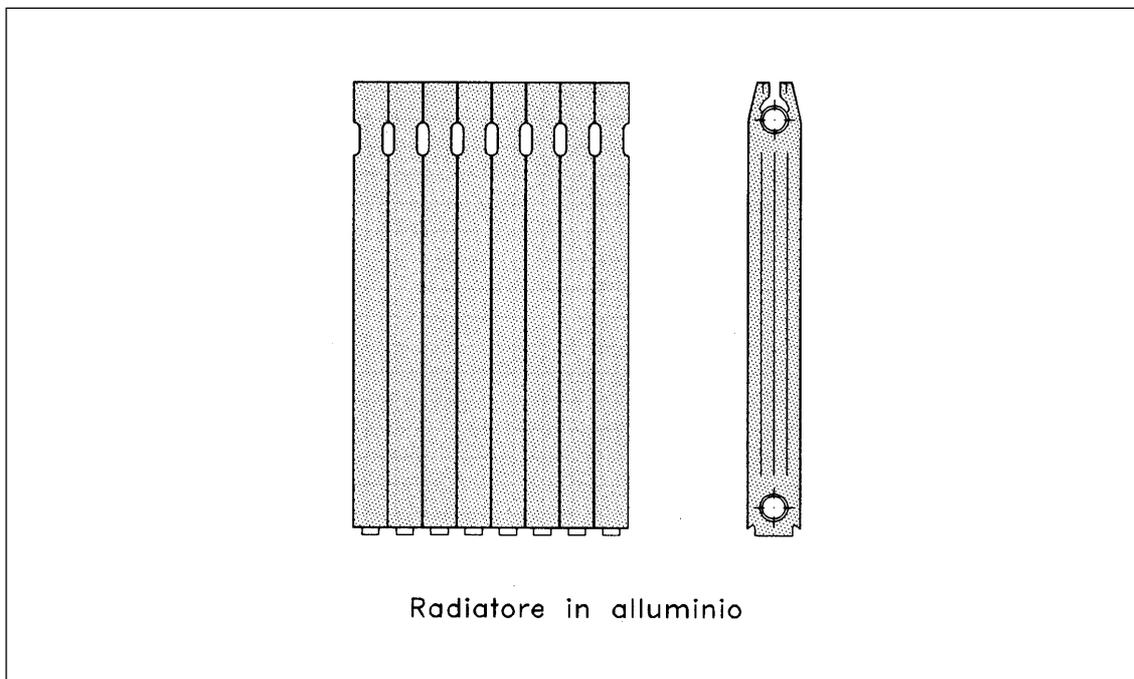
Aspetti negativi:

- **elevata inerzia termica nei tipi a colonne e a tubi** (cioè nei tipi che contengono molta acqua). Tale caratteristica può rendere meno efficienti i sistemi di regolazione della temperatura ambiente;
- **non sono componibili nei tipi a piastra, a lamelle e a colonne con elementi saldati;**
- **possibili fenomeni di corrosione.** Senza adeguati rivestimenti superficiali questi radiatori sono facilmente esposti a corrosione esterna.



RADIATORI IN ALLUMINIO

Sono costituiti da elementi realizzati per estrusione o pressofusione e assemblati con nipples.



Aspetti positivi dei radiatori in alluminio:

- **costo relativamente contenuto.** Costano sensibilmente meno dei radiatori in ghisa;
- **leggerezza.** A parità di resa termica pesano circa il 70 ÷ 75% in meno dei radiatori in ghisa;
- **sono sempre componibili;**
- **limitata inerzia termica.**

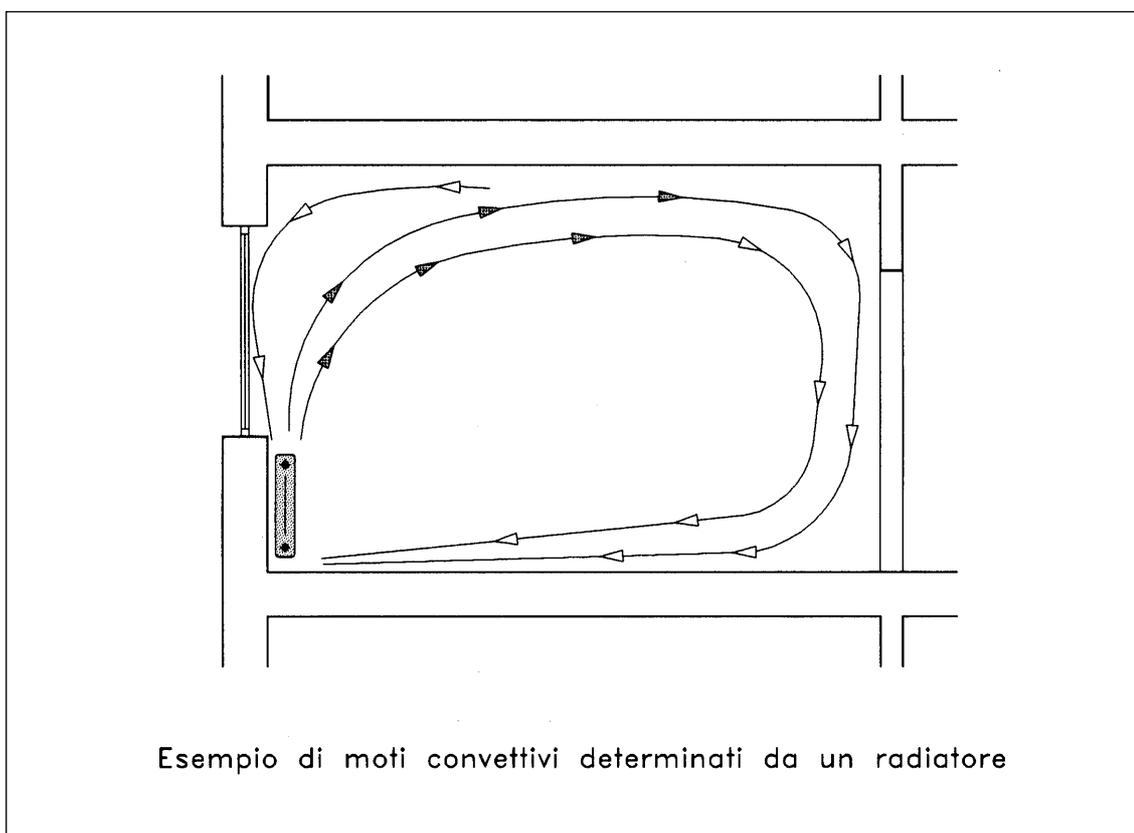
Aspetti negativi:

- **possibili fenomeni di corrosione interna.** La presenza di alcali forti nell'acqua favorisce fenomeni di corrosione dell'alluminio. Per questo è opportuno evitare addolcimenti troppo spinti ed eventualmente ricorrere ad inibitori chimici.

INSTALLAZIONE DEI RADIATORI

E' consigliabile installare i radiatori **sotto finestra o lungo le pareti esterne** perché in tal modo:

- **si possono contrastare meglio le correnti d'aria fredda** che si formano in corrispondenza di tali superfici;
- **si migliorano le condizioni di benessere fisiologico** limitando l'irraggiamento del corpo umano verso le zone fredde;
- **si evita o si riduce, nell'intorno del corpo scaldante, l'eventuale formazione di condensa superficiale interna.**



Per la corretta installazione dei radiatori si devono assicurare le seguenti distanze:

- distanza dal pavimento = 10 ÷ 12 cm;
- distanza dalla parete = 4 ÷ 5 cm;
- per sporgenze al di sopra o a fianco del radiatore (mensole, nicchie, ripiani, ecc..) è consigliabile garantire "distanze di rispetto" non inferiori a 10 cm.

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN RADIATORE

E' la potenza termica scambiata da un radiatore (o da un suo elemento) con l'ambiente esterno nelle condizioni di prova.

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

- **apparecchiature e strumentazione di misura:** come richiesto dalla norma sopra richiamata;
- **temperature dei fluidi:**
 - $t_e = 85^{\circ}\text{C}$, temperatura di entrata del fluido scaldante,
 - $t_u = 75^{\circ}\text{C}$, temperatura di uscita del fluido scaldante,
 - $t_a = 20^{\circ}\text{C}$, temperatura dell'aria;
- **installazione del corpo scaldante:**
 - distanza dalla parete = 5 cm,
 - distanza dal pavimento = 10 ÷ 12 cm;
- **alimentazione del corpo scaldante:** entrata in alto e uscita in basso;
- **pressione atmosferica di prova:** uguale alla pressione atmosferica esistente a livello del mare (101,3 kPa).

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

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

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

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

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN RADIATORE

E' la **potenza termica scambiata da un radiatore** (o da un suo elemento) **con l'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo**. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{\text{eff}} = Q_{\text{nom}} \cdot F \quad (1)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
 Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
 F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F è determinabile con la relazione:

$$F = F_t \cdot F_{\text{al}} \cdot F_{\text{pr}} \cdot F_{\text{at}} \cdot F_{\text{vr}} \quad (2)$$

dove: F_t = fattore correttivo per la **diversa temperatura dei fluidi**
 F_{al} = fattore correttivo per effetto dell'**altitudine**
 F_{pr} = fattore correttivo per **protezione** del radiatore
 F_{at} = fattore correttivo in relazione agli **attacchi** del radiatore
 F_{vr} = fattore correttivo per effetto della **verniciatura**

Tali fattori correttivi sono di seguito determinati in base alle condizioni di prova sopra definite. Inoltre, per la determinazione del fattore F_t , si considera valida la formula:

$$Q' = B \cdot (t_m - t_a)^{1,3} \quad (3)$$

dove: Q' = potenza termica del radiatore, W o kcal/h
 B = costante caratteristica del radiatore, $W/^\circ C^{1,3}$ o $kcal/(h \cdot ^\circ C^{1,3})$
 t_m = temperatura media del fluido scaldante, $^\circ C$
 t_a = temperatura ambiente, $^\circ C$

Nota:

La formula (3) è da ritenersi valida (con buona approssimazione) per temperature medie del fluido scaldante variabili da 40 a 100 $^\circ C$.

FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un radiatore quando la temperatura ambiente (t_a) e la temperatura media del fluido scaldante (t_m) sono diverse da quelle di prova. Per definizione il suo valore è dato dal rapporto:

$$F_t = \frac{Q'_{\text{eff}}}{Q'_{\text{nom}}} \quad (4)$$

Mediante la formula (3) Q'_{eff} e Q'_{nom} possono essere così espressi:

$$Q'_{\text{eff}} = B \cdot (t_m - t_a)^{1,3} \quad (5)$$

$$Q'_{\text{nom}} = B \cdot (t_m - t_a)^{1,3} = B \cdot (80 - 20)^{1,3} \quad (6)$$

Si ottiene pertanto:

$$F_t = \frac{Q'_{\text{eff}}}{Q'_{\text{nom}}} = \frac{B \cdot (t_m - t_a)^{1,3}}{B \cdot (80 - 20)^{1,3}} \quad (7)$$

Semplificando opportunamente i termini di tale uguaglianza risulta:

$$F_t = \left(\frac{t_m - t_a}{60} \right)^{1,3} \quad (8)$$

I valori del fattore F_t - ricavati dalla formula (8) - sono riportati nella tabella 1.

Può essere utile esprimere F_t anche nei casi in cui varia solo la temperatura media (t_m) del fluido scaldante, oppure solo la temperatura (t_a) dell'aria ambiente.

A tal fine, sostituendo nella (8) prima t_a e poi t_m con i relativi valori di prova, è possibile ottenere le formule:

- (8.1) valida per t_m **variabile** e $t_a = 20^\circ\text{C}$ (temperatura di prova)
- (8.2) valida per t_a **variabile** e $t_m = 80^\circ\text{C}$ (temperatura di prova).

$$F_t (t_a = 20^\circ\text{C}) = \left(\frac{t_m - 20}{60} \right)^{1,3} \quad (8.1)$$

$$F_t (t_m = 80^\circ\text{C}) = \left(\frac{80 - t_a}{60} \right)^{1,3} \quad (8.2)$$

Nota:

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

In base a tale condizione di prova, il valore del fattore correttivo F_t - determinabile con un procedimento analogo a quello adottato per la UNI 6514 - risulta:

$$F_t = \left(\frac{t_m - t_a}{50} \right)^{1,3} \quad (9)$$

I valori del fattore F_t - ricavati dalla formula (9) - sono riportati nella tabella 2.

TAB. 1 - FATTORE CORRETTIVO F_t PER RADIATORI

condizioni di misura della potenza termica nominale
 $t_m = 80^\circ\text{C}$ e $t_a = 20^\circ\text{C}$

temperatura media del fluido scaldante	temperatura dell'aria								
	10°C	12°C	14°C	16°C	18°C	20°C	22°C	24°C	26°C
40°C	0,41	0,37	0,34	0,30	0,27	0,24	0,21	0,18	0,15
42°C	0,44	0,41	0,37	0,34	0,30	0,27	0,24	0,21	0,18
44°C	0,48	0,44	0,41	0,37	0,34	0,30	0,27	0,24	0,21
46°C	0,51	0,48	0,44	0,41	0,37	0,34	0,30	0,27	0,24
48°C	0,55	0,51	0,48	0,44	0,41	0,37	0,34	0,30	0,27
50°C	0,59	0,55	0,51	0,48	0,44	0,41	0,37	0,34	0,30
52°C	0,63	0,59	0,55	0,51	0,48	0,44	0,41	0,37	0,34
54°C	0,67	0,63	0,59	0,55	0,51	0,48	0,44	0,41	0,37
56°C	0,71	0,67	0,63	0,59	0,55	0,51	0,48	0,44	0,41
58°C	0,75	0,71	0,67	0,63	0,59	0,55	0,51	0,48	0,44
60°C	0,79	0,75	0,71	0,67	0,63	0,59	0,55	0,51	0,48
62°C	0,83	0,79	0,75	0,71	0,67	0,63	0,59	0,55	0,51
64°C	0,87	0,83	0,79	0,75	0,71	0,67	0,63	0,59	0,55
66°C	0,91	0,87	0,83	0,79	0,75	0,71	0,67	0,63	0,59
68°C	0,96	0,91	0,87	0,83	0,79	0,75	0,71	0,67	0,63
70°C	1,00	0,96	0,91	0,87	0,83	0,79	0,75	0,71	0,67
72°C	1,04	1,00	0,96	0,91	0,87	0,83	0,79	0,75	0,71
74°C	1,09	1,04	1,00	0,96	0,91	0,87	0,83	0,79	0,75
76°C	1,13	1,09	1,04	1,00	0,96	0,91	0,87	0,83	0,79
78°C	1,18	1,13	1,09	1,04	1,00	0,96	0,91	0,87	0,83
80°C	1,22	1,18	1,13	1,09	1,04	1,00	0,96	0,91	0,87
82°C	1,27	1,22	1,18	1,13	1,09	1,04	1,00	0,96	0,91
84°C	1,31	1,27	1,22	1,18	1,13	1,09	1,04	1,00	0,96
86°C	1,36	1,31	1,27	1,22	1,18	1,13	1,09	1,04	1,00
88°C	1,41	1,36	1,31	1,27	1,22	1,18	1,13	1,09	1,04
90°C	1,45	1,41	1,36	1,31	1,27	1,22	1,18	1,13	1,09
92°C	1,50	1,45	1,41	1,36	1,31	1,27	1,22	1,18	1,13
94°C	1,55	1,50	1,45	1,41	1,36	1,31	1,27	1,22	1,18
96°C	1,60	1,55	1,50	1,45	1,41	1,36	1,31	1,27	1,22
98°C	1,65	1,60	1,55	1,50	1,45	1,41	1,36	1,31	1,27
100°C	1,69	1,65	1,60	1,55	1,50	1,45	1,41	1,36	1,31

TAB. 2 - FATTORE CORRETTIVO F_t PER RADIATORI

condizioni di misura della potenza termica nominale
 $t_m = 70^\circ\text{C}$ e $t_a = 20^\circ\text{C}$

temperatura media del fluido scaldante	temperatura dell'aria								
	10°C	12°C	14°C	16°C	18°C	20°C	22°C	24°C	26°C
40°C	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34	0,30	0,26	0,23	0,19
42°C	0,56	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34	0,30	0,26	0,23
44°C	0,61	0,56	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34	0,30	0,26
46°C	0,65	0,61	0,56	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34	0,30
48°C	0,70	0,65	0,61	0,56	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34
50°C	0,75	0,70	0,65	0,61	0,56	0,51	0,47	0,43	0,39
52°C	0,80	0,75	0,70	0,65	0,61	0,56	0,51	0,47	0,43
54°C	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,61	0,56	0,51	0,47
56°C	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,61	0,56	0,51
58°C	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,61	0,56
60°C	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,61
62°C	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65
64°C	1,11	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70
66°C	1,16	1,11	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75
68°C	1,21	1,16	1,11	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80
70°C	1,27	1,21	1,16	1,11	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85
72°C	1,32	1,27	1,21	1,16	1,11	1,05	1,00	0,95	0,90
74°C	1,38	1,32	1,27	1,21	1,16	1,11	1,05	1,00	0,95
76°C	1,43	1,38	1,32	1,27	1,21	1,16	1,11	1,05	1,00
78°C	1,49	1,43	1,38	1,32	1,27	1,21	1,16	1,11	1,05
80°C	1,55	1,49	1,43	1,38	1,32	1,27	1,21	1,16	1,11
82°C	1,61	1,55	1,49	1,43	1,38	1,32	1,27	1,21	1,16
84°C	1,66	1,61	1,55	1,49	1,43	1,38	1,32	1,27	1,21
86°C	1,72	1,66	1,61	1,55	1,49	1,43	1,38	1,32	1,27
88°C	1,78	1,72	1,66	1,61	1,55	1,49	1,43	1,38	1,32
90°C	1,84	1,78	1,72	1,66	1,61	1,55	1,49	1,43	1,38
92°C	1,90	1,84	1,78	1,72	1,66	1,61	1,55	1,49	1,43
94°C	1,96	1,90	1,84	1,78	1,72	1,66	1,61	1,55	1,49
96°C	2,02	1,96	1,90	1,84	1,78	1,72	1,66	1,61	1,55
98°C	2,09	2,02	1,96	1,90	1,84	1,78	1,72	1,66	1,61
100°C	2,15	2,09	2,02	1,96	1,90	1,84	1,78	1,72	1,66

FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTITUDINE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un radiatore quando non viene installato a livello del mare. Tien conto del fatto che la densità dell'aria, e quindi la sua capacità di trasportare calore, diminuisce man mano che cresce l'altitudine. Tale fattore può essere calcolato con la seguente formula:

$$F_{al} = \frac{P_o}{1,3 \cdot P_o - 0,3 \cdot P} \quad (10)$$

dove: P_o = pressione atmosferica a livello del mare, kPa
 P = pressione atmosferica del luogo di installazione, kPa

Il valore di P_o è uguale a 101,3 kPa, mentre il valore di P può essere calcolato con la relazione:

$$P = 101,3 - 0,0113 \cdot H \quad (11)$$

dove: H = altezza sul livello del mare, m

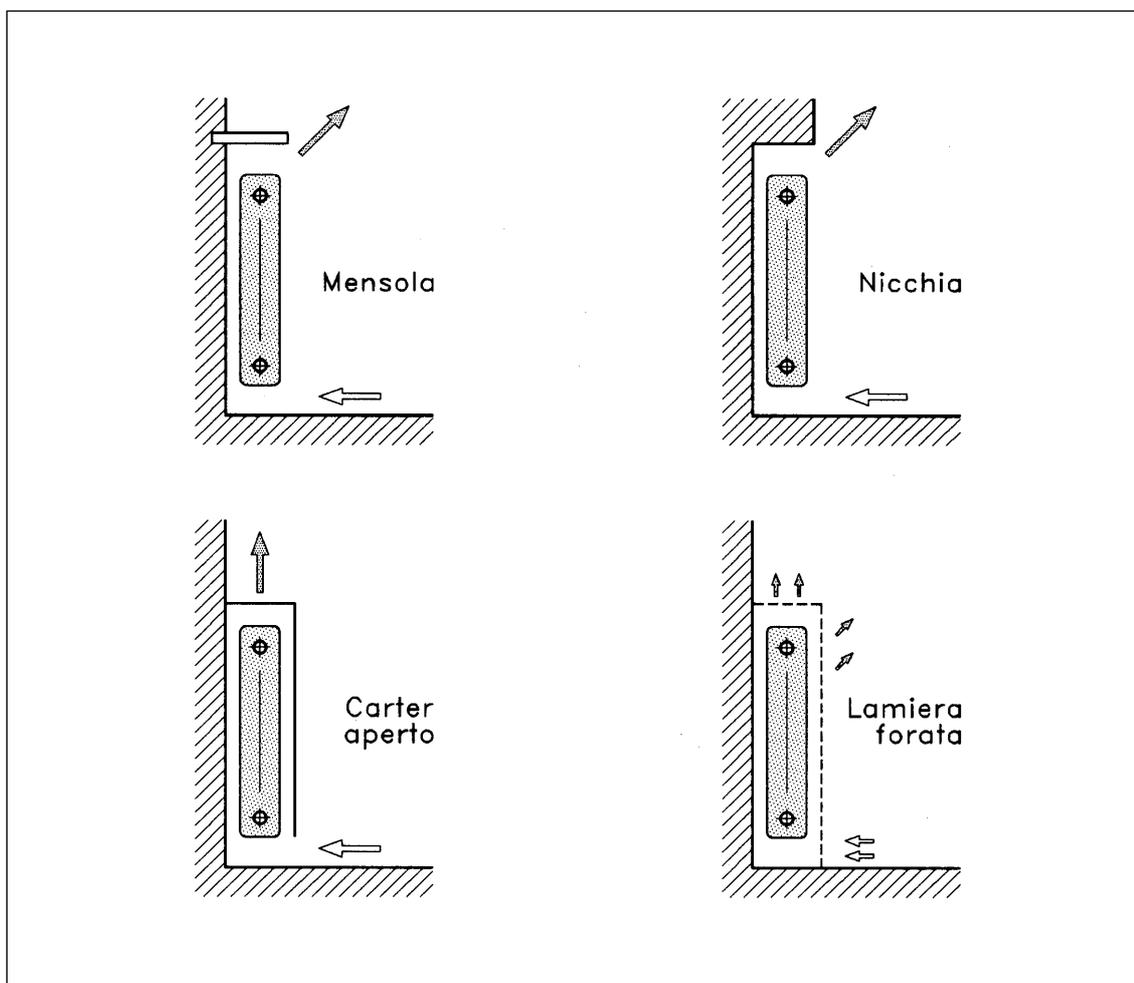
I valori del fattore F_{al} - ricavati dalla formula (10) - sono riportati nella tabella 3.

TAB. 3 - FATTORE CORRETTIVO F_{al} PER RADIATORI

altitudine	pressione atmosferica	F_{al}
750 m	92,8 kPa	0,98
1.000 m	90,0 kPa	0,97
1.250 m	87,2 kPa	0,96
1.500 m	84,4 kPa	0,95
1.750 m	81,5 kPa	0,94

FATTORE CORRETTIVO PER PROTEZIONE DEL RADIATORE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un radiatore installato in nicchia, sotto mensola o con mobiletto. Il suo valore tien conto del fatto che simili protezioni limitano, e talvolta anche in modo molto rilevante, gli scambi termici fra radiatore e ambiente circostante.



Mediamente si possono ritenere validi i seguenti valori:

$F_{pr} = 0,95 \div 0,97$ per installazione con mensola.

$F_{pr} = 0,92 \div 0,94$ per installazione in nicchia.

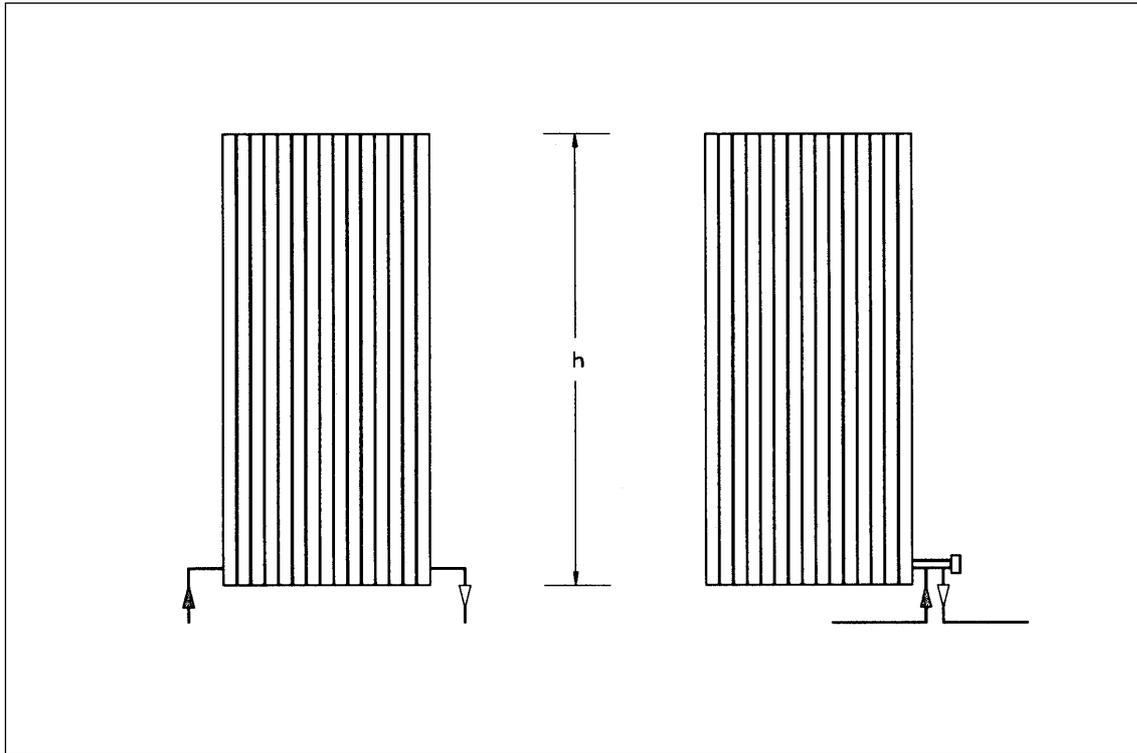
$F_{pr} = 0,75 \div 0,85$ per installazione con lamiera forata.

$F_{pr} = 0,95 \div 1,00$ per installazione con carter aperto.

FATTORE CORRETTIVO IN RELAZIONE AGLI ATTACCHI DEL RADIATORE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un radiatore non alimentato secondo le condizioni di prova: non alimentato, cioè, con l'entrata in alto e l'uscita in basso sul lato opposto.

Praticamente il suo valore si considera solo nel caso di radiatori con entrambi gli attacchi bassi.



Mediante il fattore F_{at} - sia per attacchi bassi posti sullo stesso lato, sia per attacchi contrapposti - può assumere i seguenti valori:

$F_{at} = 1,00$ per h inferiore a 1,20 m.

$F_{at} = 0,97 \div 0,95$ per h compreso fra 1,20 e 1,80 m.

$F_{at} = 0,95 \div 0,90$ per h superiore a 1,80 m.

FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELLA VERNICIATURA

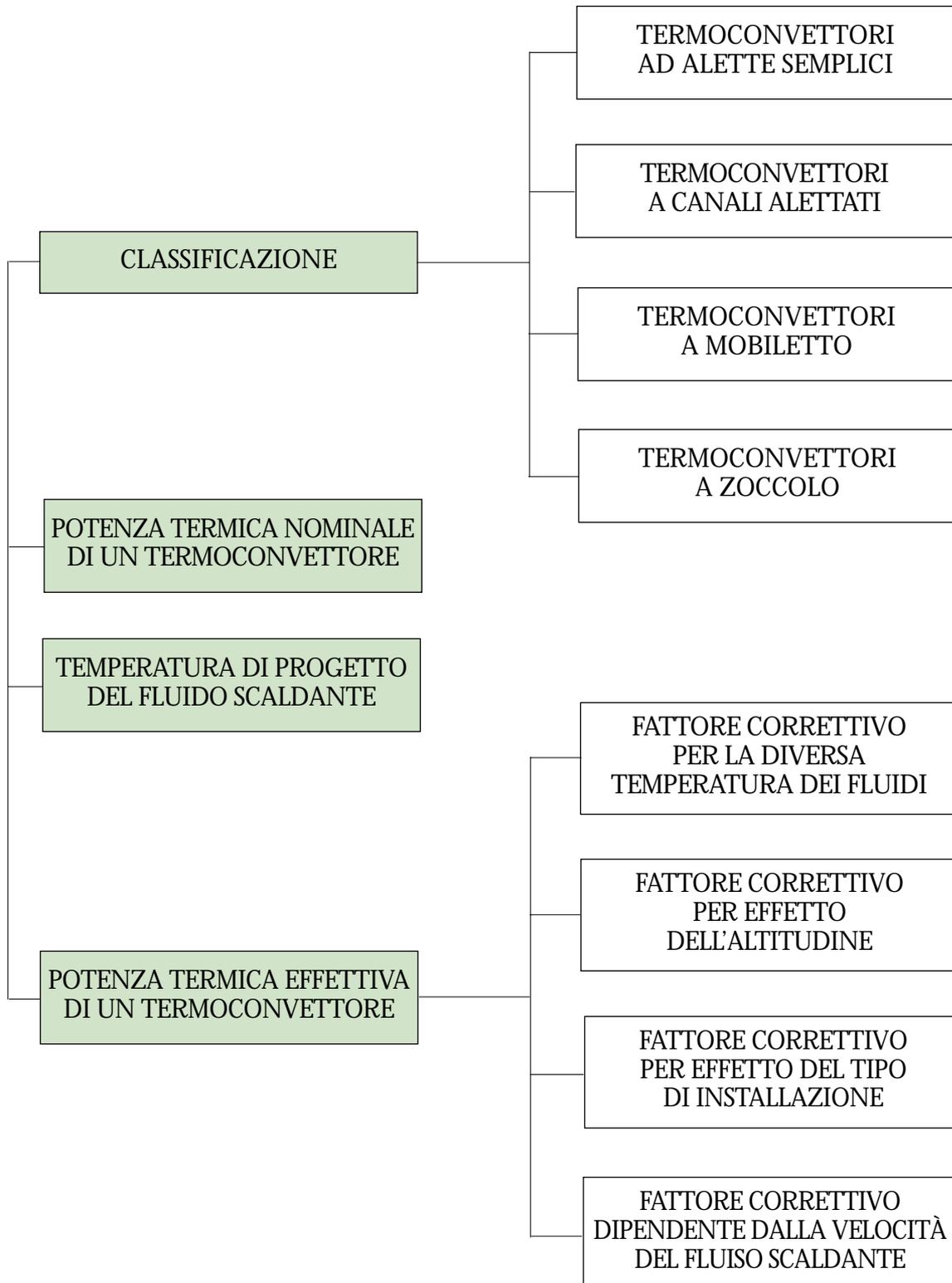
E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un radiatore quando (dopo la prova di resa nominale) viene verniciato. Il suo valore tien conto del fatto che le vernici possono ridurre sensibilmente l'energia termica emessa per irraggiamento.

Mediamente si possono ritenere validi i seguenti valori:

$F_{vr} = 1,00$ per vernici ad olio

$F_{vr} = 0,85 \div 0,90$ per vernici a base di alluminio o di bronzo

TERMOCONVETTORI



I termoconvettori sono corpi scaldanti che cedono calore soprattutto per convezione. Sono realizzati con batterie alettate e con dispositivi di “tiraggio” naturale atti ad aumentare la resa termica delle batterie stesse.

Rispetto ai radiatori, questi corpi scaldanti possono offrire i seguenti vantaggi:

- **a pari potenza sono più leggeri e meno costosi;**
- **hanno minor inerzia termica;**
- **possono risolvere meglio specifici problemi d’arredo.**

Per contro presentano i seguenti svantaggi:

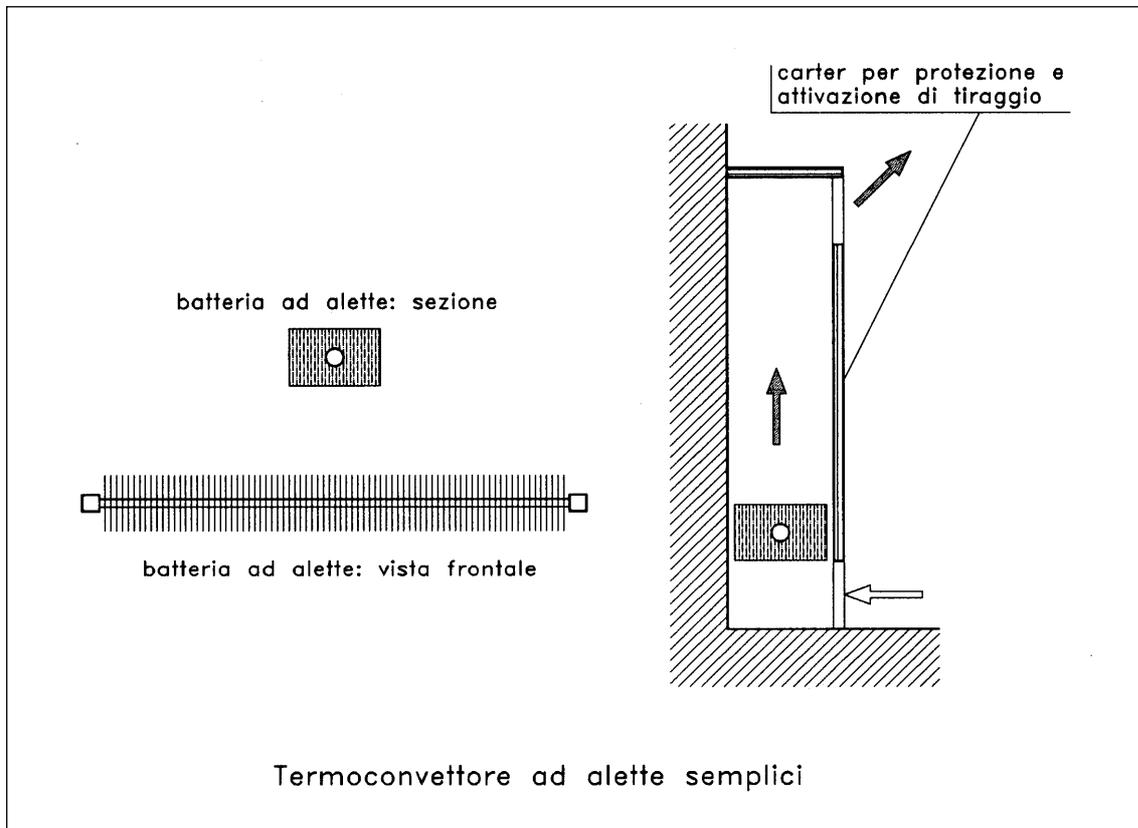
- **sono difficili da pulire, e pertanto non devono essere utilizzati in locali polverosi o dove non è assicurata una soddisfacente pulizia;**
- **non sono componibili;**
- **non consentono di adottare una regolazione climatica perché la loro curva di resa termica presenta un “ginocchio” (cioè una forte variazione di pendenza) per temperature del fluido comprese fra 45 e 50°C.**

CLASSIFICAZIONE

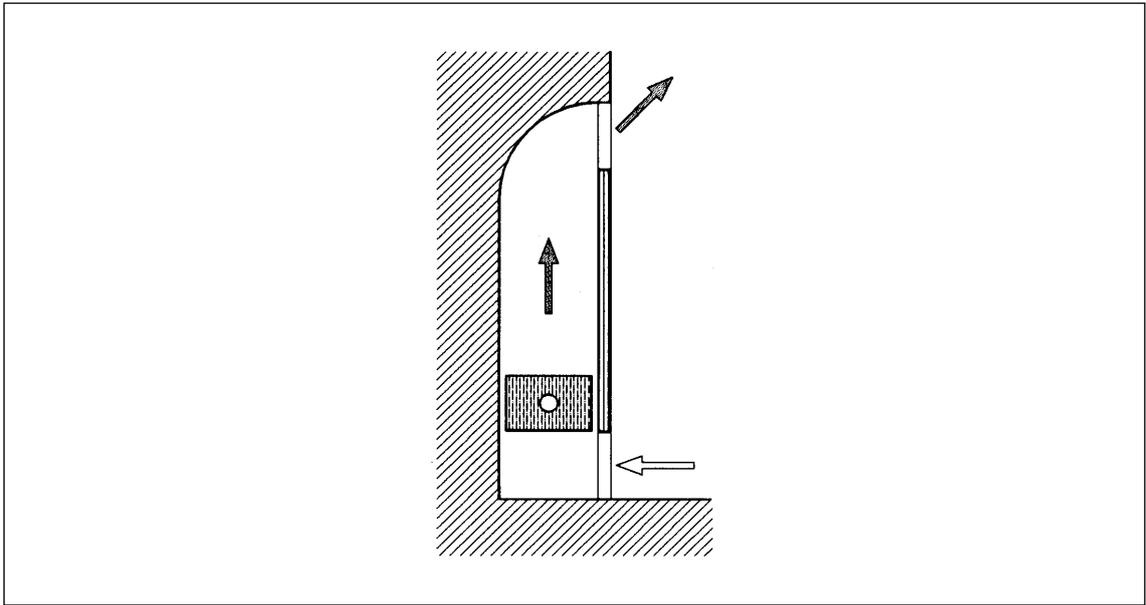
In base alle loro caratteristiche costruttive, i termoconvettori possono essere suddivisi nei tipi: ad alette semplici, a canali alettati, a mobiletto e a zoccolo.

TERMOCONVETTORI AD ALETTE SEMPLICI

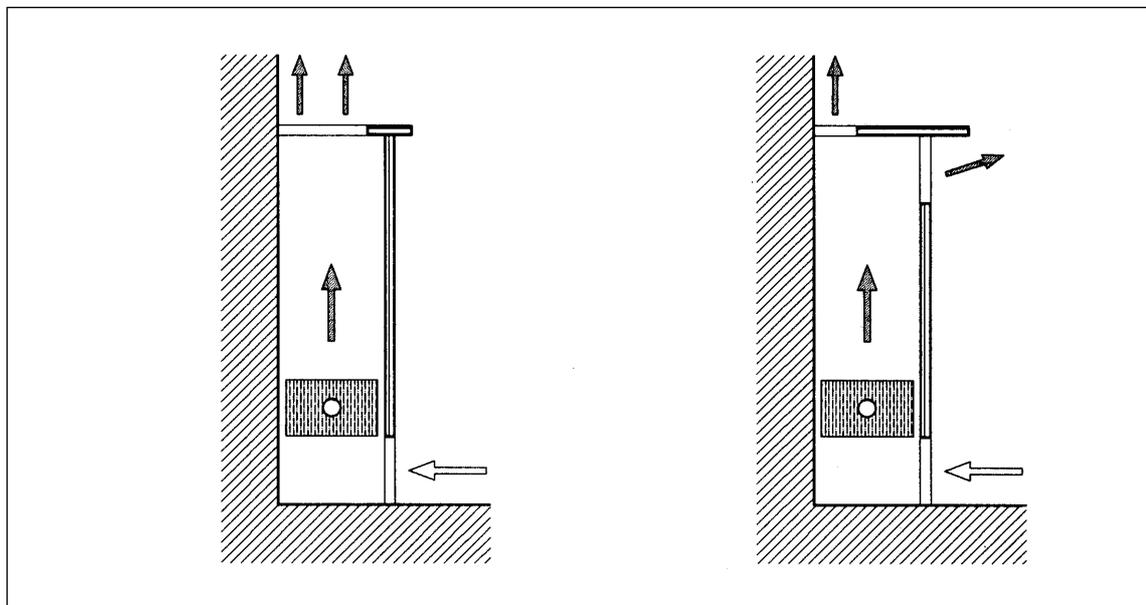
Sono costituiti da una batteria di tubi ad alette piane e da un dispositivo di "tiraggio".



Il dispositivo di tiraggio può essere realizzato sfruttando nicchie e rientranze delle pareti.

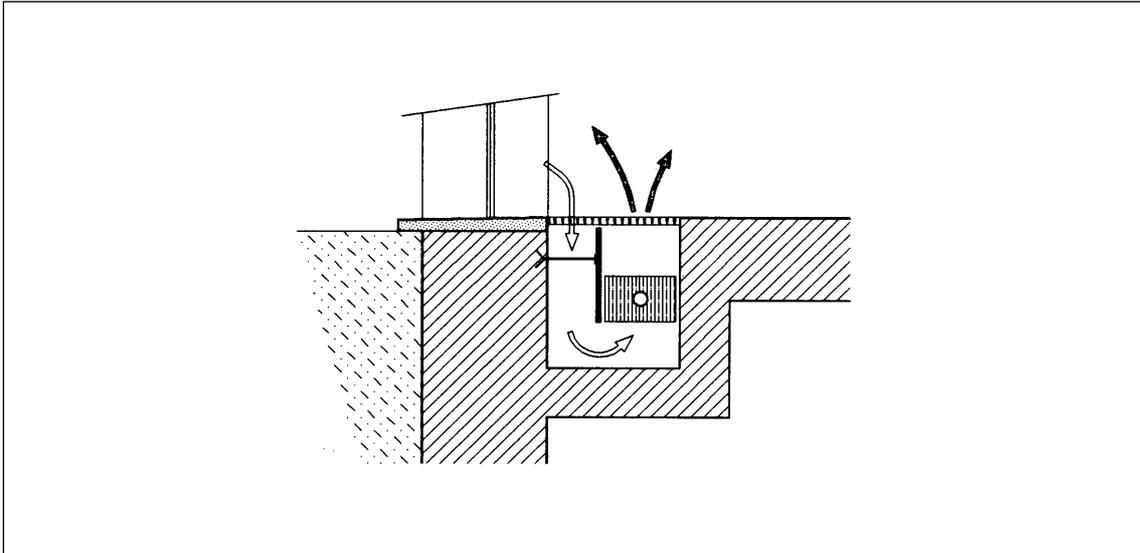


Oppure può essere ottenuto utilizzando appositi rivestimenti e schermature.

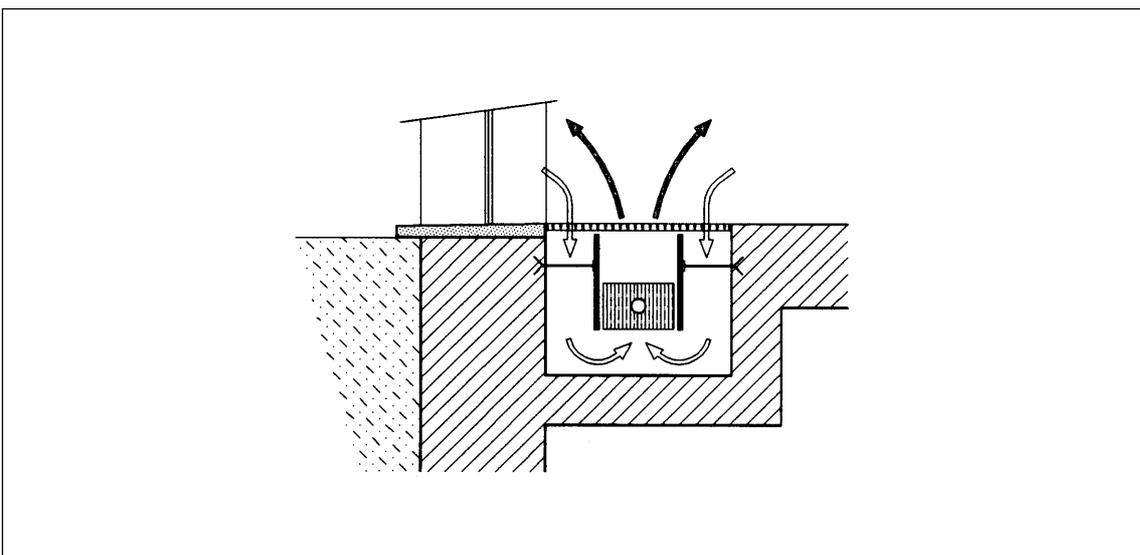


I termoconvettori ad alette semplici vengono installati anche sotto il livello del pavimento, soprattutto per proteggere dalla condensa le grandi superfici vetrate. A tal fine è consigliabile mettere in opera le batterie con i seguenti accorgimenti:

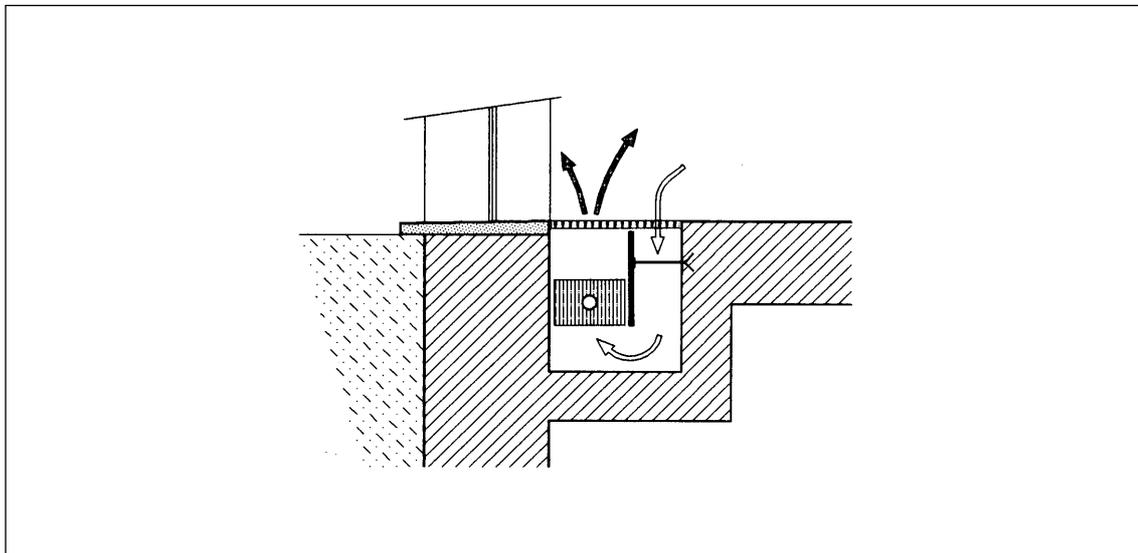
- a) realizzare un camino di ripresa verso l'esterno del locale se le dispersioni termiche della superficie vetrata sono superiori a quelle delle pareti (opache o trasparenti) opposte;



- b) porre le batterie fra due camini di ripresa se le dispersioni termiche della superficie vetrata sono pressoché uguali a quelle delle pareti (opache o trasparenti) opposte;

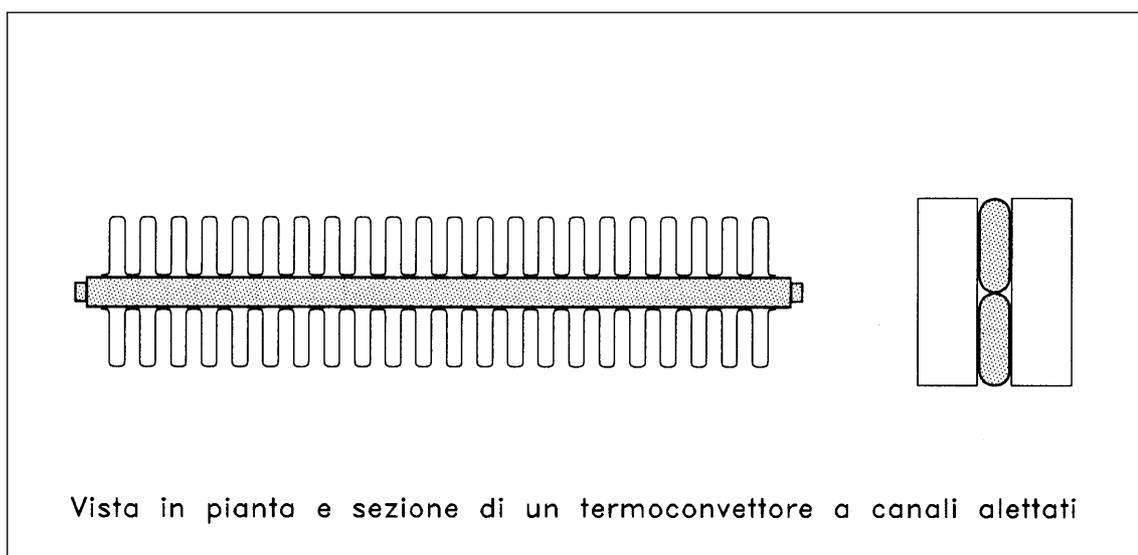


- c) realizzare un camino di ripresa verso l'interno del locale se le dispersioni termiche della superficie vetrata sono inferiori a quelle delle pareti (opache o trasparenti) opposte.



TERMOCONVETTORI A CANALI ALETTATI

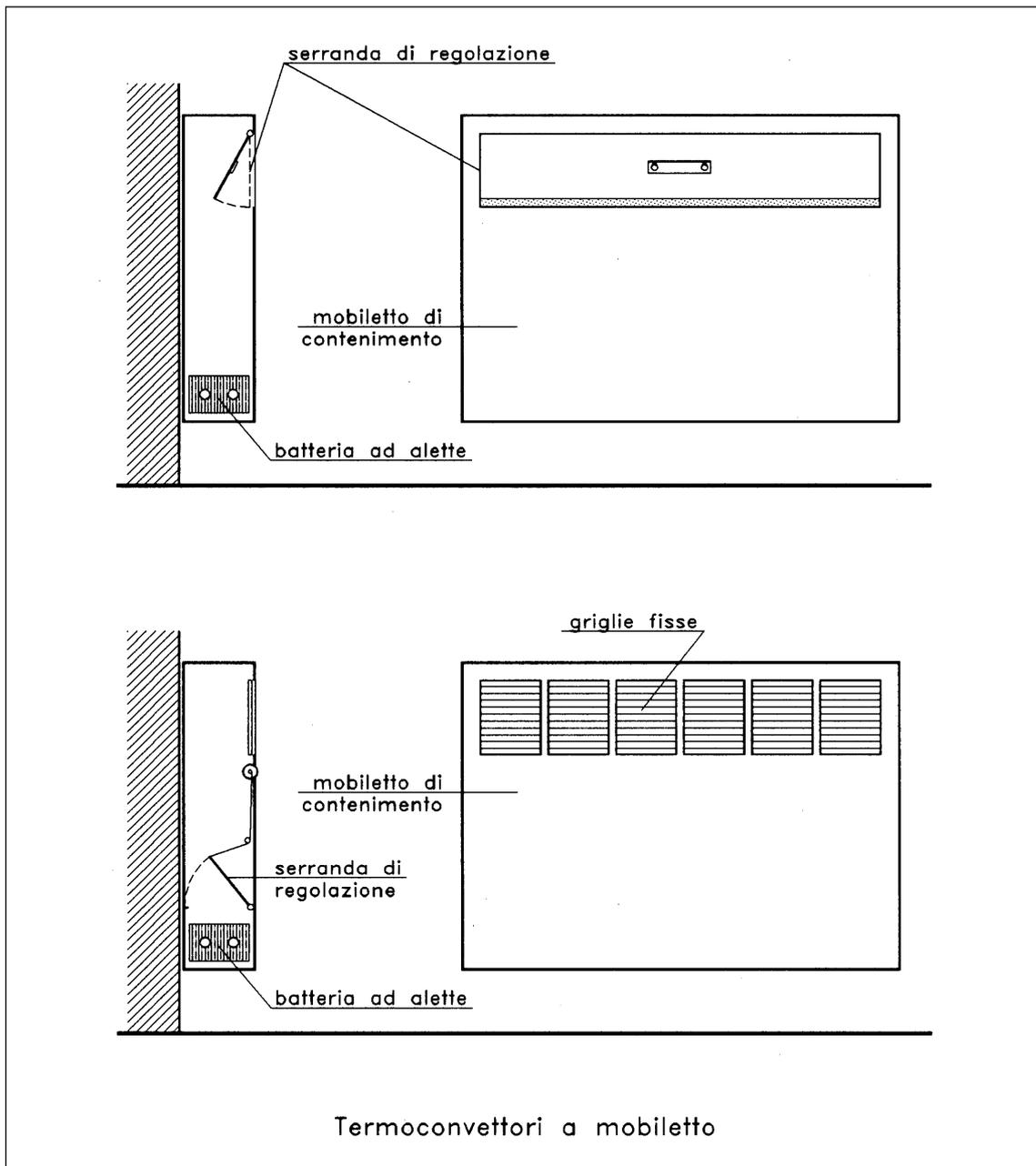
Sono costituiti da tubi con alette "a greca" disposte in modo da formare piccoli camini convettivi. Di struttura compatta e robusta, questi termoconvettori possono essere installati lungo le pareti esterne, in nicchie o sottopavimento.



TERMOCONVETTORI A MOBILETTO

Sono costituiti da una batteria di tubi alettati e da un mobiletto che serve ad attivare l'effetto "camino".

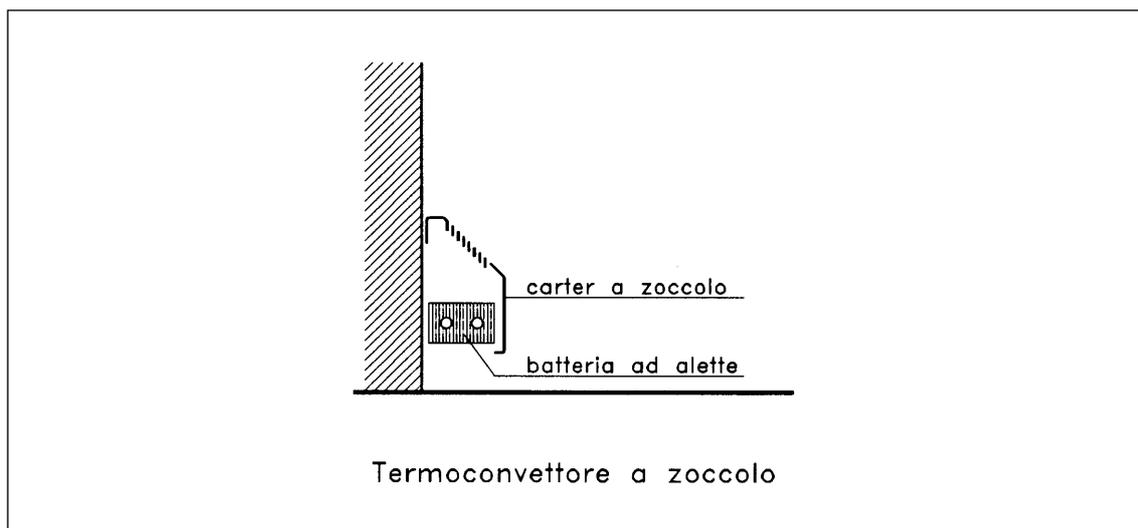
E' possibile regolare l'emissione termica di questi termoconvettori agendo su apposite serrande atte a variare la quantità d'aria che attraversa le batterie.



TERMOCONVETTORI A ZOCCOLO

Sono costituiti da tubi alettati e da piccoli carter, così come indicato nella figura sotto riportata.

Dimensioni e forme di questi termoconvettori sono realizzate in modo da consentire un'agevole messa in opera a "zoccolo", cioè lungo la fascia inferiore delle pareti.



POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN TERMOCONVETTORE

E' la potenza termica scambiata da un termoconvettore con l'ambiente esterno nelle condizioni di prova.

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

- **apparecchiature e strumentazione di misura:** come richiesto dalla norma sopra richiamata;
- **temperature dei fluidi:**
 - $t_e = 85^{\circ}\text{C}$, temperatura di entrata del fluido scaldante,
 - $t_u = 75^{\circ}\text{C}$, temperatura di uscita del fluido scaldante,
 - $t_a = 20^{\circ}\text{C}$, temperatura dell'aria;
- **pressione atmosferica di prova:** uguale alla pressione atmosferica esistente a livello del mare (101,3 kPa).

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

Normalmente conviene che i valori di questa temperatura siano compresi fra 60 e 70 °C. Non sono consigliabili temperature più elevate in quanto possono:

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

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

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN TERMOCONVETTORE

E' la potenza termica scambiata da un termoconvettore con l'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{\text{eff}} = Q_{\text{nom}} \cdot F \quad (1)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
 Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
 F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F è determinabile con la relazione:

$$F = F_t \cdot F_{al} \cdot F_{in} \cdot F_v \quad (2)$$

dove: F_t = fattore correttivo per la **diversa temperatura dei fluidi**
 F_{al} = fattore correttivo per effetto dell'**altitudine**
 F_{in} = fattore correttivo per effetto del tipo di **installazione**
 F_v = fattore correttivo dipendente dalla **velocità del fluido scaldante**

Tali fattori correttivi sono di seguito determinati in base alle condizioni di prova sopra definite. Inoltre, per la determinazione del fattore F_t , si considera valida la formula:

$$Q' = B \cdot (t_m - t_a)^{1,4} \quad (3)$$

dove: Q' = potenza termica del termoconvettore, W o kcal/h
 B = costante caratteristica del termoconvettore, $W/^\circ C^{1,4}$ o $kcal/(h \cdot ^\circ C^{1,4})$
 t_m = temperatura media del fluido scaldante, $^\circ C$
 t_a = temperatura ambiente, $^\circ C$

Nota:

La formula (3) è da ritenersi valida (con buona approssimazione) per temperature medie del fluido scaldante variabili da 50 a 100°C.

FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un termoconvettore quando la temperatura ambiente (t_a) e la temperatura media del fluido scaldante (t_m) sono diverse da quelle di prova. Per definizione il suo valore è dato dal rapporto:

$$F_t = \frac{Q'_{\text{eff}}}{Q'_{\text{nom}}} \quad (4)$$

Mediante la formula (3) Q'_{eff} e Q'_{nom} possono essere così espressi:

$$Q'_{\text{eff}} = B \cdot (t_m - t_a)^{1,4} \quad (5)$$

$$Q'_{\text{nom}} = B \cdot (t_m - t_a)^{1,4} = B \cdot (80 - 20)^{1,4} \quad (6)$$

Si ottiene pertanto:

$$F_t = \frac{Q'_{\text{eff}}}{Q'_{\text{nom}}} = \frac{B \cdot (t_m - t_a)^{1,4}}{B \cdot (80 - 20)^{1,4}} \quad (7)$$

Semplificando opportunamente i termini di tale uguaglianza risulta:

$$F_t = \left(\frac{t_m - t_a}{60} \right)^{1,4} \quad (8)$$

I valori del fattore F_t - ricavati dalla formula (8) - sono riportati nella tabella 1.

Può essere utile esprimere F_t anche nei casi in cui varia solo la temperatura media (t_m) del fluido scaldante, oppure solo la temperatura (t_a) dell'aria ambiente.

A tal fine, sostituendo nella (8) prima t_a e poi t_m con i relativi valori di prova, è possibile ottenere le formule:

– (8.1) valida per t_m **variabile** e $t_a = 20^\circ\text{C}$ (temperatura di prova)

– (8.2) valida per t_a **variabile** e $t_m = 80^\circ\text{C}$ (temperatura di prova).

$$F_t (t_a = 20^\circ\text{C}) = \left(\frac{t_m - 20}{60} \right)^{1,4} \quad (8.1)$$

$$F_t (t_m = 80^\circ\text{C}) = \left(\frac{80 - t_a}{60} \right)^{1,4} \quad (8.2)$$

Nota:

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

In base a tale condizione di prova, **il valore del fattore correttivo F_t - determinabile con un procedimento analogo a quello adottato per la UNI 6514 - risulta:**

$$F_t = \left(\frac{t_m - t_a}{50} \right)^{1,4} \quad (9)$$

I valori del fattore F_t - ricavati dalla formula (9) - sono riportati nella tabella 2.

TAB. 1 - FATTORE CORRETTIVO F_t PER TERMOCONVETTORI

condizioni di misura della potenza termica nominale
 $t_m = 80^\circ\text{C}$ e $t_a = 20^\circ\text{C}$

temperatura media del fluido scaldante	temperatura dell'aria								
	10°C	12°C	14°C	16°C	18°C	20°C	22°C	24°C	26°C
50°C	0,57	0,53	0,49	0,45	0,41	0,38	0,34	0,31	0,28
52°C	0,61	0,57	0,53	0,49	0,45	0,41	0,38	0,34	0,31
54°C	0,65	0,61	0,57	0,53	0,49	0,45	0,41	0,38	0,34
56°C	0,69	0,65	0,61	0,57	0,53	0,49	0,45	0,41	0,38
58°C	0,73	0,69	0,65	0,61	0,57	0,53	0,49	0,45	0,41
60°C	0,77	0,73	0,69	0,65	0,61	0,57	0,53	0,49	0,45
62°C	0,82	0,77	0,73	0,69	0,65	0,61	0,57	0,53	0,49
64°C	0,86	0,82	0,77	0,73	0,69	0,65	0,61	0,57	0,53
66°C	0,91	0,86	0,82	0,77	0,73	0,69	0,65	0,61	0,57
68°C	0,95	0,91	0,86	0,82	0,77	0,73	0,69	0,65	0,61
70°C	1,00	0,95	0,91	0,86	0,82	0,77	0,73	0,69	0,65
72°C	1,05	1,00	0,95	0,91	0,86	0,82	0,77	0,73	0,69
74°C	1,09	1,05	1,00	0,95	0,91	0,86	0,82	0,77	0,73
76°C	1,14	1,09	1,05	1,00	0,95	0,91	0,86	0,82	0,77
78°C	1,19	1,14	1,09	1,05	1,00	0,95	0,91	0,86	0,82
80°C	1,24	1,19	1,14	1,09	1,05	1,00	0,95	0,91	0,86
82°C	1,29	1,24	1,19	1,14	1,09	1,05	1,00	0,95	0,91
84°C	1,34	1,29	1,24	1,19	1,14	1,09	1,05	1,00	0,95
86°C	1,39	1,34	1,29	1,24	1,19	1,14	1,09	1,05	1,00
88°C	1,44	1,39	1,34	1,29	1,24	1,19	1,14	1,09	1,05
90°C	1,50	1,44	1,39	1,34	1,29	1,24	1,19	1,14	1,09
92°C	1,55	1,50	1,44	1,39	1,34	1,29	1,24	1,19	1,14
94°C	1,60	1,55	1,50	1,44	1,39	1,34	1,29	1,24	1,19
96°C	1,66	1,60	1,55	1,50	1,44	1,39	1,34	1,29	1,24
98°C	1,71	1,66	1,60	1,55	1,50	1,44	1,39	1,34	1,29
100°C	1,76	1,71	1,66	1,60	1,55	1,50	1,44	1,39	1,34

TAB. 2 - FATTORE CORRETTIVO F_t PER TERMOCONVETTORI

condizioni di misura della potenza termica nominale
 $t_m = 70^\circ\text{C}$ e $t_a = 20^\circ\text{C}$

temperatura media del fluido scaldante	temperatura dell'aria								
	10°C	12°C	14°C	16°C	18°C	20°C	22°C	24°C	26°C
50°C	0,73	0,68	0,63	0,58	0,54	0,49	0,44	0,40	0,36
52°C	0,78	0,73	0,68	0,63	0,58	0,54	0,49	0,44	0,40
54°C	0,84	0,78	0,73	0,68	0,63	0,58	0,54	0,49	0,44
56°C	0,89	0,84	0,78	0,73	0,68	0,63	0,58	0,54	0,49
58°C	0,94	0,89	0,84	0,78	0,73	0,68	0,63	0,58	0,54
60°C	1,00	0,94	0,89	0,84	0,78	0,73	0,68	0,63	0,58
62°C	1,06	1,00	0,94	0,89	0,84	0,78	0,73	0,68	0,63
64°C	1,11	1,06	1,00	0,94	0,89	0,84	0,78	0,73	0,68
66°C	1,17	1,11	1,06	1,00	0,94	0,89	0,84	0,78	0,73
68°C	1,23	1,17	1,11	1,06	1,00	0,94	0,89	0,84	0,78
70°C	1,29	1,23	1,17	1,11	1,06	1,00	0,94	0,89	0,84
72°C	1,35	1,29	1,23	1,17	1,11	1,06	1,00	0,94	0,89
74°C	1,41	1,35	1,29	1,23	1,17	1,11	1,06	1,00	0,94
76°C	1,48	1,41	1,35	1,29	1,23	1,17	1,11	1,06	1,00
78°C	1,54	1,48	1,41	1,35	1,29	1,23	1,17	1,11	1,06
80°C	1,60	1,54	1,48	1,41	1,35	1,29	1,23	1,17	1,11
82°C	1,67	1,60	1,54	1,48	1,41	1,35	1,29	1,23	1,17
84°C	1,73	1,67	1,60	1,54	1,48	1,41	1,35	1,29	1,23
86°C	1,80	1,73	1,67	1,60	1,54	1,48	1,41	1,35	1,29
88°C	1,86	1,80	1,73	1,67	1,60	1,54	1,48	1,41	1,35
90°C	1,93	1,86	1,80	1,73	1,67	1,60	1,54	1,48	1,41
92°C	2,00	1,93	1,86	1,80	1,73	1,67	1,60	1,54	1,48
94°C	2,07	2,00	1,93	1,86	1,80	1,73	1,67	1,60	1,54
96°C	2,14	2,07	2,00	1,93	1,86	1,80	1,73	1,67	1,60
98°C	2,21	2,14	2,07	2,00	1,93	1,86	1,80	1,73	1,67
100°C	2,28	2,21	2,14	2,07	2,00	1,93	1,86	1,80	1,73

FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTITUDINE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un termoconvettore quando non viene installato a livello del mare. Tien conto del fatto che la densità dell'aria, e quindi la sua capacità di trasportare calore, diminuisce man mano che cresce l'altitudine. Tale fattore può essere calcolato con la seguente formula:

$$F_{al} = \frac{P_o}{1,5 \cdot P_o - 0,5 \cdot P} \quad (10)$$

dove: P_o = pressione atmosferica a livello del mare, kPa
 P = pressione atmosferica del luogo di installazione, kPa

Il valore di P_o è uguale a 101,3 kPa, mentre il valore di P può essere calcolato con la relazione:

$$P = 101,3 - 0,0113 \cdot H \quad (11)$$

dove: H = altezza sul livello del mare, m

I valori del fattore F_{al} - ricavati dalla formula (10) - sono riportati nella tabella 3.

TAB. 3 - FATTORE CORRETTIVO F_{al} PER TERMOCONVETTORI

altitudine	pressione atmosferica	F_{al}
750 m	92,8 kPa	0,96
1.000 m	90,0 kPa	0,95
1.250 m	87,2 kPa	0,93
1.500 m	84,4 kPa	0,92
1.750 m	81,5 kPa	0,91

FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DEL TIPO DI INSTALLAZIONE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un termoconvettore installato in nicchia, sotto pavimento o con mobiletto. Il suo valore tien conto del fatto che questi sistemi di installazione possono far variare gli scambi termici fra termoconvettore e ambiente circostante.

Mediamente, per termoconvettori ad alette semplici e a canali alettati, il fattore F_{in} può essere considerato uguale ai seguenti valori:

$F_{in} = 0,95 \div 1,03$ per installazione in nicchia.

$F_{in} = 0,80 \div 0,85$ per installazione sotto pavimento.

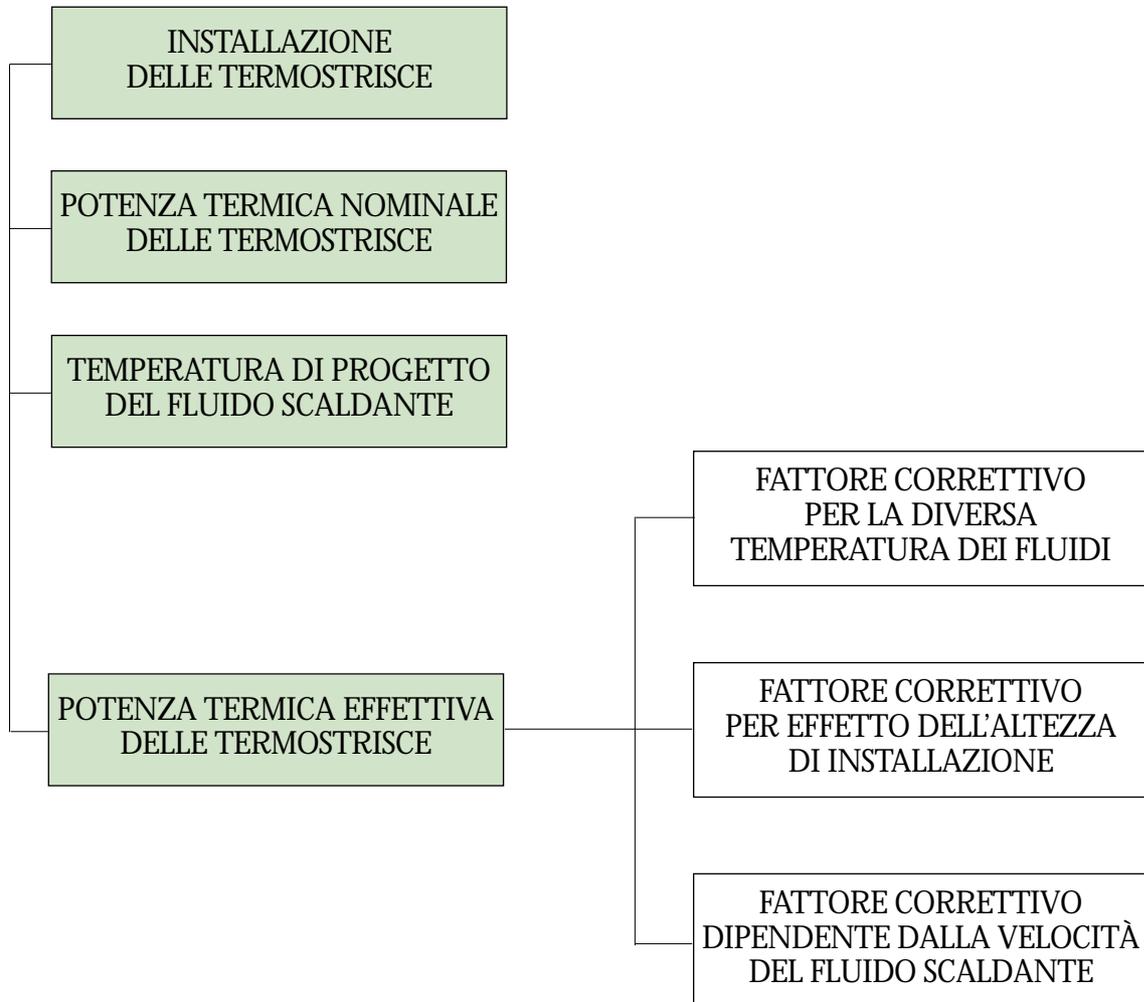
$F_{in} = 1,05 \div 1,10$ per installazione con mobiletto ad effetto camino.

FATTORE CORRETTIVO DIPENDENTE DALLA VELOCITA' DEL FLUIDO SCALDANTE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di un termoconvettore quando la velocità del fluido scaldante è diversa da quella di prova. Il suo valore dipende dalle caratteristiche costruttive del termoconvettore ed è, in pratica, determinabile solo per via sperimentale.

Normalmente i costruttori si limitano ad indicare la velocità (o la portata) minima necessaria per poter considerare nullo l'effetto correttivo di questo fattore.

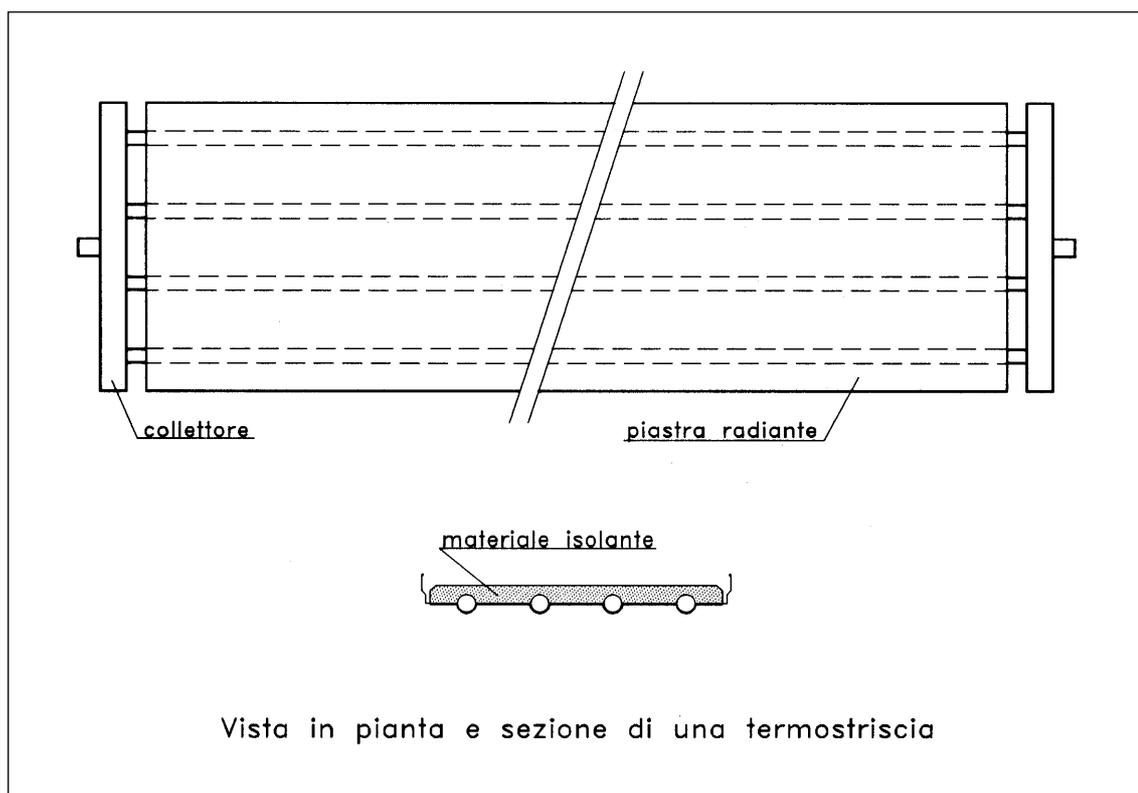
TERMOSTRISCE



Le termostrisce sono corpi scaldanti che cedono calore per convezione naturale e per irraggiamento. Sono costituite essenzialmente da griglie di tubi sulle quali vengono fissate delle piastre metalliche.

Normalmente tali piastre hanno lunghezze variabili da 4 a 9 metri e sono sormontate da materassini in lana minerale che servono a limitare la cessione di calore verso l'alto. Le stesse piastre possono essere dotate anche di scossaline, atte a ridurre i moti convettivi laterali.

Le termostrisce sono utilizzate per riscaldare sale di esposizione, palestre, piscine, allevamenti, autorimesse, laboratori, officine, ecc....



In molti casi le termostrisce costituiscono una valida alternativa ad altri corpi scaldanti ed in particolare agli aerotermi, rispetto ai quali, esse possono offrire i seguenti vantaggi:

- costi di gestione più contenuti (circa il 10-20%) per la minor stratificazione dell'aria;
- moti convettivi molto più limitati, e pertanto migliori condizioni fisiologiche negli ambienti con aria inquinata da processi industriali;
- funzionamento senza motori elettrici, e quindi nessun problema di rumorosità, di manutenzione dei motori e di sicurezza antincendio (aspetto questo da considerarsi soprattutto in locali con sostanze infiammabili e esplosive).

Per contro presentano i seguenti svantaggi:

- costi di realizzazione più elevati;
- possibili difficoltà di collocazione, dovute agli spazi e alle strutture architettoniche disponibili.

INSTALLAZIONE DELLE TERMOSTRISCE

Per una corretta installazione di questi corpi scaldanti si devono rispettare le seguenti condizioni:

1. Evitare intensità di irraggiamento troppo elevate ad altezza d'uomo

Questa condizione può essere rispettata ponendo in opera le termostrisce ad una altezza - correlata alla temperatura media del fluido scaldante - non inferiore a quella riportata nella tabella 1.

TAB. 1 - ALTEZZA MINIMA DI INSTALLAZIONE DELLE TERMOSTRISCE

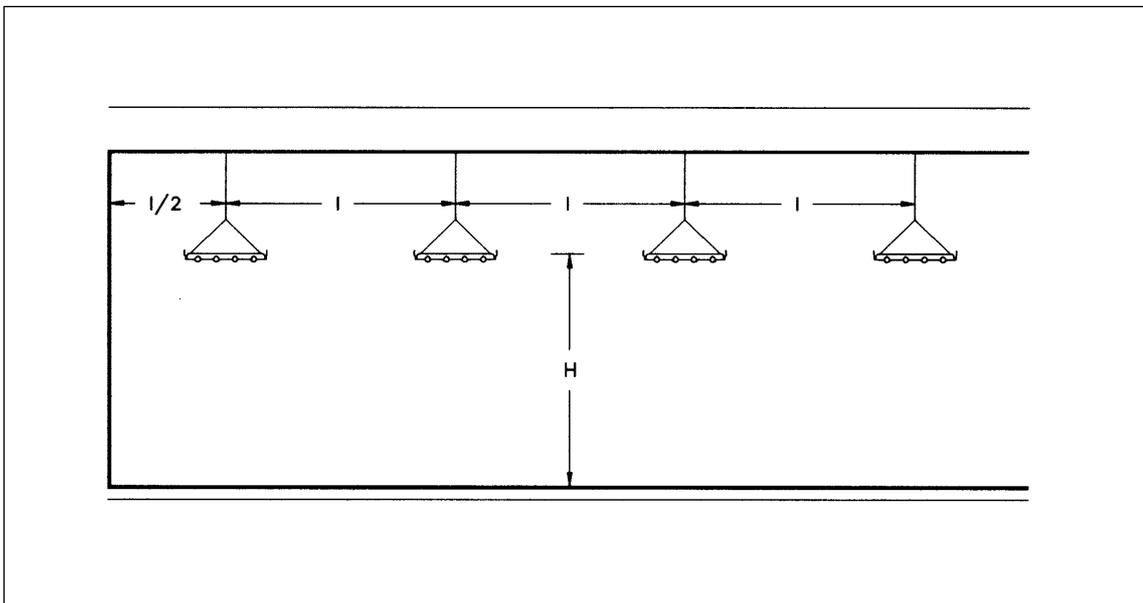
Temperatura media del fluido scaldante	interasse tubi 100 mm	interasse tubi 150 mm
60°C	$H_{\min} = 3,80 \text{ m}$	$H_{\min} = 3,60 \text{ m}$
80°C	$H_{\min} = 4,30 \text{ m}$	$H_{\min} = 4,10 \text{ m}$
100°C	$H_{\min} = 4,70 \text{ m}$	$H_{\min} = 4,50 \text{ m}$
120°C	$H_{\min} = 5,10 \text{ m}$	$H_{\min} = 4,90 \text{ m}$
140°C	$H_{\min} = 5,50 \text{ m}$	$H_{\min} = 5,30 \text{ m}$
160°C	$H_{\min} = 5,90 \text{ m}$	$H_{\min} = 5,70 \text{ m}$
180°C	$H_{\min} = 6,40 \text{ m}$	$H_{\min} = 6,20 \text{ m}$

2. Consentire un buon sfruttamento dell'effetto radiante

A tal fine si devono installare le termostrisce alla minor altezza possibile, compatibilmente con i limiti definiti al punto 1 e con le esigenze di utilizzo dei locali.

3. Assicurare una distribuzione del calore sufficientemente uniforme

A tal scopo è bene che la distanza I (ved. figura) sia inferiore all'altezza di installazione H delle termostrisce.



4. Limitare le zone d'ombra indotte dalle termostrisce

Simile obiettivo può essere perseguito ponendo in opera le termostrisce con l'asse longitudinale parallelo ai lucernari o alle vetrate degli sheds.

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UNA TERMOSTRISCIA

E' la potenza termica scambiata da una termostriscia con l'ambiente esterno nelle condizioni di prova.

In Italia, attualmente, non sono in vigore norme di prova specifiche per questi corpi scaldanti e di fatto si procede per analogia con quanto prescritto dalla norma UNI 6514 (Corpi scaldanti alimentati ad acqua e vapore - prova termica). **In particolare si fa riferimento alle seguenti condizioni:**

- $t_e = 85^{\circ}\text{C}$, temperatura di entrata del fluido scaldante,
- $t_u = 75^{\circ}\text{C}$, temperatura di uscita del fluido scaldante,
- $t_a = 20^{\circ}\text{C}$, temperatura dell'aria.

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

Negli impianti ad uso civile, è bene che questa temperatura sia compresa fra 60 e 90°C. Valori più elevati (anche fino a 170, 180°C) possono, invece, essere adottati in impianti ad uso industriale.

In ogni caso - per evitare condizioni di malessere fisiologico - la temperatura di progetto del fluido scaldante deve essere tale da consentire il rispetto dei limiti definiti in tabella 1.

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UNA TERMOSTRISCIA

E' la potenza termica scambiata da una termostriscia con l'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{\text{eff}} = Q_{\text{nom}} \cdot F \quad (1)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
 Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
 F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F è determinabile con la relazione:

$$F = F_t \cdot F_{\text{in}} \cdot F_v \quad (2)$$

dove: F_t = fattore correttivo per la **diversa temperatura dei fluidi**
 F_{in} = fattore correttivo per effetto dell'**altezza di installazione**
 F_v = fattore correttivo dipendente dalla **velocità del fluido scaldante**

Tali fattori correttivi sono di seguito determinati in base alle condizioni di prova sopra definite. Inoltre, per la determinazione del fattore F_t , si considera valida la formula:

$$Q' = B \cdot (t_m - t_a)^{1,15} \quad (3)$$

dove: Q' = potenza termica della termostriscia, W o kcal/h
 B = costante caratteristica della termostriscia, $W/^\circ C^{1,15}$ o $kcal/(h \cdot ^\circ C^{1,15})$
 t_m = temperatura media del fluido scaldante, $^\circ C$
 t_a = temperatura ambiente, $^\circ C$

Nota:

La formula (3) è da ritenersi valida (con buona approssimazione) per temperature medie del fluido scaldante variabili da 60 a 100°C.

FATTORE CORRETTIVO PER LA DIVERSA TEMPERATURA DEI FLUIDI

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di una termostriscia quando la temperatura ambiente (t_a) e la temperatura media del fluido scaldante (t_m) sono diverse da quelle di prova. Per definizione il suo valore è dato dal rapporto:

$$F_t = \frac{Q'_{\text{eff}}}{Q'_{\text{nom}}} \quad (4)$$

Mediante la formula (3) Q'_{eff} e Q'_{nom} possono essere così espressi:

$$Q'_{\text{eff}} = B \cdot (t_m - t_a)^{1,15} \quad (5)$$

$$Q'_{\text{nom}} = B \cdot (t_m - t_a)^{1,15} = B \cdot (80 - 20)^{1,15} \quad (6)$$

Si ottiene pertanto:

$$F_t = \frac{Q'_{\text{eff}}}{Q'_{\text{nom}}} = \frac{B \cdot (t_m - t_a)^{1,15}}{B \cdot (80 - 20)^{1,15}} \quad (7)$$

Semplificando opportunamente i termini di tale uguaglianza risulta:

$$F_t = \left(\frac{t_m - t_a}{60} \right)^{1,15} \quad (8)$$

I valori del fattore F_t - ricavati dalla formula (8) - sono riportati nella tabella 2.

Può essere utile esprimere F_t anche nei casi in cui varia solo la temperatura media (t_m) del fluido scaldante, oppure solo la temperatura (t_a) dell'aria ambiente.

A tal fine, sostituendo nella (8) prima t_a e poi t_m con i relativi valori di prova, è possibile ottenere le formule:

– (8.1) valida per t_m **variabile** e $t_a = 20^\circ\text{C}$ (temperatura di prova)

– (8.2) valida per t_a **variabile** e $t_m = 80^\circ\text{C}$ (temperatura di prova).

$$F_t (t_a = 20^\circ\text{C}) = \left(\frac{t_m - 20}{60} \right)^{1,15} \quad (8.1)$$

$$F_t (t_m = 80^\circ\text{C}) = \left(\frac{80 - t_a}{60} \right)^{1,15} \quad (8.2)$$

TAB. 2 - FATTORE CORRETTIVO F_t PER TERMOSTRISCE

condizioni di misura della potenza termica nominale
 $t_m = 80^\circ\text{C}$ e $t_a = 20^\circ\text{C}$

temperatura media del fluido scaldante	temperatura dell'aria								
	10°C	12°C	14°C	16°C	18°C	20°C	22°C	24°C	26°C
60°C	0,81	0,77	0,74	0,70	0,66	0,63	0,59	0,56	0,52
62°C	0,85	0,81	0,77	0,74	0,70	0,66	0,63	0,59	0,56
64°C	0,89	0,85	0,81	0,77	0,74	0,70	0,66	0,63	0,59
66°C	0,92	0,89	0,85	0,81	0,77	0,74	0,70	0,66	0,63
68°C	0,96	0,92	0,89	0,85	0,81	0,77	0,74	0,70	0,66
70°C	1,00	0,96	0,92	0,89	0,85	0,81	0,77	0,74	0,70
72°C	1,04	1,00	0,96	0,92	0,89	0,85	0,81	0,77	0,74
74°C	1,08	1,04	1,00	0,96	0,92	0,89	0,85	0,81	0,77
76°C	1,12	1,08	1,04	1,00	0,96	0,92	0,89	0,85	0,81
78°C	1,15	1,12	1,08	1,04	1,00	0,96	0,92	0,89	0,85
80°C	1,19	1,15	1,12	1,08	1,04	1,00	0,96	0,92	0,89
82°C	1,23	1,19	1,15	1,12	1,08	1,04	1,00	0,96	0,92
84°C	1,27	1,23	1,19	1,15	1,12	1,08	1,04	1,00	0,96
86°C	1,31	1,27	1,23	1,19	1,15	1,12	1,08	1,04	1,00
88°C	1,35	1,31	1,27	1,23	1,19	1,15	1,12	1,08	1,04
90°C	1,39	1,35	1,31	1,27	1,23	1,19	1,15	1,12	1,08
92°C	1,43	1,39	1,35	1,31	1,27	1,23	1,19	1,15	1,12
94°C	1,47	1,43	1,39	1,35	1,31	1,27	1,23	1,19	1,15
96°C	1,51	1,47	1,43	1,39	1,35	1,31	1,27	1,23	1,19
98°C	1,55	1,51	1,47	1,43	1,39	1,35	1,31	1,27	1,23
100°C	1,59	1,55	1,51	1,47	1,43	1,39	1,35	1,31	1,27

FATTORE CORRETTIVO PER EFFETTO DELL'ALTEZZA DI INSTALLAZIONE

E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di una termostriscia in rapporto all'altezza (H) di installazione. Il suo valore tien conto del fatto che al crescere dell'altezza (H) diminuisce l'effetto radiante utile della termostriscia stessa.

Mediamente si possono ritenere validi i valori del fattore F_{in} riportati in tabella 3.

TAB. 3 - FATTORE CORRETTIVO F_{in} PER TERMOSTRISCE

H	6 m	8 m	10 m	12 m	14 m	16 m	18 m	20 m
F_{in}	1,00	0,95	0,90	0,86	0,82	0,79	0,76	0,75

FATTORE CORRETTIVO DIPENDENTE DALLA VELOCITA' DEL FLUIDO SCALDANTE

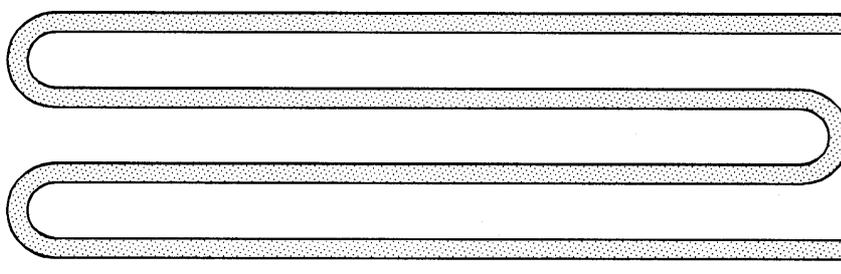
E' il fattore che serve a determinare la potenza termica di una termostriscia quando la velocità del fluido scaldante è diversa da quella di prova. Il suo valore dipende dalle caratteristiche costruttive della termostriscia ed è, in pratica, determinabile solo per via sperimentale.

Solitamente i costruttori indicano la velocità minima del fluido (riferita ai tubi delle termostrisce) necessaria per poter considerare nullo l'effetto correttivo di questo fattore.

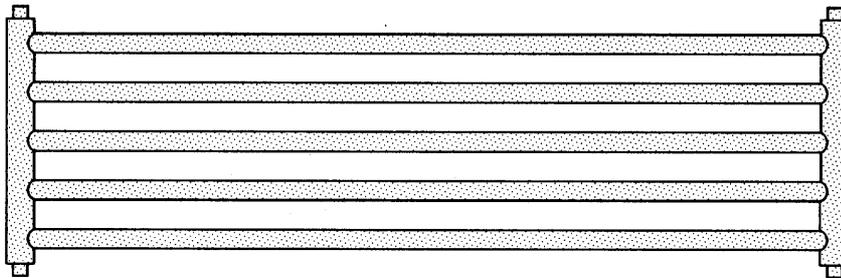
T U B I

Anche i tubi lisci normali possono essere utilizzati come corpi scaldanti. Servono soprattutto per riscaldare vani tecnici, depositi, magazzini, scantinati, ecc....

Normalmente si usano tubi in acciaio (con diametri variabili da 3/4" a 2") posti in opera con sviluppo semplice, a serpentine oppure a batteria.



Tubo liscio disposto a serpentina



Tubi lisci disposti a batteria

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN METRO DI TUBO

E' la potenza termica scambiata da un metro di tubo con l'ambiente esterno in determinate condizioni di prova.

Di seguito sono riportati i valori di tale potenza facendo riferimento alle condizioni di prova definite dalla norma UNI 6514 (Corpi scaldanti alimentati ad acqua e vapore - prova termica). In particolare si considera:

- $t_e = 85^\circ\text{C}$, temperatura di entrata del fluido scaldante,
- $t_u = 75^\circ\text{C}$, temperatura di uscita del fluido scaldante,
- $t_a = 20^\circ\text{C}$, temperatura dell'aria nella camera di prova.

TAB. 1 - POTENZA TERMICA NOMINALE DEI TUBI LISCI IN ACCIAIO

condizioni di misura della potenza termica nominale			
$t_m = 80^\circ\text{C}$ e $t_a = 20^\circ\text{C}$			
Disposizione dei tubi	diametro	potenza kcal / (h · m)	potenza W/m
tubi singoli orizzontali	3/4"	64	74
	1"	76	88
	1 1/4"	93	108
	1 1/2"	105	122
	2"	125	145
tubi singoli verticali	3/4"	55	64
	1"	68	79
	1 1/4"	86	100
	1 1/2"	98	114
	2"	120	139

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN METRO DI TUBO

E' la potenza termica scambiata da un metro di tubo con l'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{\text{eff}} = Q_{\text{nom}} \cdot F \quad (1)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
 Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
 F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F è determinabile con la relazione:

$$F = F_t \cdot F_{al} \cdot F_s \cdot F_{vr} \cdot F_v \quad (2)$$

dove: F_t = fattore correttivo per la **diversa temperatura dei fluidi**
 F_{al} = fattore correttivo per effetto dell'**altitudine**
 F_s = fattore correttivo per la **sovrapposizione dei tubi**
 F_{vr} = fattore correttivo per effetto della **verniciatura**
 F_v = fattore correttivo dipendente dalla **velocità del fluido scaldante**

I fattori F_t , F_{al} , F_{vr} possono considerarsi uguali a quelli definiti per i radiatori (ved. relativa voce).

Per il fattore F_s mediamente si possono ritenere validi i seguenti valori:

- $F_s = 0,90$ per tubi a 2 file sovrapposte,
- $F_s = 0,85$ per tubi a 3 file sovrapposte,
- $F_s = 0,82$ per tubi a 4 file sovrapposte.

Il fattore F_v può essere, invece, considerato uguale all'unità - e quindi con effetto correttivo nullo - per velocità del fluido maggiori di 0,3 m/s.

TUBI ALETTATI

Sono tubi commerciali lisci su cui vengono riportate (con saldatura o calettatura) apposite alette in lamiera, che possono svilupparsi a spirale, oppure ortogonalmente ai tubi stessi.

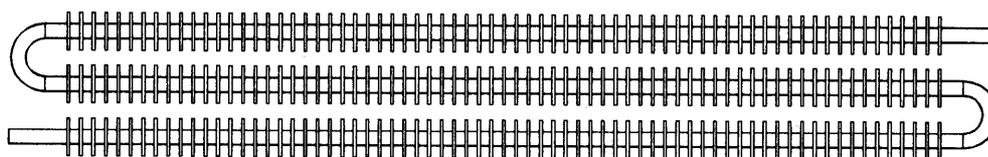


Tubo con alette ortogonali

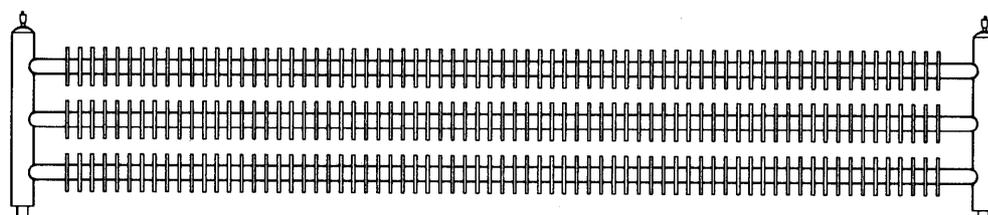


Tubo con alette a spirale

I tubi alettati si utilizzano per riscaldare serre, autorimesse, magazzini, depositi, vani tecnici, scantinati, ecc....



Tubi alettati disposti a serpentina



Tubi alettati disposti a batteria

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN METRO DI TUBO ALETTATO

E' la potenza termica scambiata da un metro di tubo alettato con l'ambiente esterno in determinate condizioni di prova.

Di seguito sono riportati i valori di tale potenza con riferimento ai tubi alettati normalmente disponibili in commercio e alle condizioni di prova definite dalla norma UNI 6514 (Corpi scaldanti alimentati ad acqua e vapore - prova termica). In particolare si considera:

- $t_e = 85^\circ\text{C}$, temperatura di entrata del fluido scaldante,
- $t_u = 75^\circ\text{C}$, temperatura di uscita del fluido scaldante,
- $t_a = 20^\circ\text{C}$, temperatura dell'aria nella camera di prova.

TAB. 1 - POTENZA TERMICA NOMINALE DEI TUBI ALETTATI IN ACCIAIO

condizioni di misura della potenza termica nominale				
$t_m = 80^\circ\text{C}$ e $t_a = 20^\circ\text{C}$				
diametro tubo	altezza alette mm	alette per metro	potenza nominale kcal / (h · m)	potenza nominale W/m
1 1/2"	25	80	375	435
		100	450	522
		120	525	609
		150	645	748
	30	60	360	418
		80	450	522
		100	555	644
		120	660	766
2"	25	80	435	505
		100	540	626
		120	615	713
	30	80	540	626
		100	654	759
		120	780	905
	35	80	642	745
		100	780	905
		120	930	1.079

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN METRO DI TUBO ALETTATO

E' la potenza termica scambiata da un metro di tubo alettato con l'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{\text{eff}} = Q_{\text{nom}} \cdot F \quad (1)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
 Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
 F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F è determinabile con la relazione:

$$F = F_t \cdot F_{al} \cdot F_s \cdot F_v \quad (2)$$

dove: F_t = fattore correttivo per la **diversa temperatura dei fluidi**
 F_{al} = fattore correttivo per effetto dell'**altitudine**
 F_s = fattore correttivo per la **sovrapposizione dei tubi**
 F_v = fattore correttivo dipendente dalla **velocità del fluido scaldante**

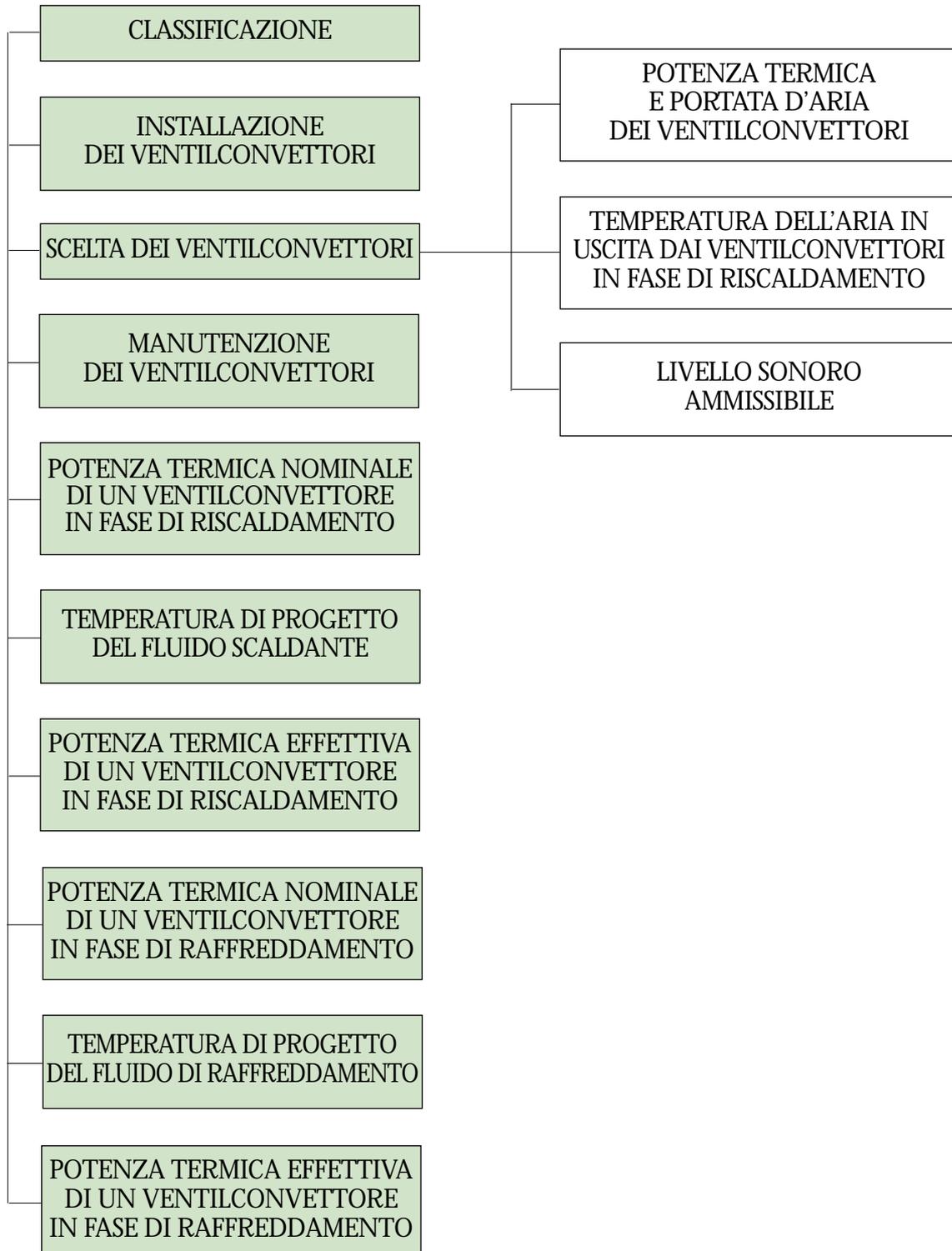
I fattori F_t , F_{al} possono considerarsi uguali a quelli definiti per i termoconvettori (ved. relativa voce).

Per il fattore F_s mediamente si possono ritenere validi i seguenti valori:

- $F_s = 0,90$ per tubi a 2 file sovrapposte,
- $F_s = 0,85$ per tubi a 3 file sovrapposte,
- $F_s = 0,82$ per tubi a 4 file sovrapposte.

Il fattore F_v può essere, invece, considerato uguale all'unità - e quindi con effetto correttivo nullo - per velocità del fluido maggiori di 0,3 m/s.

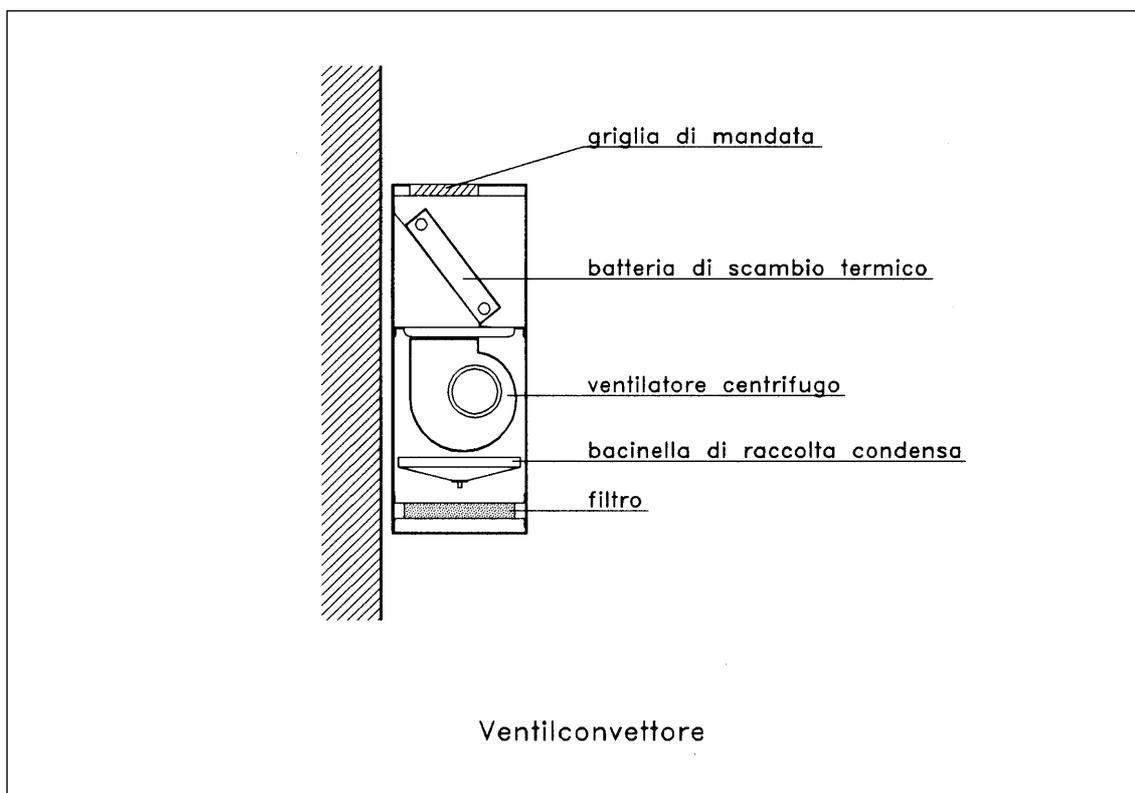
VENTILCONVETTORI



I ventilconvettori sono terminali che cedono o sottraggono calore all'ambiente per convezione forzata. Sono costituiti essenzialmente da:

- una o due batterie alettate di scambio termico,
- uno o due ventilatori centrifughi o tangenziali,
- un filtro dell'aria,
- una bacinella di raccolta condensa,
- un involucro di contenimento.

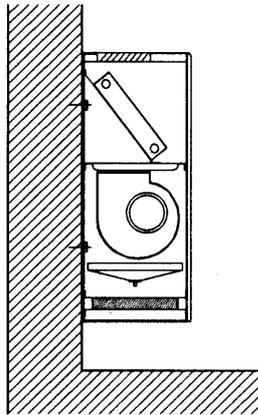
Si utilizzano per riscaldare e raffreddare abitazioni, uffici, sale di riunione, alberghi, ospedali, laboratori, ecc....



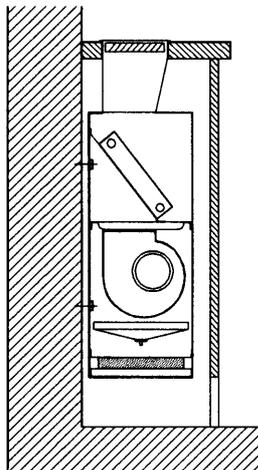
CLASSIFICAZIONE

I ventilconvettori possono essere classificati secondo i seguenti criteri:

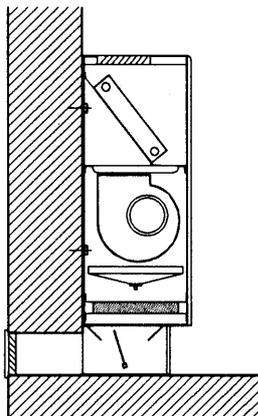
- **in base al luogo di messa in opera:**
 - a pavimento,
 - a parete,
 - a controsoffitto,
 - a soffitto;
- **secondo il tipo di protezione:**
 - con mobiletto,
 - ad incasso;
- **in base alla posizione del ventilatore:**
 - sulla mandata (il ventilatore invia aria alla batteria),
 - sull'aspirazione (il ventilatore aspira aria dalla batteria);
- **in relazione alle caratteristiche del flusso d'aria:**
 - a percorso libero,
 - a percorso canalizzato;
- **in base al numero di batterie:**
 - a batteria singola (in impianti a 2 tubi),
 - a doppia batteria (in impianti a 4 tubi, cioè in impianti in cui circola contemporaneamente sia il fluido caldo che il fluido freddo).



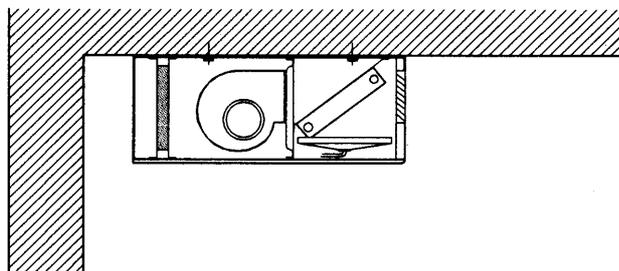
Ventilconvettore a parete



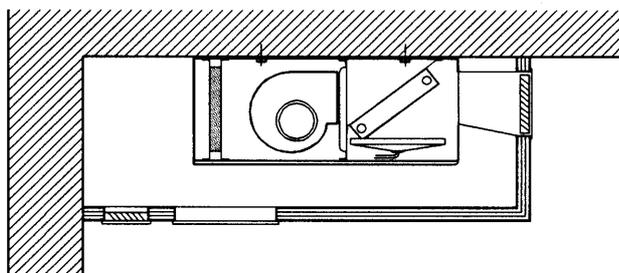
Ventilconvettore in nicchia



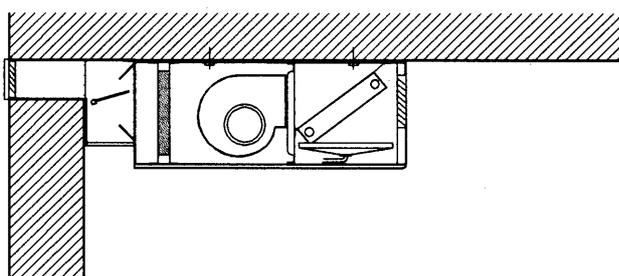
Ventilconvettore a parete con presa d'aria esterna



Ventilconvettore a soffitto



Ventilconvettore a controsoffitto



Ventilconvettore a soffitto
con presa d'aria esterna

INSTALLAZIONE DEI VENTILCONVETTORI

E' consigliabile installare i ventilconvettori **sotto finestra o lungo le pareti esterne** perché in tal modo:

- **si possono contrastare meglio le correnti d'aria fredda** che si formano in corrispondenza di tali superfici;
- **si evita o si riduce, nell'intorno del corpo scaldante, l'eventuale formazione di condensa superficiale interna.**

SCELTA DEI VENTILCONVETTORI

Una corretta scelta di questi corpi scaldanti, richiede l'esame dei seguenti fattori:

- **potenza termica e portata d'aria dei ventilconvettori,**
- **temperatura di uscita dell'aria,**
- **livello sonoro.**

POTENZA TERMICA E PORTATA D'ARIA DEI VENTILCONVETTORI

In locali medio-grandi è consigliabile suddividere la potenza termica richiesta su più ventilconvettori. Potenze termiche troppo concentrate possono, infatti, determinare temperature interne non uniformi.

Per garantire una buona distribuzione del calore è bene, inoltre, che **la portata d'aria dei ventilconvettori non sia inferiore a 3,5 volte il volume del locale da riscaldare.**

TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAI VENTILCONVETTORI IN FASE DI RISCALDAMENTO

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

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

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

Solitamente la temperatura dell'aria in uscita dai ventilconvettori è riportata sulle specifiche tecniche del costruttore. In caso contrario può essere calcolata mediante le seguenti formule:

$$t_{au} = t_{ae} + \frac{(273 + t_{ae}) \cdot Q}{84,6 \cdot G} \quad (1)$$

$$t_{au} = t_{ae} + \frac{(273 + t_{ae}) \cdot Q}{84,6 \cdot G - Q} \quad (2)$$

dove: t_{au} = temperatura dell'aria in uscita dal ventilconvettore, °C
 t_{ae} = temperatura dell'aria in entrata dal ventilconvettore, °C
 Q = potenza termica resa nelle condizioni considerate, kcal/h
 G = portata d'aria riferita a 20°C, m³/h

La formula (1) vale per ventilconvettori con ventilatore sulla mandata, cioè con ventilatore che invia aria alla batteria.

La formula (2), invece, vale per ventilconvettori con ventilatore sull'aspirazione, cioè con ventilatore che aspira aria dalla batteria.

La temperatura dell'aria in entrata nel ventilconvettore (t_{ae}) si considera:

- **uguale alla temperatura ambiente**, quando si ha un ricircolo totale dell'aria interna;
- **uguale alla temperatura esterna**, quando tutta l'aria che passa attraverso il ventilconvettore è derivata dall'esterno;
- **uguale alla temperatura dell'aria di miscela**, quando l'aria che passa attraverso il ventilconvettore è in parte presa dall'interno e in parte dall'esterno.
 La temperatura dell'aria di miscela può essere determinata con la formula (3) riportata alla voce AEROTERMI.

LIVELLO SONORO AMMISSIBILE

Il rumore prodotto dai ventilconvettori - di norma riportato sulle relative specifiche tecniche - non deve superare il livello sonoro ammissibile nell'ambiente. Tale valore dipende essenzialmente dalla destinazione d'uso dei locali e può essere stabilito in base ai valori consigliati dalla letteratura tecnica.

Nella tabella 1 della voce AEROTERMI sono riportati i livelli sonori normalmente accettabili in ambienti ad uso civile e industriale.

Misure atte a determinare la rumorosità in opera dei ventilconvettori possono essere condotte secondo le prescrizioni della norma:

UNI 8199 - misura in opera e valutazione del rumore prodotto negli ambienti dagli impianti di riscaldamento, condizionamento e ventilazione.

Nota:

In genere i ventilconvettori sono dotati di ventilatori a tre velocità e risulta conveniente effettuare la loro scelta in base alla velocità media. Si può così ottenere un contenuto livello sonoro in condizioni normali e una rapida messa a regime con la massima velocità di rotazione.

MANUTENZIONE DEI VENTILCONVETTORI

Una corretta manutenzione dei ventilconvettori richiede le seguenti operazioni e verifiche:

- **pulire i filtri**, mediamente ogni mese, con un aspirapolvere o utilizzando detersivi neutri;
- **sostituire i filtri** almeno una volta all'anno;
- **pulire le batterie** con spazzola morbida o con getti d'aria compressa. La frequenza di queste operazioni dipende dal grado di pulizia dell'ambiente e dall'efficienza dei filtri;
- **pulire la bacinella di raccolta condensa**, ad ogni inizio della stagione estiva, rimuovendo eventuali occlusioni nella zona di drenaggio.

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RISCALDAMENTO

E' la potenza termica ceduta da un ventilconvettore all'ambiente esterno nelle condizioni di prova.

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

- **apparecchiature e strumentazione di misura:** come richiesto dalla norma sopra richiamata;
- **temperature dei fluidi** (riferite a tre condizioni di prova):
 - $t_e = 50, 60, 70^{\circ}\text{C}$, temperature di entrata del fluido scaldante,
 - $t_u = 40, 50, 60^{\circ}\text{C}$, temperature di uscita del fluido scaldante,
 - $t_{ae} = 20^{\circ}\text{C}$, temperatura dell'aria in entrata nel ventilconvettore;
- **velocità di rotazione del ventilatore:** massima prevista;
- **differenza di pressione statica tra l'entrata e l'uscita dell'aria dal ventilconvettore:** nulla;
- **pressione atmosferica di prova:** uguale alla pressione atmosferica esistente a livello del mare (101,3 kPa).

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO SCALDANTE

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

In ogni caso - per evitare correnti fredde e una forte stratificazione dell'aria - la temperatura di progetto del fluido scaldante deve essere tale da consentire il rispetto dei limiti definiti al capitolo TEMPERATURA DELL'ARIA IN USCITA DAI VENTILCONVETTORI IN FASE DI RISCALDAMENTO.

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RISCALDAMENTO

E' la potenza termica ceduta da un ventilconvettore all'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{\text{eff}} = Q_{\text{nom}} \cdot F \quad (3)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
 Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
 F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F può essere espresso con la seguente funzione:

$$F = F [t_m, t_{ae}, v_r, h, v] \quad (4)$$

dove: t_m = temperatura media del fluido scaldante, °C
 t_{ae} = temperatura dell'aria in entrata nel ventilconvettore, °C
 v_r = velocità di rotazione del ventilatore, giri/min
 h = altezza sul livello del mare, m
 v = velocità del fluido scaldante, m/s.

La determinazione analitica di questa funzione è molto complessa. In pratica il suo valore è determinabile solo sperimentalmente.

Solitamente i costruttori:

- forniscono il valore di F (oppure riportano direttamente la potenza termica effettiva dei ventilconvettori) **in funzione delle variabili**:
 - t_m , temperatura media del fluido scaldante;
 - t_{ae} , temperatura dell'aria in entrata nel ventilconvettore;
 - v_r , velocità di rotazione del ventilatore.
- considerano trascurabile l'effetto correttivo dovuto al variare dell'altitudine;
- indicano la portata minima necessaria per poter ritenere nullo l'effetto correttivo connesso alla velocità del fluido scaldante.

POTENZA TERMICA NOMINALE DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RAFFREDDAMENTO

E' la potenza termica sottratta da un ventilconvettore all'ambiente esterno nelle condizioni di prova.

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

- **apparecchiature e strumentazione di misura:** come richiesto dalla norma sopra richiamata;
- **temperature dei fluidi:**
 - $t_e = 7^\circ\text{C}$, temperatura di entrata del fluido di raffreddamento,
 - $t_u = 12^\circ\text{C}$, temperatura di uscita del fluido di raffreddamento,
 - $t_{ae(s)} = 27^\circ\text{C}$, temperatura al bulbo secco dell'aria in entrata nel ventilconvettore,
 - $t_{ae(u)} = 19^\circ\text{C}$, temperatura al bulbo umido dell'aria in entrata nel ventilconvettore;
- **velocità di rotazione del ventilatore:** massima prevista;
- **differenza di pressione statica tra l'entrata e l'uscita dell'aria dal ventilconvettore:** nulla;
- **pressione atmosferica di prova:** uguale alla pressione atmosferica esistente a livello del mare (101,3 kPa).

TEMPERATURA DI PROGETTO DEL FLUIDO DI RAFFREDDAMENTO

La scelta di questa temperatura - normalmente compresa fra 7 e 15°C - dipende essenzialmente dalla quantità di vapore acqueo che si intende sottrarre all'aria che passa attraverso i ventilconvettori.

POTENZA TERMICA EFFETTIVA DI UN VENTILCONVETTORE IN FASE DI RAFFREDDAMENTO

E' il calore (sensibile e latente) sottratto da un ventilconvettore all'ambiente esterno nelle effettive condizioni di utilizzo. Il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$Q_{\text{eff}} = Q_{\text{nom}} \cdot F \quad (5)$$

dove: Q_{eff} = potenza termica effettiva, W o kcal/h
 Q_{nom} = potenza termica nominale, W o kcal/h
 F = fattore correttivo globale, adimensionale

Il fattore correttivo globale F può essere espresso con la seguente funzione:

$$F = F [t_m, t_{ae(u)}, v_r, h, v] \quad (6)$$

dove: t_m = temperatura media del fluido di raffreddamento, °C
 $t_{ae(u)}$ = temperatura al bulbo umido dell'aria in entrata nel ventilconvettore, °C
 v_r = velocità di rotazione del ventilatore, giri/min
 h = altezza sul livello del mare, m
 v = velocità del fluido di raffreddamento, m/s.

La determinazione analitica di questa funzione è molto complessa. In pratica il suo valore è determinabile solo sperimentalmente.

Solitamente i costruttori:

- forniscono il valore di F (oppure riportano direttamente la potenza termica effettiva dei ventilconvettori) **in funzione delle variabili:**
 - t_m , temperatura media del fluido di raffreddamento;
 - $t_{ae(u)}$, temperatura al bulbo umido dell'aria in entrata nel ventilconvettore;
 - v_r , velocità di rotazione del ventilatore.
- considerano trascurabile l'effetto correttivo dovuto al variare dell'altitudine;
- indicano la portata minima necessaria per poter ritenere nullo l'effetto correttivo connesso alla velocità del fluido di raffreddamento;
- riportano sia il calore effettivo sensibile, sia il calore effettivo latente sottratti all'ambiente **in funzione delle variabili:**
 - t_m , temperatura media del fluido di raffreddamento;
 - $t_{ae(s)}$, temperatura al bulbo secco dell'aria in entrata nel ventilconvettore;
 - $t_{ae(u)}$, temperatura al bulbo umido dell'aria in entrata nel ventilconvettore.

BIBLIOGRAFIA

- 1 J. RIETSCHEL - W. RAISS
Traité de chauffage et de ventilation
Librairie Polytechnique Ch. Béranger - Paris et Liège
- 2 A. MISSENARD
Cours superior de chauffage, ventilation e conditionnement de l'air
Les Editionnes Eyrolles
- 3 PIERRE FRIDMANN
L'équilibrage des installations de chauffage
Numero special de CFP - CHAUD FROID PLOMBERIE
- 4 A. LIBERT
Le genie climatique de A a Z
Numero special de CFP - CHAUD FROID PLOMBERIE
- 5 W. F. HUGHES - J. A. BRIGHTON
Teoria e problemi di fluidodinamica
Collana SCHAUUM - ETAS LIBRI
- 6 RANALD V. GILES
Teoria ed applicazioni di meccanica dei fluidi e idraulica
Collana SCHAUUM - ETAS LIBRI
- 7 A. BOUSSICAUD
Le calcul des pertes de charge
Numero special de CFP - CHAUD FROID PLOMBERIE
- 8 Guide ASHRAE
Variable-Flow Pumping Systems
ASHRAE - Atlanta (USA)

INDICE ANALITICO

A

AEROTERMI	75
Aerotermi a proiezione orizzontale	76
Aerotermi a proiezione verticale	77
Alette a greca	115
Alette a spirale	139
Alette ortogonali	139
Alimentazione dei radiatori	108
ASHRAE	67, 84
Autobilanciamento dei circuiti	53
Autoflow	7, 48
Azione deumidificante dei terminali	25
Azioni abrasive	5, 57

B

Bacinella di raccolta condensa	143, 149
Bilanciamento dei circuiti	
per regolazione climatica	62, 63
per regolazione delle batterie	64, 65
per regolazione delle zone	58, 59, 60
By-pass limitatore di pressione	8

C

Calore latente sottratto all'ambiente	153
Calore sensibile sottratto all'ambiente	153
Carter di protezione	107, 117
Cavitazione	6

CIRCUITI A RITORNO INVERSO ...	30
---------------------------------------	----

CIRCUITI BILANCIATI	5
----------------------------------	---

CIRCUITI CON AUTOFLOW	48
------------------------------------	----

CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A DUE VIE	66
--	----

CIRCUITI CON VALVOLE DI REGOLAZIONE A TRE VIE	56
--	----

CIRCUITI CON VALVOLE DI TARATURA	38
---	----

CIRCUITI SEMPLICI	10
--------------------------------	----

Circuito principale	3
---------------------------	---

Circuito secondario	3
---------------------------	---

Colonne	3
---------------	---

Condensa superficiale	99, 114
-----------------------------	---------

Convezione forzata	76, 143
--------------------------	---------

Convezione naturale	94, 111, 117
---------------------------	--------------

Corrosione dei radiatori	95, 96, 98
--------------------------------	------------

Cottura del pulviscolo atmosferico	100
--	-----

Curva di resa termica dei termoconvettori .	111
---	-----

D

Diffusori d'aria per aerotermi	77
--------------------------------------	----

Dischi a foro calibrato	57
-------------------------------	----

Dispositivi di regolazione	6, 7, 8, 9
----------------------------------	------------

Dispositivi di tiraggio	112, 116
-------------------------------	----------

E

Elettropompe (surriscaldamento)	5
Erosione	25, 57, 67

F

Fattori correttivi dell'emissione termica per	
aerotermi	87
radiatori	101
termoconvettori	119
termostrisce	131
tubi	138
tubi alettati	141
ventilconvettori (raffreddamento)	153
ventilconvettori (riscaldamento)	151
Filtri	143, 149
Fragilità dei radiatori	95
Fridmann	67

G

Getti d'aria degli aerotermi	78
------------------------------------	----

I

Impianti a portata costante	5
Impianti a portata variabile	5
Inerzia termica dei radiatori	95, 96, 98
Inerzia termica dei termoconvettori	111
Installazione degli aerotermi	78
dei radiatori	99
dei ventilconvettori	147
delle termostrisce	128
Irraggiamento	94, 127

L

Lamiere di protezione	107, 113
Limitatore di pressione differenziale	9, 67
Livello sonoro ammissibile	84

M

Manutenzione degli aerotermi	84
Manutenzione dei ventilconvettori	149
Mensole	107
Moti convettivi dell'aria	100, 118, 128

N

Nicchie	107
---------------	-----

P

Portata nominale di un terminale	4
Potenza termica effettiva di	
un aerotermino	87
un metro di tubo	138
un metro di tubo alettato	141
un radiatore	101
un termoconvettore	119
un ventilconvettore (raffreddamento)	153
un ventilconvettore (riscaldamento)	151
una termostriscia	131
Potenza termica nominale di	
un aerotermino	86
un metro di tubo	137
un metro di tubo alettato	140

P

Portata termica nominale di	
un radiatore	100
un termoconvettore	118
un ventilconvettore (raffreddamento)	152
un ventilconvettore (riscaldamento)	150
una termostriscia	130

R

RADIATORI	93
Radiatori in acciaio	95
Radiatori in alluminio	98
Radiatori in ghisa	94
Regolazione di tipo dinamico	53
Regolazione di tipo statico	45
Regolazione modulante	61
Rumorosità degli impianti	5, 25, 85

S

Salvamatore	84
Sicurezza antincendio	128
Surriscaldamento delle elettropompe	5

T

Temperatura dell'aria di miscela	83
Temperatura dell'aria in uscita	
dagli aerotermi	82
dai ventilconvettori (riscaldamento) ...	148
Temperature di progetto del fluido vettore	
aerotermi	86
radiatori	100
termoconvettori	118
termostrisce	130
ventilconvettori (raffreddamento)	152
ventilconvettori (riscaldamento)	150

TERMOCONVETTORI

Termoconvettori a canali alettati	115
Termoconvettori a mobiletto	116
Termoconvettori a zoccolo	117
Termoconvettori ad alette semplici	112

TERMOSTRISCE**TUBI**

Tubi a batteria	136
Tubi a serpentina	136

TUBI ALETTATI

Tubi alettati con alette a spirale	139
Tubi alettati con alette ortogonali	139

V

Ventilatori centrifughi	143
Ventilatori elicoidali	76
Ventilatori tangenziali	143

VENTILCONVETTORI

Valvole deviatrici	57
Valvole di regolazione	4, 56, 66
Valvole di sovrappressione	8, 68, 70
Valvole di taratura	6, 38
Valvole miscelatrici	57
Valvole modulanti	57
Valvole termostatiche	68, 69
Verniciatura dei radiatori	109

I QUADERNI CALEFFI

1

LE RETI DI DISTRIBUZIONE

Mario Doninelli

2

I CIRCUITI E I TERMINALI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

Mario Doninelli

MARIO DONINELLI

IMPIANTI IDROSANITARI



Realizzazione e stampa:
Grafiche Nicolini & C.
NICOLINI EDITORE
© CALEFFI s.p.a.

MARIO DONINELLI

IMPIANTI IDROSANITARI

Quando presentai il primo Quaderno, dissi che esso costituiva il primo tassello di un progetto editoriale teso a divulgare cultura tecnica e a semplificare il lavoro di chi progetta e realizza impianti idrotermosanitari.

Volevo così esprimere, in modo tangibile, gratitudine e riconoscenza a tutti coloro che avevano contribuito e contribuiscono, con le loro scelte, a fare della Caleffi una delle realtà industriali più importanti e vitali del settore termotecnico, non solo a livello nazionale ma anche internazionale.

A distanza di circa 10 anni, col quinto Quaderno dedicato agli impianti idrosanitari, questo progetto editoriale trova il suo compimento con un bilancio che direi senz'altro positivo, considerando l'interesse suscitato e il numero di copie stampate: più di 60.000 per i primi quattro Quaderni.

Ho ben presente che anche questa iniziativa è stata possibile grazie all'impegno di tutte le persone che nel corso degli anni si sono prodigate all'interno della Caleffi, e a loro va il mio più vivo ringraziamento.

Un ringraziamento particolare, infine, all'ing. Doninelli e a quanti hanno collaborato alla stesura di quest'ultimo Quaderno, con l'augurio che esso incontri, come in passato, il favore di Progettisti, Studenti, Insegnanti e Installatori.

Un'ultima precisazione: col completamento del progetto riguardante i Quaderni, la Caleffi non intende uscire dal settore dell'informazione tecnica. Proseguirà con altre iniziative, derivate dalle indicazioni di coloro che collaborano con noi facendoci pervenire le loro valutazioni, i loro consigli e le loro esigenze: supporto questo indispensabile per poter fornire prodotti sempre più evoluti e far crescere il nostro settore in qualità, affidabilità e competenza tecnica.

Franco Caleffi

“Quando appena laureato, mi trovai per la prima volta di fronte al problema di progettare un impianto sanitario, nonostante i miei studi e la mia laurea mi sentii seriamente imbarazzato”. Così esordiva, nel 44, il Gallizio presentando il suo *“IMPIANTI SANITARI”*: un'opera a cui i Progettisti della mia età, cioè quelli ormai vicini alla pensione, devono moltissimo, anche se oggi può apparire un pò offuscata dal tempo e appesantita da integrazioni inadeguate.

Direi comunque che la considerazione di cui sopra è ancora attuale. Sono passati da allora più di 55 anni, ma chi si trova per la prima volta di fronte al problema di progettare un impianto sanitario può ancora (usando le parole del Gallizio) *“sentirsi seriamente in imbarazzo”*.

Cercare di minimizzare questo imbarazzo e nello stesso poter essere d'aiuto a tutti coloro che operano in questo settore, è il compito (tutt'altro che facile) di questo Quaderno.

Due le parti principali in cui è suddiviso.

La prima prende in esame la progettazione e la realizzazione degli impianti idrici, ed in essa sono riportati diversi esempi pratici: servono a verificare l'uso delle tabelle e delle formule, nonché a farsi un'idea delle grandezze normalmente in gioco.

La seconda parte riguarda invece la progettazione e la realizzazione degli impianti di scarico. In essa, oltre ad alcuni esempi pratici, sono riportati numerosi particolari costruttivi, di primaria importanza per il corretto funzionamento di questi impianti.

Sono tante le persone che mi hanno aiutato nella stesura di questo Quaderno con consigli, pareri, indicazioni. Tra queste devo senz'altro ringraziare gli amici dello studio STC (Marco Doninelli e Alberto Perini) e i colleghi della Caleffi: Claudio Ardizzoia, Paolo Barcellini, Giuseppe Carnevali, Danilo Moioli.

Infine voglio ringraziare la Caleffi e il suo Presidente, per avermi dato l'opportunità di scrivere questi Quaderni su temi e argomenti cui ho dedicato buona parte dei miei trent'anni di lavoro.

Mario Doninelli

A V V E R T E N Z E

STRUTTURA GENERALE

Definizioni, grafici, tabelle, formule, funzioni di comando, esempi e consigli sono di seguito raccolti in voci (o schede).

Ogni voce, pur essendo legata al contesto generale, è in pratica autosufficiente. I collegamenti tra voce e voce sono indicati da appositi rinvii: ciascun rinvio è chiaramente evidenziato e compreso fra parentesi tonde.

Grafici, tabelle e formule hanno un numero d'ordine legato solo al contesto della voce in cui sono riportati. Le voci di maggiori dimensioni, spesso introdotte da un breve indice ad albero, sono suddivise in capitoli e sottocapitoli.

SCHEMI E DISEGNI

Le voci sono completate da schemi e disegni che illustrano essenzialmente l'aspetto funzionale degli impianti, delle apparecchiature e dei particolari descritti. Non sono allegati disegni tecnici esecutivi.

SEGNI, SIMBOLI E ABBREVIAZIONI

Segni e simboli (della matematica, della fisica, della chimica, ecc...) sono quelli di uso corrente. Si è cercato di evitare il più possibile il ricorso ad abbreviazioni: quelle di cui si è fatto uso sono specificate caso per caso.

UNITA' DI MISURA

Non si è applicato in modo rigoroso il Sistema Internazionale. Spesso sono state preferite le unità di misura del sistema tecnico in quanto:

1. sono più immediate e comprensibili sul piano pratico;
2. sono le effettive unità di misura cui si fa riferimento nel linguaggio operativo dei tecnici e degli installatori.

ALFABETO GRECO

Grandezze fisiche, coefficienti numerici e costanti sono sovente rappresentati con lettere dell'alfabeto greco. Si è ritenuto utile pertanto riportare di seguito tali lettere e la relativa pronuncia.

Lettere dell'alfabeto greco					
Maiuscole	Minuscole	Nome	Maiuscole	Minuscole	Nome
A	α	alfa	N	ν	ni o nu
B	β	beta	Ξ	ξ	xi
Γ	γ	gamma	O	o	omicron
Δ	δ	delta	Π	π	pi
E	ϵ	epsilon	P	ρ	rho
Z	ζ	zeta	Σ	σ	sigma
H	η	eta	T	τ	tau
Θ	θ	theta	Y	υ	upsilon
I	ι	iota	Φ	ϕ	fi
K	κ	cappa	X	χ	chi
Λ	λ	lambda	Ψ	ψ	psi
M	μ	mi o mu	Ω	ω	omega

INDICE GENERALE

CARATTERISTICHE DELL'ACQUA pag. 1

SOSTANZE SOSPENSE E DISCOLTE NELL'ACQUA	2
• Tab. 1 - Durezza dell'acqua in gradi francesi	2
APPARECCHIATURE PER IL TRATTAMENTO DELL'ACQUA	4

APPARECCHI SANITARI pag. 6

LAVABI E LAVAMANI	7
BIDET	7
VASI A SEDILE	8
VASI ALLA TURCA	9
ORINATOI	9
VUOTATOI	9
VASCHE DA BAGNO.....	10
DOCCE	10
LAVELLI	11
LAVATOI.....	11
LAVABI A BATTERIA	11
LAVAPIEDI	11
• Spazi minimi di rispetto per gli apparecchi sanitari	12
• Spazi minimi di rispetto per locali con WC	13

TUBI pag. 15

TUBI IN ACCIAIO ZINCATO	15
TUBI IN ACCIAIO INOSSIDABILE	15
TUBI IN RAME	15
TUBI IN PVC	16
TUBI IN Pead	16
TUBI IN PEX	16
TUBI IN PPR	16
TUBI IN PB	17
TUBI MULTISTRATO	17

COMPONENTI E ACCESSORI DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE pag. 18

CONTATORI D'ACQUA	19
RIDUTTORI DI PRESSIONE	20
DISCONNETTORI	21
VALVOLE DI RITEGNO	22
REGOLATORI DI PORTATA	22
FLUSSOSTATI	23
PRESSOSTATI	23
VALVOLE DI SICUREZZA	23
VASI DI ESPANSIONE	24
MISCELATORI	26
AMMORTIZZATORI DEI COLPI DI ARIETE	28
GIUNTI ANTIVIBRANTI	28
VALVOLE DI INTERCETTAZIONE	29

DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE pag. 30

SCHEMA DISTRIBUTIVO	31
PORTATE NOMINALI	32
• Tab. 1 - Portate nominali per rubinetti d'uso generico	32
• Tab. 2 - Portate nominali per rubinetti d'uso sanitario	33
PORTATE DI PROGETTO	34
• Tab. 3 - Portate di progetto per Edifici residenziali	35
• Tab. 4 - Portate di progetto per Uffici e simili	36
• Tab. 5 - Portate di progetto per Alberghi, Pensioni e simili	37
• Tab. 6 - Portate di progetto per Ospedali e Cliniche	38
• Tab. 7 - Portate di progetto per Scuole e Centri sportivi	39
PRESSIONI DELL'ACQUEDOTTO	40
PRESSIONI DI PROGETTO	40
CARICO UNITARIO LINEARE	42
• Tab. 8 - Valori medi perdite di carico indotte dai principali componenti dell'impianto	43
VELOCITÀ MASSIME CONSENTITE	44
• Tab. 9 - Velocità massime consentite	44
METODI PER DIMENSIONARE I TUBI DELLE RETI IDRICHE	45
METODO DELLE VELOCITÀ MASSIME	46
METODO DEL CARICO UNITARIO LINEARE	47
METODO DEI DIAMETRI PREDEFINITI E DEL CARICO UNITARIO LINEARE	48
• Tab. 10 - Portate ammissibili nei tubi in acciaio zincato - acqua fredda (10°C)	50
• Tab. 11 - Portate ammissibili nei tubi in acciaio zincato - acqua calda (50°C)	51
• Tab. 12 - Portate ammissibili nei tubi in Pead PN 10 - acqua fredda (10°C)	52
• Tab. 13 - Portate ammissibili nei tubi in Pead PN 16 - acqua fredda (10°C)	54
• Tab. 14 - Dimensionamento a diametri predefiniti per tubi in acciaio zincato	56
• Tab. 15 - Dimensionamento a diametri predefiniti per tubi in acciaio inox	56
• Tab. 16 - Dimensionamento a diametri predefiniti per tubi in rame	56
• Tab. 17 - Dimensionamento a diametri predefiniti per tubi in PEX	56
• Tab. 18 - Dimensionamento a diametri predefiniti per tubi in PPR	57

• Tab. 19 - Dimensionamento a diametri predefiniti per tubi in PB.....	57
• Tab. 20 - Dimensionamento a diametri predefiniti per tubi in PEX/AL/PEX	57
• Tab. 21 - Dimensionamento a diametri predefiniti per tubi in CU/PEX	57
ESEMPIO di dimensionamento delle reti di distribuzione	58
– Dimensionamento delle reti interne agli alloggi	62
– Dimensionamento della rete di acqua fredda a bassa pressione	66
– Dimensionamento della rete di acqua calda a bassa pressione	70
– Dimensionamento della rete di acqua fredda ad alta pressione	74
– Dimensionamento della rete di acqua calda ad alta pressione	78

SISTEMI PER MANTENERE IN TEMPERATURA LE RETI DELL'ACQUA CALDA

pag. 84

MESSA IN CIRCOLAZIONE DELL'ACQUA CALDA	84
CAVI ELETTRICI AUTOREGOLANTI.....	85
DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI RICIRCOLO	86
DISPERSIONI TERMICHE DELLE RETI DI ACQUA CALDA	87
ESEMPIO di dimensionamento delle reti di ricircolo.....	88

SISTEMI DI SOPRAELEVAZIONE DELLA PRESSIONE

pag. 92

SISTEMA CON POMPE A VELOCITÀ COSTANTE E AUTOCLAVE	
A CUSCINO D'ARIA	96
• Tab. 1 - Volume autoclavi a cuscino d'aria.....	99
SISTEMA CON POMPE A VELOCITÀ COSTANTE E AUTOCLAVE	
A MEMBRANA	100
SISTEMA CON POMPE A VELOCITÀ VARIABILE	102
ESEMPIO di dimensionamento stazioni di sopraelevazione acqua	104

PRODUZIONE DI ACQUA CALDA CON ACCUMULO	108
– DIMENSIONAMENTO DEI BOLLITORI	110
• Tab. 1 - Consumi medi di acqua calda per ogni utilizzo	110
– VOLUME DEI BOLLITORI	112
– SUPERFICI DI SCAMBIO TERMICO DEI BOLLITORI	113
• Tab. 2 - Fattore di contemporaneità per edifici residenziali.....	114
• Tab. 3 - Bollitori per edifici residenziali	115
• Tab. 4 - Bollitori per uffici e simili	117
• Tab. 5 - Bollitori per alberghi e pensioni con consumo normale	119
• Tab. 6 - Bollitori per alberghi e pensioni con consumo concentrato	119
• Tab. 7 - Bollitori per ospedali e cliniche	120
• Tab. 8 - Bollitori per caserme e collegi	121
• Tab. 9 - Bollitori per palestre e centri sportivi	122
• Tab. 10 - Bollitori per spogliatoi e stabilimenti (preriscaldamento 1 h)	123
• Tab. 11 - Bollitori per spogliatoi e stabilimenti (preriscaldamento 4 h)	124
• Tab. 12 - Bollitori per spogliatoi e stabilimenti (preriscaldamento 7 h)	124
PRODUZIONE ISTANTANEA DI ACQUA CALDA	125
PRODUZIONE MISTA DI ACQUA CALDA	130

CLASSIFICAZIONE E TRATTAMENTI DELLE ACQUE USATE	133
• Tab. 1 - Principali trattamenti previsti per le acque usate.....	133
PRESTAZIONI RICHIESTE ALLE RETI DI SCARICO	134
RECAPITI DELLE RETI DI SCARICO.....	135
TUBI UTILIZZATI PER REALIZZARE LE RETI DI SCARICO	136
VENTILAZIONE DELLE RETI DI SCARICO	138
– VENTILAZIONE PRIMARIA	139
– VENTILAZIONE PARALLELA DIRETTA	142
– VENTILAZIONE PARALLELA INDIRETTA.....	143
– VENTILAZIONE SECONDARIA.....	144
– VENTILAZIONE CON BRAGHE SOVENT.....	145
REALIZZAZIONE DELLE RETI DI SCARICO.....	146
– COLONNE DI VENTILAZIONE	146
– DEVIAZIONE DELLE COLONNE	147
– PIEDI DI COLONNA	147
– LUNGHEZZA MASSIMA DELLE DERIVAZIONI INTERNE	148
– COLLEGAMENTI ALLE COLONNE	148
– ISPEZIONI	149
– SUPPORTI DI SOSTEGNO	150
– POSA DEI TUBI NEL TERRENO	151

PORTATE NOMINALI DI SCARICO	153
• Tab. 1 - Portate nominali di scarico	153
PORTATE DI PROGETTO	154
• Tab. 2 - Portate di progetto in edifici residenziali e uffici	155
• Tab. 3 - Portate di progetto in ristoranti, comunità e simili	156
• Tab. 4 - Portate di progetto in industrie e laboratori	157
DIMENSIONAMENTO DEI TUBI	158
– DERIVAZIONI INTERNE AGLI EDIFICI RESIDENZIALI	158
• Tab. 5 - Diametri consigliati per apparecchi e allacciamenti tradizionali	159
• Tab. 6 - Dimensionamento derivazioni interne	162
• Tab. 7 - Dimensionamento colonne	162
• Tab. 8 - Dimensionamento collettori interni ai fabbricati	163
• Tab. 9 - Dimensionamento collettori esterni ai fabbricati	163
ESEMPIO di dimensionamento rete di scarico	164

SCHEMA RIASSUNTIVO GENERALE

Parte prima

IMPIANTI IDRICI

CARATTERISTICHE DELL'ACQUA

APPARECCHI SANITARI

TUBI

COMPONENTI E ACCESSORI DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE

DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE

SISTEMI PER MANTENERE IN TEMPERATURA
LE RETI DELL'ACQUA CALDA

SISTEMI DI SOPRAELEVAZIONE DELLA PRESSIONE

PRODUZIONE DI ACQUA CALDA

Parte seconda

IMPIANTI DI SCARICO

RETI DI SCARICO DELLE ACQUE USATE

DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI SCARICO

CARATTERISTICHE DELL'ACQUA

L'acqua normalmente distribuita dagli impianti idrici può essere **potabile** o **non potabile**.

☐ **Acqua potabile**

È l'acqua destinata al consumo umano. Le sue caratteristiche (chimiche, fisiche e batteriologiche) devono essere conformi a quanto stabilito da apposite leggi o regolamenti. In Italia è attualmente in vigore un Decreto del Presidente del Consiglio dei Ministri emanato l'8.2.85 e pubblicato sulla G.U. 108 del 9.5.85.

☐ **Acqua non potabile**

È l'acqua che, pur non rispondendo alle caratteristiche dell'acqua potabile, **non contiene sostanze o microrganismi pericolosi per le persone che ne vengono a contatto**.

Senza particolari permessi l'acqua non potabile può essere utilizzata per alimentare:

1. orinatoi e vasi;
2. lavanderie e lavaggi industriali;
3. impianti di innaffiamento ;
4. fontane dove non è prevista l'erogazione di acqua potabile;
5. circuiti per torri di raffreddamento;
6. circuiti per il reintegro dei vasi di espansione aperti;
7. circuiti per il riscaldamento o il raffreddamento indiretto di altri fluidi;
8. umidificatori d'aria;
9. circuiti per il raffreddamento di macchine;
10. impianti antincendio ad idranti, a sprinkler, a diluvio e simili.

Per altri casi invece, l'utilizzo di acqua non potabile deve essere sottoposto alla preventiva approvazione delle Autorità competenti.

SOSTANZE SOSPESE E DISCIOLTE NELL'ACQUA

L'acqua disponibile in natura non è allo stato puro, contiene bensì (in sospensione o disciolte) sostanze che possono causare gravi danni sia agli impianti di distribuzione, sia agli apparecchi che utilizzano l'acqua stessa. Nelle nostre acque possono essere presenti:

☐ Sali incrostanti

Sono sali (soprattutto di calcio e magnesio) che si trovano normalmente sciolti nell'acqua. Si depositano solo quando l'acqua viene riscaldata, e depositandosi formano incrostazioni molto dure e tenaci, tali da:

- compromettere il funzionamento di componenti essenziali dell'impianto, quali ad esempio: le valvole, i miscelatori, le pompe e i rubinetti di erogazione agli apparecchi;
- formare, nelle tubazioni, strozzature che possono impedire il regolare flusso dell'acqua;
- ridurre notevolmente l'efficienza termica degli scambiatori di calore;
- causare il surriscaldamento, fino a rottura, degli scambiatori di calore interni alle caldaie.

La grandezza che indica la quantità di sali incrostanti presenti nell'acqua è la **durezza**, il cui valore si esprime in mole al metro cubo o in gradi (francesi, tedeschi, inglesi o americani) di durezza.

Generalmente in Italia si usano i gradi francesi (°f), in base al cui valore l'acqua può essere così classificata:

TAB. 1
DUREZZA DELL'ACQUA IN GRADI FRANCESI

Definizione	°f	mole/m ³
acqua molto dolce	0 ÷ 8	0 ÷ 0,8
acqua dolce	8 ÷ 15	0,8 ÷ 1,5
acqua poco dura	15 ÷ 20	1,5 ÷ 2,0
acqua mediamente dura	20 ÷ 32	2,0 ÷ 3,2
acqua dura	32 ÷ 50	3,2 ÷ 5,0
acqua molto dura	> 50	> 5,0

❑ Sabbia e corpuscoli solidi

Queste impurità si trovano normalmente in sospensione nell'acqua e possono:

- compromettere il funzionamento di componenti essenziali dell'impianto, quali ad esempio: i disconnettori, i riduttori di pressione e i rubinetti di erogazione agli apparecchi;
- recare danno alle apparecchiature che utilizzano l'acqua (es. lavatrici e lavastoviglie);
- innescare fenomeni di corrosione localizzata.

❑ Ferro

Se presente in quantità troppo elevate può compromettere la potabilità dell'acqua ed inoltre, depositandosi sotto forma di ossido o idrato, può:

- ostruire le tubazioni;
- favorire l'insorgere di fenomeni corrosivi;
- lasciare macchie rossastre sulle superfici degli apparecchi sanitari.

❑ Cloro

È utilizzato per disinfettare l'acqua distribuita negli acquedotti. La sua presenza (specie se elevata) può tuttavia:

- alterare il sapore dell'acqua;
- creare problemi a chi soffre di malattie intestinali;
- essere dannosa in processi tecnologici quali la tintura o la produzione di bevande.

❑ Microrganismi

Oltre alle sostanze inorganiche, nell'acqua si trovano anche microrganismi (batteri, funghi e alghe) in grado di superare i trattamenti, a cui l'acqua potabile è normalmente sottoposta, e di adattarsi alle scarse fonti di nutrimento presenti nelle reti idriche. Questi microrganismi possono causare varie patologie e innescare fenomeni di corrosione.

APPARECCHIATURE PER IL TRATTAMENTO DELL'ACQUA

Servono ad eliminare, o a ridurre entro limiti accettabili, le sostanze nocive presenti nell'acqua. Queste apparecchiature possono essere così suddivise e classificate:

Dosatori di sali

Servono ad immettere nell'acqua sali stabilizzatori (in genere fosfati e silicati) in grado di:

- inibire la precipitazione dei sali incrostanti,
- formare film protettivi contro le corrosioni.

Addolcitori

Servono a trasformare i sali incrostanti in sali solubili nell'acqua. Tale trasformazione si realizza con resine scambiatrici di ioni, che esercitano la loro azione in due fasi:

- fase attiva:
le resine sottraggono all'acqua dell'impianto gli ioni dei sali incrostanti e li sostituiscono con ioni dei sali solubili (solitamente ioni di sodio);
- fase di rigenerazione:
le resine cedono, ad una apposita soluzione rigenerante, gli ioni dei sali incrostanti ed accumulano ioni di sali solubili.

L'addolcimento può rendere l'acqua chimicamente aggressiva. È bene pertanto integrare questo trattamento con sali stabilizzatori.

Filtri

Hanno il compito di trattenere la sabbia e i corpuscoli solidi sospesi nell'acqua. Possono essere a cartuccia, a calza e a letto filtrante.

Deferrizzatori

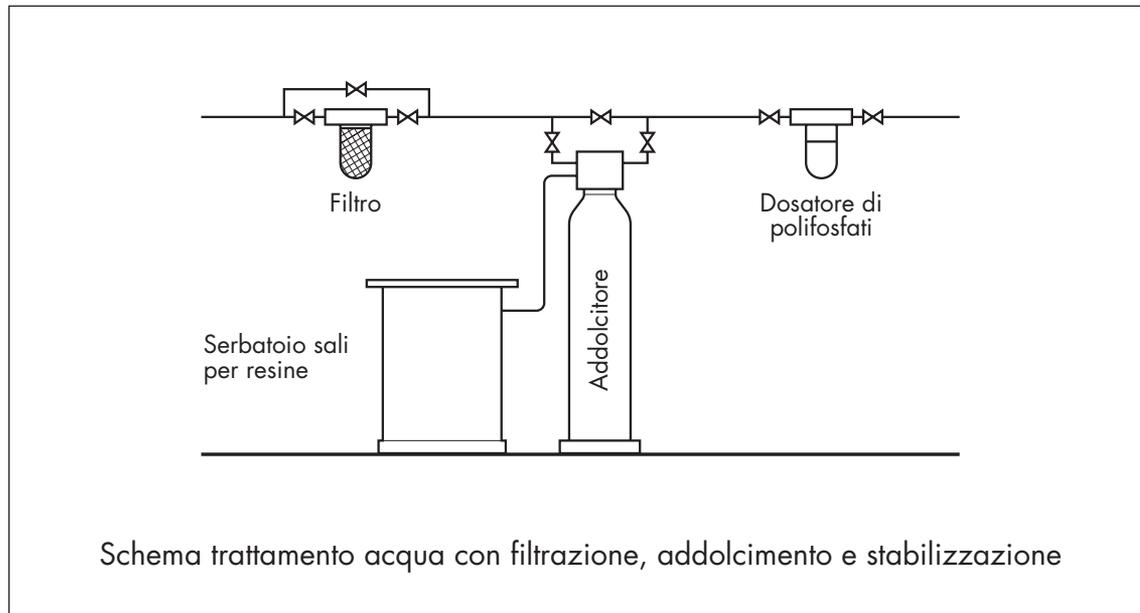
Consentono di ridurre la quantità di ferro contenuta nell'acqua con un'azione combinata di precipitazione (per ossidazione del ferro) e filtrazione. Gli ossidi di ferro accumulati possono essere asportati con interventi manuali o con lavaggi a ciclo programmato.

Decloratori

Consentono di ridurre la quantità di cloro presente nell'acqua per mezzo di sostanze assorbenti e riducenti. Possono essere del tipo con filtri a carbone attivo, con filtri a letto fisso di materiale riducente, con dosaggio di prodotti riducenti in linea.

❑ Lampade a raggi ultravioletti

Sono lampade (generalmente abbinata a filtri) che emettono raggi ultravioletti in grado di esercitare un'azione germicida.



A P P A R E C C H I S A N I T A R I

Devono avere caratteristiche conformi a quanto stabilito dalle norme vigenti. In ogni caso devono essere:

- resistenti alle sollecitazioni (meccaniche e termiche) previste,
- idrorepellenti,
- facili da pulire.

Inoltre non devono:

- assorbire sostanze coloranti (per evitare che si macchino)
- trattenere odori.

Principali materiali con cui sono costruiti gli apparecchi sanitari

- **Porcellana vetrificata (vitreous china)**
Si ottiene con una miscela di caolino, quarzo e feldspato. Si utilizza soprattutto per costruire sanitari di dimensioni ridotte e di elevata qualità.
- **Gres porcellanato (fireclay)**
Si ottiene con un impasto di argille, composti di feldspato e silice. Solitamente tale impasto è poi rivestito con uno strato di porcellana bianca o di smalto.
- **Ghisa smaltata o porcellanata**
- **Acciaio inossidabile**
- **Metacrilato**
È un materiale plastico molto resistente agli urti e con superfici lucide. È inoltre un buon isolante e pertanto evita il rapido raffreddamento dell'acqua calda.

LAVABI E LAVAMANI

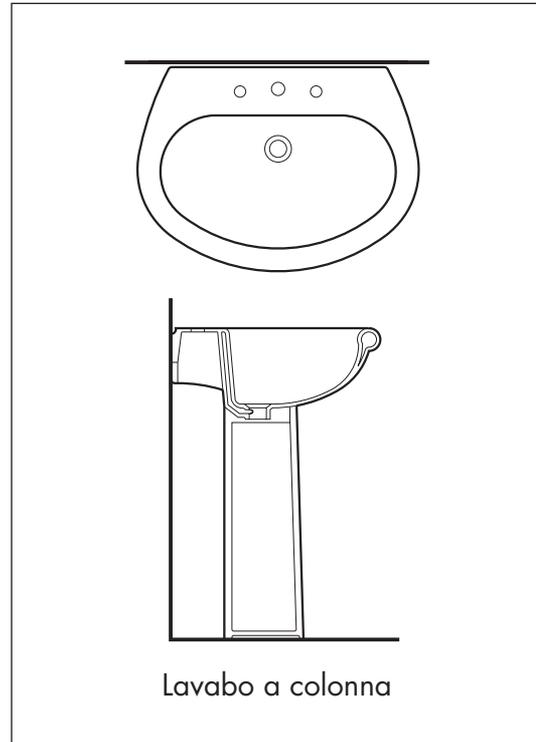
Sono normalmente disponibili in modelli a colonna, sospesi, a semincasso o ad incasso totale. Inoltre, in relazione agli attacchi previsti per l'installazione dei rubinetti, possono essere monoforo o a tre fori.

La forma del loro bacino può essere rettangolare, ovale, circolare o angolare.

Dimensioni normali:

- lavabi grandi 68÷72 x 48÷52 cm
- lavabi medi 63÷67 x 43÷47 cm
- lavabi piccoli 58÷62 x 38÷42 cm

I lavabi con dimensioni inferiori a quelle dei lavabi "piccoli" sono chiamati lavamani.



BIDET

Possono essere a pavimento o sospesi. Inoltre, in relazione agli attacchi previsti per l'installazione dei rubinetti, possono essere monoforo o a tre fori.

Dimensioni normali:

- larghezza 35÷40 cm
- altezza 38÷40 cm
- profondità 56÷72 cm



VASI A SEDILE

Sono disponibili in vari modelli, che (in base alle loro principali caratteristiche) possono essere così suddivisi e classificati:

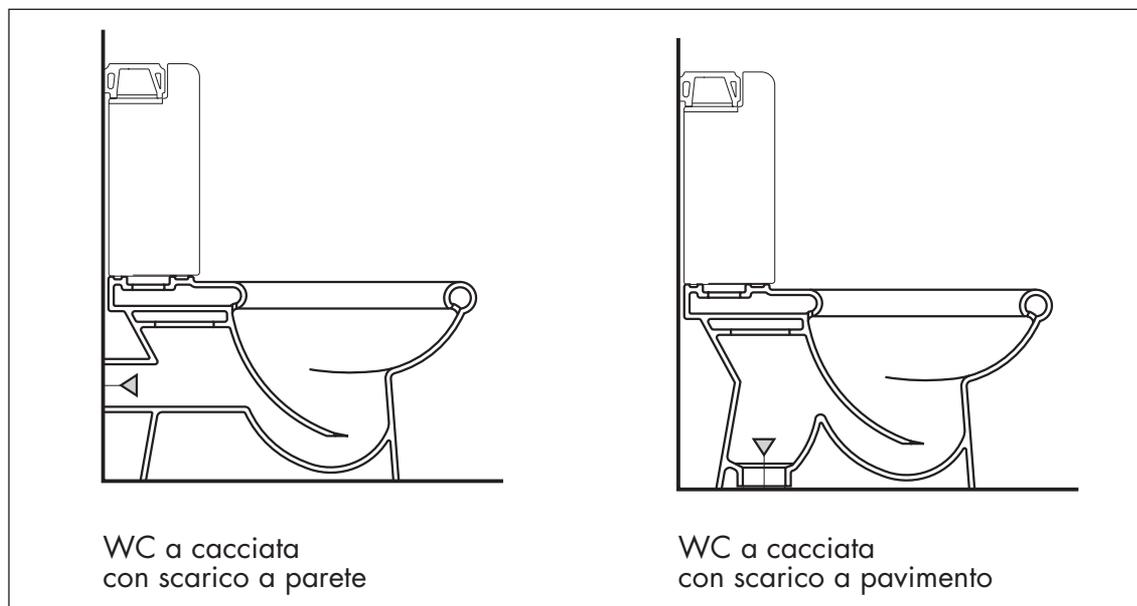
- ❑ **in base al sistema di evacuazione:**
 - vasi a cacciata (lo scarico avviene per effetto trascinante dell'acqua di lavaggio),
 - vasi ad aspirazione (lo scarico avviene sia per effetto trascinante dell'acqua di lavaggio, sia per aspirazione indotta dalla particolare forma del sifone interno);
- ❑ **in base alla configurazione della tazza:**
 - vasi normali,
 - vasi a feci visibili (utilizzato soprattutto negli ospedali e nelle cliniche);
- ❑ **in base al tipo di sostegno:**
 - vasi con sostegno a pavimento,
 - vasi con sostegno a parete (vasi sospesi);
- ❑ **in base all'ubicazione dello scarico:**
 - vasi con scarico a pavimento,
 - vasi con scarico a parete.

Dimensioni vasi normali:

- larghezza 38÷40 cm
- altezza 35÷38 cm
- profondità 48÷60 cm

Dimensioni vasi piccoli (scuole e asili):

- larghezza 30÷32 cm
- altezza 28÷30 cm
- profondità 40÷42 cm



VASI ALLA TURCA

Possono essere del tipo per installazione **a filo pavimento o a sovrizzo**. Il loro collegamento alla rete di scarico deve essere realizzato mediante un apposito sifone (in ghisa o in plastica) in quanto questi vasi, a differenza di quelli a sedile, non sono dotati di sifone interno.

Dimensioni normali:

- larghezza 45 ÷ 50 cm
- profondità 58 ÷ 62 cm

ORINATOI

In base alla loro forma possono essere suddivisi in due gruppi:

- ❑ **Orinatoi sospesi** (detti anche **a becco**)
Sono disponibili in modelli frontali e ad angolo. Possono avere o meno il sifone incorporato.
- ❑ **Orinatoi a colonna** (detti anche **a stallo**)
In genere si installano a batteria con setti divisori verticali. Sono disponibili solo in modelli frontali senza sifone incorporato.

VUOTATOI

Sono in genere del tipo **a cacciata con scarico a pavimento**. Il vaso di raccolta liquami può essere protetto con griglia metallica.

Dimensioni normali:

- larghezza 42 ÷ 45 cm
- altezza 48 ÷ 52 cm
- profondità 50 ÷ 55 cm

VASCA DA BAGNO

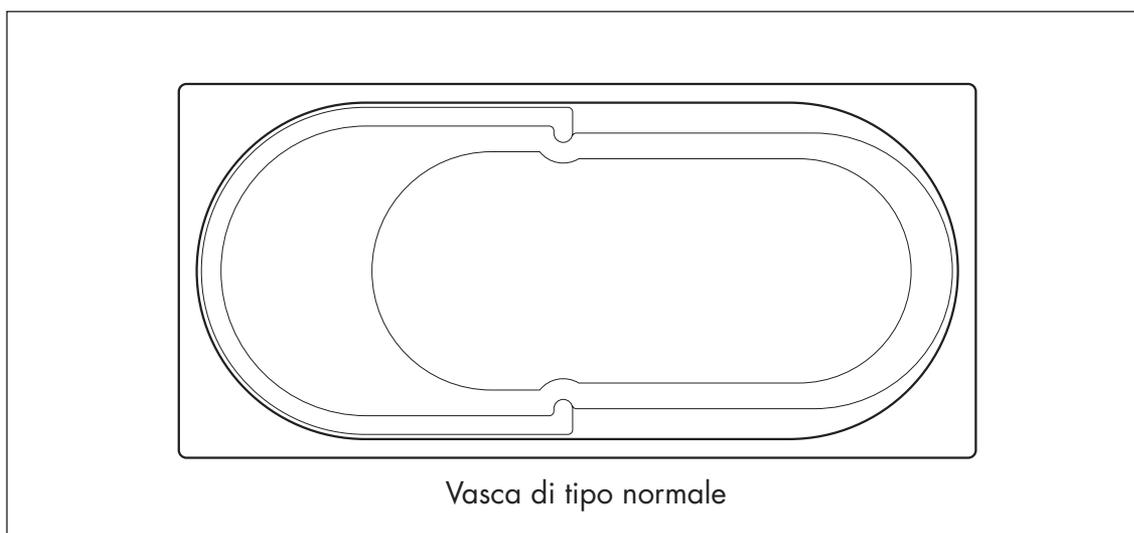
Possono essere del tipo a **rivestire**, oppure a **grembiule**: cioè del tipo con rivestimento a pannelli. Inoltre, in relazione alle loro dimensioni, le vasche possono essere suddivise in **normali** o a **sedile**.

Dimensioni delle vasche normali:

- lunghezza 160 ÷ 180 cm
- larghezza 70 ÷ 80 cm
- altezza 55 ÷ 60 cm

Dimensioni delle vasche a sedile:

- lunghezza 100 ÷ 110 cm
- larghezza 45 ÷ 60 cm
- altezza 55 ÷ 60 cm



DOCCE

Possono essere a **pavimento** (con sifone e foglio impermeabilizzante sotto il pavimento stesso) oppure con **piatto** per la raccolta dell'acqua.

Dimensioni normali:

- piatti grandi 78 ÷ 80 x 78 ÷ 80 cm
- piatti medi 72 ÷ 75 x 72 ÷ 75 cm
- piatti piccoli 68 ÷ 70 x 68 ÷ 70 cm

LAVELLI

Possono essere a **una o due bacinelle**, con o senza **scolapiatti laterale**. Per la varietà delle composizioni e delle forme, risulta alquanto difficile stabilire le dimensioni normali di questi apparecchi, per cui si rinvia ai cataloghi dei fornitori.

LAVATOI

Possono essere del tipo sospeso a parete (mediante zanche), ad incasso su mobile, oppure a pavimento con appoggi su muriccioli.

Dimensioni normali:

- lavatoi grandi 72÷76 x 52÷56 cm
- lavatoi piccoli 58÷62 x 48÷50 cm

LAVABI A BATTERIA

Possono essere con **vasca a canale**, oppure con **vasca circolare**. In quest'ultimo caso i rubinetti vanno disposti a raggiera su un'apposita colonna di supporto.

LAVAPIEDI

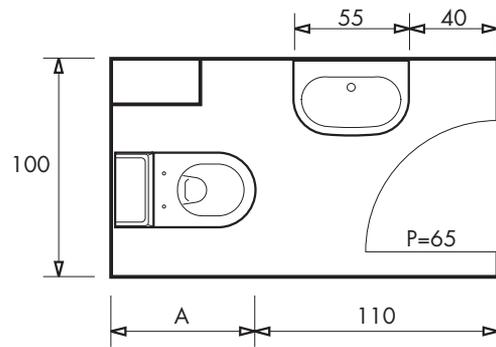
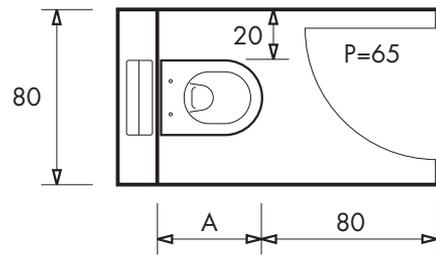
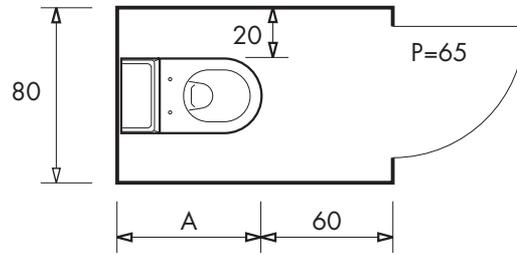
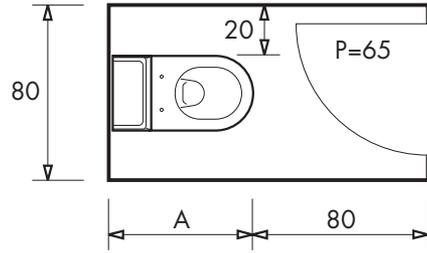
Sono in genere del tipo a vaschetta semplice con supporto incorporato per l'appoggio dei piedi.

Dimensioni normali:

- larghezza 37÷39 cm
- altezza 30÷32 cm
- profondità 58÷62 cm

Spazi minimi di rispetto per gli apparecchi sanitari

Spazi minimi di rispetto per locali con WC



T U B I

TUBI IN ACCIAIO ZINCATO

TUBI IN ACCIAIO INOSSIDABILE

TUBI IN RAME

TUBI IN PVC

TUBI IN PEad

TUBI IN PEX

TUBI IN PPR

TUBI IN PB

TUBI MULTISTRATO

TUBI IN ACCIAIO ZINCATO

Massa volumica:	$\rho = 7.850 \text{ Kg/m}^3$
Dilatazione:	$\alpha = 0,0118 \text{ mm/m}^\circ\text{C}$
Conducibilità termica:	$\gamma = 37 \div 52 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
Campo di utilizzo:	acqua fredda e calda.
Configurazione tipo:	tubo nudo, tubo rivestito con juta e catrame o con resine, tubo preisolato con poliuretano e rivestito in PEad.

Ved. alla voce TUBI IN ACCIAIO (1° Quaderno Caleffi).

TUBI IN ACCIAIO INOSSIDABILE

Massa volumica:	$\rho = 8.000 \text{ Kg/m}^3$
Dilatazione:	$\alpha = 0,0165 \text{ mm/m}^\circ\text{C}$
Conducibilità termica:	$\gamma = 13,5 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
Campo di utilizzo:	acqua fredda e calda.
Configurazione tipo:	tubo nudo.

TUBI IN RAME

Massa volumica:	$\rho = 8.900 \text{ Kg/m}^3$
Dilatazione:	$\alpha = 0,0166 \text{ mm/m}^\circ\text{C}$
Conducibilità termica:	$\gamma = 372 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
Campo di utilizzo:	acqua fredda e calda.
Configurazione tipo:	tubo nudo, tubo rivestito con guaina stellare in PVC, tubo preisolato con guaina in polietilene espanso, tubo preisolato con poliuretano e rivestito in PEad.

Ved. alla voce TUBI IN RAME (1° Quaderno Caleffi).

TUBI IN PVC (polivinilcloruro)

Massa volumica:	$\rho = 1.560 \text{ Kg/m}^3$
Dilatazione:	$\alpha = 0,07 \text{ mm/m}^\circ\text{C}$
Conducibilità termica:	$\gamma = 0,16 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
Campo di utilizzo:	acqua fredda.
Configurazione tipo:	tubo nudo.

TUBI IN PEad (polietilene ad alta densità)

Massa volumica:	$\rho = 950 \text{ Kg/m}^3$
Dilatazione:	$\alpha = 0,20 \text{ mm/m}^\circ\text{C}$
Conducibilità termica:	$\gamma = 0,43 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
Campo di utilizzo:	acqua fredda.
Configurazione tipo:	tubo nudo.

Ved. alla voce TUBI IN POLIETILENE AD ALTA DENSITÀ (1° Quaderno Caleffi).

TUBI IN PEX (polietilene reticolato)

Massa volumica:	$\rho = 940 \text{ Kg/m}^3$
Dilatazione:	$\alpha = 0,14 \text{ mm/m}^\circ\text{C}$
Conducibilità termica:	$\gamma = 0,35 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
Campo di utilizzo:	acqua fredda e calda.
Configurazione tipo:	tubo nudo, tubo preisolato con PE espanso e rivestito con guaina.

Ved. alla voce TUBI IN POLIETILENE RETICOLATO (1° Quaderno Caleffi).

TUBI IN PPR (polipropilene random copolimerizzato)

Massa volumica:	$\rho = 895 \text{ Kg/m}^3$
Dilatazione:	$\alpha = 0,18 \text{ mm/m}^\circ\text{C}$
Conducibilità termica:	$\gamma = 0,24 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
Campo di utilizzo:	acqua fredda e calda.
Configurazione tipo:	tubo nudo.

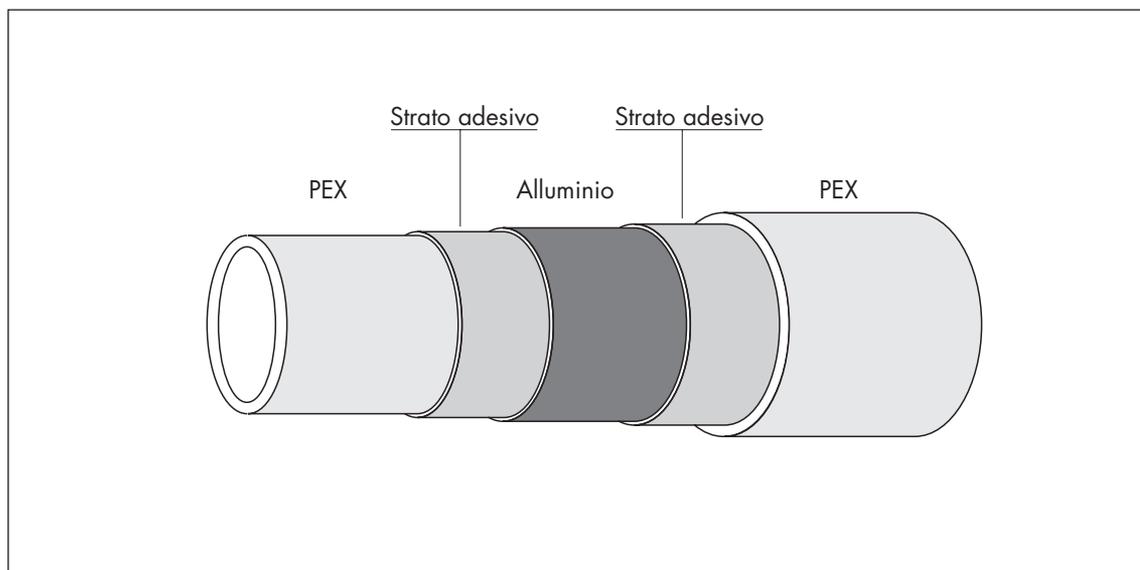
TUBI IN PB (polibutene)

Massa volumica:	ρ	=	930	Kg/m ³
Dilatazione:	α	=	0,13	mm/m°C
Conducibilità termica:	γ	=	0,22	W/m°C
Campo di utilizzo:	acqua fredda e calda.			
Configurazione tipo:	tubo nudo. tubo preisolato con guaina in polietilene espanso.			

TUBI MULTISTRATO

Sono tubi ottenuti con due o più strati di materiali metallici e plastici. Si possono suddividere nei seguenti gruppi (per primo è riportato lo strato interno):

- ❑ **PEX-AL-PE** = Polietilene reticolato/Alluminio/Polietilene
- ❑ **PEX-AL-PEX** = Polietilene reticolato/Alluminio/Polietilene reticolato
- ❑ **PPR-AL-PPR** = Polipropilene R.C./Alluminio/Polipropilene R.C.
- ❑ **PB-AL-PB** = Polibutene/Alluminio/Polibutene
- ❑ **CU-PEX** = Rame/Polietilene reticolato



COMPONENTI E ACCESSORI
DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE

CONTATORI D'ACQUA

RIDUTTORI DI PRESSIONE

DISCONNETTORI

VALVOLE DI RITEGNO

REGOLATORI DI PORTATA

FLUSSOSTATI

PRESSOSTATI

VALVOLE DI SICUREZZA

VASI DI ESPANSIONE

MISCELATORI

AMMORTIZZATORI COLPI D'ARIETE

GIUNTI ANTIVIBRANTI

VALVOLE DI INTERCETTAZIONE

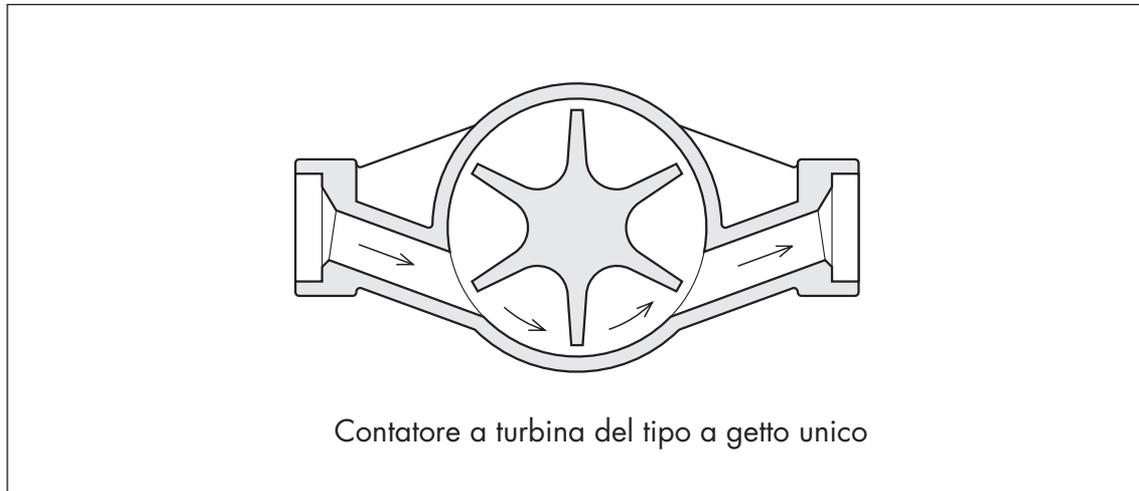
CONTATORI D'ACQUA

Servono a determinare la quantità d'acqua che passa attraverso una tubazione. Possono essere suddivisi in tre tipi:

□ Contatori a turbina

Il loro elemento di contabilizzazione è costituito da una **turbina** che ruota con un numero di giri proporzionale alla quantità d'acqua che passa attraverso il contatore. Possono essere a **quadrante bagnato**, oppure a **quadrante asciutto**. Inoltre, in relazione al modo con cui l'acqua arriva alle palette della turbina, possono essere a **getto unico** o a **getto multiplo**.

Campo d'impiego: utenze medio-piccole.



□ Contatori Woltmann

Misurano la quantità d'acqua che li attraversa con un **mulinello elicoidale**. Sono disponibili solo nella versione a **quadrante asciutto**.

Campo d'impiego: utenze medio-grandi.

□ Contatori proporzionali

In questi contatori l'acqua si ripartisce in due correnti fra loro disuguali e si misura direttamente solo la portata della corrente minore, in base alla quale viene determinata e riportata sul quadrante la portata totale. Possono essere a **quadrante asciutto** o a **quadrante bagnato**.

Campo d'impiego: utenze medio-grandi.

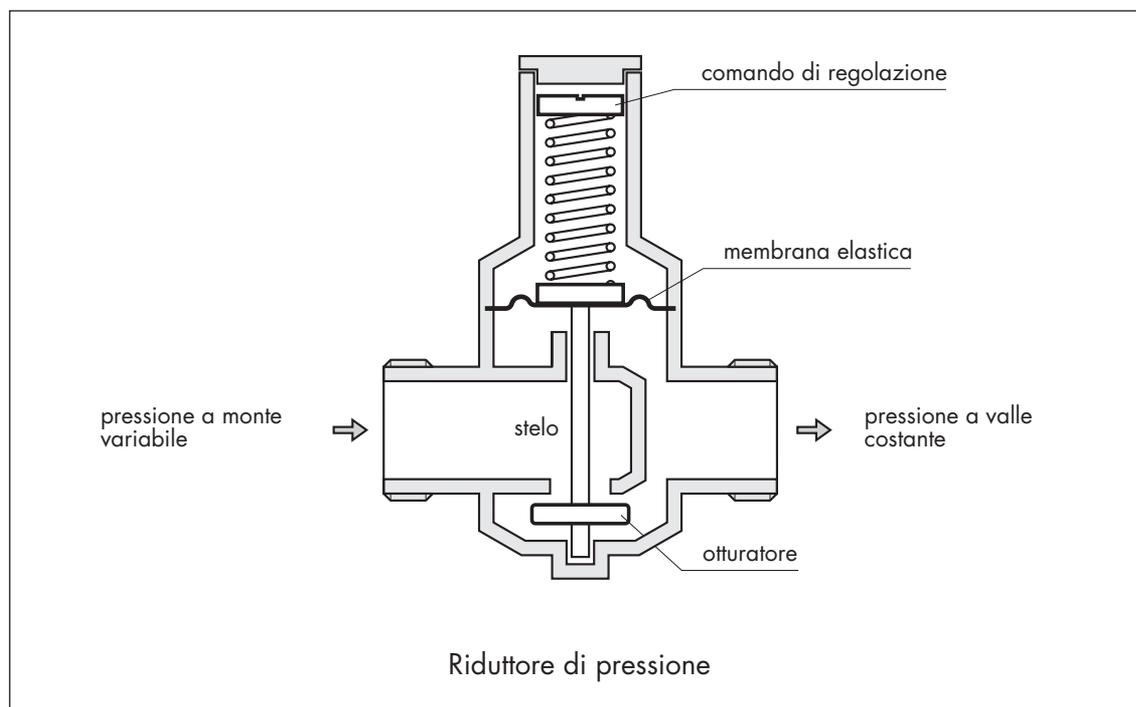
RIDUTTORI DI PRESSIONE

Sono dispositivi che servono a ridurre la pressione disponibile ad un valore predefinito e costante. Sono essenzialmente costituiti da:

- un disco di regolazione,
- una molla di contrasto,
- una membrana elastica,
- uno stelo con otturatore collegato alla membrana.

Funzionano nel seguente modo:

1. **quando la pressione a valle supera quella di taratura del riduttore**, il fluido comprime la membrana e manda in parziale chiusura il dispositivo stelo-otturatore. In tal modo si determina un incremento della resistenza al passaggio del fluido e di conseguenza una diminuzione della pressione a valle.
2. **quando la pressione a valle è inferiore a quella di taratura del riduttore**, il fluido fa decomprimere la membrana e manda in parziale apertura il dispositivo stelo-otturatore. In tal modo si determina una diminuzione della resistenza al passaggio del fluido e di conseguenza un incremento della pressione a valle, il cui valore in ogni caso non può superare quello della pressione disponibile a monte.

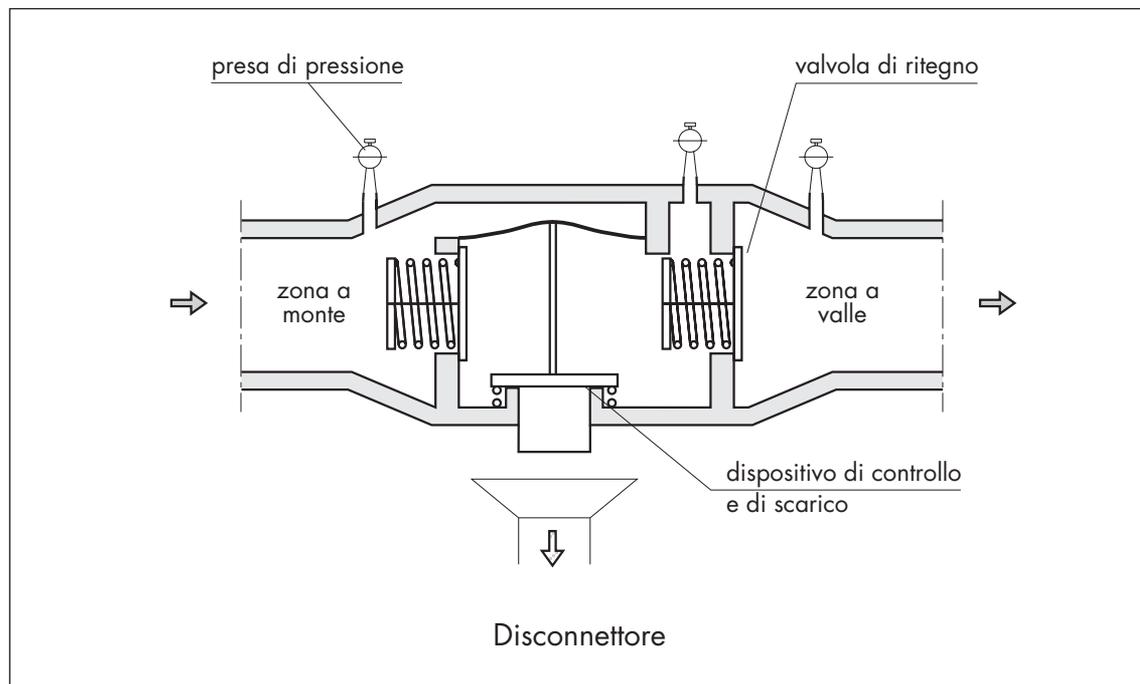


I riduttori di pressione possono essere a **sede normale** e a **sede compensata**. Quelli a sede compensata consentono prestazioni migliori soprattutto per quanto riguarda la precisione e la stabilità di funzionamento.

DISCONNETTORI

Sono dispositivi antinquinamento che servono a garantire il “non ritorno” dell'acqua. Si usano per proteggere le reti di acqua potabile da possibili contaminazioni di natura chimica o batteriologica. Sono essenzialmente costituiti da tre zone fra loro indipendenti:

- **zona a monte:** è separata dalla zona intermedia mediante una valvola di ritegno a molla.
- **zona intermedia:** è dotata di un meccanismo che scarica l'acqua all'esterno quando la sua pressione supera quella della zona a monte: cioè quando sussistono le condizioni per un'inversione di flusso del fluido.
- **zona a valle:** è separata dalla zona intermedia mediante una valvola di ritegno a molla.



I disconnettori possono essere con o senza **prese di pressione**. Quelli con prese di pressione consentono di verificare il funzionamento o meno delle valvole di ritegno e del meccanismo di scarico.

VALVOLE DI RITEGNO

Sono valvole che servono a consentire il passaggio del fluido in un solo senso. Possono essere così classificate:

- Valvole a battente o a clapet,
- Valvole a disco o a tappo,
- Valvole a sfera,
- Valvole a fuso.

Le loro caratteristiche principali sono analizzate alla voce VALVOLE DI RITEGNO (1° Quaderno Caleffi).

REGOLATORI DI PORTATA

Servono a mantenere costante, indipendentemente dalla pressione che sussiste a monte, la quantità di fluido che passa attraverso le derivazioni su cui sono posti. In relazione al loro elemento di regolazione si suddividono in regolatori a cono e a pistone:

- Regolatori a cono**

Sono chiamati anche **regolatori di flusso**. Il loro elemento di regolazione è a cono semplice o ad ogiva. Sono in grado di regolare solo portate piccole. Si utilizzano soprattutto per garantire portate costanti ai singoli apparecchi sanitari.

- Regolatori a pistone**

Generalmente sono chiamati col termine inglese **AUTOFLOW**. Il loro elemento di regolazione è costituito da un pistone di forma cilindrica che presenta, quali sezioni di passaggio per il fluido, un foro di testa e aperture laterali a geometria variabile. Consentono di regolare sia portate piccole, sia portate molto elevate.

Le caratteristiche principali e le prestazioni di questi regolatori sono analizzate alla voce AUTOFLOW (2° Quaderno Caleffi).

FLUSSOSTATI

Servono a rilevare la circolazione o meno dell'acqua attraverso un determinato tratto di rete.

Sono costituiti essenzialmente da un'asta (la cui funzione è di “sentire” il flusso dell'acqua), da un soffietto che separa la parte idraulica da quella elettrica e da un comando che consente di attivare o disattivare qualsiasi dispositivo elettrico. Negli impianti idrici i flussostati sono utilizzati soprattutto per:

- attivare i dispositivi di segnalazione e di allarme,
- disattivare le pompe di sopraelevazione in assenza di acqua,
- comandare le pompe del circuito primario nei sistemi di produzione istantanea d'acqua calda (ved. relativa voce).

PRESSOSTATI

Servono a controllare e a regolare la pressione dell'acqua entro valori prefissati. Possono essere suddivisi in pressostati a uno o due livelli di taratura:

□ **Pressostati a un livello di taratura,**

Possono attivare o disattivare i dispositivi ad essi collegati solo in base al valore con cui sono stati tarati.

□ **Pressostati a due livelli di taratura,**

Possono attivare e disattivare i dispositivi ad essi collegati in base a due valori: uno di pressione minima, l'altro di pressione massima. Sono utilizzati soprattutto per attivare e disattivare le pompe negli impianti di pressurizzazione.

VALVOLE DI SICUREZZA

Servono a scaricare nell'atmosfera il fluido quando la sua pressione supera un valore predefinito.

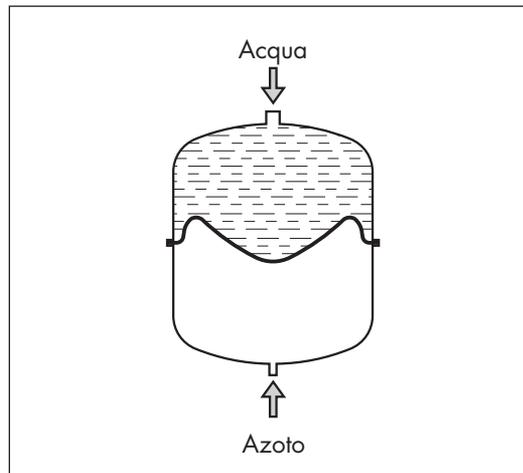
Sono valvole costituite essenzialmente da un otturatore a disco normalmente chiuso sotto l'azione di una molla o di un peso. L'otturatore apre e attiva lo scarico del fluido solo quando (per effetto della pressione del fluido stesso) è sottoposto ad una spinta superiore a quella della molla o a quella del peso di contrasto.

VASI DI ESPANSIONE

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

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

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



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

dove: V = Volume del vaso di espansione, l
 e = Fattore di espansione (ved. nota), adimensionale
 C = Volume dell'acqua riscaldata, l
 P_{es} = Pressione di esercizio, m c.a.
 P_{vs} = Pressione d'intervento della valvola di sicurezza, m c.a.

Nota: Il fattore di espansione [e] dipende dal salto termico [Δt] fra l'acqua fredda e quella riscaldata. Normalmente si può assumere:

$$\begin{array}{ll} e = 0,012 \text{ per } \Delta t = 40^{\circ}\text{C} & e = 0,014 \text{ per } \Delta t = 45^{\circ}\text{C} \\ e = 0,017 \text{ per } \Delta t = 50^{\circ}\text{C} & e = 0,019 \text{ per } \Delta t = 55^{\circ}\text{C} \end{array}$$

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

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

dove: V = Volume del vaso di espansione, l
 f = Fattore di calcolo, adimensionale
 C = Volume dell'acqua riscaldata, l

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

TAB. 1
FATTORE DI CALCOLO DEI VASI DI ESPANSIONE CHIUSI

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

Esempio:

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

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

— **Soluzione con la formula (1)**

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

— **Soluzione con la formula (2)**

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

$$V = f \cdot C = 0,039 \cdot 500 = 19,501$$

MISCELATORI

Consentono di regolare (al valore richiesto) la temperatura di distribuzione dell'acqua calda. La regolazione è ottenuta miscelando fra loro acqua fredda e acqua calda alla temperatura di produzione o di accumulo.

I miscelatori possono essere del tipo con regolare termostatico, oppure con valvola motorizzata.

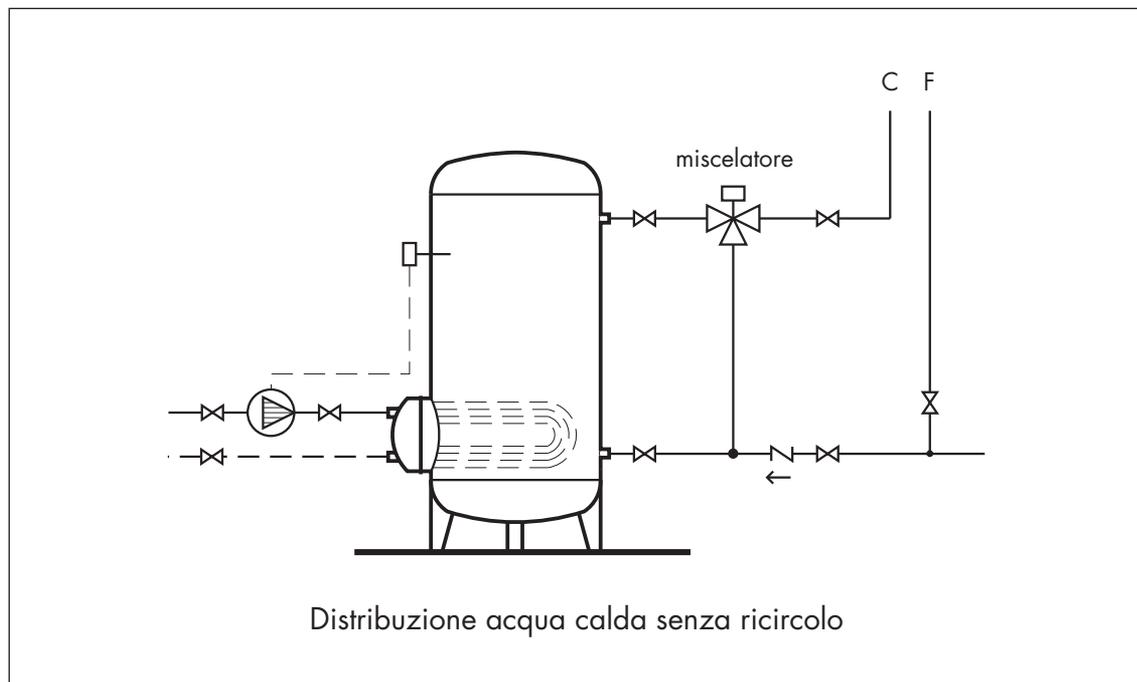
❑ Miscelatori termostatici

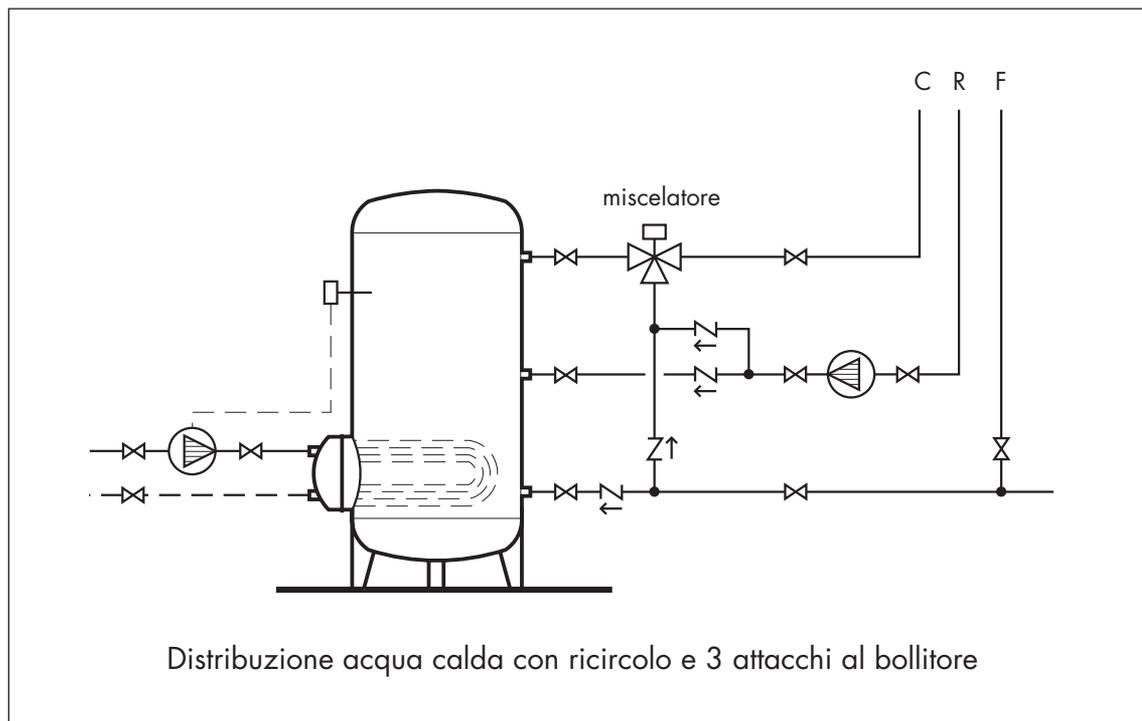
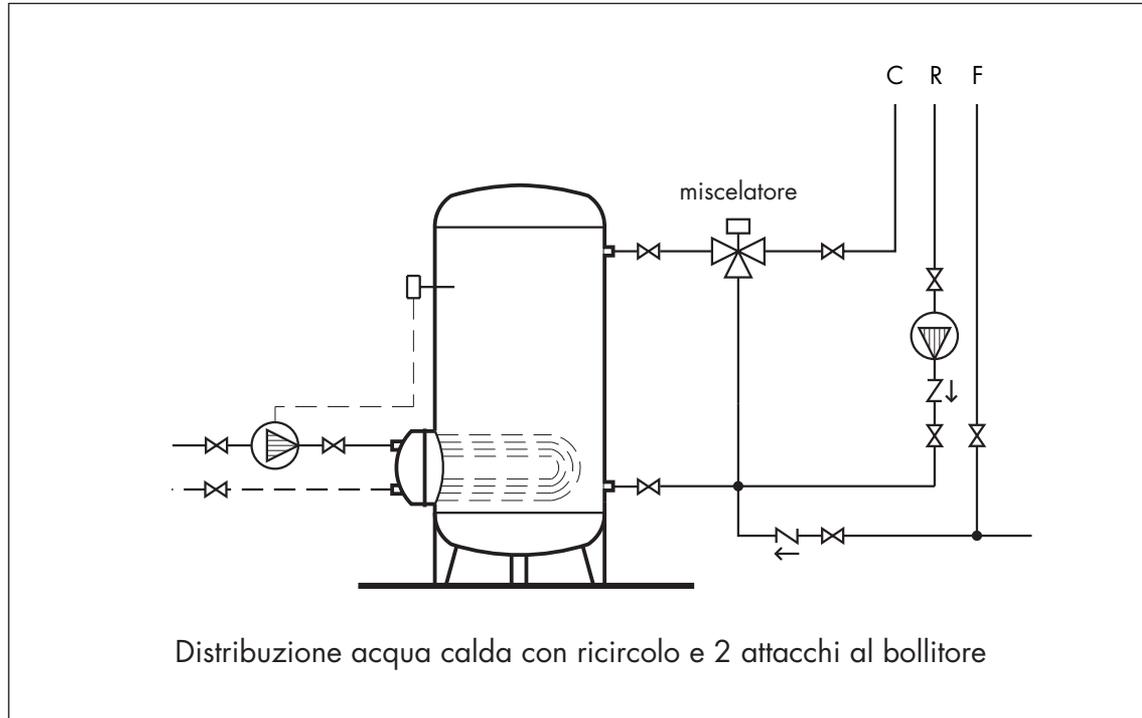
Sono dotati di un elemento termostatico che, con le sue dilatazioni e contrazioni, regola i flussi dell'acqua fredda e calda in modo da mantenere l'acqua miscelata alla temperatura di taratura impostata.

❑ Miscelatori a valvola motorizzata

Sono costituiti da un sensore di temperatura, da un quadro di comando e da una valvola motorizzata. Quest'ultima, in base ai rilievi del sensore di temperatura, regola i flussi dell'acqua fredda e calda in modo da mantenere l'acqua miscelata alla temperatura impostata sul quadro di comando.

Di seguito si riportano alcuni schemi funzionali per la corretta messa in opera dei miscelatori.





Il sistema con ricircolo e tre attacchi al bollitore consente una miglior stratificazione dell'acqua calda. Dal punto di vista pratico, tale fatto non comporta però significativi vantaggi né per quanto riguarda la resa termica dello scambiatore, né per quanto riguarda il buon funzionamento del miscelatore.

AMMORTIZZATORI DEI COLPI D'ARIETE

Servono ad evitare (o almeno a limitare) le forti sovrappressioni che si generano nelle reti di distribuzione quando il fluido subisce un arresto brusco, ad esempio per la rapida chiusura di una valvola o per il fermarsi di una pompa. Tali sovrappressioni possono causare:

- forti rumori e vibrazioni;
- rottura dei tubi, specie quelli in materiale plastico;
- incrinatura dei serbatoi;
- rottura delle membrane degli idroaccumulatori e dei vasi di espansione;
- deterioramento delle valvole di intercettazione, ritegno e regolazione;
- rapida usura dei rubinetti di erogazione.

Dal punto di vista costruttivo gli ammortizzatori possono suddividersi in tre gruppi:

❑ Ammortizzatori semplici ad aria

Sono costituiti da un semplice barilotto metallico a forma cilindrica con la parte alta riempita d'aria. Il loro principale inconveniente è legato al fatto che l'aria può essere facilmente assorbita dall'acqua.

❑ Ammortizzatori ad aria con stantuffo o membrana di separazione

A differenza degli ammortizzatori semplici ad aria, sono dotati di uno stantuffo o di una membrana atti ad evitare che l'acqua assorba l'aria, cioè l'elemento ammortizzatore.

❑ Ammortizzatori a molla

Sono costituiti da un contenitore cilindrico al cui interno sono posti uno stantuffo e una molla a spirale, quali elementi di smorzamento e di assorbimento.

GIUNTI ANTIVIBRANTI

Servono ad attenuare la trasmissione di vibrazioni e rumori (provocati da pompe e compressori) alle reti di distribuzione.

Negli impianti idrici devono essere utilizzati solo giunti specificatamente idonei all'uso alimentare. Possono suddividersi in:

- ❑ Giunti a maglia metallica,
- ❑ Giunti in gomma.

VALVOLE DI INTERCETTAZIONE

Sono organi che servono ad interrompere, o a consentire, il passaggio del fluido. In relazione al tipo di organo che provvede all'intercettazione si distinguono in:

- Valvole a saracinesca,
- Valvole a disco e tappo,
- Valvole a maschio,
- Valvole a sfera,
- Valvole a farfalla.

Le loro caratteristiche principali sono analizzate alla voce VALVOLE DI INTERCETTAZIONE (1° Quaderno Caleffi).

**DIMENSIONAMENTO
DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE**

SCHEMA DISTRIBUTIVO

PORTATE NOMINALI

PORTATE DI PROGETTO

PRESSIONE DELL'ACQUEDOTTO

PRESSIONE DI PROGETTO

CARICO UNITARIO LINEARE

VELOCITÀ MASSIME CONSENTITE

METODI PER DIMENSIONARE
I TUBI DELLE RETI IDRICHE

METODO DELLE VELOCITÀ MASSIME

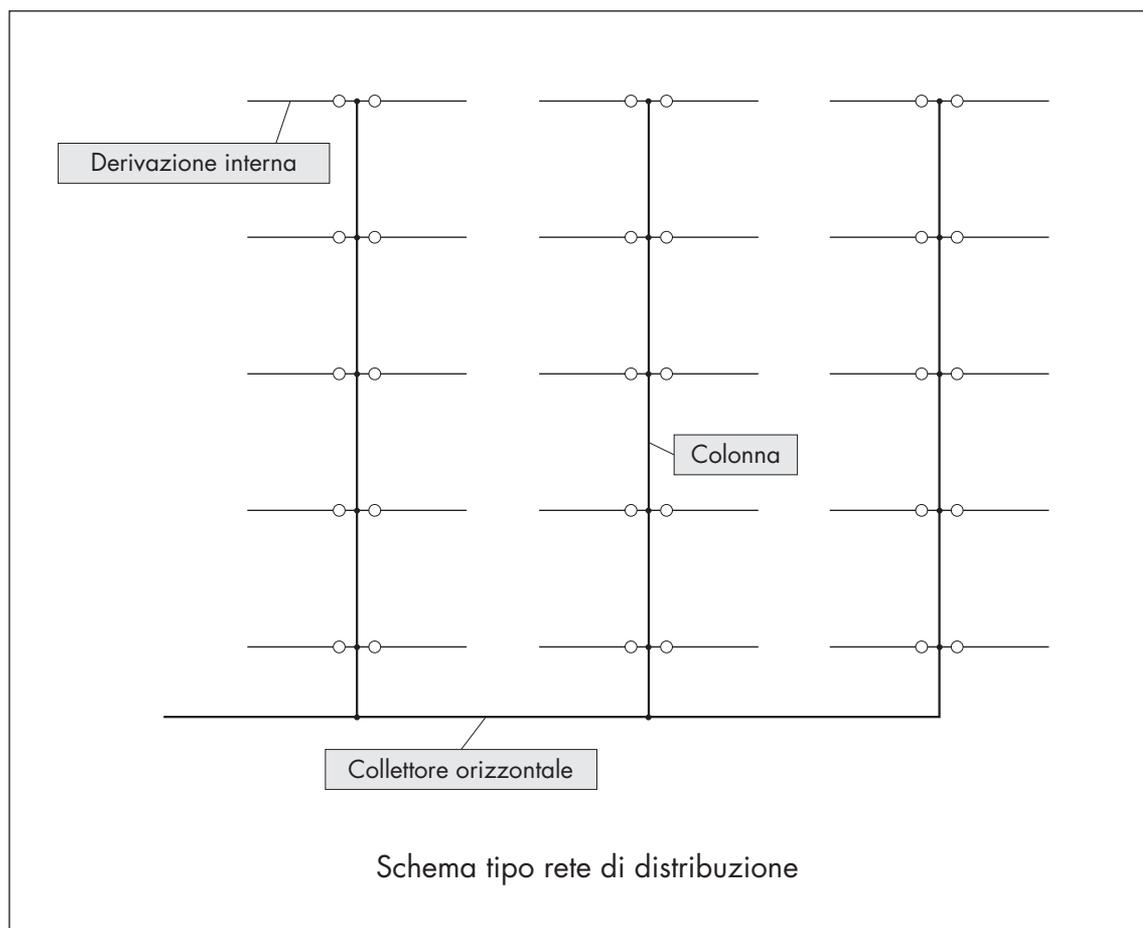
METODO DEL CARICO
UNITARIO LINEARE

METODO DEI DIAMETRI PREDEFINITI
E DEL CARICO UNITARIO LINEARE

SCHEMA DISTRIBUTIVO

Schematicamente le reti di distribuzione dell'acqua sanitaria possono essere suddivise in tre parti:

- **collettori orizzontali:**
sono costituiti dalle tubazioni orizzontali (generalmente in vista) che distribuiscono l'acqua ai montanti verticali;
- **colonne:**
sono costituite dai montanti verticali (in vista o incassati nel muro) che hanno origine dai collettori orizzontali;
- **derivazioni interne:**
sono costituite dal complesso di tubazioni (generalmente sotto traccia) che collegano le colonne ai rubinetti di erogazione.



PORTATE NOMINALI

Sono le portate minime che devono essere assicurate ad ogni punto di erogazione. Le tabelle 1 e 2 riportano tali portate (e le relative pressioni richieste a monte) per erogatori di tipo normale. Per erogatori di tipo speciale si deve invece far riferimento ai cataloghi dei Produttori.

TAB. 1
PORTATE NOMINALI PER RUBINETTI D'USO GENERICO

Rubinetto	portata [l/s]	pressione [m c.a.]
Rubinetto da 3/8"	0,34	10
	0,48	20
	0,59	30
	0,68	40
Rubinetto da 1/2"	0,57	10
	0,81	20
	0,99	30
	1,14	40
Rubinetto da 3/4"	0,87	10
	1,23	20
	1,51	30
	1,74	40
Rubinetto da 1"	2,00	10
	2,83	20
	3,46	30
	4,00	40
Rubinetto da 1 1/4"	3,10	10
	4,38	20
	5,37	30
	6,20	40
Rubinetto da 1 1/2"	4,20	10
	5,94	20
	7,27	30
	8,40	40

TAB. 2
PORTATE NOMINALI PER RUBINETTI D'USO SANITARIO

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

PORTATE DI PROGETTO

Sono le portate massime previste nei periodi di maggior utilizzo dell'impianto e sono le portate in base a cui vanno dimensionate le reti di distribuzione. Il loro valore dipende essenzialmente dalle seguenti grandezze e caratteristiche:

- portate nominali dei rubinetti,
- numero dei rubinetti,
- tipo utenza,
- frequenze d'uso dei rubinetti,
- durate di utilizzo nei periodi di punta.

e può essere determinato col calcolo delle probabilità.

Nei casi normali è però più conveniente utilizzare appositi diagrammi o tabelle. Di seguito si allegano cinque tabelle (derivate dalle norme prEN 806) che consentono di ricavare direttamente le portate di progetto in relazione (1) al tipo di utenza e (2) alle portate totali dei rubinetti installati:

- TAB. 3 - Edifici residenziali,
- TAB. 4 - Uffici e simili,
- TAB. 5 - Alberghi, Pensioni e simili,
- TAB. 6 - Ospedali e Cliniche,
- TAB. 7 - Scuole e Centri sportivi.

TAB.3 - EDIFICI RESIDENZIALI

Portate di progetto in relazione alle portate totali

Gta	Gtb	Gpr	Gta	Gtb	Gpr
[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]
0,06	--	0,05	13,36	9,88	2,05
0,10	--	0,10	14,05	10,76	2,10
0,15	--	0,15	14,76	11,71	2,15
0,21	--	0,20	15,48	12,72	2,20
0,29	--	0,25	16,23	13,80	2,25
0,38	--	0,30	16,99	14,95	2,30
0,48	--	0,35	17,78	16,17	2,35
0,60	--	0,40	18,58	17,48	2,40
0,72	--	0,45	19,40	18,86	2,45
0,87	--	0,50	20,24	20,33	2,50
1,03	0,55	0,55	21,08		2,55
1,20	0,60	0,60	23,53		2,60
1,39	0,65	0,65	26,25		2,65
1,59	0,70	0,70	29,29		2,70
1,81	0,75	0,75	32,69		2,75
2,04	0,80	0,80	36,47		2,80
2,29	0,85	0,85	40,70		2,85
2,55	0,90	0,90	45,42		2,90
2,83	0,95	0,95	50,68		2,95
3,13	1,00	1,00	56,55		3,00
3,45	1,15	1,05	63,11		3,05
3,78	1,31	1,10	70,42		3,10
4,12	1,50	1,15	78,58		3,15
4,49	1,70	1,20	87,68		3,20
4,87	1,92	1,25	97,84		3,25
5,26	2,17	1,30	109,18		3,30
5,68	2,44	1,35	121,83		3,35
6,11	2,74	1,40	135,95		3,40
6,56	3,06	1,45	151,70		3,45
7,03	3,41	1,50	169,28		3,50
7,51	3,80	1,55	188,89		3,55
8,02	4,22	1,60	210,78		3,60
8,54	4,67	1,65	235,20		3,65
9,08	5,17	1,70	262,46		3,70
9,63	5,70	1,75	292,87		3,75
10,21	6,27	1,80	326,80		3,80
10,80	6,89	1,85	364,67		3,85
11,41	7,56	1,90	406,93		3,90
12,04	8,28	1,95	454,08		3,95
12,69	9,05	2,00	506,69		4,00

Gta = Portata totale con singoli prelievi minori di 0,5 l/s

Gtb = Portata totale con singoli prelievi maggiori o uguali a 0,5 l/s

Gpr = Portata di progetto, l/s

TAB. 4 - UFFICI E SIMILI
Portate di progetto in relazione alle portate totali

G _{ta} [l/s]	G _{tb} [l/s]	G _{pr} [l/s]	G _{ta,G_{tb}} [l/s]	G _{pr} [l/s]	G _{ta,G_{tb}} [l/s]	G _{pr} [l/s]	G _{ta,G_{tb}} [l/s]	G _{pr} [l/s]
0,06	--	0,05	2,26	2,15	8,67	4,25	41,76	6,70
0,10	--	0,10	2,33	2,20	8,96	4,30	41,76	6,70
0,15	--	0,15	2,40	2,25	9,25	4,35	44,53	6,80
0,21	--	0,20	2,48	2,30	9,55	4,40	47,48	6,90
0,26	--	0,25	2,56	2,35	9,86	4,45	50,62	7,00
0,32	--	0,30	2,65	2,40	10,18	4,50	53,98	7,10
0,37	--	0,35	2,73	2,45	10,52	4,55	57,55	7,20
0,42	--	0,40	2,82	2,50	10,86	4,60	61,37	7,30
0,47	--	0,45	2,92	2,55	11,21	4,65	65,43	7,40
0,53	--	0,50	3,01	2,60	11,58	4,70	69,77	7,50
0,58	0,55	0,55	3,11	2,65	11,95	4,75	74,39	7,60
0,63	0,60	0,60	3,21	2,70	12,34	4,80	79,31	7,70
0,69	0,65	0,65	3,31	2,75	12,75	4,85	84,57	7,80
0,74	0,70	0,70	3,42	2,80	13,16	4,90	90,17	7,90
0,79	0,75	0,75	3,53	2,85	13,59	4,95	96,15	8,00
0,84	0,80	0,80	3,65	2,90	14,03	5,00	102,52	8,10
0,90	0,85	0,85	3,77	2,95	14,49	5,05	109,31	8,20
0,95	0,90	0,90	3,89	3,00	14,96	5,10	116,55	8,30
1,00	0,95	0,95	4,02	3,05	15,45	5,15	124,27	8,40
1,05	1,00	1,00	4,15	3,10	15,95	5,20	132,50	8,50
1,08	1,09	1,03	4,28	3,15	16,47	5,25	141,28	8,60
1,15	1,10		4,42	3,20	17,01	5,30	150,64	8,70
1,19	1,15		4,57	3,25	17,57	5,35	160,62	8,80
1,23	1,20		4,72	3,30	18,14	5,40	171,26	8,90
1,27	1,25		4,87	3,35	18,73	5,45	182,61	9,00
1,31	1,30		5,03	3,40	19,34	5,50	194,70	9,10
1,35	1,35		5,19	3,45	19,97	5,55	207,60	9,20
1,39	1,40		5,36	3,50	20,62	5,60	221,36	9,30
1,44	1,45		5,54	3,55	21,29	5,65	236,02	9,40
1,49	1,50		5,72	3,60	21,99	5,70	251,66	9,50
1,53	1,55		5,90	3,65	22,70	5,75	268,33	9,60
1,58	1,60		6,10	3,70	23,44	5,80	286,10	9,70
1,64	1,65		6,29	3,75	24,21	5,85	305,06	9,80
1,69	1,70		6,50	3,80	25,00	5,90	325,27	9,90
1,74	1,75		6,71	3,85	25,81	5,95	346,82	10,00
1,80	1,80		6,93	3,90	26,65	6,00	369,79	10,10
1,86	1,85		7,16	3,95	28,42	6,10	394,29	10,20
1,92	1,90		7,39	4,00	30,30	6,20	420,41	10,30
1,98	1,95		7,63	4,05	32,31	6,30	448,26	10,40
2,05	2,00		7,88	4,10	34,45	6,40	477,96	10,50
2,12	2,05		8,14	4,15	36,73	6,50	509,63	10,60
2,18	2,10		8,40	4,20	39,17	6,60	--	-

G_{ta} = Portata totale con singoli prelievi minori di 0,5 l/s

G_{tb} = Portata totale con singoli prelievi maggiori o uguali a 0,5 l/s

G_{pr} = Portata di progetto, l/s

TAB. 5 - ALBERGHI, PENSIONI E SIMILI
Portate di progetto in relazione alle portate totali

Gta	Gtb	Gpr	Gta,Gtb	Gpr	Gta,Gtb	Gpr	Gta,Gtb	Gpr
[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]
0,06	--	0,05	8,10	2,15	25,55	4,25	97,53	6,70
0,10	--	0,10	8,33	2,20	26,26	4,30	103,01	6,80
0,15	--	0,15	8,56	2,25	26,98	4,35	108,80	6,90
0,21	--	0,20	8,80	2,30	27,73	4,40	114,91	7,00
0,28	--	0,25	9,04	2,35	28,50	4,45	121,37	7,10
0,36	--	0,30	9,29	2,40	29,29	4,50	128,19	7,20
0,45	--	0,35	9,55	2,45	30,10	4,55	135,39	7,30
0,56	--	0,40	9,81	2,50	30,94	4,60	143,00	7,40
0,67	--	0,45	10,09	2,55	31,79	4,65	151,04	7,50
0,79	--	0,50	10,37	2,60	32,68	4,70	159,52	7,60
0,92	0,55	0,55	10,65	2,65	33,58	4,75	168,49	7,70
1,06	0,60	0,60	10,95	2,70	34,51	4,80	177,96	7,80
1,20	0,65	0,65	11,25	2,75	35,47	4,85	187,96	7,90
1,35	0,70	0,70	11,56	2,80	36,45	4,90	198,52	8,00
1,51	0,75	0,75	11,88	2,85	37,46	4,95	209,68	8,10
1,67	0,80	0,80	12,21	2,90	38,50	5,00	221,46	8,20
1,84	0,85	0,85	12,55	2,95	39,57	5,05	233,90	8,30
2,02	0,90	0,90	12,90	3,00	40,66	5,10	247,05	8,40
2,20	0,95	0,95	13,26	3,05	41,79	5,15	260,93	8,50
2,39	1,00	1,00	13,62	3,10	42,95	5,20	275,60	8,60
2,58	1,14	1,05	14,00	3,15	44,14	5,25	291,08	8,70
2,78	1,30	1,10	14,39	3,20	45,36	5,30	307,44	8,80
2,98	1,47	1,15	14,79	3,25	46,62	5,35	324,72	8,90
3,19	1,65	1,20	15,20	3,30	47,91	5,40	342,97	9,00
3,41	1,84	1,25	15,62	3,35	49,24	5,45	362,24	2:24
3,63	2,05	1,30	16,05	3,40	50,60	5,50	382,60	4:48
3,85	2,27	1,35	16,50	3,45	52,01	5,55	404,10	7:12
4,08	2,51	1,40	16,95	3,50	53,45	5,60	426,81	9:36
4,32	2,76	1,45	17,42	3,55	54,93	5,65	450,79	12:00
4,56	3,03	1,50	17,91	3,60	56,45	5,70	476,12	14:24
4,80	3,31	1,55	18,40	3,65	58,02	5,75	502,88	16:48
5,05	3,61	1,60	18,91	3,70	59,62	5,80	531,14	19:12
5,30	3,93	1,65	19,44	3,75	61,28	5,85	--	-
5,56	4,26	1,70	19,98	3,80	62,97	5,90	--	-
5,83	4,61	1,75	20,53	3,85	64,72	5,95	--	-
6,09	4,93	1,80	21,10	3,90	66,51	6,00	--	-
6,37	5,37	1,85	21,68	3,95	70,25	6,10	--	-
6,64	5,78	1,90	22,29	4,00	74,20	6,20	--	-
6,92	6,20	1,95	22,90	4,05	78,37	6,30	--	-
7,21	6,64	2,00	23,54	4,10	82,77	6,40	--	-
7,50	7,11	2,05	24,19	4,15	87,42	6,50	--	-
7,79	7,59	2,10	24,86	4,20	92,34	6,60	--	-

Gta = Portata totale con singoli prelievi minori di 0,5 l/s

Gtb = Portata totale con singoli prelievi maggiori o uguali a 0,5 l/s

Gpr = Portata di progetto, l/s

TAB. 6 - OSPEDALI E CLINICHE
Portate di progetto in relazione alle portate totali

Gta [l/s]	Gtb [l/s]	Gpr [l/s]	Gta,Gtb [l/s]	Gpr [l/s]	Gta,Gtb [l/s]	Gpr [l/s]	Gta,Gtb [l/s]	Gpr [l/s]
0,06	--	0,05	9,36	2,25	15,11	4,50	34,70	8,40
0,10	--	0,10	9,56	2,35	15,28	4,55	35,44	8,50
0,15	--	0,15	9,66	2,40	15,44	4,60	36,21	8,60
0,21	--	0,20	9,77	2,45	15,60	4,65	36,99	8,70
0,28	--	0,25	9,87	2,50	15,77	4,70	37,78	8,80
0,36	--	0,30	9,98	2,55	15,94	4,75	38,60	8,90
0,45	--	0,35	10,08	2,60	16,11	4,80	39,43	9,00
0,56	--	0,40	10,19	2,65	16,28	4,85	40,28	9,10
0,67	--	0,45	10,30	2,70	16,46	4,90	41,14	9,20
0,79	--	0,50	10,41	2,75	16,63	4,95	42,03	9,30
0,92	0,55	0,55	10,52	2,80	16,81	5,00	42,93	9,40
1,06	0,60	0,60	10,63	2,85	17,18	5,10	43,86	9,50
1,22	0,65	0,65	10,75	2,90	17,54	5,20	44,80	9,60
1,38	0,70	0,70	10,86	2,95	17,92	5,30	45,77	9,70
1,55	0,75	0,75	10,98	3,00	18,31	5,40	46,75	9,80
1,72	0,80	0,80	11,10	3,05	18,70	5,50	47,76	9,90
1,91	0,85	0,85	11,22	3,10	19,11	5,60	48,79	10,00
2,10	0,90	0,90	11,34	3,15	19,52	5,70	49,84	10,10
2,29	0,95	0,95	11,46	3,20	19,94	5,80	50,91	10,20
2,50	1,00	1,00	11,58	3,25	20,37	5,90	53,13	10,40
2,71	1,14	1,05	11,70	3,30	20,81	6,00	55,44	10,60
2,92	1,30	1,10	11,83	3,35	21,25	6,10	57,86	10,80
3,15	1,47	1,15	11,96	3,40	21,71	6,20	60,38	11,00
3,38	1,65	1,20	12,08	3,45	22,18	6,30	63,00	11,20
3,61	1,84	1,25	12,21	3,50	22,66	6,40	65,75	11,40
3,86	2,05	1,30	12,34	3,55	23,14	6,50	68,61	11,60
4,11	2,27	1,35	12,48	3,60	23,64	6,60	71,60	11,80
4,36	2,51	1,40	12,61	3,65	24,15	6,70	74,71	12,00
4,62	2,76	1,45	12,75	3,70	24,67	6,80	77,97	12,20
4,89	3,03	1,50	12,88	3,75	25,20	6,90	81,36	12,40
5,17	3,31	1,55	13,02	3,80	25,75	7,00	84,90	12,60
5,45	3,61	1,60	13,16	3,85	26,30	7,10	88,60	12,80
5,73	3,93	1,65	13,30	3,90	26,87	7,20	92,46	13,00
6,02	4,26	1,70	13,44	3,95	27,45	7,30	96,48	13,20
6,32	4,61	1,75	13,59	4,00	28,04	7,40	100,68	13,40
6,62	4,93	1,80	13,73	4,05	28,64	7,50	105,06	13,60
6,93	5,37	1,85	13,88	4,10	29,26	7,60	109,64	13,80
7,24	5,78	1,90	14,03	4,15	29,89	7,70	114,41	14,00
7,56	6,20	1,95	14,18	4,20	30,53	7,80	119,39	14,20
7,89	6,64	2,00	14,33	4,25	31,19	7,90	124,59	14,40
8,22	7,11	2,05	14,48	4,30	31,86	8,00	130,02	14,60
8,55	7,59	2,10	14,64	4,35	32,55	8,10	135,68	14,80
8,89	8,10	2,15	14,80	4,40	33,25	8,20	141,58	15,00
9,24	8,62	2,20	14,95	4,45	33,96	8,30	147,75	15,20

Gta = Portata totale con singoli prelievi minori di 0,5 l/s

Gtb = Portata totale con singoli prelievi maggiori o uguali a 0,5 l/s

Gpr = Portata di progetto, l/s

TAB. 7 - SCUOLE E CENTRI SPORTIVI
Portate di progetto in relazione alle portate totali

Gt [l/s]	Gpr [l/s]	Gt [l/s]	Gpr [l/s]	Gt [l/s]	Gpr [l/s]
0,10	0,10	7,61	4,20	71,74	8,40
0,20	0,20	7,98	4,30	75,77	8,50
0,30	0,30	8,37	4,40	80,03	8,60
0,40	0,40	8,78	4,50	84,53	8,70
0,50	0,50	9,20	4,60	89,29	8,80
0,60	0,60	9,63	4,70	94,31	8,90
0,70	0,70	10,08	4,80	99,61	9,00
0,80	0,80	10,31	4,85	105,22	9,10
0,90	0,90	10,54	4,90	111,13	9,20
1,00	1,00	10,78	4,95	117,38	9,30
1,10	1,10	11,16	5,00	123,99	9,40
1,20	1,20	13,90	5,40	130,96	9,50
1,30	1,30	14,68	5,50	138,32	9,60
1,40	1,40	15,50	5,60	146,10	9,70
1,50	1,50	16,37	5,70	154,32	9,80
1,62	1,60	17,30	5,80	163,00	9,90
1,74	1,70	18,27	5,90	172,16	10,00
1,87	1,80	19,30	6,00	181,85	10,10
2,01	1,90	20,38	6,10	192,07	10,20
2,15	2,00	21,53	6,20	202,88	10,30
2,30	2,10	22,74	6,30	214,29	10,40
2,46	2,20	24,02	6,40	226,34	10,50
2,63	2,30	25,37	6,50	239,07	10,60
2,80	2,40	26,79	6,60	252,51	10,70
2,98	2,50	28,30	6,70	266,71	10,80
3,17	2,60	29,89	6,80	281,71	10,90
3,37	2,70	31,57	6,90	297,55	11,00
3,58	2,80	33,35	7,00	314,29	11,10
3,80	2,90	35,22	7,10	331,96	11,20
4,03	3,00	37,20	7,20	350,63	11,30
4,27	3,10	39,30	7,30	370,35	11,40
4,51	3,20	41,51	7,40	391,18	11,50
4,77	3,30	43,84	7,50	413,18	11,60
5,04	3,40	46,31	7,60	436,42	11,70
5,32	3,50	48,91	7,70	460,96	11,80
5,61	3,60	51,66	7,80	486,89	11,90
5,91	3,70	54,57	7,90	514,27	12,00
6,23	3,80	57,64	8,00	543,19	12,10
6,55	3,90	60,88	8,10	573,74	12,20
6,89	4,00	64,30	8,20	606,01	12,30
7,24	4,10	67,92	8,30	--	-

Gt = Portata totale, l/s

Gpr = Portata di progetto, l/s

PRESSIONE DELL'ACQUEDOTTO

Questa pressione non deve essere né troppo alta né troppo bassa, in quanto:

- se è troppo bassa non consente l'erogazione delle portate richieste;
- se è troppo alta può causare rumori e danni ai rubinetti.
Per tale motivo è bene evitare, a monte dei rubinetti, pressioni superiori ai 50 m c.a..

Generalmente la pressione dell'acquedotto varia da 30 a 40 m c.a. e questo consente di servire edifici alti fino a quattro o cinque piani.

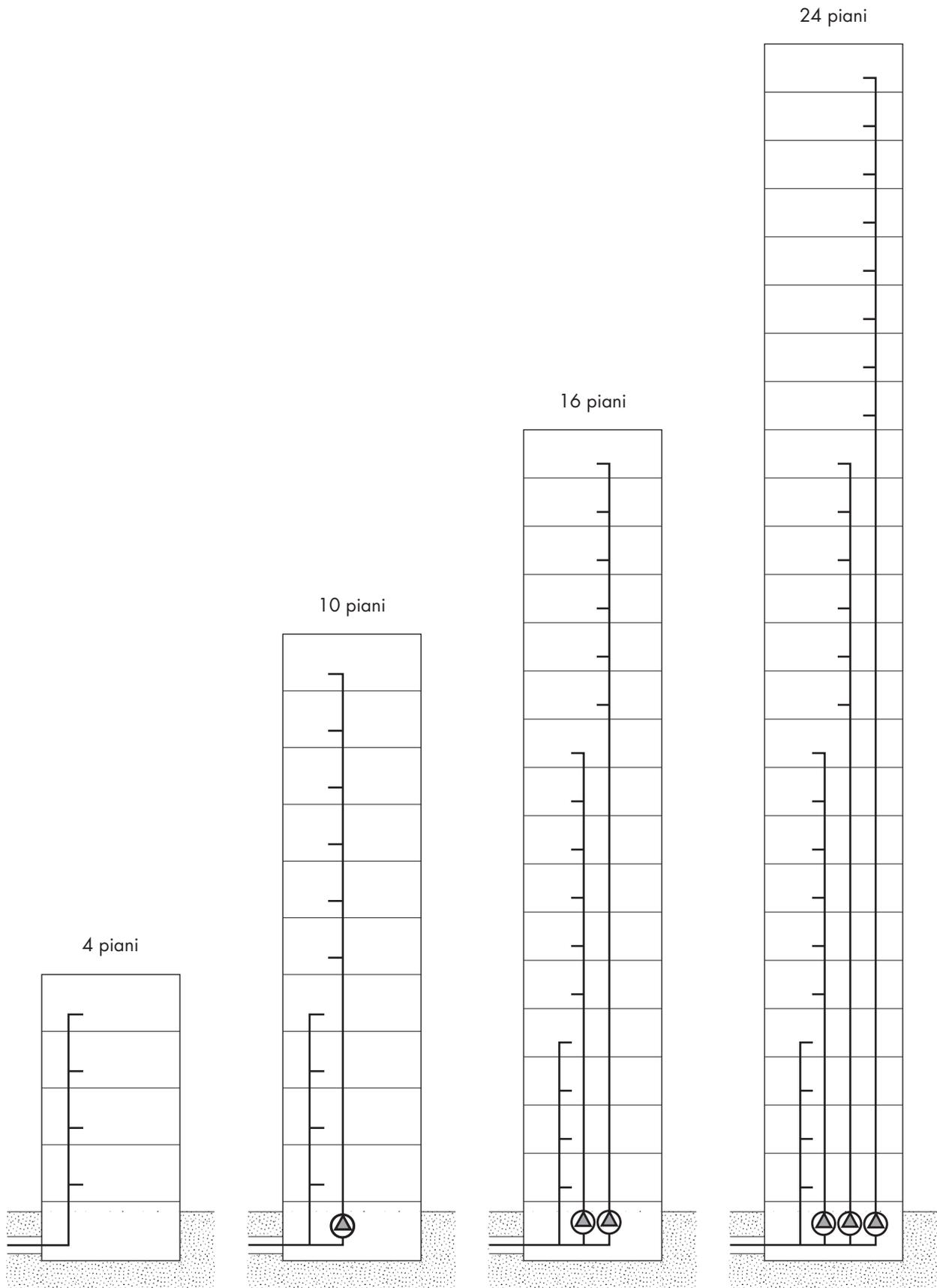
Per edifici più alti è necessario invece utilizzare pompe di sopraelevazione. Va comunque considerato che anche una rete a pressione sopraelevata non può servire più di sette/otto piani per evitare carichi troppo elevati sui rubinetti dei piani più bassi.

Nella pagina a lato sono rappresentati alcuni schemi che illustrano come è possibile servire edifici di varia altezza, tenendo in considerazione i limiti di cui sopra.

PRESSIONE DI PROGETTO

È la pressione di esercizio minima prevista, ed è la pressione in base a cui vanno dimensionati i tubi delle reti di distribuzione.

Per considerazioni in merito alla determinazione del suo valore si rinvia al sottocapitolo di seguito riportato: CARICO UNITARIO LINEARE.



Sviluppo di reti idriche in edifici multipiano

CARICO UNITARIO LINEARE

È la pressione unitaria che può essere spesa per vincere le resistenze idrauliche della rete. Con buona approssimazione, il suo valore può essere calcolato con la formula:

$$J = \frac{(P_{pr} - \Delta h - P_{min} - H_{app}) \cdot F \cdot 1.000}{L} \quad (1)$$

dove:

- J = Carico unitario lineare, mm c.a./m
- P_{pr} = Pressione di progetto, m c.a.
- Δh = Dislivello tra l'origine della rete e il punto di erogazione più sfavorito, m c.a.
- P_{min} = Pressione minima richiesta a monte del punto di erogazione più sfavorito, m c.a.
- H_{app} = Perdite di carico indotte dai principali componenti dell'impianto, m c.a.
Si possono determinare con sufficiente approssimazione mediante la tab. 8, oppure in base alle portate di progetto e ai dati dei costruttori.
- F = Fattore riduttivo che tiene conto delle perdite di carico dovute alle valvole di intercettazione, alle curve e ai pezzi speciali della rete, adimensionale.
Si può assumere: F = 0,7.
- L = Lunghezza della rete che collega l'origine al punto di erogazione più sfavorito, m

In base al valore del **carico unitario** [J] si possono fare le seguenti considerazioni:

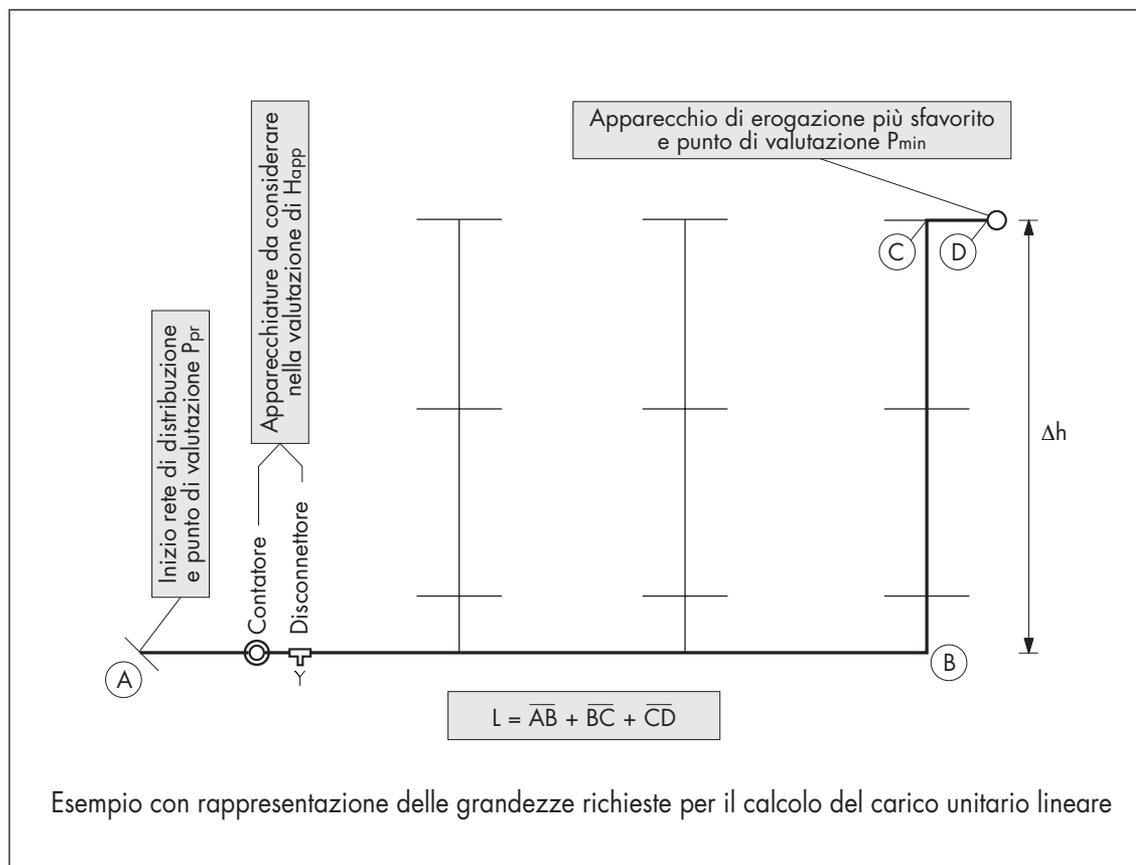
- per J < 20 ÷ 25 mm c.a./m **la pressione di progetto prevista è bassa** ed è quindi consigliabile installare un sistema di sopraelevazione;
- per J > 110 ÷ 120 mm c.a./m **la pressione di progetto prevista è alta** ed è quindi consigliabile installare un riduttore di pressione.

La formula che segue, ricavata dalla (1) serve a calcolare la **pressione di progetto necessaria per ottenere un valore predeterminato del carico unitario lineare.**

$$P_{pr} = \Delta h + P_{min} + H_{app} + \frac{J \cdot L}{F \cdot 1.000} \quad (2)$$

TAB. 8
VALORI MEDI DELLE PERDITE DI CARICO INDOTTE
DAI PRINCIPALI COMPONENTI DELL'IMPIANTO

Componenti	H _{app} [m c.a.]
Contatore d'acqua generale	6 ÷ 8
Contatore d'acqua d'alloggio	3 ÷ 4
Disconnettore	5 ÷ 6
Miscelatore termostatico	4
Miscelatore elettronico	2
Scambiatore di calore a piastre	4
Addolcitore	8
Dosatore di polifosfati	4



VELOCITÀ MASSIME CONSENTITE

Sono le velocità massime con cui l'acqua può fluire nei tubi senza causare rumori o vibrazioni. Il loro valore dipende da molti fattori, quali ad esempio: il tipo di impianto, il diametro e il materiale dei tubi, la natura e lo spessore dell'isolamento termico.

Di seguito sono riportate le velocità massime generalmente accettabili negli impianti di tipo A (a servizio di edifici residenziali, uffici, alberghi, ospedali, cliniche, scuole e simili) e di tipo B (a servizio di edifici ad uso industriale e artigianale, palestre e simili).

TAB. 9
VELOCITÀ MASSIME CONSENTITE

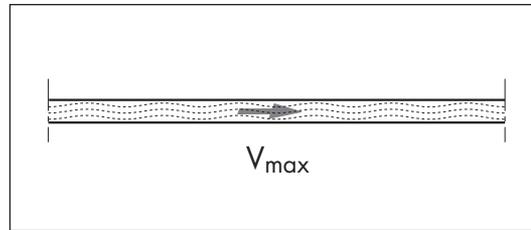
Materiale tubi	φ tubi	impianti tipo A v _{max} (m/s)	impianti tipo B v _{max} (m/s)
Acciaio zincato	fino a 3/4"	1,1	1,3
	1"	1,3	1,5
	1 1/4"	1,6	1,8
	1 1/2"	1,8	2,1
	2"	2,0	2,3
	2 1/2"	2,2	2,5
	oltre 3"	2,5	2,8
Pead PN10 e PN16	fino a DN 25	1,2	1,4
	DN 32	1,3	1,5
	DN 40	1,6	1,8
	DN 50	1,9	2,2
	DN 63	2,1	2,4
	DN 75	2,3	2,6
	oltre DN 90	2,5	2,8
Multistrato	fino a DN 26	1,2	1,4
	DN 32	1,3	1,5
	DN 40	1,6	1,8
	DN 50	2,0	2,3

METODI PER DIMENSIONARE I TUBI DELLE RETI IDRICHE

I metodi più utilizzati sono tre:

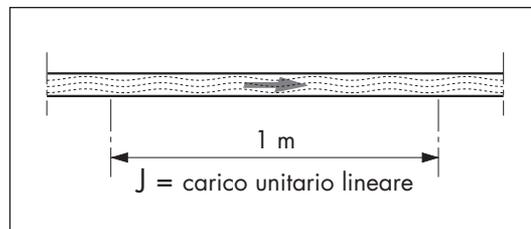
1. Metodo delle velocità massime

È un metodo che ha come parametro guida il non superamento delle **velocità massime consentite**.



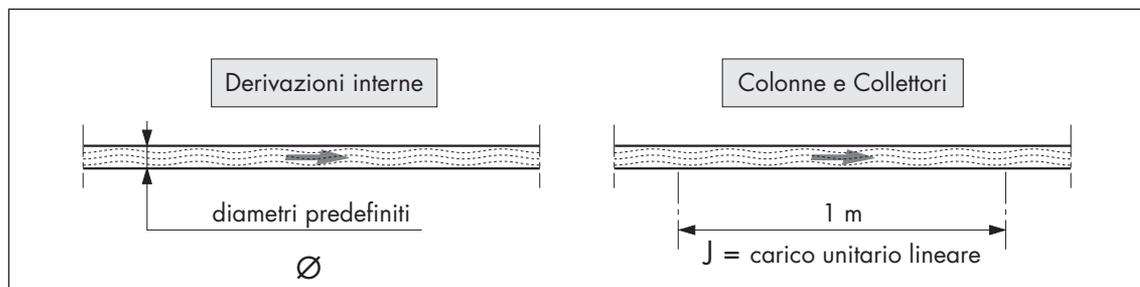
2. Metodo del carico unitario lineare

È un metodo che prevede il dimensionamento dei tubi in base al **carico unitario lineare disponibile**.



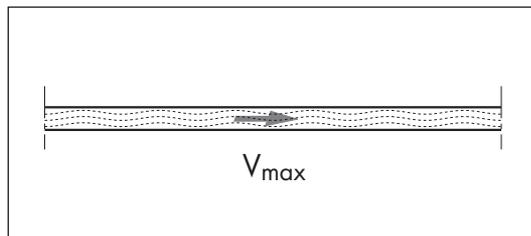
3. Metodo dei diametri predefiniti e del carico unitario lineare

Vale solo per **edifici di tipo residenziale** e prevede sistemi diversi per il **dimensionamento dei tubi interni ed esterni agli alloggi**.



METODO DELLE VELOCITÀ MASSIME

È un metodo che ha come parametro guida il non superamento delle velocità massime consentite.



Può essere sviluppato nel seguente modo:

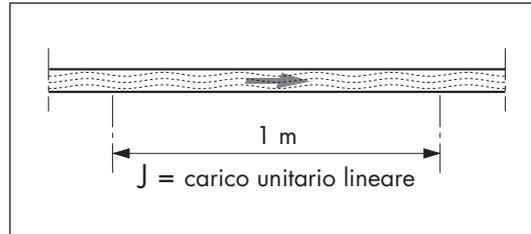
1. si determinano le portate nominali di tutti i punti di erogazione (ved. tab.1 e tab. 2);
2. in base alle portate nominali sopra determinate, si calcolano le portate totali dei vari tratti di rete;
3. si determinano le portate di progetto dei vari tratti di rete in relazione alle portate totali e al tipo di utenza (ved. tab. 3, 4, 5, 6, 7);
4. si sceglie il diametro dei tubi in base alle portate di progetto e alle velocità massime consentite (ved. tab. 10, 11, 12, 13);
5. si verifica (in base alla pressione di progetto, alle perdite di carico della rete e ai dislivelli in gioco) che a monte dell'apparecchio più sfavorito la pressione disponibile non sia inferiore a quella minima richiesta.
Le operazioni di verifica possono essere svolte con le procedure di calcolo illustrate sul 1° e 2° Quaderno Caleffi.

Nota:

La verifica richiesta al punto (5) è necessaria in quanto la scelta dei diametri avviene senza tenere conto della pressione di progetto, delle resistenze della rete e dei dislivelli effettivi dell'impianto. Tale verifica, alquanto laboriosa, rende il metodo in esame conveniente solo in casi particolari: ad esempio quando la rete di distribuzione ha uno sviluppo molto esteso o complesso.

METODO DEL CARICO UNITARIO LINEARE

È un metodo che prevede il dimensionamento dei tubi in base al valore del **carico unitario lineare disponibile**.



Può essere sviluppato nel seguente modo:

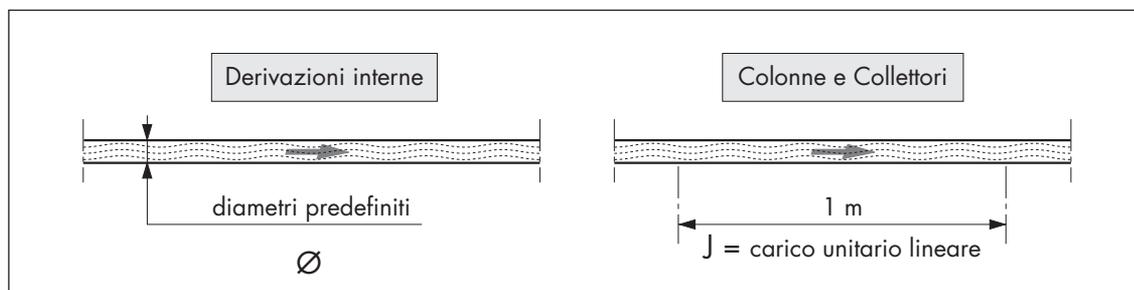
1. si determinano le portate nominali di tutti i punti di erogazione (ved. tab.1 e tab. 2);
2. in base alle portate nominali sopra determinate, si calcolano le portate totali dei vari tratti di rete;
3. si determinano le portate di progetto dei vari tratti di rete in relazione alle portate totali e al tipo di utenza (ved. tab. 3, 4, 5, 6, 7);
4. si calcola il carico unitario lineare disponibile (ved. relativa voce);
5. si dimensionano i diametri in base alle portate di progetto e al carico unitario lineare (ved. tab. 10, 11, 12, 13).
Le tabelle consentono anche di verificare se il diametro scelto comporta o meno una velocità accettabile. Se la velocità è troppo alta si dovrà scegliere un diametro maggiore.

Nota:

Il dimensionamento dei diametri con questo metodo non richiede verifiche della pressione residua a monte del punto più sfavorito, dato che nella determinazione del carico lineare unitario si tiene già conto (con sufficiente precisione) della pressione di progetto, delle resistenze della rete e dei dislivelli effettivi dell'impianto.

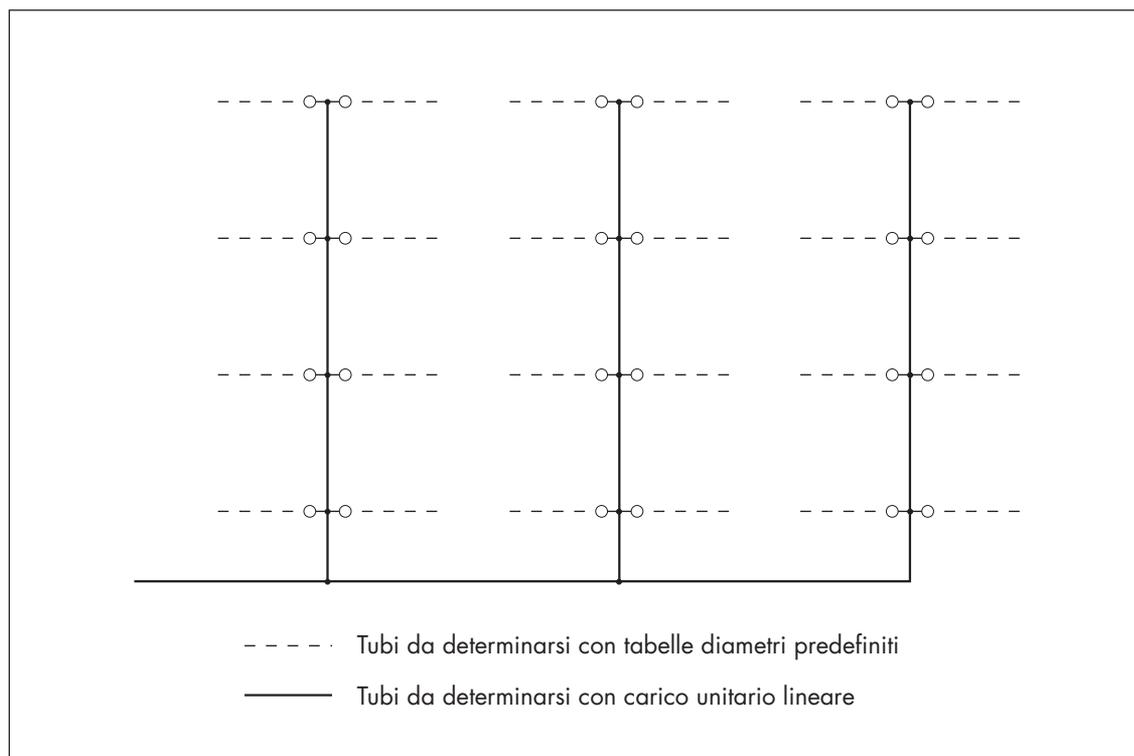
METODO DEI DIAMETRI PREDEFINITI E DEL CARICO UNITARIO LINEARE

È un metodo valido solo per edifici di tipo residenziale e prevede sistemi diversi per il dimensionamento dei tubi interni ed esterni agli alloggi.



Ed in particolare:

- per i tubi interni agli alloggi il metodo in esame prevede l'uso di tabelle che consentono di ricavare il diametro dei tubi in relazione alla portata totale che può fluire attraverso gli stessi;
- per i tubi esterni agli alloggi prevede invece un dimensionamento a carico unitario lineare costante uguale a quello esposto al relativo sottocapitolo.



Questo metodo può essere così sviluppato:

1. si determinano le portate nominali di tutti i punti di erogazione (ved. tab.1 e tab. 2);
2. in base alle portate nominali sopra determinate, si calcolano le portate totali dei vari tratti di rete;
3. si determinano le portate di progetto dei vari tratti di rete in relazione alle portate totali e al tipo di utenza (ved. tab. 3, 4, 5, 6, 7);
4. si calcola il carico unitario lineare disponibile (ved. relativa voce);
5. si scelgono i diametri dei tubi interni agli alloggi in base alle portate totali (ved. tab. 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21);
6. si dimensionano i diametri dei tubi esterni agli alloggi in base alle portate di progetto e al carico unitario lineare (ved. tab. 10, 11, 12, 13): cioè in base al metodo del carico unitario lineare esposto al relativo sottocapitolo.

Nota:

Il metodo considerato è teoricamente meno preciso di quello che prevede il dimensionamento di tutta la rete di distribuzione in base al carico unitario lineare.

Tuttavia esso offre risultati validi, rende più semplice e rapida la scelta dei tubi interni e consente inoltre di evitare un certo superdimensionamento della rete distributiva interna a cui porta la rigorosa applicazione della norma prEN 806: superdimensionamento molto probabilmente dovuto al fatto che la stessa norma descrive con un'unica tabella sia la contemporaneità d'uso interna (relativa ad un singolo alloggio), sia quella esterna (relativa a più alloggi). Descrive cioè con un'unica tabella eventi che possono essere tra loro sostanzialmente diversi.

TAB. 10 - TUBI IN ACCIAIO ZINCATO - ACQUA FREDDA (10°C)

Portate ammissibili in relazione al carico unitario lineare disponibile

Dn	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	101,6	108
Di	21,7	27,4	36,1	42	53,1	68,7	80,6	94,4	100,8
J	Portate [l/s]								
mm c.a./m	velocità [m/s]								
10	0,12	0,23	0,48	0,72	1,34	2,68	4,11	6,27	7,48
	0,33	0,39	0,47	0,52	0,61	0,73	0,81	0,90	0,94
15	0,15	0,28	0,59	0,89	1,67	3,33	5,10	7,79	9,29
	0,41	0,48	0,58	0,65	0,76	0,90	1,01	1,12	1,17
20	0,18	0,33	0,69	1,04	1,95	3,88	5,95	9,09	10,83
	0,48	0,57	0,68	0,76	0,89	1,06	1,18	1,31	1,37
25	0,20	0,37	0,78	1,17	2,19	4,37	6,70	10,24	12,21
	0,54	0,64	0,77	0,85	1,00	1,19	1,33	1,48	1,54
30	0,22	0,41	0,86	1,29	2,42	4,82	7,39	11,29	13,46
	0,60	0,70	0,85	0,94	1,10	1,31	1,46	1,63	1,70
35	0,24	0,45	0,93	1,40	2,62	5,23	8,03	12,26	14,61
	0,65	0,76	0,92	1,02	1,19	1,42	1,59	1,77	1,85
40	0,26	0,48	1,00	1,50	2,82	5,62	8,62	13,16	15,69
	0,70	0,82	0,99	1,09	1,28	1,53	1,70	1,90	1,98
45	0,27	0,51	1,07	1,60	3,00	5,98	9,18	14,02	16,71
	0,74	0,87	1,05	1,17	1,37	1,63	1,81	2,02	2,11
50	0,29	0,54	1,13	1,69	3,17	6,33	9,71	14,83	17,68
	0,79	0,92	1,11	1,23	1,45	1,72	1,92	2,14	2,23
55	0,30	0,57	1,19	1,78	3,34	6,66	10,22	15,61	18,61
	0,83	0,97	1,17	1,30	1,52	1,81	2,02	2,25	2,35
60	0,32	0,59	1,24	1,87	3,50	6,98	10,71	16,35	19,49
	0,87	1,02	1,23	1,36	1,59	1,90	2,12	2,36	2,46
65	0,33	0,62	1,30	1,95	3,65	7,28	11,17	17,07	20,34
	0,91	1,06	1,28	1,42	1,66	1,98	2,21	2,46	2,57
70	0,35	0,65	1,35	2,03	3,80	7,58	11,63	17,76	21,17
	0,94	1,10	1,33	1,48	1,73	2,06	2,30	2,56	2,68
75	0,36	0,67	1,40	2,10	3,94	7,86	12,06	18,42	21,96
	0,98	1,15	1,38	1,53	1,80	2,14	2,38	2,65	2,78
80	0,37	0,69	1,45	2,18	4,08	8,14	12,49	19,07	22,73
	1,01	1,19	1,43	1,59	1,86	2,21	2,47	2,75	2,87
85	0,38	0,72	1,50	2,25	4,22	8,41	12,90	19,70	23,48
	1,05	1,23	1,48	1,64	1,92	2,29	2,55	2,84	2,97
90	0,40	0,74	1,55	2,32	4,35	8,67	13,30	20,31	24,21
	1,08	1,26	1,52	1,69	1,98	2,36	2,63	2,93	3,06
95	0,41	0,76	1,59	2,39	4,48	8,92	13,69	20,91	24,92
	1,11	1,30	1,57	1,74	2,04	2,43	2,71	3,01	3,15
100	0,42	0,78	1,64	2,45	4,60	9,17	14,07	21,49	25,62
	1,14	1,34	1,61	1,79	2,09	2,50	2,78	3,10	3,24
110	0,44	0,82	1,72	2,58	4,84	9,65	14,81	22,61	26,95
	1,20	1,41	1,70	1,88	2,20	2,63	2,93	3,26	3,41
120	0,46	0,86	1,80	2,71	5,07	10,11	15,51	23,69	28,24
	1,26	1,47	1,78	1,97	2,31	2,75	3,07	3,41	3,57

TAB. 11 - TUBI IN ACCIAIO ZINCATO - ACQUA CALDA (50°C)

Portate ammissibili in relazione al carico unitario lineare disponibile

Dn	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	101,6	108
Di	21,7	27,4	36,1	42	53,1	68,7	80,6	94,4	100,8
J	Portate [l/s]								
mm c.a./m	velocità [m/s]								
10	0,13	0,24	0,51	0,77	1,44	2,86	4,39	6,71	8,00
	0,36	0,42	0,50	0,56	0,65	0,78	0,87	0,97	1,01
15	0,16	0,30	0,63	0,95	1,78	3,56	5,46	8,33	9,94
	0,44	0,52	0,63	0,69	0,81	0,97	1,08	1,20	1,26
20	0,19	0,35	0,74	1,11	2,08	4,15	6,37	9,72	11,59
	0,52	0,60	0,73	0,81	0,95	1,13	1,26	1,40	1,46
25	0,21	0,40	0,83	1,25	2,34	4,67	7,17	10,95	13,06
	0,58	0,68	0,82	0,91	1,07	1,27	1,42	1,58	1,65
30	0,24	0,44	0,92	1,38	2,58	5,15	7,91	12,07	14,39
	0,64	0,75	0,91	1,00	1,18	1,40	1,56	1,74	1,82
35	0,26	0,48	1,00	1,50	2,81	5,60	8,59	13,11	15,63
	0,70	0,82	0,98	1,09	1,28	1,52	1,70	1,89	1,98
40	0,27	0,51	1,07	1,61	3,01	6,01	9,22	14,08	16,79
	0,75	0,88	1,06	1,17	1,37	1,64	1,82	2,03	2,12
45	0,29	0,55	1,14	1,71	3,21	6,40	9,82	15,00	17,88
	0,80	0,93	1,13	1,25	1,46	1,74	1,94	2,16	2,26
50	0,31	0,58	1,21	1,81	3,40	6,77	10,39	15,87	18,92
	0,84	0,99	1,19	1,32	1,55	1,84	2,05	2,29	2,39
55	0,33	0,61	1,27	1,91	3,57	7,13	10,93	16,70	19,91
	0,89	1,04	1,25	1,39	1,63	1,94	2,16	2,41	2,52
60	0,34	0,64	1,33	2,00	3,74	7,47	11,45	17,49	20,85
	0,93	1,09	1,31	1,45	1,71	2,03	2,26	2,52	2,64
65	0,36	0,66	1,39	2,09	3,91	7,79	11,95	18,26	21,77
	0,97	1,14	1,37	1,52	1,78	2,12	2,36	2,63	2,75
70	0,37	0,69	1,45	2,17	4,07	8,11	12,44	19,00	22,65
	1,01	1,18	1,42	1,58	1,85	2,21	2,46	2,74	2,86
75	0,38	0,72	1,50	2,25	4,22	8,41	12,91	19,71	23,50
	1,05	1,23	1,48	1,64	1,92	2,29	2,55	2,84	2,97
80	0,40	0,74	1,55	2,33	4,37	8,71	13,36	20,40	24,32
	1,08	1,27	1,53	1,70	1,99	2,37	2,64	2,94	3,07
85	0,41	0,77	1,60	2,41	4,51	8,99	13,80	21,07	25,12
	1,12	1,31	1,58	1,75	2,05	2,45	2,73	3,04	3,17
90	0,42	0,79	1,65	2,48	4,65	9,27	14,23	21,73	25,90
	1,15	1,35	1,63	1,81	2,12	2,52	2,81	3,13	3,27
95	0,44	0,81	1,70	2,55	4,79	9,55	14,64	22,37	26,66
	1,19	1,39	1,68	1,86	2,18	2,60	2,89	3,22	3,37
100	0,45	0,84	1,75	2,63	4,92	9,81	15,05	22,99	27,40
	1,22	1,43	1,72	1,91	2,24	2,67	2,98	3,31	3,46
110	0,47	0,88	1,84	2,76	5,18	10,32	15,84	24,19	28,84
	1,28	1,50	1,81	2,01	2,36	2,81	3,13	3,49	3,64
120	0,49	0,92	1,93	2,89	5,42	10,82	16,59	25,34	30,21
	1,35	1,58	1,90	2,11	2,47	2,94	3,28	3,65	3,82

TAB. 12 - TUBI IN Pead PN 10 - ACQUA FREDDA (10°C)
Portate ammissibili in relazione al carico unitario lineare disponibile

DN	20	25	32	40	50	63	75	90
Di	16,2	20,4	26	32,6	40,8	51,4	61,2	73,6
J	Portate [l/s]							
mm c.a./m	velocità [m/s]							
10	0,06	0,11	0,21	0,38	0,70	1,32	2,11	3,49
	0,28	0,33	0,39	0,46	0,54	0,64	0,72	0,83
15	0,07	0,14	0,26	0,48	0,89	1,66	2,66	4,40
	0,35	0,42	0,50	0,58	0,68	0,81	0,91	1,04
20	0,09	0,16	0,31	0,57	1,04	1,96	3,14	5,18
	0,42	0,49	0,58	0,69	0,81	0,95	1,08	1,23
25	0,10	0,18	0,35	0,65	1,19	2,22	3,57	5,88
	0,47	0,56	0,66	0,78	0,92	1,08	1,22	1,39
30	0,11	0,20	0,39	0,72	1,32	2,46	3,96	6,53
	0,53	0,62	0,74	0,87	1,02	1,20	1,36	1,55
35	0,12	0,22	0,42	0,78	1,44	2,69	4,32	7,13
	0,57	0,68	0,80	0,95	1,11	1,31	1,48	1,69
40	0,13	0,24	0,46	0,84	1,55	2,91	4,67	7,70
	0,62	0,73	0,87	1,02	1,20	1,41	1,60	1,82
45	0,14	0,25	0,49	0,90	1,66	3,11	4,99	8,23
	0,66	0,78	0,93	1,09	1,28	1,51	1,71	1,95
50	0,14	0,27	0,52	0,96	1,76	3,30	5,30	8,74
	0,70	0,83	0,99	1,16	1,36	1,60	1,82	2,07
55	0,15	0,28	0,55	1,01	1,86	3,49	5,60	9,23
	0,74	0,88	1,04	1,22	1,44	1,69	1,92	2,19
60	0,16	0,30	0,58	1,06	1,96	3,66	5,88	9,71
	0,78	0,92	1,09	1,29	1,51	1,78	2,02	2,30
65	0,17	0,31	0,60	1,11	2,05	3,83	6,16	10,16
	0,82	0,96	1,15	1,35	1,58	1,86	2,11	2,41
70	0,17	0,33	0,63	1,16	2,14	4,00	6,42	10,60
	0,85	1,00	1,19	1,40	1,65	1,94	2,20	2,51
75	0,18	0,34	0,65	1,21	2,22	4,16	6,68	11,03
	0,89	1,05	1,24	1,46	1,71	2,02	2,29	2,61
80	0,19	0,35	0,68	1,25	2,31	4,32	6,93	11,44
	0,92	1,08	1,29	1,52	1,78	2,10	2,38	2,71
85	0,19	0,36	0,70	1,30	2,39	4,47	7,18	11,84
	0,95	1,12	1,34	1,57	1,84	2,17	2,46	2,81
90	0,20	0,38	0,73	1,34	2,47	4,62	7,42	12,24
	0,98	1,16	1,38	1,62	1,90	2,24	2,54	2,90
95	0,21	0,39	0,75	1,38	2,54	4,76	7,65	12,62
	1,01	1,20	1,42	1,67	1,96	2,31	2,62	2,99
100	0,21	0,40	0,77	1,43	2,62	4,90	7,88	12,99
	1,04	1,23	1,46	1,72	2,02	2,38	2,70	3,08
110	0,23	0,42	0,81	1,50	2,77	5,18	8,32	13,72
	1,10	1,30	1,55	1,82	2,13	2,52	2,85	3,25
120	0,24	0,44	0,86	1,58	2,91	5,44	8,74	14,42
	1,16	1,37	1,63	1,91	2,24	2,65	3,00	3,42

TAB. 12 - TUBI IN Pead PN 10 - ACQUA FREDDA (10°C)
Portate ammissibili in relazione al carico unitario lineare disponibile

DN	110	125	140	160	180	200	225	250
Di	90	102,2	114,4	130,8	147,2	163,6	184	204,4
J	Portate [l/s]							
mm c.a./m	velocità [m/s]							
10	6,02	8,50	11,54	16,60	22,88	30,48	41,92	55,77
	0,95	1,04	1,13	1,25	1,36	1,46	1,59	1,71
15	7,59	10,71	14,55	20,93	28,84	38,42	52,86	70,31
	1,20	1,32	1,43	1,57	1,71	1,84	2,00	2,16
20	8,94	12,63	17,15	24,67	34,00	45,29	62,30	82,88
	1,42	1,55	1,68	1,85	2,01	2,17	2,36	2,55
25	10,16	14,35	19,48	28,03	38,62	51,44	70,77	94,15
	1,61	1,76	1,91	2,10	2,29	2,47	2,68	2,89
30	11,28	15,92	21,62	31,10	42,86	57,09	78,54	104,48
	1,79	1,96	2,12	2,33	2,54	2,74	2,98	3,21
35	12,31	17,39	23,61	33,97	46,81	62,35	85,78	114,11
	1,95	2,14	2,32	2,55	2,77	2,99	3,25	3,51
40	13,29	18,77	25,49	36,66	50,52	67,29	92,58	123,15
	2,11	2,31	2,50	2,75	2,99	3,23	3,51	3,79
45	14,21	20,07	27,26	39,21	54,04	71,98	99,02	131,73
	2,25	2,47	2,67	2,94	3,20	3,45	3,76	4,05
50	15,10	21,32	28,95	41,65	57,39	76,45	105,17	139,90
	2,39	2,62	2,84	3,13	3,40	3,67	3,99	4,30
55	15,94	22,51	30,57	43,98	60,60	80,73	111,05	147,73
	2,53	2,77	3,00	3,30	3,59	3,87	4,21	4,54
60	16,75	23,66	32,13	46,22	63,69	84,84	116,71	155,26
	2,66	2,91	3,15	3,47	3,77	4,07	4,43	4,77
65	17,54	24,77	33,63	48,38	66,67	88,81	122,18	162,53
	2,78	3,04	3,30	3,63	3,95	4,26	4,63	5,00
70	18,30	25,84	35,09	50,48	69,56	92,65	127,46	169,56
	2,90	3,18	3,44	3,79	4,12	4,45	4,83	5,21
75	19,03	26,88	36,50	52,51	72,35	96,38	132,59	176,38
	3,02	3,30	3,58	3,94	4,29	4,62	5,03	5,42
80	19,75	27,89	37,87	54,48	75,07	100,00	137,57	183,00
	3,13	3,43	3,72	4,09	4,45	4,80	5,22	5,62
85	20,44	28,87	39,21	56,40	77,72	103,52	142,42	189,46
	3,24	3,55	3,85	4,23	4,61	4,97	5,40	5,82
90	21,12	29,83	40,51	58,27	80,30	106,96	147,15	195,75
	3,35	3,67	3,97	4,37	4,76	5,13	5,58	6,02
95	21,79	30,76	41,78	60,10	82,82	110,32	151,76	201,89
	3,45	3,78	4,10	4,51	4,91	5,29	5,76	6,20
100	22,43	31,68	43,02	61,89	85,28	113,60	156,28	207,89
	3,56	3,89	4,22	4,65	5,05	5,45	5,93	6,39
110	23,69	33,45	45,43	65,35	90,05	119,96	165,02	219,53
	3,76	4,11	4,46	4,91	5,34	5,76	6,26	6,75
120	24,90	35,16	47,75	68,68	94,65	126,07	173,44	230,72
	3,95	4,32	4,68	5,16	5,61	6,05	6,58	7,09

TAB. 13 - TUBI IN Pead PN 16 - ACQUA FREDDA (10°C)**Portate ammissibili in relazione al carico unitario lineare disponibile**

DN	20	25	32	40	50	63	75	90
Di	14,4	18	23	28,8	36,2	45,6	54,2	65
J	Portate [l/s]							
mm c.a./m	velocità [m/s]							
10	0,04	0,08	0,15	0,27	0,51	0,95	1,52	2,49
	0,26	0,30	0,36	0,42	0,50	0,59	0,66	0,76
15	0,05	0,10	0,19	0,34	0,64	1,20	1,92	3,14
	0,32	0,38	0,45	0,53	0,63	0,74	0,84	0,95
20	0,06	0,11	0,22	0,41	0,75	1,41	2,26	3,70
	0,38	0,45	0,54	0,63	0,74	0,87	0,99	1,12
25	0,07	0,13	0,25	0,46	0,86	1,60	2,56	4,20
	0,44	0,51	0,61	0,71	0,84	0,99	1,12	1,28
30	0,08	0,14	0,28	0,51	0,95	1,78	2,85	4,66
	0,48	0,57	0,67	0,79	0,93	1,10	1,24	1,42
35	0,09	0,16	0,30	0,56	1,04	1,94	3,11	5,09
	0,53	0,62	0,74	0,86	1,02	1,20	1,36	1,55
40	0,09	0,17	0,33	0,60	1,12	2,10	3,36	5,49
	0,57	0,67	0,80	0,93	1,10	1,30	1,47	1,67
45	0,10	0,18	0,35	0,65	1,20	2,25	3,59	5,88
	0,61	0,71	0,85	1,00	1,18	1,39	1,57	1,79
50	0,10	0,19	0,37	0,69	1,27	2,38	3,81	6,24
	0,65	0,76	0,90	1,06	1,25	1,47	1,67	1,90
55	0,11	0,20	0,39	0,72	1,35	2,52	4,02	6,59
	0,68	0,80	0,95	1,12	1,32	1,56	1,76	2,00
60	0,12	0,21	0,41	0,76	1,41	2,65	4,23	6,93
	0,72	0,84	1,00	1,18	1,39	1,63	1,85	2,11
65	0,12	0,22	0,43	0,80	1,48	2,77	4,43	7,25
	0,75	0,88	1,05	1,23	1,45	1,71	1,94	2,20
70	0,13	0,23	0,45	0,83	1,54	2,89	4,62	7,56
	0,78	0,92	1,09	1,29	1,51	1,78	2,02	2,30
75	0,13	0,24	0,47	0,86	1,61	3,01	4,81	7,87
	0,81	0,96	1,14	1,34	1,57	1,86	2,10	2,39
80	0,14	0,25	0,49	0,90	1,67	3,12	4,99	8,16
	0,85	0,99	1,18	1,39	1,63	1,93	2,18	2,48
85	0,14	0,26	0,50	0,93	1,73	3,23	5,16	8,45
	0,88	1,03	1,22	1,44	1,69	1,99	2,26	2,57
90	0,15	0,27	0,52	0,96	1,78	3,34	5,33	8,73
	0,90	1,06	1,26	1,48	1,75	2,06	2,33	2,65
95	0,15	0,28	0,54	0,99	1,84	3,44	5,50	9,01
	0,93	1,09	1,30	1,53	1,80	2,13	2,40	2,74
100	0,16	0,28	0,55	1,02	1,89	3,54	5,66	9,27
	0,96	1,13	1,34	1,58	1,86	2,19	2,48	2,82
110	0,16	0,30	0,58	1,07	2,00	3,74	5,98	9,79
	1,01	1,19	1,42	1,66	1,96	2,31	2,61	2,98
120	0,17	0,32	0,61	1,13	2,10	3,93	6,29	10,29
	1,07	1,25	1,49	1,75	2,06	2,43	2,75	3,13

TAB. 13 - TUBI IN Pead PN 16 - ACQUA FREDDA (10°C)
Portate ammissibili in relazione al carico unitario lineare disponibile

DN	110	125	140	160	180	200	225	250
Di	79,6	90,4	101,2	115,8	130,2	144,8	162,8	181
J	Portate [l/s]							
mm c.a./m	velocità [m/s]							
10	4,31	6,09	8,27	11,93	16,40	21,88	30,07	40,09
	0,87	0,96	1,04	1,14	1,24	1,34	1,46	1,57
15	5,44	7,68	10,43	15,04	20,67	27,58	37,91	50,55
	1,10	1,21	1,31	1,44	1,57	1,69	1,84	1,98
20	6,41	9,05	12,30	17,73	24,37	32,51	44,69	59,58
	1,30	1,42	1,54	1,70	1,85	1,99	2,17	2,34
25	7,28	10,28	13,97	20,14	27,68	36,94	50,76	67,68
	1,48	1,62	1,75	1,93	2,10	2,26	2,46	2,65
30	8,08	11,41	15,50	22,35	30,72	40,99	56,34	75,12
	1,64	1,79	1,94	2,14	2,33	2,51	2,73	2,94
35	8,82	12,46	16,93	24,41	33,55	44,77	61,53	82,03
	1,79	1,96	2,12	2,34	2,54	2,74	2,98	3,22
40	9,52	13,45	18,27	26,34	36,21	48,31	66,40	88,54
	1,93	2,11	2,29	2,52	2,74	2,96	3,22	3,47
45	10,19	14,39	19,54	28,17	38,73	51,68	71,03	94,70
	2,06	2,26	2,45	2,70	2,93	3,16	3,44	3,71
50	10,82	15,28	20,76	29,92	41,13	54,89	75,44	100,58
	2,19	2,40	2,60	2,87	3,12	3,36	3,65	3,94
55	11,42	16,13	21,92	31,60	43,43	57,96	79,66	106,21
	2,32	2,54	2,75	3,03	3,29	3,55	3,86	4,16
60	12,01	16,96	23,04	33,21	45,65	60,91	83,72	111,62
	2,43	2,66	2,89	3,18	3,46	3,73	4,06	4,38
65	12,57	17,75	24,11	34,76	47,78	63,76	87,64	116,85
	2,55	2,79	3,02	3,33	3,62	3,91	4,25	4,58
70	13,11	18,52	25,16	36,27	49,85	66,52	91,43	121,90
	2,66	2,91	3,15	3,47	3,78	4,07	4,43	4,78
75	13,64	19,26	26,17	37,73	51,86	69,20	95,10	126,80
	2,76	3,03	3,28	3,61	3,93	4,24	4,61	4,97
80	14,15	19,99	27,15	39,14	53,80	71,80	98,68	131,57
	2,87	3,14	3,40	3,75	4,08	4,40	4,78	5,16
85	14,65	20,69	28,11	40,52	55,70	74,33	102,16	136,20
	2,97	3,25	3,52	3,88	4,22	4,55	4,95	5,34
90	15,14	21,38	29,04	41,87	57,55	76,79	105,55	140,72
	3,07	3,36	3,64	4,01	4,36	4,70	5,11	5,52
95	15,61	22,05	29,95	43,18	59,36	79,20	108,86	145,14
	3,16	3,46	3,76	4,13	4,50	4,85	5,27	5,69
100	16,08	22,71	30,84	44,47	61,12	81,56	112,10	149,46
	3,26	3,57	3,87	4,26	4,63	4,99	5,43	5,86
110	16,97	23,98	32,57	46,95	64,54	86,12	118,37	157,82
	3,44	3,77	4,08	4,50	4,89	5,27	5,73	6,19
120	17,84	25,20	34,23	49,35	67,83	90,52	124,41	165,87
	3,62	3,96	4,29	4,73	5,14	5,54	6,03	6,50

**Tabelle per il dimensionamento dei tubi
all'interno degli alloggi
col metodo dei diametri predefiniti**

TAB. 14 - TUBI IN ACCIAIO ZINCATO

Diam. est.	{pollici}	1/2"	3/4"	1"
Diam. int.	{mm}	16,3	21,7	27,4
Portate totali	{l/s}	0,6	1,6	4,0

TAB. 15 - TUBI IN ACCIAIO INOX

Diam. est.	{mm}	15,0	18,0	22,0
Diam. int.	{mm}	13,0	16,0	19,6
Portate totali	{l/s}	0,5	0,9	1,4

TAB. 16 - TUBI IN RAME

Diam. est.	{mm}	12,0	14,0	16,0	18,0	20,0	22,0
Diam. int.	{mm}	10,0	12,0	14,0	16,0	18,0	20,0
Portate totali	{l/s}	0,2	0,4	0,7	1,0	1,3	1,6

TAB. 17 - TUBI IN PEX

Diam. est.	{mm}	16,0	20,0	25,0
Diam. int.	{mm}	11,6	14,4	18,0
Portate totali	{l/s}	0,4	0,8	1,6

**Tabelle per il dimensionamento dei tubi
all'interno degli alloggi
col metodo dei diametri predefiniti**

TAB. 18 - TUBI IN PPR

Diam. est.	{mm}	20,0	25,0	32,0
Diam. int.	{mm}	13,2	16,6	21,2
Portate totali	{l/s}	0,6	1,3	3,0

TAB. 19 - TUBI IN PB

Diam. est.	{mm}	15,0	22,0	28,0
Diam. int.	{mm}	11,1	17,8	22,6
Portate totali	{l/s}	0,3	1,5	3,2

TAB. 20 - TUBI MULTISTRATO PEX/ALLUMINIO/PEX

Diam. est.	{mm}	16,0	20,0	26,0
Diam. int.	{mm}	11,5	15,0	20,0
Portate totali	{l/s}	0,4	0,7	2,0

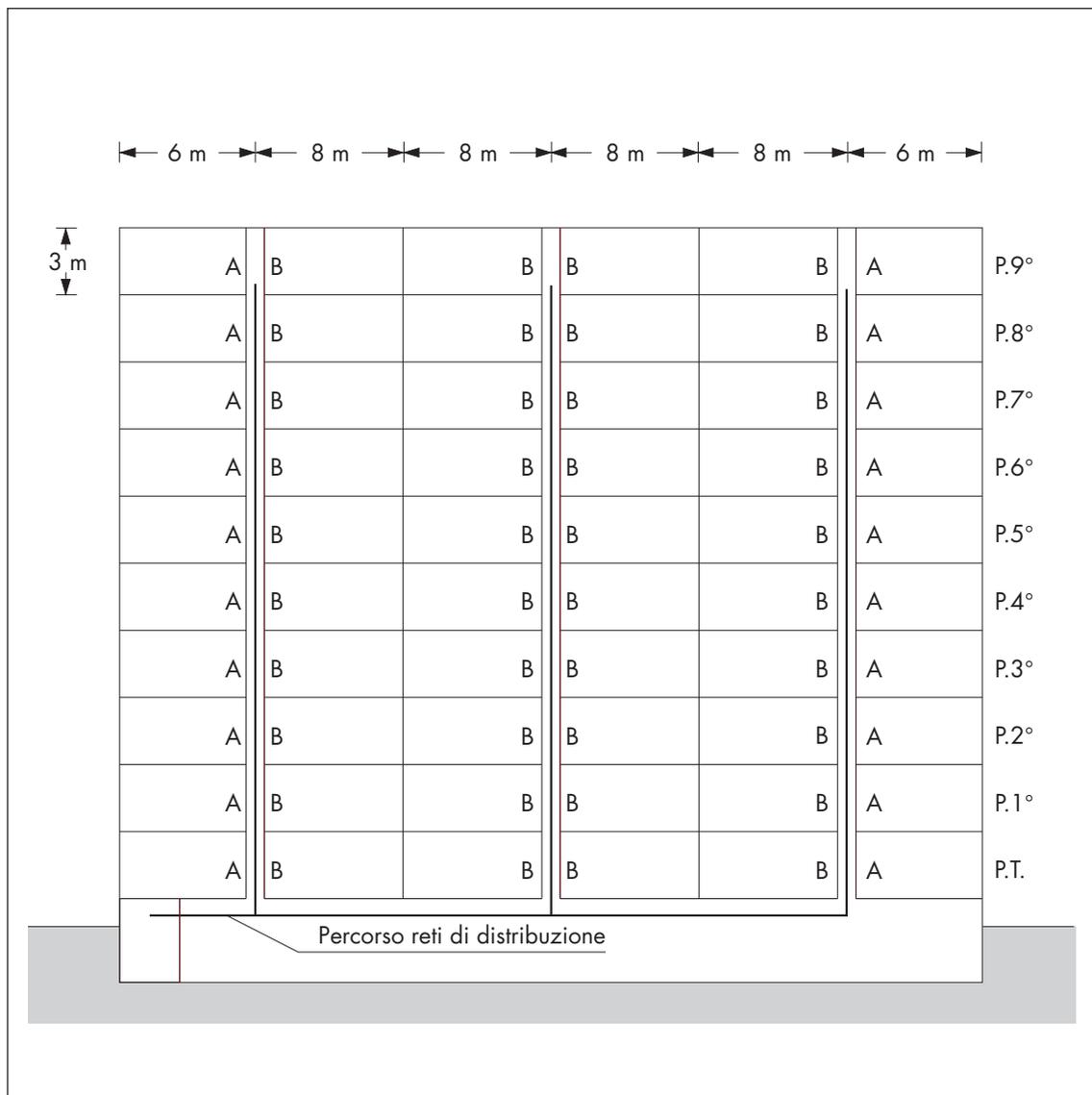
TAB. 21 - TUBI MULTISTRATO RAME/PEX

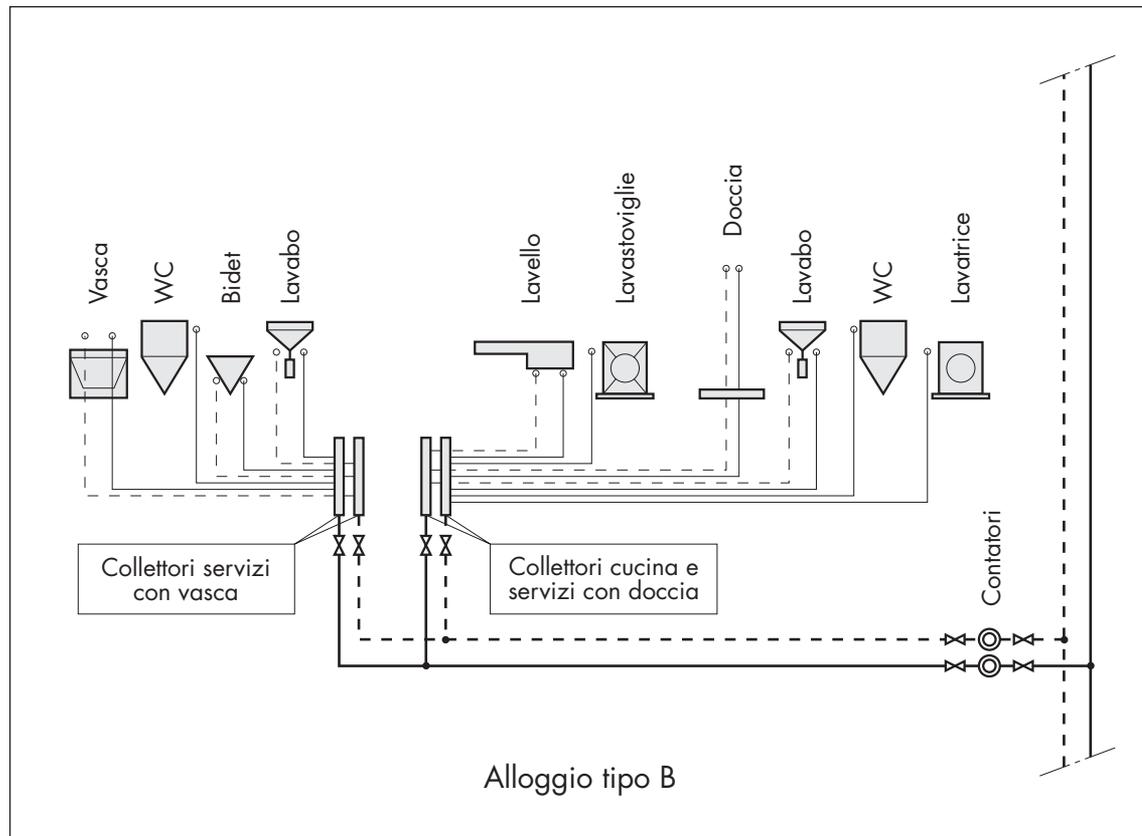
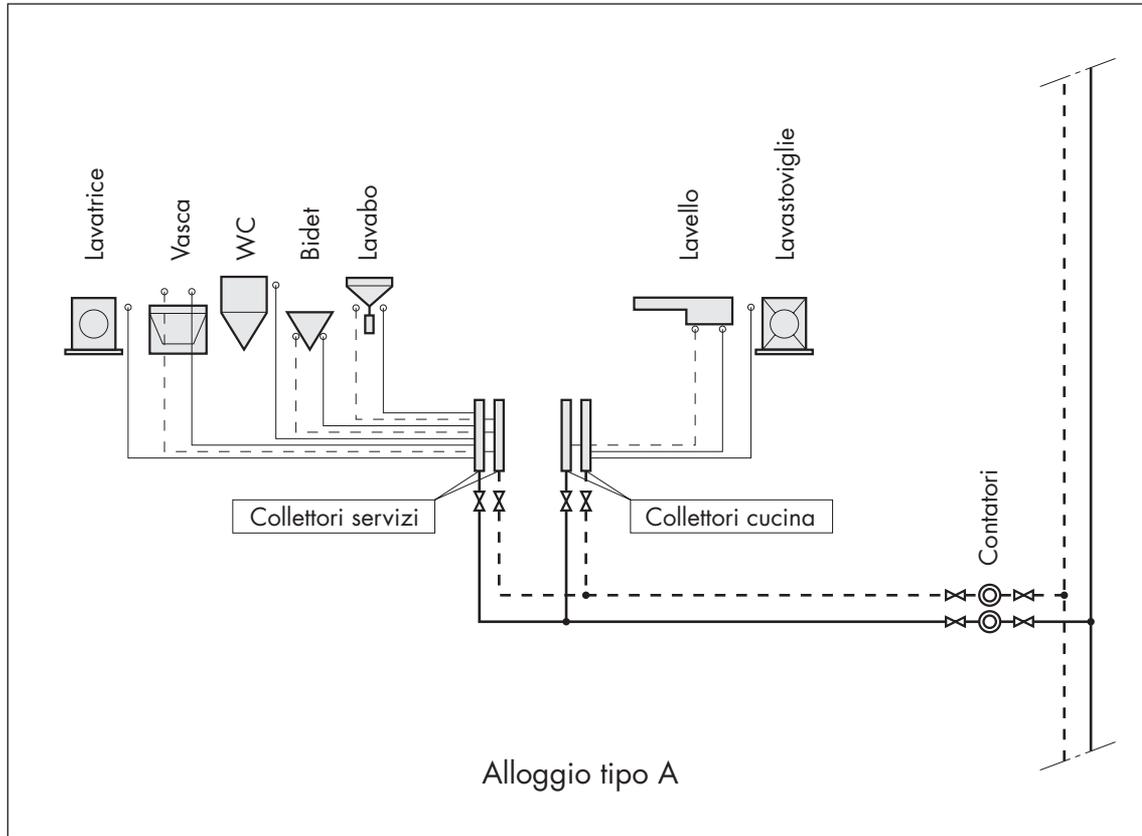
Diam. est.	{mm}	15,0	18,0	22,0
Diam. int.	{mm}	11,0	14,0	16,8
Portate totali	{l/s}	0,3	0,7	1,3

Esempio:

Dimensionare, col metodo dei diametri predefiniti e del carico unitario lineare, le reti idrosanitarie (acqua fredda e calda) dell'edificio sotto rappresentato. Si consideri:

- impianto di tipo centralizzato con contatore centrale e contatori d'alloggio;
- dotazione apparecchi sanitari e distribuzione interna ved. disegni pagina a lato;
- tubi in acciaio zincato per la realizzazione del collettore a scantinato, delle colonne e dei collegamenti interni tra le colonne e i collettori d'alloggio;
- tubi vari (in rame, PEX, PB, PEX/AL/PEX, CU/PEX) per la realizzazione dei collegamenti interni tra i collettori d'alloggio e i punti di erogazione;
- 40 m c.a. = pressione dell'acquedotto (pressione minima garantita);
- 12 m = lunghezza dei tubi che collegano il punto di erogazione più sfavorito alla colonna.

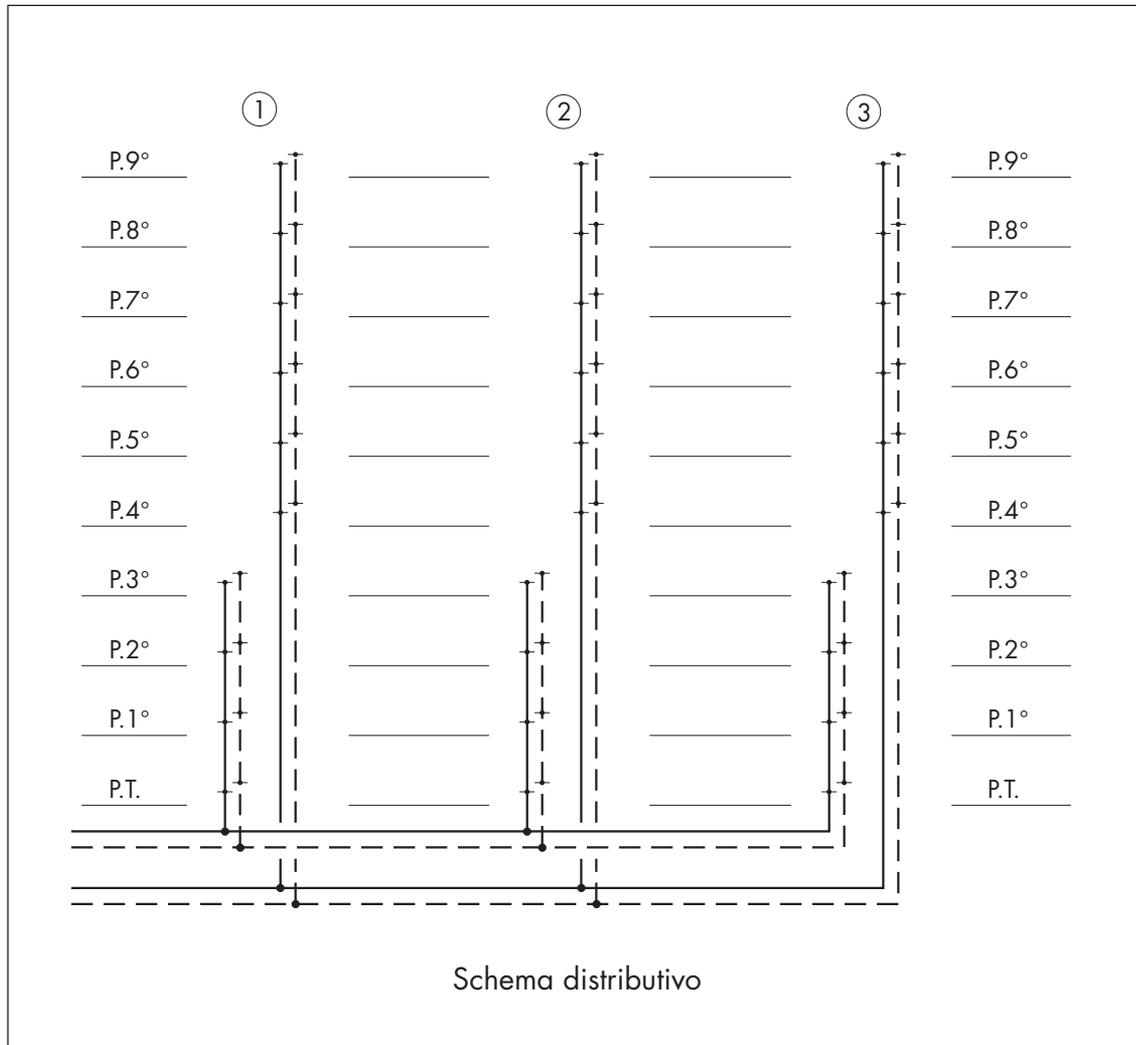




Soluzione:

In base a quanto esposto al sottocapitolo **PRESSIONE DELL'ACQUEDOTTO**, si ritiene opportuno adottare reti:

- a **bassa pressione** (direttamente alimentate dall'acquedotto) per i primi quattro piani;
- ad **alta pressione** (con sistema di sopraelevazione) per gli altri piani.



Note generali:

Si suddivide il dimensionamento delle reti nelle seguenti fasi:

- ❑ **Alloggio A:**
 - determinazione delle portate nominali dei singoli apparecchi,
 - dimensionamento dei tubi che collegano i collettori agli apparecchi,
 - determinazione delle portate totali dei tubi che collegano le colonne ai collettori,
 - dimensionamento dei tubi che collegano le colonne ai collettori.

- ❑ **Alloggio B:**
 - determinazione delle portate nominali dei singoli apparecchi,
 - dimensionamento dei tubi che collegano i collettori agli apparecchi,
 - determinazione delle portate totali dei tubi che collegano le colonne ai collettori,
 - dimensionamento dei tubi che collegano le colonne ai collettori.

- ❑ **Rete a bassa pressione (acqua fredda):**
 - determinazione del carico unitario lineare,
 - determinazione delle portate totali delle colonne e del collettore orizzontale,
 - determinazione delle portate di progetto e dimensionamento dei tubi.

- ❑ **Rete a bassa pressione (acqua calda):**
 - determinazione del carico unitario lineare,
 - determinazione delle portate totali delle colonne e del collettore orizzontale,
 - determinazione delle portate di progetto e dimensionamento dei tubi.

- ❑ **Rete ad alta pressione (acqua fredda):**
 - calcolo della pressione richiesta,
 - determinazione delle portate totali delle colonne e del collettore orizzontale,
 - determinazione delle portate di progetto e dimensionamento dei tubi.

- ❑ **Rete ad alta pressione (acqua calda):**
 - determinazione del carico unitario lineare,
 - determinazione delle portate totali delle colonne e del collettore orizzontale,
 - determinazione delle portate di progetto e dimensionamento dei tubi.

- ❑ **Tratti comuni alle reti di bassa e alta pressione:**
 - determinazione delle portate totali,
 - determinazione delle portate di progetto e dimensionamento dei tubi.

Alloggio A:

□ Determinazione delle portate nominali dei singoli apparecchi

In base ai dati riportati nella tabella 2, le portate nominali degli apparecchi di cui è dotato l'alloggio A risultano:

apparecchi	acqua fredda [l/s]	acqua calda [l/s]
lavatrice	0,10	—
vasca	0,20	0,20
vaso a cassetta	0,10	—
bidet	0,10	0,10
lavabo	0,10	0,10
lavello	0,20	0,20
lavastoviglie	0,20	—

□ Dimensionamento dei tubi che collegano i collettori agli apparecchi

Essendo le portate nominali di tutti gli apparecchi inferiori o uguali a 0,20 l/s, si possono scegliere i valori minimi proposti dalle tabelle dei diametri predefiniti e cioè:

- Ø 12,0/10,0 tubi in rame
- Ø 16,0/11,6 tubi in PEX
- Ø 15,0/11,1 tubi in PB
- Ø 16,0/11,5 tubi in PEX/AL/PEX
- Ø 15,0/11,0 tubi in CU/PEX

□ Determinazione delle portate totali dei tubi che collegano le colonne ai collettori

▪ Tubo che alimenta il collettore dei servizi:

apparecchi	acqua fredda [l/s]	acqua calda [l/s]
lavatrice	0,10	—
vasca	0,20	0,20
vaso a cassetta	0,10	—
bidet	0,10	0,10
lavabo	0,10	0,10
	Gt = 0,60	Gt = 0,40

▪ Tubo che alimenta il collettore della cucina:

apparecchi	acqua fredda [l/s]	acqua calda [l/s]
lavello	0,20	0,20
lavastoviglie	0,20	—
	Gt = 0,40	Gt = 0,20

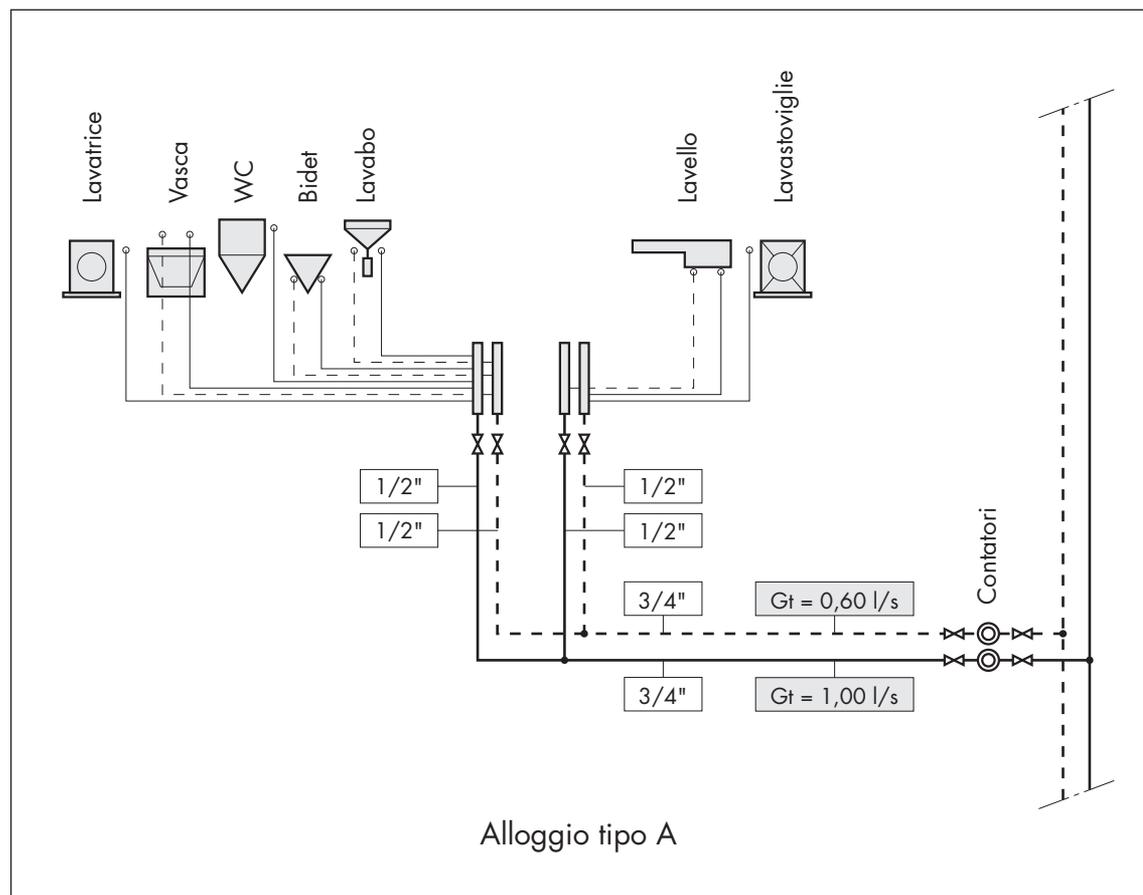
- Tubo che alimenta entrambi i collettori dell'acqua fredda: $G_t = 0,60 + 0,40 = 1,00$ l/s

- Tubo che alimenta entrambi i collettori dell'acqua calda: $G_t = 0,40 + 0,20 = 0,60$ l/s

□ Dimensionamento dei tubi che collegano le colonne ai collettori

Si effettua in base alle portate totali dei tubi e ai valori dei diametri predefiniti indicati dalla tabella 14:

- | | | |
|--|---------------|----------|
| – Tubo che alimenta il collettore dei servizi (acqua fredda) | Gt = 0,60 l/s | Ø = 1/2" |
| – Tubo che alimenta il collettore dei servizi (acqua calda) | Gt = 0,40 l/s | Ø = 1/2" |
| – Tubo che alimenta il collettore della cucina (acqua fredda) | Gt = 0,40 l/s | Ø = 1/2" |
| – Tubo che alimenta il collettore della cucina (acqua calda) | Gt = 0,20 l/s | Ø = 1/2" |
| – Tubo che alimenta entrambi i collettori dell'acqua fredda | Gt = 1,00 l/s | Ø = 3/4" |
| – Tubo che alimenta entrambi i collettori dell'acqua calda
(scelta effettuata - era possibile adottare Ø = 1/2" - per poter "staccarsi" dalle colonne con derivazioni a diametro sempre uguale). | Gt = 0,60 l/s | Ø = 3/4" |



Alloggio B:

□ Determinazione delle portate nominali dei singoli apparecchi

In base ai dati riportati nella tabella 2, le portate nominali degli apparecchi di cui è dotato l'alloggio B risultano:

apparecchi	acqua fredda [l/s]	acqua calda [l/s]
vasca	0,20	0,20
vaso a cassetta	0,10	—
bidet	0,10	0,10
lavabo	0,10	0,10
lavello	0,20	0,20
lavastoviglie	0,20	—
doccia	0,15	0,15
lavatrice	0,10	—

□ Dimensionamento dei tubi che collegano i collettori agli apparecchi

Essendo le portate nominali di tutti gli apparecchi inferiori o uguali a 0,20 l/s, si possono scegliere i valori minimi proposti dalle tabelle dei diametri predefiniti e cioè:

- Ø = 12,0/10,0 tubi in rame
- Ø = 16,0/11,6 tubi in PEX
- Ø = 15,0/11,1 tubi in PB
- Ø = 16,0/11,5 tubi in PEX/AL/PEX
- Ø = 15,0/11,0 tubi in CU/PEX

□ Determinazione delle portate totali dei tubi che collegano le colonne ai collettori

▪ Tubo che alimenta il collettore dei servizi con vasca:

apparecchi	acqua fredda [l/s]	acqua calda [l/s]
vasca	0,20	0,20
vaso a cassetta	0,10	—
bidet	0,10	0,10
lavabo	0,10	0,10
	Gt = 0,50	Gt = 0,40

▪ Tubo che alimenta il collettore della cucina e dei servizi con doccia:

apparecchi	acqua fredda [l/s]	acqua calda [l/s]
lavello	0,20	0,20
lavastoviglie	0,20	—
doccia	0,15	0,15
lavabo	0,10	0,10
vaso a cassetta	0,10	—
lavatrice	0,10	—
	Gt = 0,85	Gt = 0,45

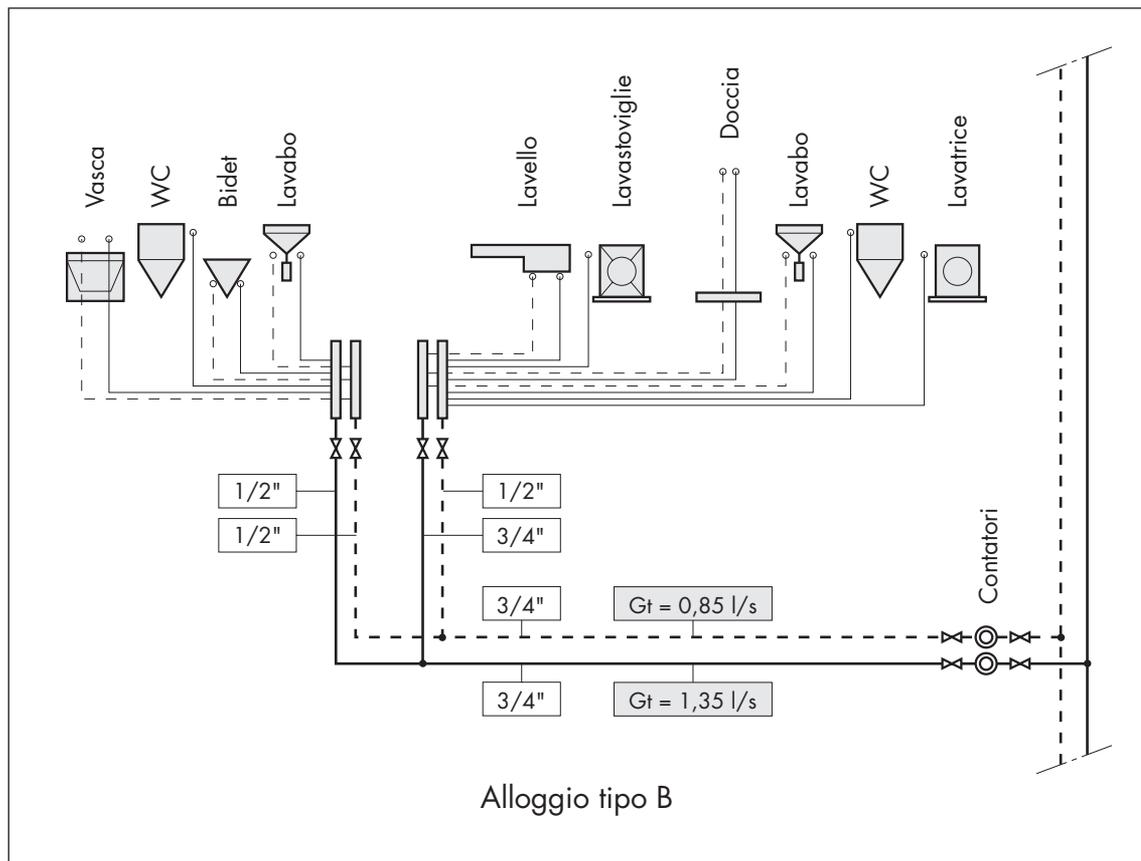
▪ Tubo che alimenta entrambi i collettori dell'acqua fredda: $G_t = 0,50 + 0,85 = 1,35$ l/s

▪ Tubo che alimenta entrambi i collettori dell'acqua calda: $G_t = 0,40 + 0,45 = 0,85$ l/s

□ Dimensionamento dei tubi che collegano le colonne ai collettori

Si effettua in base alle portate totali dei tubi e ai valori dei diametri predefiniti indicati dalla tabella 14:

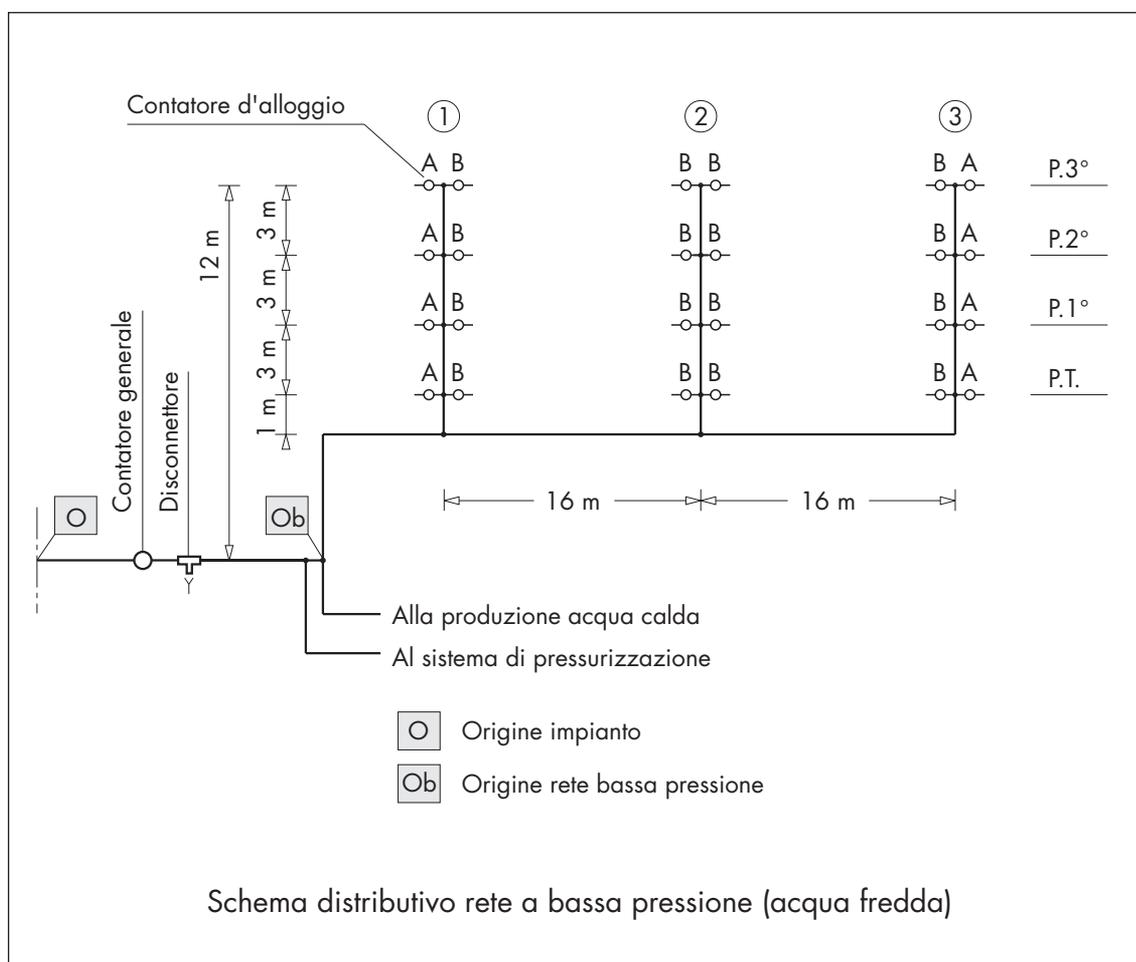
- Tubo che alimenta il collettore servizi con vasca (acqua fredda) $G_t = 0,50 \text{ l/s}$ $\varnothing = 1/2''$
- Tubo che alimenta il collettore servizi con vasca (acqua calda) $G_t = 0,40 \text{ l/s}$ $\varnothing = 1/2''$
- Tubo che alimenta il collettore cucina/doccia (acqua fredda) $G_t = 0,85 \text{ l/s}$ $\varnothing = 3/4''$
- Tubo che alimenta il collettore cucina/doccia (acqua calda) $G_t = 0,45 \text{ l/s}$ $\varnothing = 1/2''$
- Tubo che alimenta entrambi i collettori dell'acqua fredda $G_t = 1,35 \text{ l/s}$ $\varnothing = 3/4''$
- Tubo che alimenta entrambi i collettori dell'acqua calda $G_t = 0,85 \text{ l/s}$ $\varnothing = 3/4''$



Rete a bassa pressione (acqua fredda):

❑ **Determinazione del carico unitario lineare (J)**

Si calcola il valore del carico unitario lineare con la formula (1) per la determinazione dei cui fattori si fa riferimento allo schema sotto riportato.



- P_{pr} = 40 m c.a. Pressione di progetto che in questo caso è uguale alla pressione minima dell'acquedotto (ved. dati esercizio).
- Δh = 12 m c.a. Dislivello fra l'origine della rete e il rubinetto più sfavorito (si ipotizza trascurabile l'altezza di tale rubinetto rispetto al livello del relativo piano).
- P_{min} = 5 m c.a. Pressione minima richiesta a monte del rubinetto più sfavorito (ved. tab. 2).
- H_{app} = Perdite di carico indotte dai principali componenti dell'impianto (ved. tab. 8)
 - 6 m c.a. perdite di carico assunte per il contatore generale
 - 5 m c.a. perdite di carico assunte per il disconnettore
 - 3 m c.a. perdite di carico assunte per il contatore d'alloggio
 - 14 m c.a.
- F = 0,7 Fattore riduttivo che tiene conto delle perdite di carico dovute alle valvole di intercettazione, alle curve e ai pezzi speciali (ved. al sottocapitolo CARICO UNITARIO LINEARE).
- L = Lunghezza della rete che collega l'origine dell'impianto al rubinetto più sfavorito:
 - 10 m lunghezza (stimata) del collettore orizzontale fra l'origine impianto e la colonna 1
 - 16 m lunghezza del collettore orizzontale fra la colonna 1 e la colonna 2
 - 16 m lunghezza del collettore orizzontale fra la colonna 2 e la colonna 3
 - 10 m altezza della colonna 3 (ved. tavola riportata pagina a lato)
 - 12 m lunghezza della derivazione fra la colonna 3 e il rubinetto più sfavorito.
 - 64 m

Il valore del carico unitario lineare risulta pertanto uguale a:

$$J = \frac{(P_{pr} - \Delta h - P_{min} - H_{app}) \cdot F \cdot 1.000}{L} = \frac{(40 - 12 - 5 - 14) \cdot 0,7 \cdot 1.000}{64} = 98 \text{ mm c.a./m}$$

valore che rientra nei limiti di accettabilità definiti al sottocapitolo CARICO UNITARIO LINEARE.

▪ **Determinazione delle portate totali delle colonne e del collettore orizzontale**

Colonna 3:	tratto 3° - 2° piano	$G_t = (1,35 + 1,00) \cdot 1 = 2,35 \text{ l/s}$
	tratto 2° - 1° piano	$G_t = (1,35 + 1,00) \cdot 2 = 4,70 \text{ l/s}$
	tratto 1° - piano terra	$G_t = (1,35 + 1,00) \cdot 3 = 7,05 \text{ l/s}$
	attacco colonna	$G_t = (1,35 + 1,00) \cdot 4 = 9,40 \text{ l/s}$
Colonna 2:	tratto 3° - 2° piano	$G_t = (1,35 + 1,35) \cdot 1 = 2,70 \text{ l/s}$
	tratto 2° - 1° piano	$G_t = (1,35 + 1,35) \cdot 2 = 5,40 \text{ l/s}$
	tratto 1° - piano terra	$G_t = (1,35 + 1,35) \cdot 3 = 8,10 \text{ l/s}$
	attacco colonna	$G_t = (1,35 + 1,35) \cdot 4 = 10,80 \text{ l/s}$
Colonna 1:	come colonna 3	
Collettore colonne 3 - 2	$G_t = 9,40 = 9,40 \text{ l/s}$	
Collettore colonne 2 - 1	$G_t = 9,40 + 10,80 = 20,20 \text{ l/s}$	
Collettore colonna 1 e origine rete (Ob)	$G_t = 20,20 + 9,40 = 29,60 \text{ l/s}$	

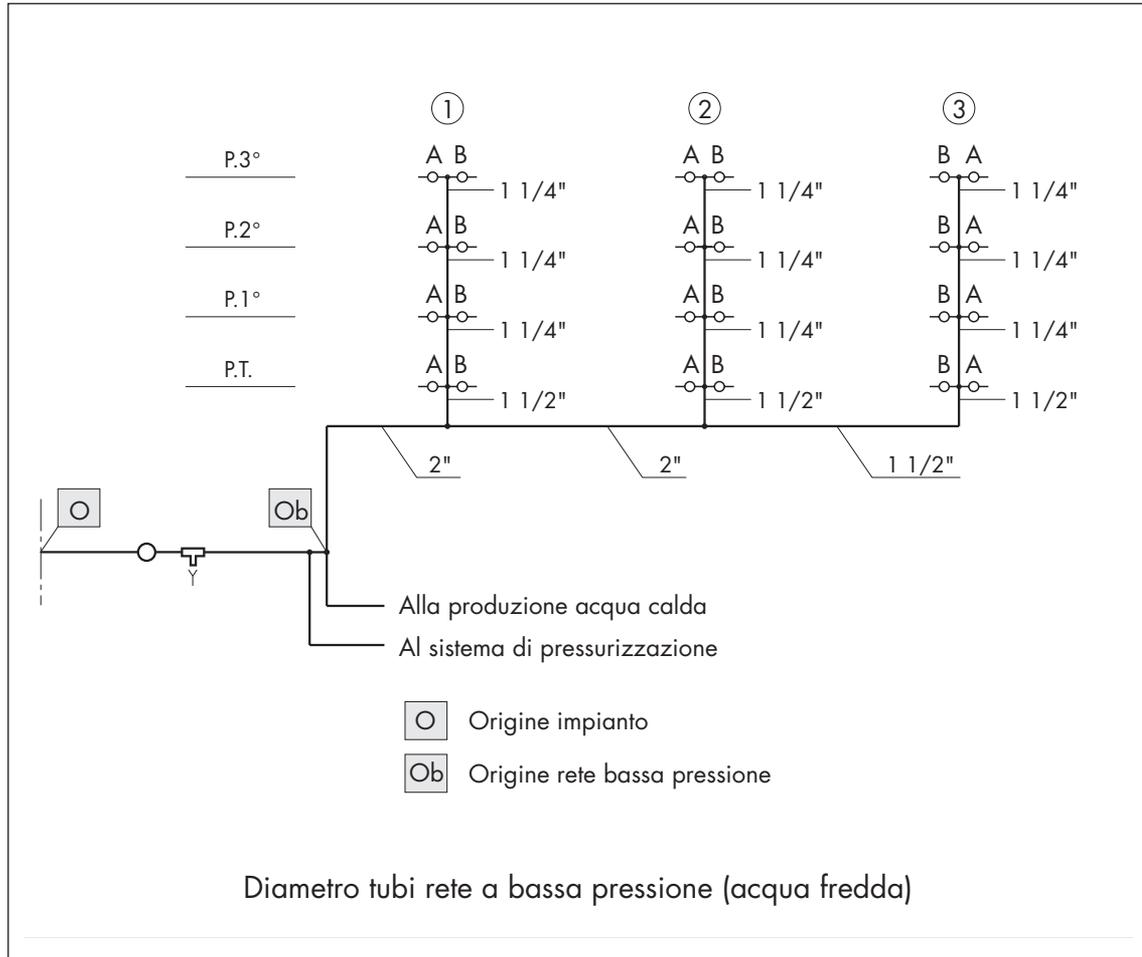
▪ **Determinazione delle portate di progetto e dimensionamento dei tubi**

Dapprima si determinano (con la tab. 3) le **portate di progetto** (G_{pr}) in base alle portate totali (G_t), al tipo di utenza e a quanto esposto nella nota sotto riportata.

Si determinano poi (con la tab. 10) i **diametri dei tubi** in relazione alle portate di progetto, al carico unitario disponibile e alle velocità massime consentite.

Quando il valore della portata totale non è esattamente riportato sulle tavole, **quale valore corrispondente della portata di progetto si assume quello approssimato per eccesso**. Si adotta tale scelta (che è a favore della sicurezza) per evitare operazioni di interpolazione fra le portate.

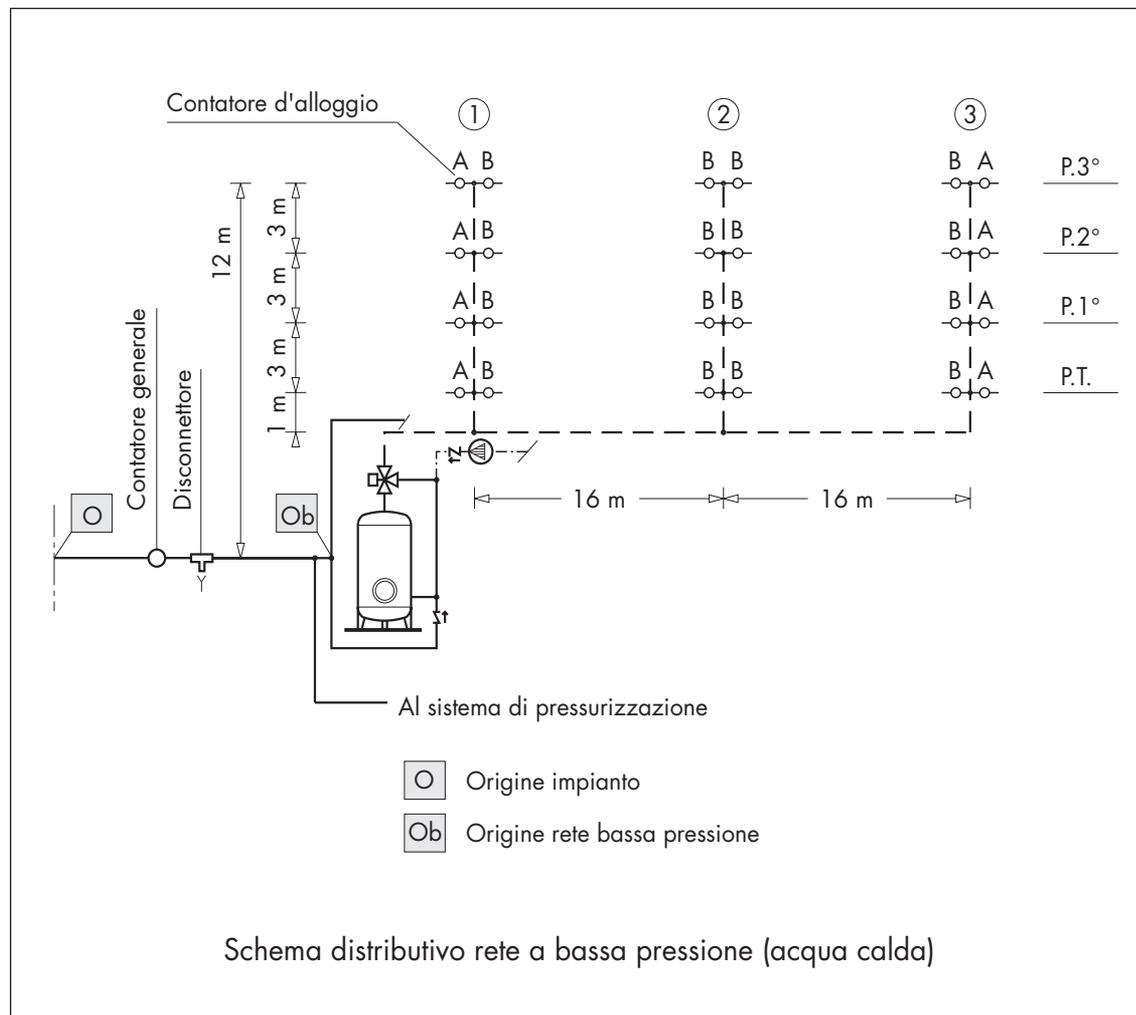
Colonna 3:	tratto 3° - 2° piano	$G_t = 2,35 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 0,90 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 2° - 1° piano	$G_t = 4,70 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,25 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 1° - piano terra	$G_t = 7,05 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,55 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	attacco colonna	$G_t = 9,40 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,75 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$
Colonna 2:	tratto 3° - 2° piano	$G_t = 2,70 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 0,95 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 2° - 1° piano	$G_t = 5,40 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,35 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 1° - piano terra	$G_t = 8,10 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,65 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	attacco colonna	$G_t = 10,80 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,85 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$
Colonna 1:	come colonna 3			
Collettore fra colonne 3 - 2	$G_t = 9,40 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,75 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$	
Collettore fra colonne 2 - 1	$G_t = 20,20 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,50 \text{ l/s}$	$\varnothing = 2''$	
Collettore fra colonna 1 e origine rete (Ob)	$G_t = 29,60 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,75 \text{ l/s}$	$\varnothing = 2''$	



Rete a bassa pressione (acqua calda):

□ Determinazione del carico unitario lineare (J)

Si calcola il valore del carico unitario lineare con la formula (1) per la determinazione dei cui fattori si fa riferimento allo schema sotto riportato.



- P_{pr} = 40 m c.a. Pressione di progetto che in questo caso è uguale alla pressione minima dell'acquedotto (ved. dati esercizio).
- Δh = 12 m c.a. Dislivello fra l'origine della rete e il rubinetto più sfavorito (si ipotizza trascurabile l'altezza di tale rubinetto rispetto al livello del relativo piano).
- P_{min} = 5 m c.a. Pressione minima richiesta a monte del rubinetto più sfavorito (ved. tab. 2).
- H_{app} = Perdite di carico indotte dai principali componenti dell'impianto (ved. tab. 8)
 - 6 m c.a. perdite di carico assunte per il contatore generale
 - 5 m c.a. perdite di carico assunte per il disconnettore
 - 4 m c.a. perdite di carico assunte per il miscelatore termostatico
 - 3 m c.a. perdite di carico assunte per il contatore d'alloggio
 - 18 m c.a.
- F = 0,7 Fattore riduttivo che tiene conto delle perdite di carico dovute alle valvole di intercettazione, alle curve e ai pezzi speciali (ved. al sottocapitolo CARICO UNITARIO LINEARE).
- L = Lunghezza della rete che collega l'origine dell'impianto al rubinetto più sfavorito:
 - 10 m lunghezza (stimata) del collettore orizzontale fra l'origine impianto e la colonna 1
 - 16 m lunghezza del collettore orizzontale fra la colonna 1 e la colonna 2
 - 16 m lunghezza del collettore orizzontale fra la colonna 2 e la colonna 3
 - 10 m altezza della colonna 3 (ved. tavola riportata pagina a lato)
 - 12 m lunghezza della derivazione fra la colonna 3 e il rubinetto più sfavorito.
 - 64 m

Il valore del carico unitario lineare risulta pertanto uguale a:

$$J = \frac{(P_{pr} - \Delta h - P_{min} - H_{app}) \cdot F \cdot 1.000}{L} = \frac{(40 - 12 - 5 - 18) \cdot 0,7 \cdot 1.000}{64} = 55 \text{ mm c.a./m}$$

valore che rientra nei limiti di accettabilità definiti al sottocapitolo CARICO UNITARIO LINEARE.

▪ **Determinazione delle portate totali delle colonne e del collettore orizzontale**

Colonna 3:	tratto 3° - 2° piano	$G_t = (0,60 + 0,85) \cdot 1 = 1,45 \text{ l/s}$
	tratto 2° - 1° piano	$G_t = (0,60 + 0,85) \cdot 2 = 2,90 \text{ l/s}$
	tratto 1° - piano terra	$G_t = (0,60 + 0,85) \cdot 3 = 4,35 \text{ l/s}$
	attacco colonna	$G_t = (0,60 + 0,85) \cdot 4 = 5,80 \text{ l/s}$
Colonna 2:	tratto 3° - 2° piano	$G_t = (0,85 + 0,85) \cdot 1 = 1,70 \text{ l/s}$
	tratto 2° - 1° piano	$G_t = (0,85 + 0,85) \cdot 2 = 3,40 \text{ l/s}$
	tratto 1° - piano terra	$G_t = (0,85 + 0,85) \cdot 3 = 5,10 \text{ l/s}$
	attacco colonna	$G_t = (0,85 + 0,85) \cdot 4 = 6,80 \text{ l/s}$
Colonna 1:	come colonna 3	
Collettore colonne 3 - 2	$G_t = 5,80 = 5,80 \text{ l/s}$	
Collettore colonne 2 - 1	$G_t = 5,80 + 6,80 = 12,60 \text{ l/s}$	
Collettore colonna 1 e origine rete (Ob)	$G_t = 12,60 + 5,80 = 18,40 \text{ l/s}$	

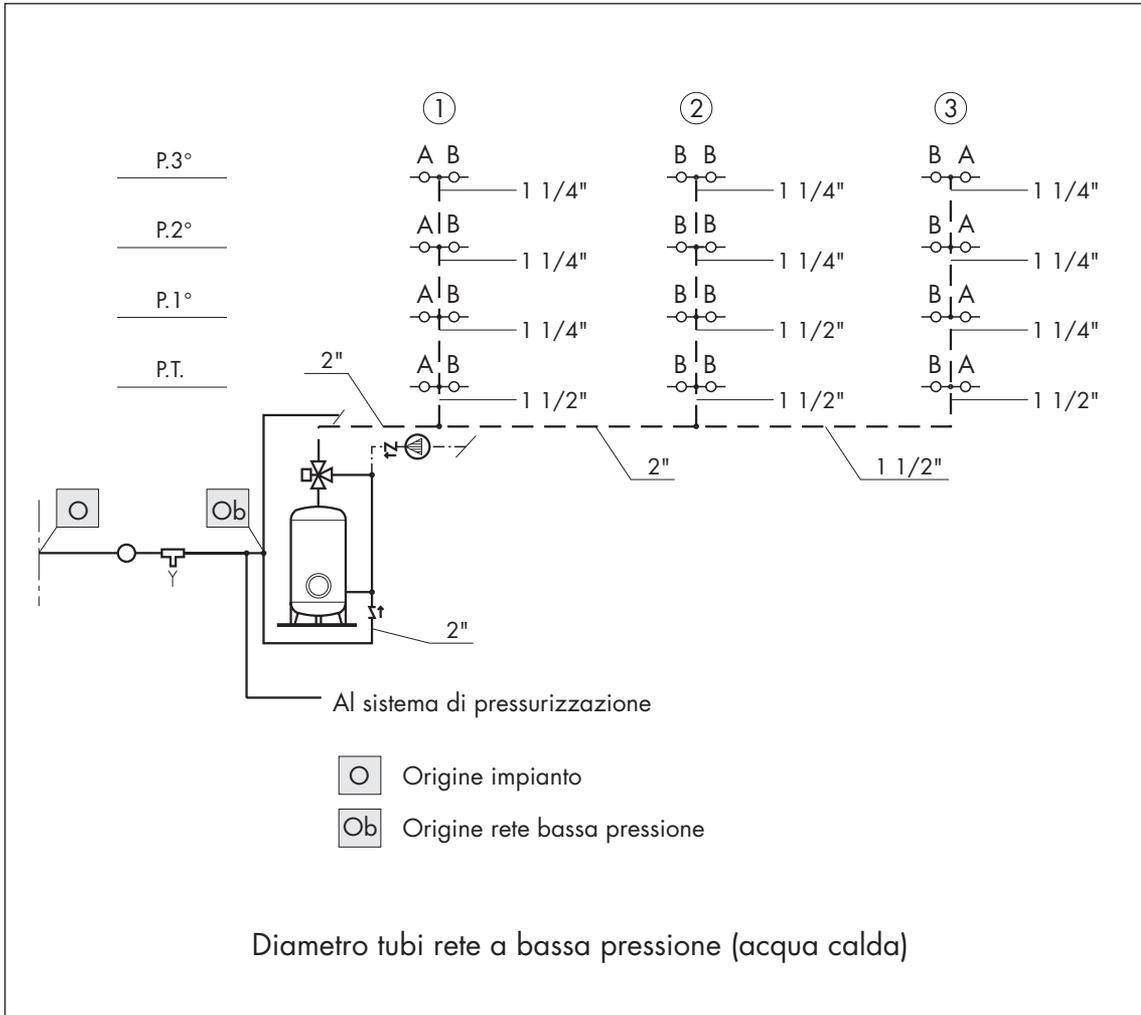
▪ **Determinazione delle portate di progetto e dimensionamento dei tubi**

Dapprima si determinano (con la tab. 3) le **portate di progetto** (G_{pr}) in base alle portate totali (G_t), al tipo di utenza e a quanto esposto nella nota sotto riportata.

Si determinano poi (con la tab. 11) i **diametri dei tubi** in relazione alle portate di progetto, al carico unitario disponibile e alle velocità massime consentite.

Quando il valore della portata totale non è esattamente riportato sulle tavole, **quale valore corrispondente della portata di progetto si assume quello approssimato per eccesso**. Si adotta tale scelta (che è a favore della sicurezza) per evitare operazioni di interpolazione fra le portate.

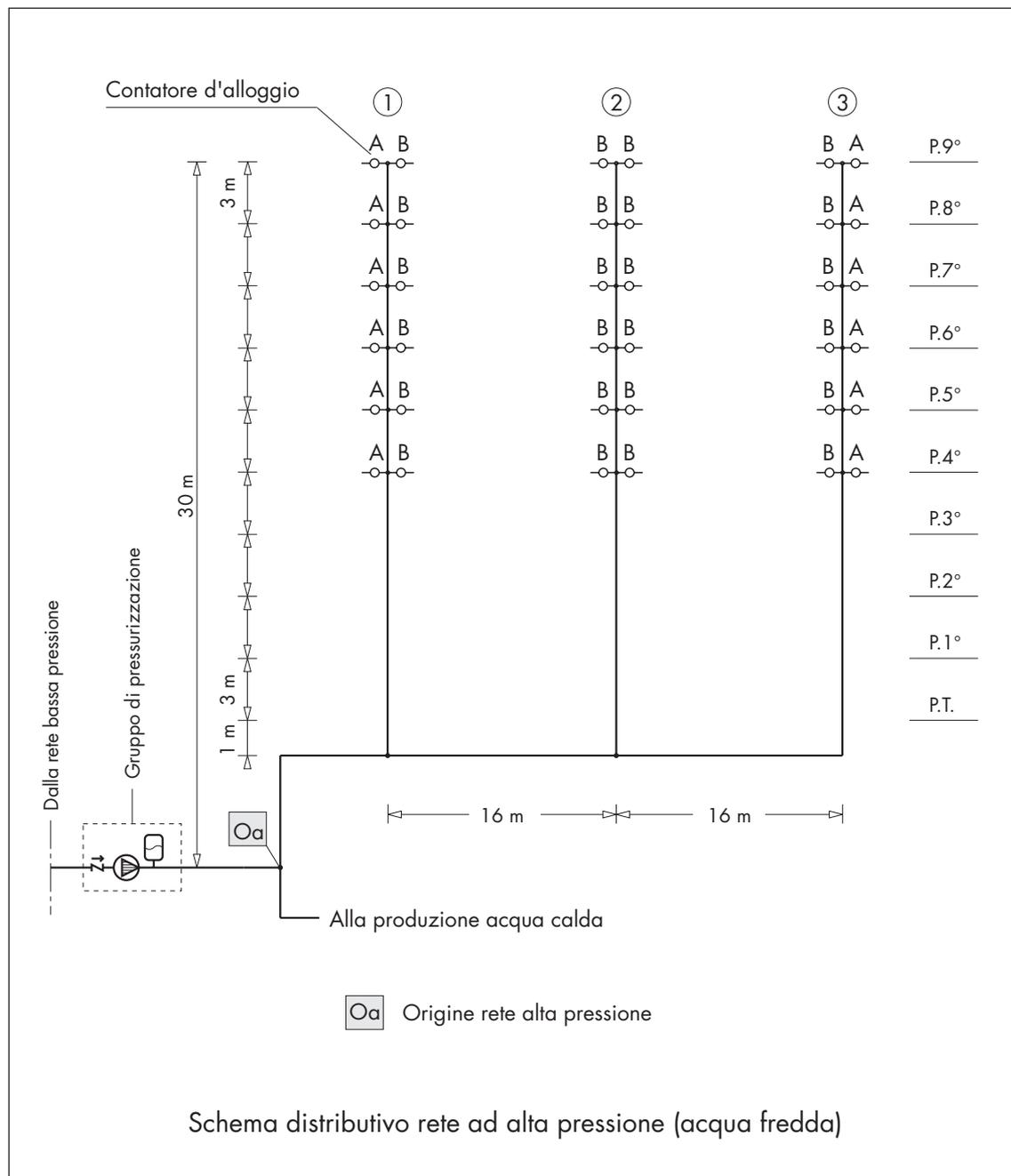
Colonna 3:	tratto 3° - 2° piano	$G_t = 1,45 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 0,70 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 2° - 1° piano	$G_t = 2,90 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,00 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 1° - piano terra	$G_t = 4,35 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,20 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	attacco colonna	$G_t = 5,80 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,40 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$
Colonna 2:	tratto 3° - 2° piano	$G_t = 1,70 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 0,75 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 2° - 1° piano	$G_t = 3,40 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,05 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 1° - piano terra	$G_t = 5,10 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,30 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$
	attacco colonna	$G_t = 6,80 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,50 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$
Colonna 1:	come colonna 3			
Collettore fra colonne 3 - 2	$G_t = 5,80 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,40 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$	
Collettore fra colonne 2 - 1	$G_t = 12,60 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,00 \text{ l/s}$	$\varnothing = 2''$	
Collettore fra colonna 1 e origine rete (Ob)	$G_t = 18,40 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,40 \text{ l/s}$	$\varnothing = 2''$	



Rete ad alta pressione (acqua fredda):

☐ Calcolo della pressione richiesta

Si calcola la pressione richiesta con la formula (2) ipotizzando un valore del **carico unitario lineare** pari a 100 mm c.a./m (ved. relativo sottocapitolo). I fattori che servono allo sviluppo della formula sono determinati con riferimento allo schema sotto riportato.



- Δh = 30 m c.a. Dislivello fra il gruppo di pressurizzazione e il rubinetto più sfavorito (si ipotizza trascurabile l'altezza di tale rubinetto rispetto al livello del relativo piano).
- P_{min} = 5 m c.a. Pressione minima richiesta a monte del rubinetto più sfavorito (ved. tab. 2).
- H_{app} = Perdite di carico indotte dai principali componenti dell'impianto (ved. tab. 8)
 3 m c.a. perdite di carico assunte per il contatore d'alloggio.
Nota: non si considerano le perdite di carico del contatore generale e del disconnettore in quanto sono posti a monte del gruppo di pressurizzazione.
- F = 0,7 Fattore riduttivo che tiene conto delle perdite di carico dovute alle valvole di intercettazione, alle curve e ai pezzi speciali (ved. al sottocapitolo CARICO UNITARIO LINEARE).
- L = Lunghezza della rete che collega il gruppo di pressurizzazione al rubinetto più sfavorito:
 - 10 m lunghezza (stimata) del collettore orizzontale fra il gruppo di pressurizzazione e la colonna 1
 - 16 m lunghezza del collettore orizzontale fra la colonna 1 e la colonna 2
 - 16 m lunghezza del collettore orizzontale fra la colonna 2 e la colonna 3
 - 28 m altezza della colonna 3 (ved. tavola riportata pagina a lato)
 - 12 m lunghezza della derivazione fra la colonna 3 e il rubinetto più sfavorito.
 - 82 m

Il valore della pressione richiesta risulta pertanto uguale a:

$$P_{pr} = (\Delta h + P_{min} + H_{app}) + \frac{J \cdot L}{F \cdot 1.000} = (30 + 5 + 3) + \frac{100 \cdot 82}{0,7 \cdot 1.000} = 50 \text{ m c.a.}$$

Nota:

La pressione della rete alta (50 m c.a.) può apparire solo di poco superiore a quella della rete bassa (40 m c.a.). Va tuttavia considerato che la pressione della rete alta (a differenza di quella della rete bassa) non deve "vincere" le resistenze idrauliche del contatore generale e del disconnettore.

▪ **Determinazione delle portate totali delle colonne e del collettore orizzontale**

Colonna 3:	tratto 9° - 8° piano	$G_t = (1,35 + 1,00) \cdot 1 = 2,35 \text{ l/s}$
	tratto 8° - 7° piano	$G_t = (1,35 + 1,00) \cdot 2 = 4,70 \text{ l/s}$
	tratto 7° - 6° piano	$G_t = (1,35 + 1,00) \cdot 3 = 7,05 \text{ l/s}$
	tratto 6° - 5° piano	$G_t = (1,35 + 1,00) \cdot 4 = 9,40 \text{ l/s}$
	tratto 5° - 4° piano	$G_t = (1,35 + 1,00) \cdot 5 = 11,75 \text{ l/s}$
	tratto 4° - base colonna	$G_t = (1,35 + 1,00) \cdot 6 = 14,10 \text{ l/s}$

Colonna 2:	tratto 9° - 8° piano	$G_t = (1,35 + 1,35) \cdot 1 = 2,70 \text{ l/s}$
	tratto 8° - 7° piano	$G_t = (1,35 + 1,35) \cdot 2 = 5,40 \text{ l/s}$
	tratto 7° - 6° piano	$G_t = (1,35 + 1,35) \cdot 3 = 8,10 \text{ l/s}$
	tratto 6° - 5° piano	$G_t = (1,35 + 1,35) \cdot 4 = 10,80 \text{ l/s}$
	tratto 5° - 4° piano	$G_t = (1,35 + 1,35) \cdot 5 = 13,50 \text{ l/s}$
	tratto 4° - base colonna	$G_t = (1,35 + 1,35) \cdot 6 = 16,20 \text{ l/s}$

Colonna 1: come colonna 3

Collettore colonne 3 - 2	$G_t = 14,10 = 14,10 \text{ l/s}$
Collettore colonne 2 - 1	$G_t = 14,10 + 16,20 = 30,30 \text{ l/s}$
Collettore colonna 1 e origine rete (Oa)	$G_t = 30,30 + 14,10 = 44,40 \text{ l/s}$

▪ **Determinazione delle portate di progetto e dimensionamento dei tubi**

Dapprima si determinano (con la tab. 3) le **portate di progetto (G_{pr})** in base alle portate totali (G_t), al tipo di utenza e a quanto esposto nella nota sotto riportata al corrispondente punto della rete a bassa pressione.

Si determinano poi (con la tab. 10) i **diametri dei tubi** in relazione alle portate di progetto, al carico unitario disponibile e alle velocità massime consentite.

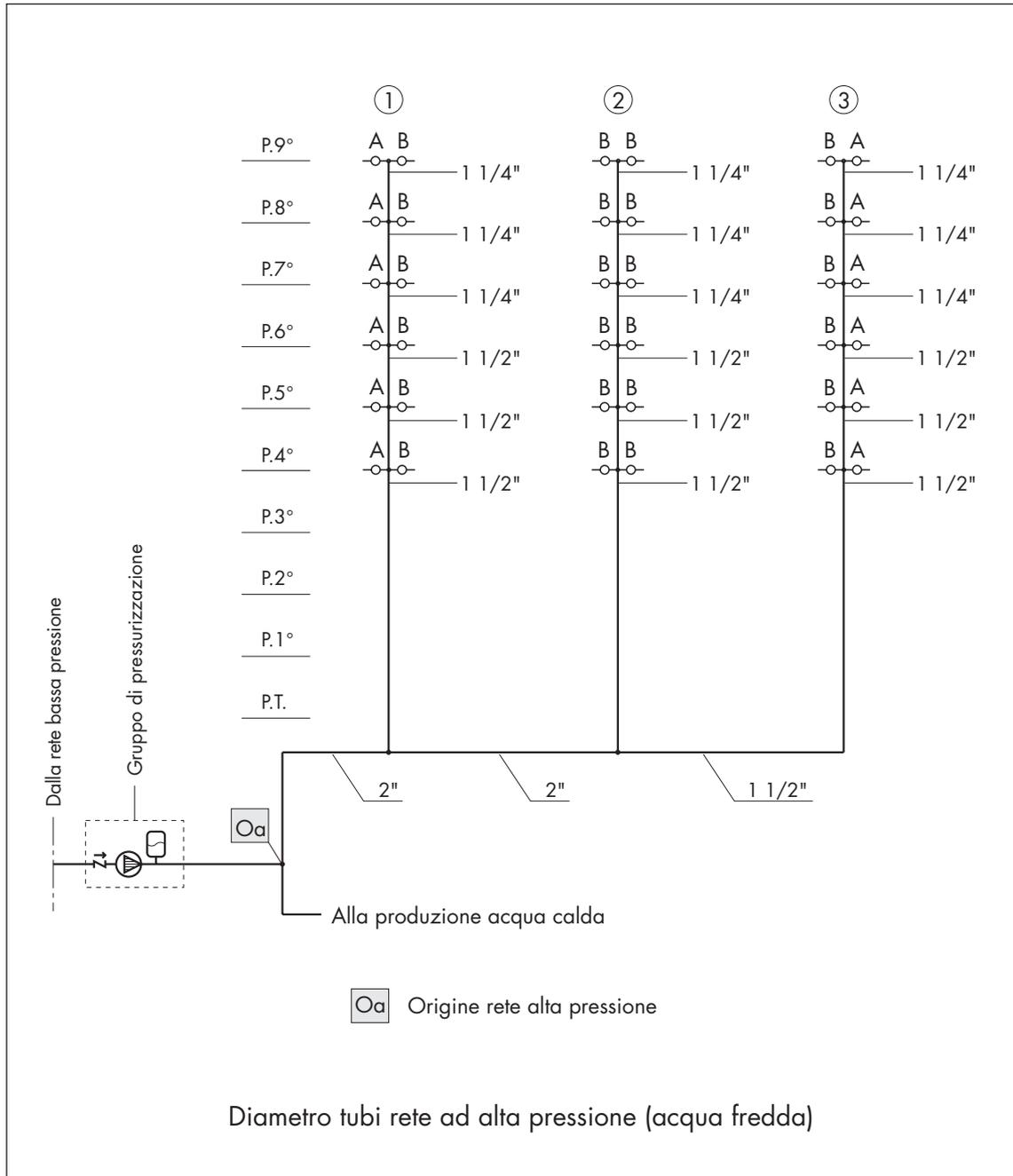
Quando il valore della portata totale non è esattamente riportato sulle tavole, **quale valore corrispondente della portata di progetto si assume quello approssimato per eccesso**. Si adotta tale scelta (che è a favore della sicurezza) per evitare operazioni di interpolazione fra le portate.

Colonna 3:	tratto 9° - 8° piano	$G_t = 2,35 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 0,90 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 8° - 7° piano	$G_t = 4,70 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,25 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 7° - 6° piano	$G_t = 7,05 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,55 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 6° - 5° piano	$G_t = 9,40 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,75 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$
	tratto 5° - 4° piano	$G_t = 11,75 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,95 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$
	tratto 4° - base colonna	$G_t = 14,10 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,15 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$

Colonna 2:	tratto 9° - 8° piano	$G_t = 2,70 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 0,95 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 8° - 7° piano	$G_t = 5,40 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,35 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 7° - 6° piano	$G_t = 8,10 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,65 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 6° - 5° piano	$G_t = 10,80 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,85 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$
	tratto 5° - 4° piano	$G_t = 13,50 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,10 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$
	tratto 4° - base colonna	$G_t = 16,20 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,25 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$

Colonna 1: come colonna 3

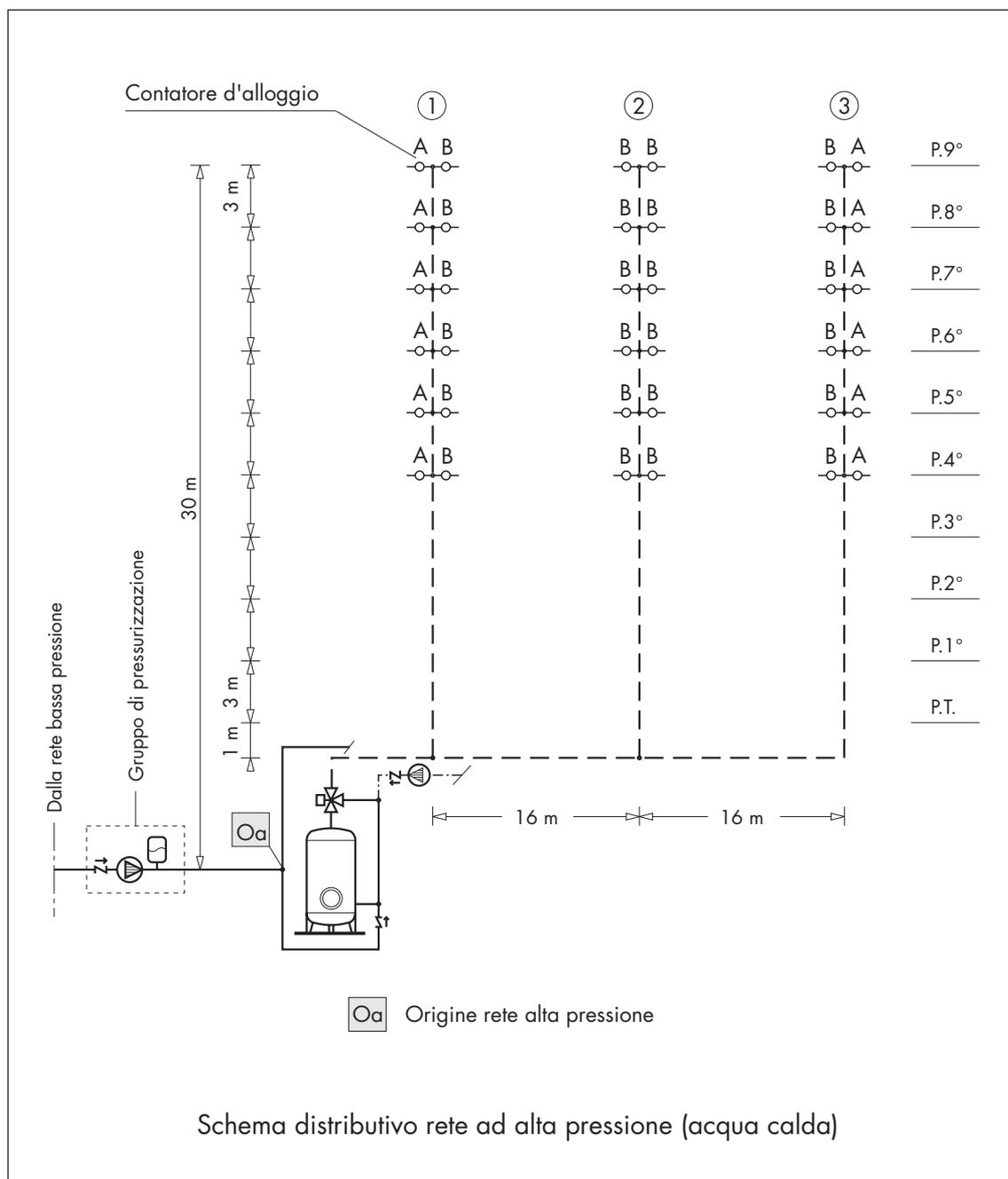
Collettore fra colonne 3 - 2	$G_t = 14,10 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,15 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$
Collettore fra colonne 2 - 1	$G_t = 30,30 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,75 \text{ l/s}$	$\varnothing = 2''$
Collettore fra colonna 1 e origine rete (Oa)	$G_t = 44,40 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,90 \text{ l/s}$	$\varnothing = 2''$



Rete ad alta pressione (acqua calda):

❑ Determinazione del carico unitario lineare (J)

Si calcola il valore del carico unitario lineare con la formula (1) per la determinazione dei cui fattori si fa riferimento allo schema sotto riportato.



- P_{pr} = 50 m c.a. Pressione di progetto che in questo caso è uguale alla pressione di sopraelevazione calcolata per la rete di acqua fredda.
- Δh = 30 m c.a. Dislivello fra il gruppo di pressurizzazione e il rubinetto più sfavorito (si ipotizza trascurabile l'altezza di tale rubinetto rispetto al livello del relativo piano).
- P_{min} = 5 m c.a. Pressione minima richiesta a monte del rubinetto più sfavorito (ved. tab. 2).
- H_{app} = Perdite di carico indotte dai principali componenti dell'impianto (ved. tab. 8)
 - 4 m c.a. perdite di carico assunte per il miscelatore termostatico
 - 3 m c.a. perdite di carico assunte per il contatore d'alloggio
 - 7 m c.a.
- F = 0,7 Fattore riduttivo che tiene conto delle perdite di carico dovute alle valvole di intercettazione, alle curve e ai pezzi speciali (ved. al sottocapitolo CARICO UNITARIO LINEARE).
- L = Lunghezza della rete che collega il gruppo di pressurizzazione al rubinetto più sfavorito:
 - 10 m lunghezza (stimata) del collettore orizzontale fra il gruppo di pressurizzazione e la colonna 1
 - 16 m lunghezza del collettore orizzontale fra la colonna 1 e la colonna 2
 - 16 m lunghezza del collettore orizzontale fra la colonna 2 e la colonna 3
 - 28 m altezza della colonna 3 (ved. tavola riportata pagina a lato)
 - 12 m lunghezza della derivazione fra la colonna 3 e il rubinetto più sfavorito.
 - 82 m

Il valore del carico unitario lineare risulta pertanto uguale a:

$$J = \frac{(P_{pr} - \Delta h - P_{min} - H_{app}) \cdot F \cdot 1.000}{L} = \frac{(50 - 30 - 5 - 7) \cdot 0,7 \cdot 1.000}{82} = 68 \text{ mm c.a./m}$$

valore che rientra nei limiti di accettabilità definiti al sottocapitolo CARICO UNITARIO LINEARE.

▪ **Determinazione delle portate totali delle colonne e del collettore orizzontale**

Colonna 3:	tratto 9° - 8° piano	$G_t = (0,60 + 0,85) \cdot 1 = 1,45 \text{ l/s}$
	tratto 8° - 7° piano	$G_t = (0,60 + 0,85) \cdot 2 = 2,90 \text{ l/s}$
	tratto 7° - 6° piano	$G_t = (0,60 + 0,85) \cdot 3 = 4,35 \text{ l/s}$
	tratto 6° - 5° piano	$G_t = (0,60 + 0,85) \cdot 4 = 5,80 \text{ l/s}$
	tratto 5° - 4° piano	$G_t = (0,60 + 0,85) \cdot 5 = 7,25 \text{ l/s}$
	tratto 4° - base colonna	$G_t = (0,60 + 0,85) \cdot 6 = 8,70 \text{ l/s}$

Colonna 2:	tratto 9° - 8° piano	$G_t = (0,85 + 0,85) \cdot 1 = 1,70 \text{ l/s}$
	tratto 8° - 7° piano	$G_t = (0,85 + 0,85) \cdot 2 = 3,40 \text{ l/s}$
	tratto 7° - 6° piano	$G_t = (0,85 + 0,85) \cdot 3 = 5,10 \text{ l/s}$
	tratto 6° - 5° piano	$G_t = (0,85 + 0,85) \cdot 4 = 6,80 \text{ l/s}$
	tratto 5° - 4° piano	$G_t = (0,85 + 0,85) \cdot 5 = 8,50 \text{ l/s}$
	tratto 4° - base colonna	$G_t = (0,85 + 0,85) \cdot 6 = 10,20 \text{ l/s}$

Colonna 1: come colonna 3

Collettore colonne 3 - 2	$G_t = 8,70 = 8,70 \text{ l/s}$
Collettore colonne 2 - 1	$G_t = 8,70 + 10,20 = 18,90 \text{ l/s}$
Collettore colonna 1 e origine rete (Oa)	$G_t = 18,90 + 8,70 = 27,60 \text{ l/s}$

▪ **Determinazione delle portate di progetto e dimensionamento dei tubi**

Dapprima si determinano (con la tab. 3) le **portate di progetto (G_{pr})** in base alle portate totali (G_t), al tipo di utenza e a quanto esposto nella nota sotto riportata al corrispondente punto della rete a bassa pressione.

Si determinano poi (con la tab. 11) i **diametri dei tubi** in relazione alle portate di progetto, al carico unitario disponibile e alle velocità massime consentite.

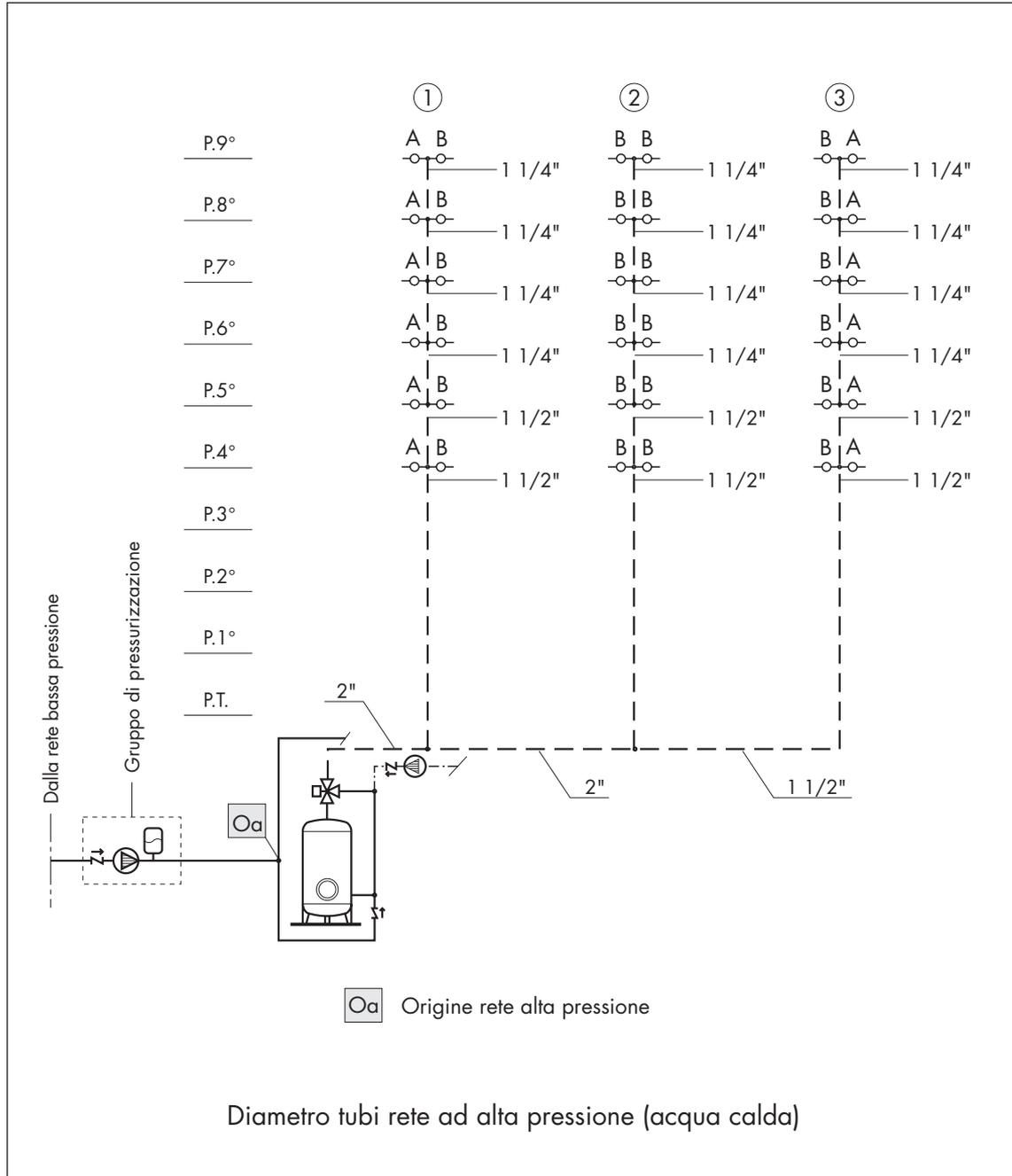
Quando il valore della portata totale non è esattamente riportato sulle tavole, **quale valore corrispondente della portata di progetto si assume quello approssimato per eccesso**. Si adotta tale scelta (che è a favore della sicurezza) per evitare operazioni di interpolazione fra le portate.

Colonna 3:	tratto 9° - 8° piano	$G_t = 1,45 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 0,70 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 8° - 7° piano	$G_t = 2,90 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,00 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 7° - 6° piano	$G_t = 4,35 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,20 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 6° - 5° piano	$G_t = 5,80 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,40 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 5° - 4° piano	$G_t = 7,25 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,55 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$
	tratto 4° - base colonna	$G_t = 8,70 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,70 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$

Colonna 2:	tratto 9° - 8° piano	$G_t = 1,70 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 0,75 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 8° - 7° piano	$G_t = 3,40 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,05 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 7° - 6° piano	$G_t = 5,10 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,30 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 6° - 5° piano	$G_t = 6,80 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,50 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{4}''$
	tratto 5° - 4° piano	$G_t = 8,50 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,65 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$
	tratto 4° - base colonna	$G_t = 10,20 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,80 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$

Colonna 1: come colonna 3

Collettore fra colonne 3 - 2	$G_t = 8,70 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,70 \text{ l/s}$	$\varnothing = 1 \frac{1}{2}''$
Collettore fra colonne 2 - 1	$G_t = 18,90 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,45 \text{ l/s}$	$\varnothing = 2''$
Collettore fra colonna 1 e origine rete (Oa)	$G_t = 27,60 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,70 \text{ l/s}$	$\varnothing = 2''$



Tratti comuni alle reti di bassa e alta pressione:

▪ Determinazione delle portate totali

Quale portata totale dei tratti comuni alle reti di bassa e alta pressione **si assume quella calcolata per le corrispondenti reti dell'acqua fredda**. Tali portate infatti sono date dalla somma delle portate nominali di tutti i rubinetti. Si ottiene pertanto:

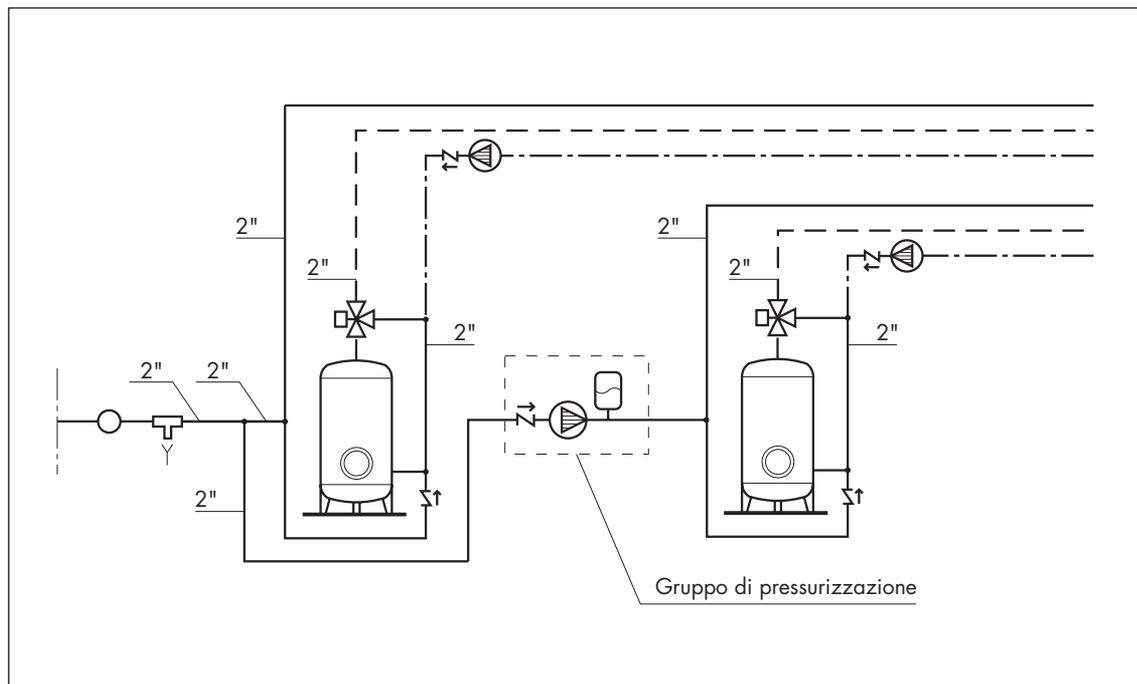
Tratto comune rete bassa pressione	$G_t =$	29,60	$=$	29,60 l/s
Tratto comune rete alta pressione	$G_t =$	44,40	$=$	44,40 l/s
Tratto comune reti bassa e alta pressione	$G_t =$	29,60 + 44,40	$=$	74,00 l/s

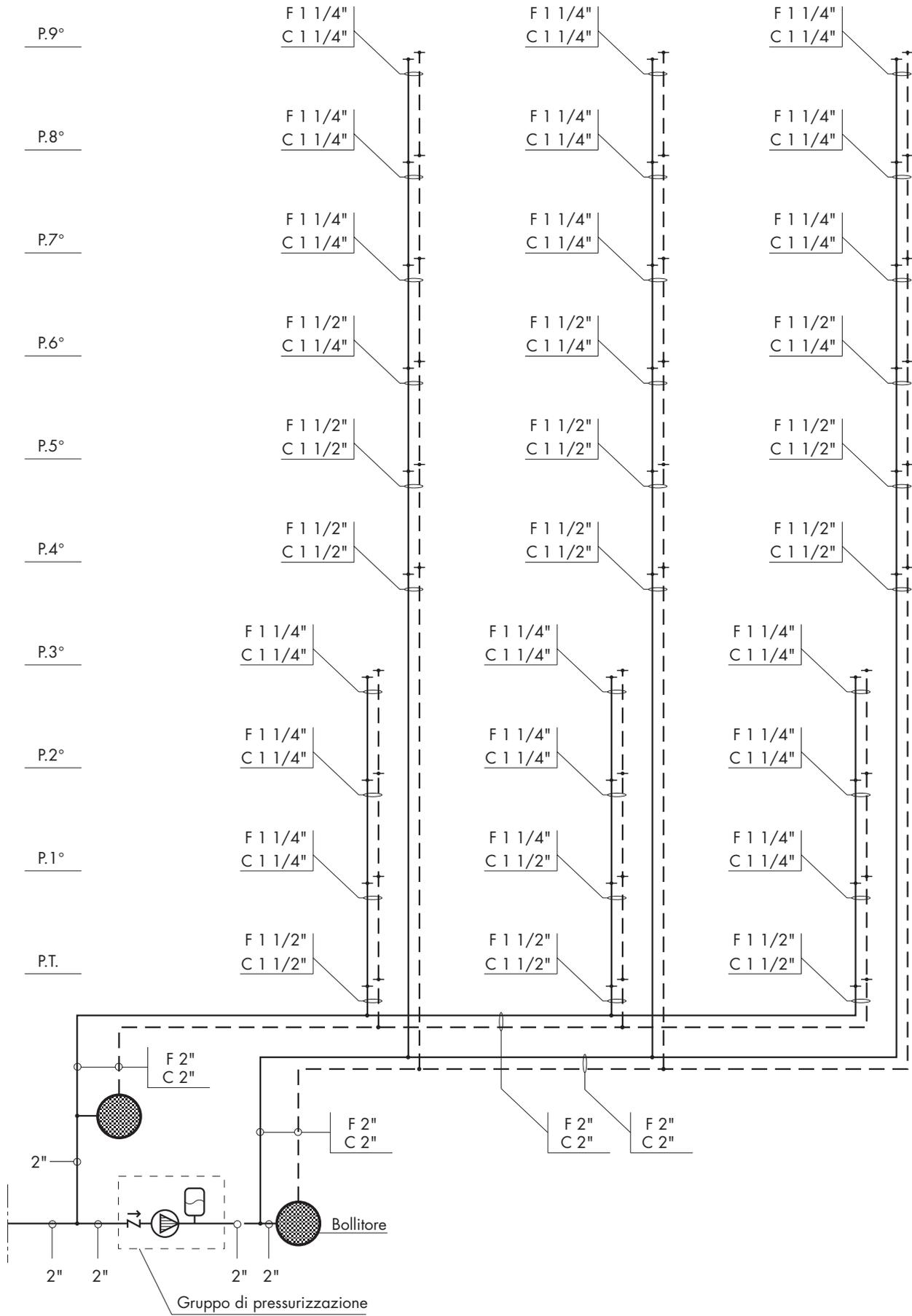
▪ Determinazione delle portate di progetto e dimensionamento dei tubi

Dapprima si determinano (con la tab. 3) **le portate di progetto (G_{pr})** in base alle portate totali (G_t), al tipo di utenza e a quanto esposto nelle note riportate al corrispondente punto delle reti a bassa pressione.

Si determinano poi (con la tab. 10) **i diametri dei tubi** in relazione alle portate di progetto, al carico unitario disponibile J [mm c.a./m] (che con buona approssimazione può essere assunto uguale a quello della corrispondente rete di acqua fredda) e alle velocità massime consentite.

Tratto comune rete bassa pressione	$G_t = 29,60$	$G_{pr} = 2,75$	$J = 98$	$\varnothing = 2''$
Tratto comune rete alta pressione	$G_t = 44,40$	$G_{pr} = 2,90$	$J = 100$	$\varnothing = 2''$
Tratto comune reti bassa e alta pressione	$G_t = 74,00$	$G_{pr} = 3,15$	$J = 98$	$\varnothing = 2''$





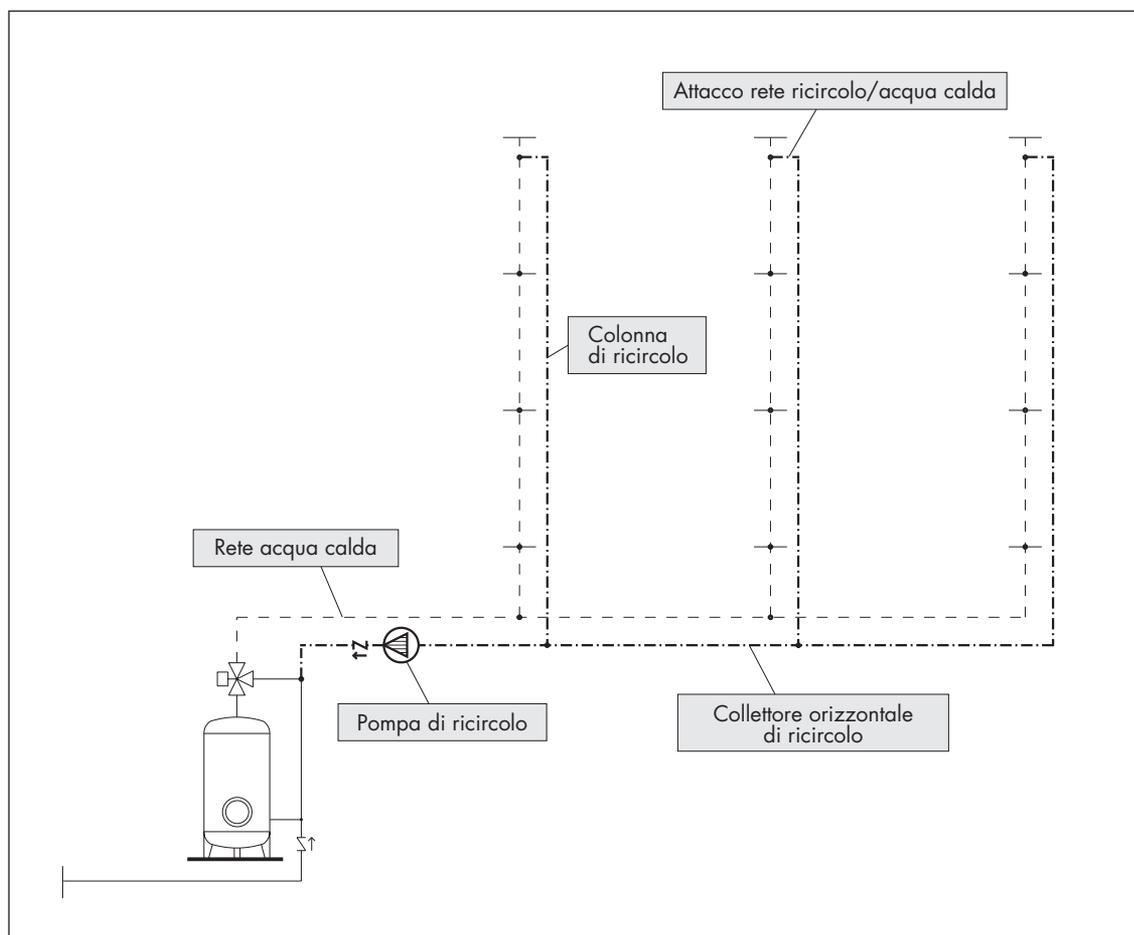
SISTEMI PER MANTENERE IN TEMPERATURA LE RETI DELL'ACQUA CALDA

L'acqua calda può ristagnare in rete anche per lunghi periodi, pertanto può raffreddarsi prima di raggiungere i rubinetti. Per evitare un simile inconveniente è possibile:

- attivare (con opportuni sistemi) una circolazione costante tra il produttore di acqua calda e i vari punti di erogazione;
- mantenere in temperatura le reti dell'acqua calda con cavi elettrici autoregolanti.

MESSA IN CIRCOLAZIONE DELL'ACQUA CALDA

L'acqua calda può essere mantenuta in costante circolazione con l'aiuto di un'apposita rete (detta di ricircolo) schematicamente così rappresentabile:



CAVI ELETTRICI AUTOREGOLANTI

Sono cavi elettrici che producono (per effetto Joule) energia termica solo quando la loro temperatura è inferiore a quella (detta di mantenimento) per cui sono stati costruiti ($40 \div 45^\circ\text{C}$ nel caso dei cavi utilizzati per mantenere calda l'acqua sanitaria). Sono essenzialmente costituiti da due conduttori multifilo in rame, separati fra loro da una sostanza dielettrica di natura plastica contenente particelle di grafite.

Posa in opera

I cavi elettrici autoregolanti vanno posti in opera (con apposite fascette adesive) lungo tutte le principali tubazioni che distribuiscono l'acqua calda.

Vanno infine coperti e protetti col normale rivestimento coibente previsto per le tubazioni.

Fase di riscaldamento

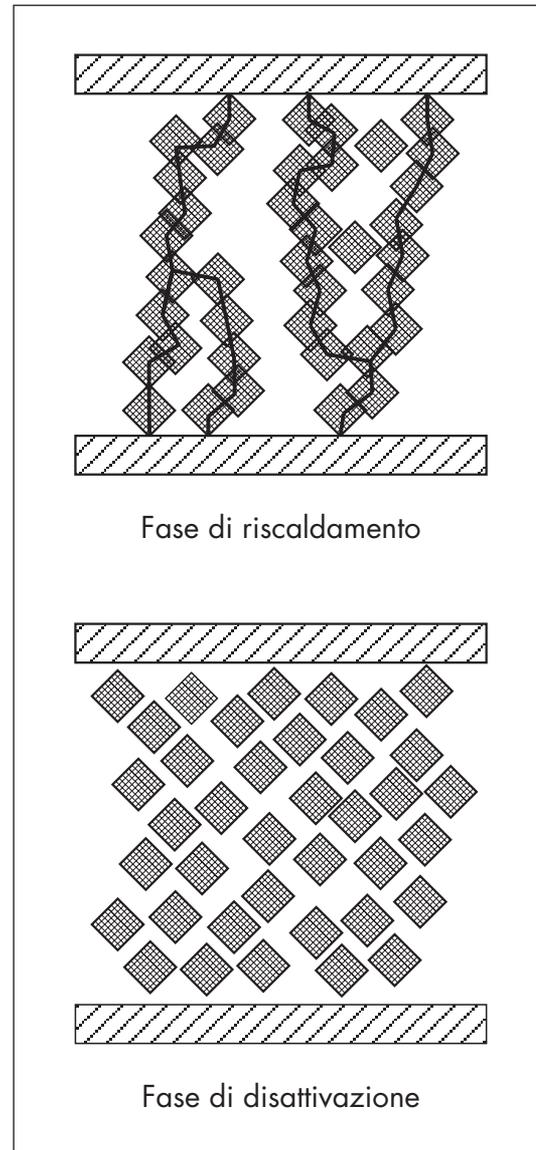
Si verifica quando la temperatura del cavo è inferiore a quella di mantenimento del cavo stesso.

In questo caso la materia plastica si contrae e fa avvicinare fra loro le particelle di grafite fino a consentire il passaggio di corrente fra i due conduttori multifilo: passaggio che comporta una produzione di energia termica per effetto Joule.

Fase di disattivazione

Si verifica quando la temperatura del cavo supera quella di mantenimento del cavo stesso.

In questo caso la materia plastica si dilata e non fa avvicinare fra loro le particelle di grafite, impedendo così il passaggio di corrente fra i due conduttori e la conseguente produzione di calore.



DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI RICIRCOLO

Devono essere dimensionate in modo da poter compensare le dispersioni termiche delle reti di acqua calda. A tal fine si può procedere nel seguente modo:

1. Si stabilisce il salto termico ammesso (in genere 2°C) fra la temperatura di partenza dell'acqua calda e quella di erogazione all'apparecchio più sfavorito.
2. Si determinano le portate delle colonne dividendo fra loro le dispersioni termiche delle colonne stesse (ved. pagina a lato) per il salto termico ammesso.
3. Si determinano le portate di ogni tratto del collettore orizzontale sommando fra loro:
 - le portate richieste dalle colonne servite dal tratto considerato,
 - le portate richieste dai tratti di collettore a valle del tratto considerato,
 - la portata del tratto considerato ottenuta dividendo le sue dispersioni termiche per il salto termico ammesso.
4. Si dimensionano i tubi in base alle portate sopra determinate e ipotizzando perdite di carico lineari costanti, ad esempio: $r = 10 \div 20$ mm c.a./m (ved. DIMENSIONAMENTO DEI CIRCUITI, 2° Quaderno Caleffi).

Nota: Se la rete di ricircolo è abbastanza estesa è consigliabile prevedere dispositivi (valvole di taratura o autoflow) in grado di consentire un bilanciamento delle sue derivazioni terminali.
5. Si dimensiona la pompa di ricircolo, considerando che:
 - la portata è uguale a quella massima della rete di ricircolo;
 - la prevalenza è determinabile con la formula:

$$H = l \cdot r \cdot f + h_a \quad (1)$$

dove:

H = prevalenza della pompa [mm c.a.]

l = lunghezza massima della rete di ricircolo [m]

r = valore assunto per le perdite di carico lineari [mm c.a./m]

f = fattore che tiene conto delle perdite di carico localizzate [adimensionale]
mediamente si può considerare:

f = 1,5 per impianti senza gruppo di miscelazione

f = 1,8 per impianti con gruppo di miscelazione

h_a = pressione nominale minima degli autoflow [mm c.a.]

(naturalmente da considerarsi solo per reti bilanciate con autoflow).

DISPERSIONI TERMICHE DELLE RETI DI ACQUA CALDA

Per il calcolo delle reti di ricircolo (considerando materiali isolanti e spessori conformi alle norme sul risparmio energetico), **si può ipotizzare** (con accettabile approssimazione) **che i tubi dell'acqua calda disperdano mediamente 10 kcal/h ogni metro.**

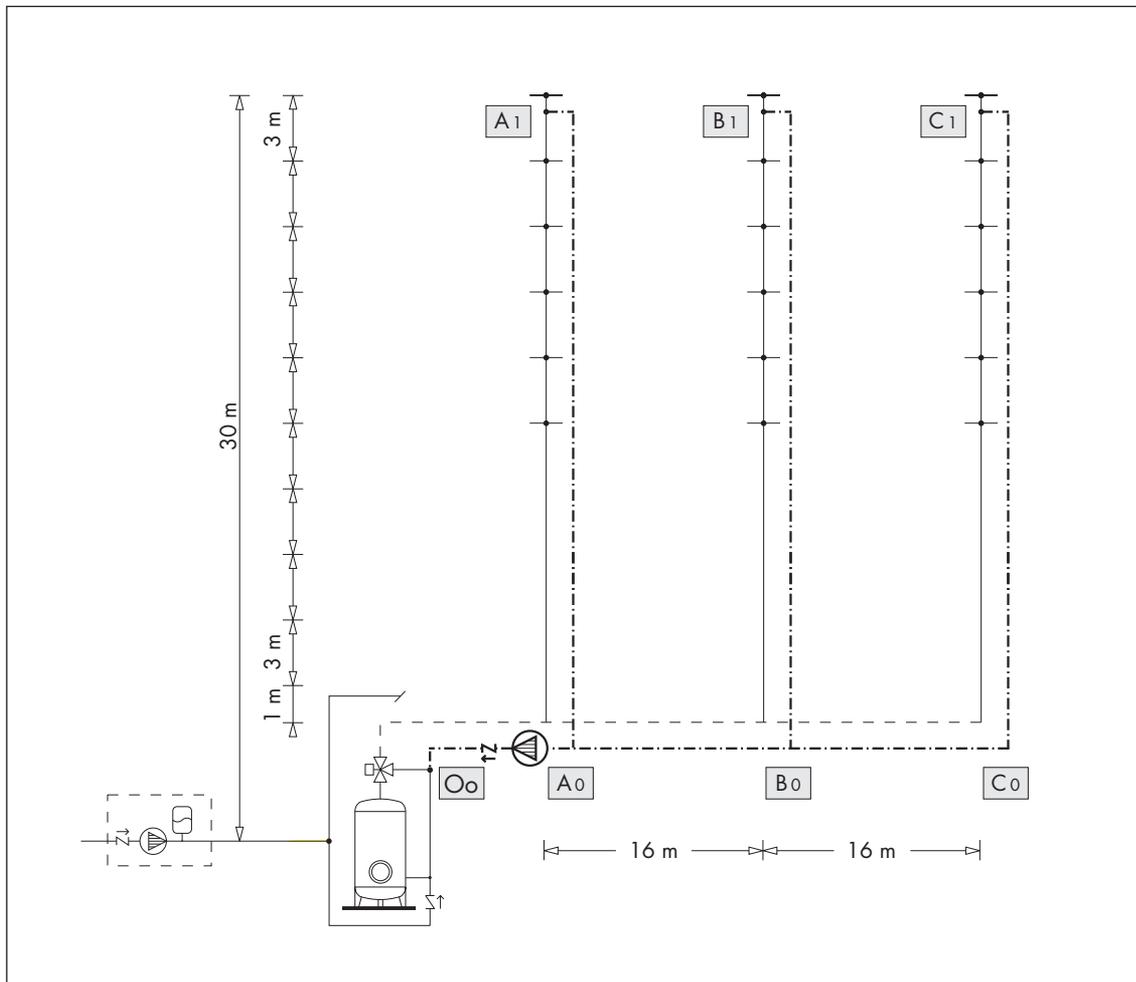
L'indipendenza di tale valore dal diametro dei tubi deriva dal fatto che gli spessori dell'isolamento richiesto crescono col diametro dei tubi stessi.

Le dispersioni termiche dei tubi di acqua calda possono essere calcolate anche (e in modo più rigorose) **con formule teoriche** come quelle riportate alla voce: **ISOLAMENTO TERMICO DELLE TUBAZIONI** (1° Quaderno Caleffi). Va comunque considerato che tali formule comportano calcoli assai complessi ed inoltre i loro parametri non sono sempre facilmente determinabili, specie quando i tubi sono posti sotto traccia o in cavedi, dove risulta difficile valutare l'effettiva temperatura dell'ambiente circostante.

Esempio:

Dimensionare la rete di ricircolo atta ad impedire il raffreddamento della rete di acqua calda ad alta pressione dell'esempio svolto alla voce precedente. Si consideri:

2°C = salto termico (Δt) ammesso fra la temperatura di partenza dell'acqua calda e quella di erogazione all'apparecchio più sfavorito.



Soluzione:

Si sviluppa l'esempio secondo le procedure e le fasi di calcolo proposte al sottocapitolo DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI RICIRCOLO. Si considerano inoltre le dispersioni termiche della rete di acqua calda pari a 10 Kcal/h ogni metro di tubo.

- **Determinazione delle portate delle derivazioni terminali**

- Derivazione C1-C0-B0 dispersioni termiche della corrispondente derivazione di acqua calda:
 $L = 28 + 16 = 44 \text{ m}$ $Q = 44 \cdot 10 = 440 \text{ Kcal/h}$
portata della derivazione (rapporto fra dispersioni e Δt ammesso):
 $G = 440 / 2 = 220 \text{ l/h}$

- Derivazione B1-B0 dispersioni termiche della corrispondente derivazione di acqua calda:
 $L = 28 \text{ m}$ $Q = 28 \cdot 10 = 280 \text{ Kcal/h}$
portata della derivazione (rapporto fra dispersioni e Δt ammesso):
 $G = 280 / 2 = 140 \text{ l/h}$

- Derivazione A1-A0 dispersioni termiche della corrispondente derivazione di acqua calda:
 $L = 28 \text{ m}$ $Q = 28 \cdot 10 = 280 \text{ Kcal/h}$
portata della derivazione (rapporto fra dispersioni e Δt ammesso):
 $G = 280 / 2 = 140 \text{ l/h}$

- **Determinazione delle portate di ogni tratto interno**

- Tratto A0-B0 portata richiesta a valle del tratto considerato:
 $G = 220 \text{ l/h (der. C1-C0-B0)} + 140 \text{ l/h (der. B1-B0)} = 360 \text{ l/h}$
dispersioni termiche del corrispondente tratto di acqua calda:
 $L = 16 \text{ m}$ $Q = 16 \cdot 10 = 160 \text{ Kcal/h}$
portata del tratto:
 $G = 160 / 2 + 360 = 80 + 360 = 440 \text{ l/h}$

- Tratto O0-A0 portata richiesta a valle del tratto considerato:
 $G = 440 \text{ l/h (tratto A0-B0)} + 140 \text{ l/h (der. A1-A0)} = 580 \text{ l/h}$
dispersioni termiche del corrispondente tratto di acqua calda:
 $L = 10 \text{ m (valore stimato)}$ $Q = 10 \cdot 10 = 100 \text{ Kcal/h}$
portata del tratto:
 $G = 100 / 2 + 580 = 50 + 580 = 630 \text{ l/h}$

▪ **Dimensionamento dei tubi**

Per il dimensionamento dei tubi si assume $r = 20$ mm c.a./m e si utilizza la tab. 4 riportata sul 1° Quaderno, alla voce TUBI IN ACCIAIO. In base a tali scelte si ottiene:

– Derivazione C1-C0-B0	$G = 220$ l/h	$\varnothing = 1/2''$
– Derivazione B1-B0	$G = 140$ l/h	$\varnothing = 3/8''$
– Tratto A0-B0	$G = 440$ l/h	$\varnothing = 3/4''$
– Derivazione A1-A0	$G = 140$ l/h	$\varnothing = 3/8''$
– Tratto O0-A0	$G = 630$ l/h	$\varnothing = 3/4''$

▪ **Dimensionamento della pompa di ricircolo**

Portata: $G = 630$ l/h (portata massima della rete di ricircolo)

Prevalenza: Si calcola con la formula (1) i cui parametri, in relazione ai dati del problema e alle scelte effettuate, risultano:

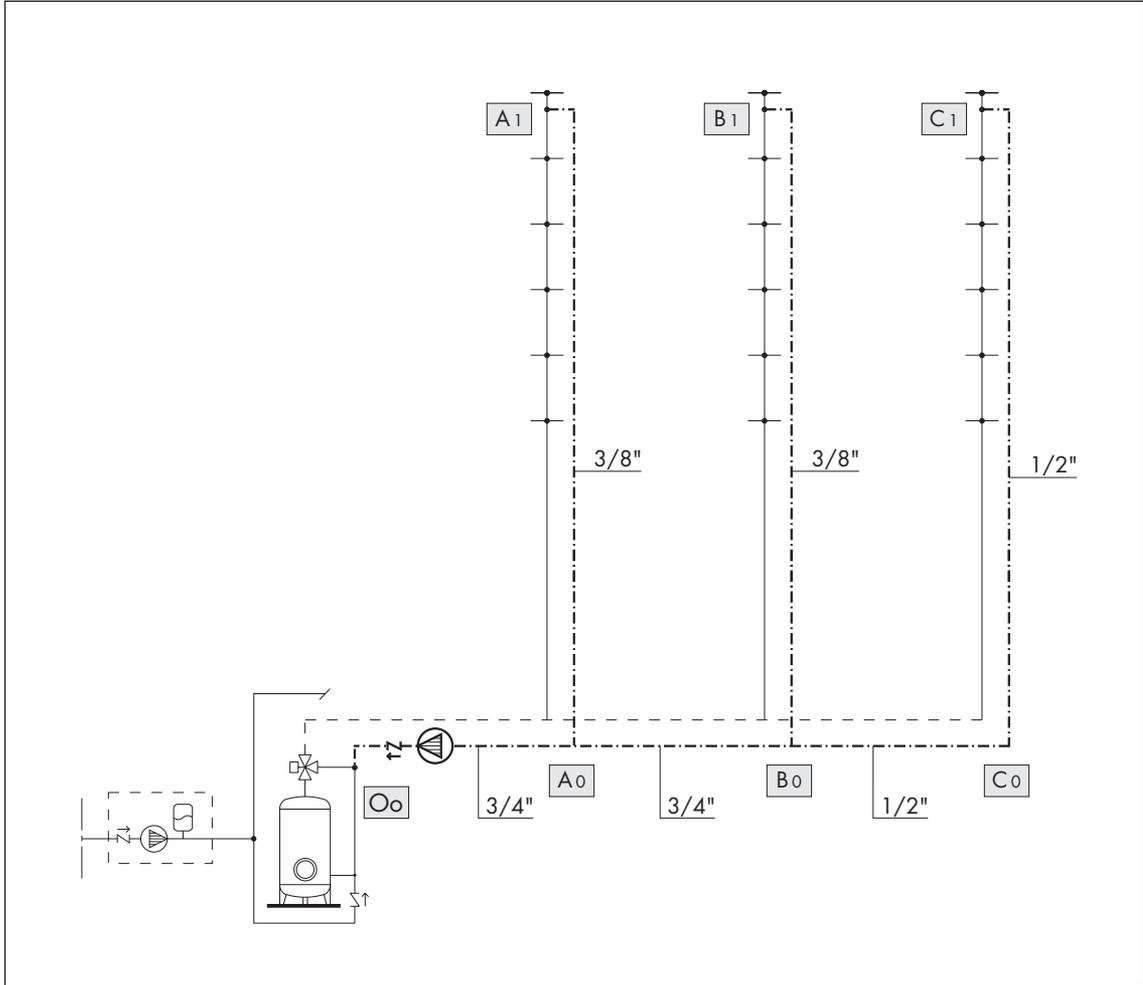
$$l = 28 + 16 + 16 + 10 = 70 \text{ m}$$

$$r = 20 \text{ mm c.a./m}$$

$$f = 1,8 \text{ (essendo l'impianto dotato di miscelatore).}$$

Si ottiene pertanto:

$$H = 70 \cdot 20 \cdot 1,8 = 2.520 \text{ mm c.a.}$$



SISTEMI DI SOPRAELEVAZIONE DELLA PRESSIONE

Servono ad aumentare la pressione dell'impianto quando la pressione disponibile è inferiore a quella richiesta. Possono essere del tipo con:

1. pompe a velocità costante e autoclave a cuscino d'aria (sistema a pressione variabile);
2. pompe a velocità costante e autoclave a membrana (sistema a pressione variabile);
3. pompe a velocità variabile (sistema a pressione costante).

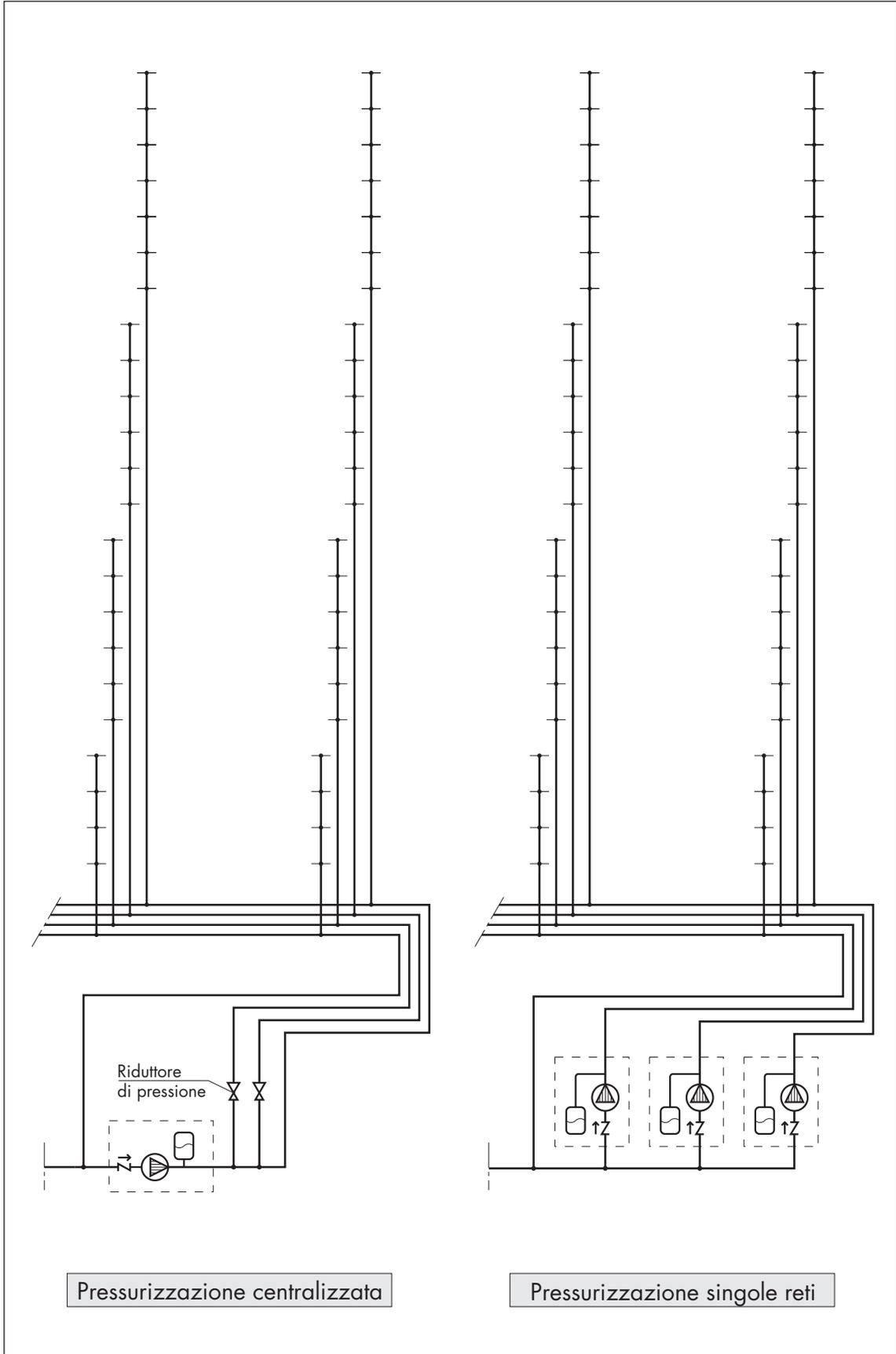
I sistemi a pressione variabile lavorano in un campo di sopraelevazione che ha come limiti la pressione di attivazione e di disattivazione delle pompe:

- **pressione di attivazione delle pompe**
 - è consigliabile sia uguale (quando è pressurizzata una sola rete) alla pressione di progetto della rete stessa;
 - è consigliabile sia uguale (quando sono pressurizzate più reti) alla pressione di progetto della rete più alta;
- **pressione di disattivazione delle pompe**
 - è consigliabile sia uguale (quando è pressurizzata una sola rete) alla pressione di progetto della rete stessa incrementata di 10÷15 m c.a.;
 - è consigliabile sia uguale (quando sono pressurizzate più reti) alla pressione di progetto della rete più alta incrementata di 10÷15 m c.a..

Le pompe devono essere scelte in modo da poter assicurare le seguenti prestazioni:

- **portata:** uguale a quella di progetto;
- **prevalenza:** uguale alla differenza fra la pressione massima di esercizio e la pressione che sussiste a monte delle pompe stesse.

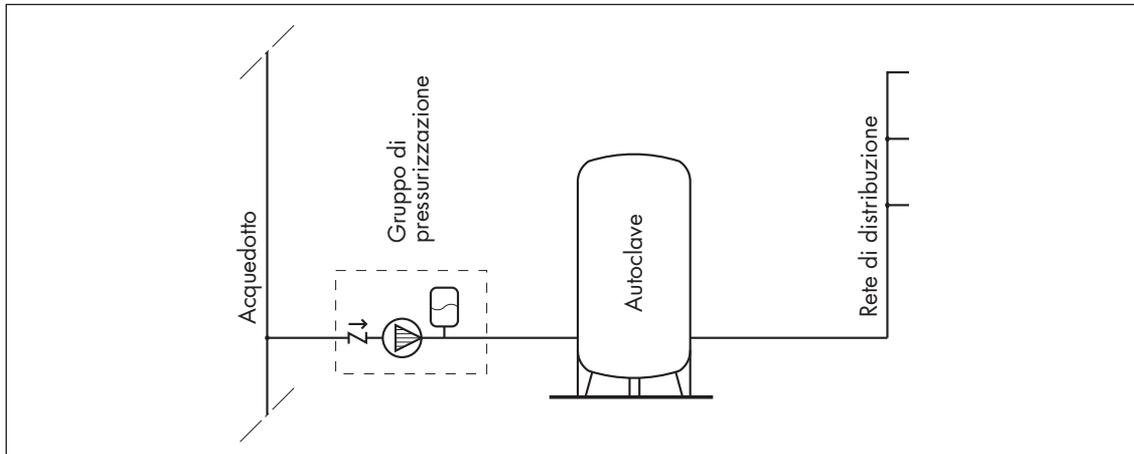
Quando si devono pressurizzare più reti, si può ricorrere a soluzioni di tipo centralizzato, oppure a soluzioni che prevedono la pressurizzazione di ogni rete (ved. schemi riportati nella pagina a lato).



I collegamenti tra l'acquedotto e le stazioni di sopraelevazione possono essere del tipo con:

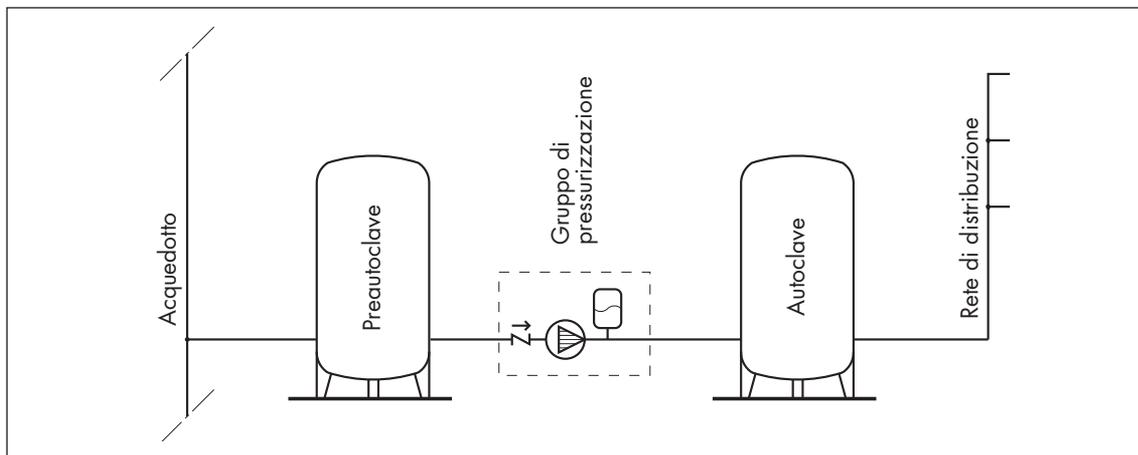
1 allacciamento diretto all'acquedotto:

è la soluzione schematicamente più semplice, ma le pompe di sopraelevazione possono provocare sensibili variazioni di pressione nella rete dell'acquedotto;



2. allacciamento all'acquedotto con preautoclave:

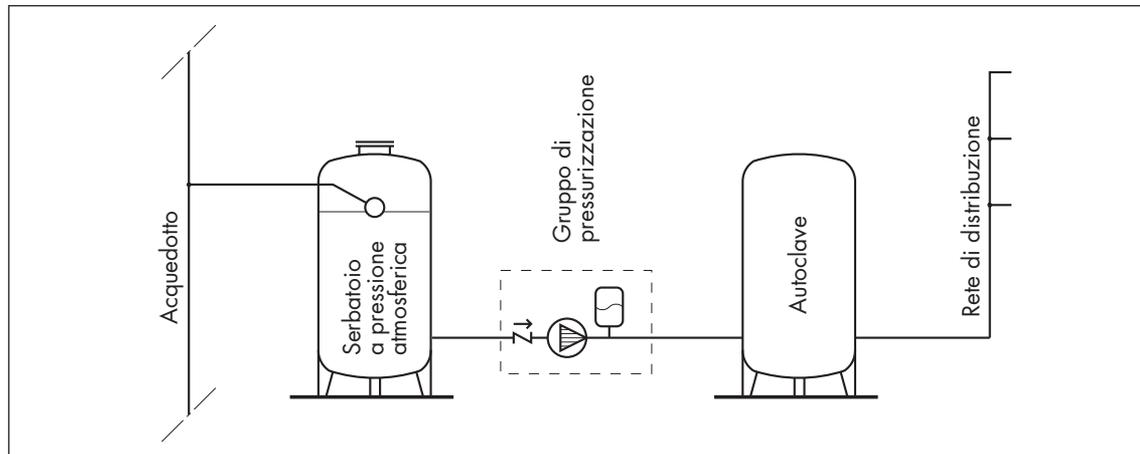
serve a limitare, nella rete dell'acquedotto, le variazioni di pressione indotte dalle pompe di sopraelevazione;



3 allacciamento all'acquedotto con serbatoio a pressione atmosferica:

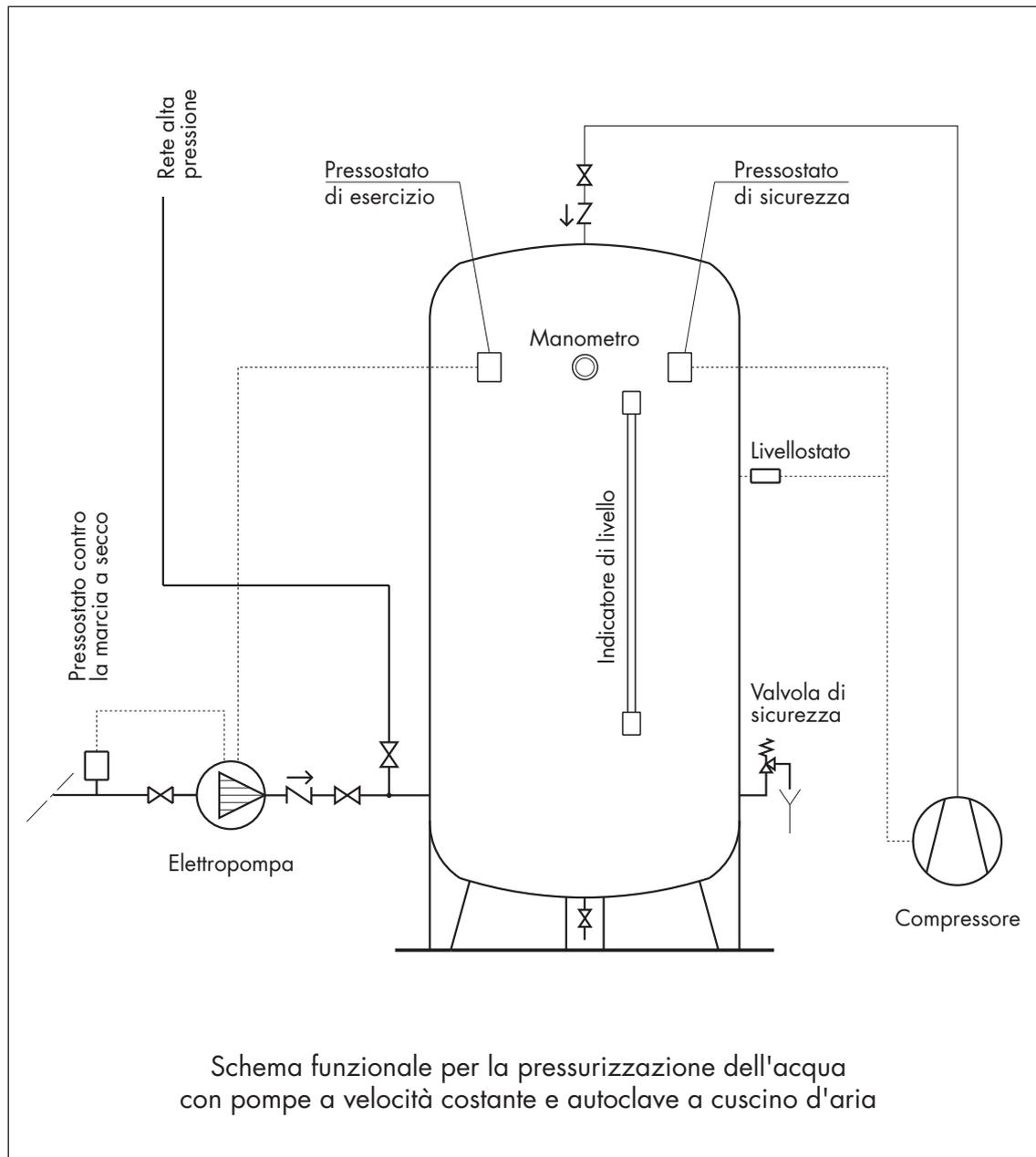
serve ad evitare, nella rete dell'acquedotto, variazioni di pressione connesse al funzionamento delle pompe di sollevamento.

Va tuttavia considerato che questo tipo di allacciamento richiede **pompe sensibilmente più potenti**, in quanto non consente di utilizzare la pressione disponibile all'attacco dell'acquedotto.



SISTEMA CON POMPE A VELOCITÀ COSTANTE E AUTOCLAVE A CUSCINO D'ARIA

È il sistema di sopraelevazione tradizionale e, nella sua configurazione più semplice, può essere così schematizzato:



❑ **Serbatoio autoclave**

È soggetto a collaudo da parte delle Autorità competenti sia in fase di costruzione, sia in fase di esercizio. Il suo volume può essere determinato con la formula (1) di seguito riportata.

❑ **Compressore**

È consigliabile installare un compressore esente da lubrificazione e con filtro anticontaminazione. Per il suo dimensionamento si può considerare un volume dell'aria pari al 20% del serbatoio autoclave e (in fase di avvio) un tempo di pressurizzazione di due ore.

❑ **Elettropompa**

Deve essere dimensionata secondo i criteri richiamati nelle note introduttive di questa voce.

❑ **Pressostato di esercizio**

Serve ad attivare la pompa o a disattivarla quando la pressione è troppo bassa o troppo alta rispetto ai valori stabiliti.

❑ **Livellostato**

Serve a tenere sotto controllo il livello del cuscino d'aria, **attivando il compressore** (quando il livello dell'acqua supera quello di controllo del livellostato) e **arrestandolo** (quando il livello dell'acqua si trova al di sotto di tale limite).

❑ **Pressostato di sicurezza**

Serve ad impedire l'avviamento del compressore (o a fermarlo se è già avviato) quando nel serbatoio si supera la pressione massima di sopraelevazione.

❑ **Dispositivo di blocco**

Serve ad impedire il funzionamento della pompa quando sussiste il pericolo di marcia a secco:

- se la pompa aspira da un serbatoio aperto, il dispositivo di blocco può essere costituito da un livellostato;
- se la pompa aspira direttamente dall'acquedotto o da un serbatoio chiuso, il dispositivo di blocco può essere costituito da un pressostato tarato a bassa pressione, per esempio a 10 m c.a..

Con buona approssimazione il volume di un'autoclave a cuscino d'aria può essere calcolato con la formula:

$$V = 30 \cdot \frac{G_{pr} \cdot 60}{a} \cdot \frac{P_{max} + 10}{P_{max} - P_{min}} \quad (1)$$

- dove:
- V = Volume dell'autoclave, l
 - G_{pr} = Portata di progetto, l/s
 - P_{min} = Pressione minima di sopraelevazione, m c.a.
 - P_{max} = Pressione massima di sopraelevazione, m c.a.
 - a = Numero massimo orario degli avviamenti della pompa, h⁻¹
mediamente si può considerare:
 - a = 30 per potenza elettropompa < 3 kW
 - a = 25 per potenza elettropompa 3÷5 kW
 - a = 20 per potenza elettropompa 5÷7 kW
 - a = 15 per potenza elettropompa 7÷10 kW
 - a = 10 per potenza elettropompa > 10 kW

La potenza dell'elettropompa può essere calcolata con la formula (1) riportata sul 1° Quaderno alla voce: ELETTRROPOMPE.

Nota: Di norma si assume la pressione massima di sopraelevazione (P_{max}) uguale alla pressione minima (P_{min}) incrementata di 10÷15 m c.a.. Tale valore consente un buon compromesso tra l'esigenza di limitare le dimensioni del serbatoio e quella di non far insorgere pressioni troppo alte a monte dei rubinetti.

Nella pagina a lato si riporta una tabella che consente di determinare **il volume di un'autoclave a cuscino d'aria** in funzione della portata di progetto (G_{pr}) e della pressione minima richiesta (P_{min}).

TAB. 1
VOLUME AUTOCLAVI A CUSCINO D'ARIA (litri)

Gpr [l/s]	Pmin [m c.a.]								
	20	30	40	50	60	70	80	90	100
1,0	240	300	360	420	480	540	600	660	720
1,2	290	360	430	500	580	650	720	790	860
1,4	340	420	500	590	670	760	840	920	1.010
1,6	380	480	580	670	770	860	960	1.060	1.150
1,8	430	540	650	760	860	970	1.080	1.190	1.300
2,0	480	600	720	840	960	1.080	1.200	1.320	1.440
2,2	530	660	790	920	1.060	1.190	1.320	1.450	1.580
2,4	580	720	860	1.010	1.150	1.300	1.440	1.590	1.730
2,6	620	780	940	1.090	1.250	1.400	1.560	1.720	1.870
2,8	670	840	1.010	1.180	1.340	1.510	1.680	1.850	2.020
3,0	720	900	1.080	1.260	1.440	1.620	1.800	1.980	2.590
3,2	770	960	1.150	1.340	1.540	1.730	1.920	2.530	2.770
3,4	820	1.020	1.220	1.430	1.630	1.840	2.040	2.690	2.940
3,6	860	1.080	1.300	1.510	1.730	1.940	2.160	2.850	3.110
3,8	910	1.140	1.370	1.600	1.820	2.050	2.740	3.010	3.280
4,0	960	1.200	1.440	1.680	1.920	2.160	2.880	3.170	3.460
4,2	1.010	1.260	1.510	1.760	2.020	2.270	3.020	3.330	3.630
4,4	1.060	1.320	1.580	1.850	2.110	2.850	3.170	3.450	3.800
4,6	1.100	1.380	1.660	1.930	2.210	2.980	3.310	3.640	3.970
4,8	1.150	1.440	1.730	2.020	2.300	3.110	3.460	3.800	4.150
5,0	1.200	1.500	1.800	2.100	2.880	3.240	3.600	3.960	4.320

Nota: Per la compilazione della tabella si sono considerati: $P_{max} = P_{min} + 10$ m c.a e gruppi di pressurizzazione a due pompe.

Il numero massimo orario degli avviamenti (a) è stato assunto in relazione alla potenza delle pompe (deducibile da Gpr e P_{max}) e ai valori riportati nella pagina a lato.

SISTEMA CON POMPE A VELOCITÀ COSTANTE E AUTOCLAVE A MEMBRANA

È un sistema basato sull'uso di serbatoi con membrane in gomma naturale o artificiale.

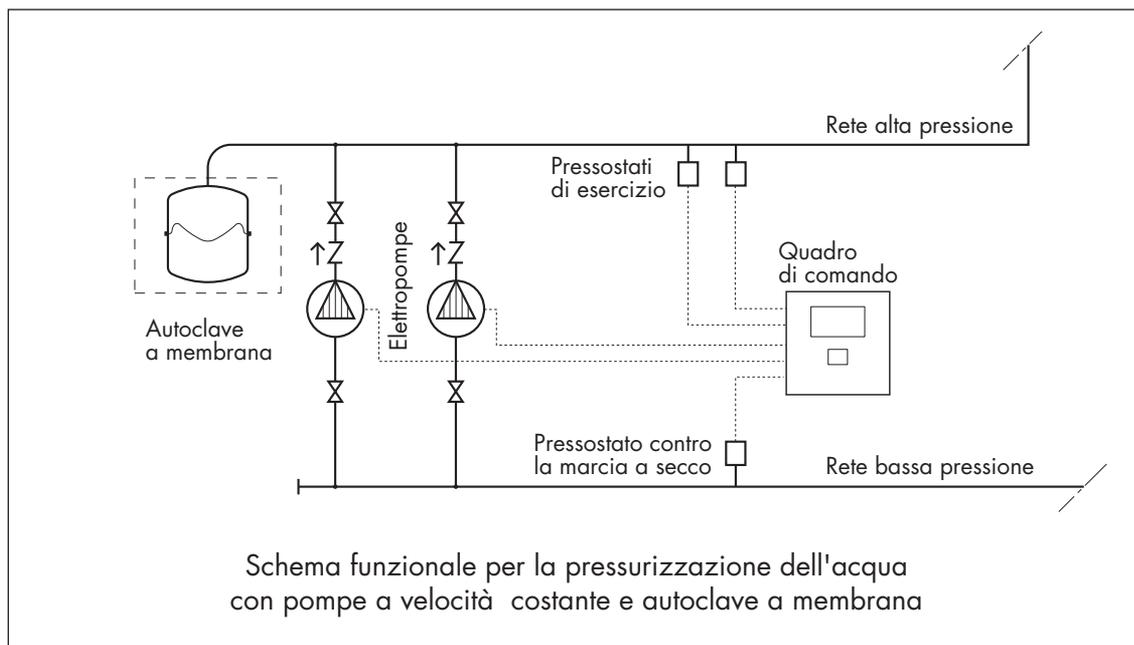
Questi serbatoi sono preventivamente caricati con azoto ad una pressione pari a circa il 90% di quella minima di sopraelevazione. Con l'avvio delle pompe, l'acqua comprime il gas fino a fargli raggiungere la pressione massima prevista. Tale pressione viene poi gradualmente restituita all'impianto nel periodo che intercorre tra l'attivazione e la disattivazione delle pompe.

In genere tutto il gruppo di sopraelevazione è fornito come un insieme monoblocco, assemblato, tarato e collaudato in fabbrica.

Per proteggere le pompe dal pericolo della marcia a secco è bene prevedere (ad integrazione delle apparecchiature normalmente previste) un dispositivo di blocco, che può essere un livellostato per pompe che aspirano da un serbatoio aperto, oppure un pressostato (tarato a bassa pressione) per pompe che aspirano da acquedotto o da un serbatoio in pressione.

Rispetto a quello con semplice cuscino ad aria, il sistema con autoclave a membrana presenta i seguenti vantaggi:

- ha un ingombro più ridotto,
- non necessita di un compressore per l'aria,
- non richiede (se si utilizzano contenitori di tipo idoneo) i controlli previsti dalle norme relative ai serbatoi sotto pressione,
- consente controlli e interventi di manutenzione più semplici.



Con buona approssimazione il volume di un autoclave a membrana può essere calcolato con la seguente formula empirica:

$$V = 6 \cdot \frac{G_{pr} \cdot 60}{a} \cdot \frac{P_{max} + 10}{P_{max} - P_{min}} \quad (2)$$

- dove:
- V = Volume dell'autoclave, l
 - G_{pr} = Portata di progetto, l/s
 - P_{min} = Pressione minima di sopraelevazione, m c.a.
 - P_{max} = Pressione massima di sopraelevazione, m c.a.
 - a = Numero massimo orario degli avviamenti della pompa, h⁻¹
mediamente si può considerare:
 - a = 30 per potenza elettropompa < 3 kW
 - a = 25 per potenza elettropompa 3÷5 kW
 - a = 20 per potenza elettropompa 5÷7 kW
 - a = 15 per potenza elettropompa 7÷10 kW
 - a = 10 per potenza elettropompa > 10 kW

La potenza dell'elettropompa può essere calcolata con la formula (1) riportata sul 1° Quaderno alla voce: ELETTRROPOMPE.

SISTEMA CON POMPE A VELOCITÀ VARIABILE

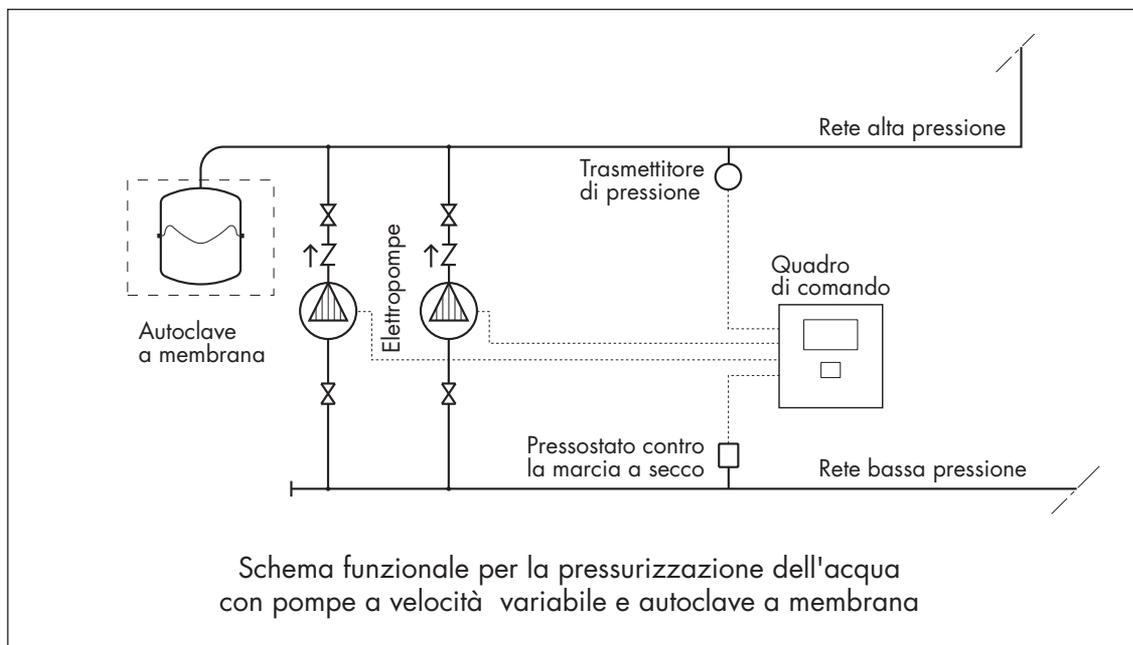
È un sistema con pompe in grado di autoregolarsi e di pressurizzare l'acqua costantemente ad una pressione predefinita.

In genere tutto il gruppo di sopraelevazione è fornito come un insieme monoblocco, assemblato, tarato e collaudato in fabbrica.

Per proteggere le pompe dal pericolo della marcia a secco è bene prevedere (ad integrazione delle apparecchiature normalmente previste) un **dispositivo di blocco**, che può essere un **livellostato** per pompe che aspirano da un serbatoio aperto, oppure un **pressostato** (tarato a bassa pressione) per pompe che aspirano da acquedotto o da un serbatoio in pressione.

Rispetto a quello con semplice cuscino ad aria, il sistema con pompe a velocità variabile presenta i seguenti vantaggi:

- consente di far funzionare l'impianto a pressione costante (a valle delle pompe),
- ha un ingombro più ridotto,
- non necessita di un compressore per l'aria,
- non richiede (se si utilizzano contenitori di tipo idoneo) i controlli previsti dalle norme relative ai serbatoi sotto pressione,
- consente controlli e interventi di manutenzione più semplici.



Per evitare la continua attivazione e disattivazione delle pompe è bene prevedere, a valle delle pompe stesse, autoclavi a membrana precaricate ad una pressione pari a 0,7 volte la pressione di sopraelevazione. Per il dimensionamento di tali autoclavi (che dipende dalle caratteristiche di lavoro delle pompe a basse portate) è bene seguire le indicazioni dei Produttori. In genere si può tuttavia ritenere valida la seguente formula empirica:

$$V = 0,2 \cdot G_{pr} \cdot (P + 60) \quad (3)$$

dove: V = Volume dell'autoclave, l
 G_{pr} = Portata di progetto, l/s
 P = Pressione (costante) di sopraelevazione, m c.a.

Esempio:

Dimensionare la stazione di sopraelevazione (con due pompe fra loro uguali) a servizio della rete ad alta pressione dell'esempio riportato alla voce: DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE.

Caratteristiche della rete ad alta pressione (ved. relativi dati di progetto e di calcolo):

- $G_{pr} = 2,90$ l/s portata di progetto,
- $P_{min} = 50$ m c.a. pressione minima,
- $P = 40$ m c.a. pressione disponibile all'attacco dell'acquedotto,
- Principali componenti a monte delle pompe: **contatore e disconnettore**.

Soluzione:

Si determinano dapprima le caratteristiche delle pompe e poi il volume del serbatoio di pressurizzazione richiesto:

- **Dimensionamento delle pompe**

- **Portata**

Essendo ripartita su due pompe fra loro uguali risulta: $G = G_{pr} / 2 = 2,90 / 2 = 1,45$ l/s

- **Prevalenza**

È data dalla differenza (vedi note introduttive al capitolo in esame) fra la pressione massima richiesta e la pressione disponibile a monte delle pompe.

Pressione massima: Si determina considerando un incremento di 10 m c.a. rispetto alla pressione minima:

$$P_{max} = P_{min} + 10 = 50 + 10 = 60 \text{ m c.a..}$$

Pressione a monte: Si calcola sottraendo alla pressione dell'acquedotto le seguenti perdite di carico (ved. tab. 8 alla voce: DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE).

- 6 m c.a. perdite di carico del contatore generale
- 5 m c.a. perdite di carico del disconnettore
- 2 m c.a. perdite di carico del tratto di rete compreso fra l'attacco dell'acquedotto e le pompe (valore stimato).

$$P_{mte} = P - 6 - 5 - 2 = 40 - 13 = 27 \text{ m c.a..}$$

La prevalenza richiesta risulta pertanto: $H = P_{max} - P_{mte} = 60 - 27 = 33$ m c.a.

- **Potenza**

Il suo valore indicativo si può calcolare con la formula (2) riportata alla voce ELETTROPOMPE, 1° Quaderno. Con tale formula, note le grandezze:

$$G = 1,45 \cdot 3.600 \text{ l/h} = 1,45 \cdot 3.600 / 1.000 \text{ m}^3/\text{h} = 5,22 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 33 \text{ m c.a.}$$

$$\eta = 0,6 \text{ (valore stimato, ved tab. 2, voce ELETTROPOMPE, 1° Quaderno).}$$

$$\text{si ottiene: } W = (G \cdot H) / (367 \cdot \eta) = (5,22 \cdot 33) / (367 \cdot 0,6) = 0,78 \text{ kW}$$

▪ **Dimensionamento dei serbatoi di pressurizzazione**

1° caso: Sistema di pressurizzazione con pompe a velocità costante e autoclave a cuscino d'aria

Il volume dell'autoclave a cuscino d'aria si calcola con la formula (1), considerando il numero massimo orario degli avviamenti delle pompe uguale a 30, dato che ogni pompa ha una potenza inferiore a 3 kW. Risulta pertanto:

$$V = 30 \cdot \frac{G_{pr} \cdot 60}{a} \cdot \frac{P_{max} + 10}{P_{max} - P_{min}} = 30 \cdot \frac{2,90 \cdot 60}{30} \cdot \frac{60 + 10}{60 - 50} = 1.218 \text{ l}$$

2° caso: Sistema di pressurizzazione con pompe a velocità costante e autoclave a membrana

Il volume dell'autoclave a membrana si calcola con la formula (2), considerando lo stesso numero di avviamenti delle pompe di cui sopra. Risulta pertanto:

$$V = 6 \cdot \frac{G_{pr} \cdot 60}{a} \cdot \frac{P_{max} + 10}{P_{max} - P_{min}} = 6 \cdot \frac{2,90 \cdot 60}{30} \cdot \frac{60 + 10}{60 - 50} = 244 \text{ l}$$

3° caso: Sistema di pressurizzazione con pompe a velocità variabile

Il volume dell'autoclave a membrana si calcola con la formula (3):

$$V = 0,2 \cdot G_{pr} \cdot (P + 60) = 0,2 \cdot 2,90 \cdot (60 + 70) = 70 \text{ l}$$

PRODUZIONE DI ACQUA CALDA

PRODUZIONE DI ACQUA CALDA
CON ACCUMULO

PRODUZIONE ISTANTANEA
DI ACQUA CALDA

PRODUZIONE MISTA
DI ACQUA CALDA

L'acqua calda sanitaria può essere prodotta con sistemi (1) ad accumulo, (2) istantanei e (3) misti (cioè in parte ad accumulo e in parte istantanei).

□ Produzione con accumulo

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

Questo tipo di produzione di acqua calda, rispetto a quello istantaneo, presenta i seguenti vantaggi e svantaggi:

▪ vantaggi:

- possibilità di utilizzare generatori e scambiatori di calore con potenza termica molto più bassa;
- funzionamento dell'impianto più regolare e continuo: quindi migliore resa termica e temperatura di utilizzo meno soggetta a sbalzi;
- minor costo per l'impegnativo termico quando si utilizza il teleriscaldamento.

▪ svantaggi:

- maggior costo dell'impianto per l'incidenza dei serbatoi;
- maggior ingombro;
- più elevate dispersioni termiche passive (tale inconveniente può però essere minimizzato con un buon isolamento termico dei serbatoi e delle tubazioni).

□ Produzione istantanea

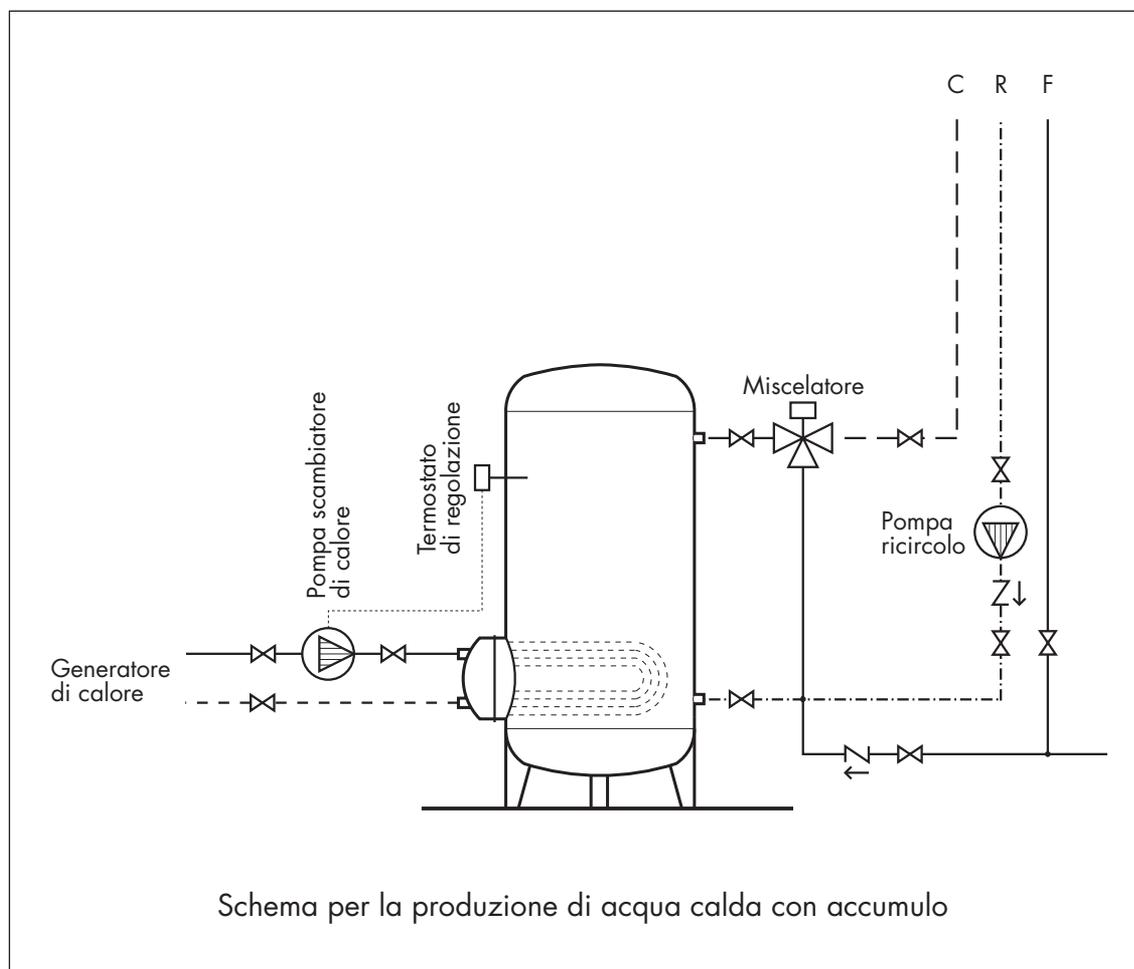
L'acqua calda è prodotta "istantaneamente" secondo le effettive esigenze dell'impianto.

□ Produzione mista

L'acqua calda è prodotta con un sistema in parte ad accumulo e in parte istantaneo. È una soluzione che, in alcuni casi, può consentire un buon compromesso fra i vantaggi e gli svantaggi dei due metodi sopra richiamati.

PRODUZIONE DI ACQUA CALDA CON ACCUMULO

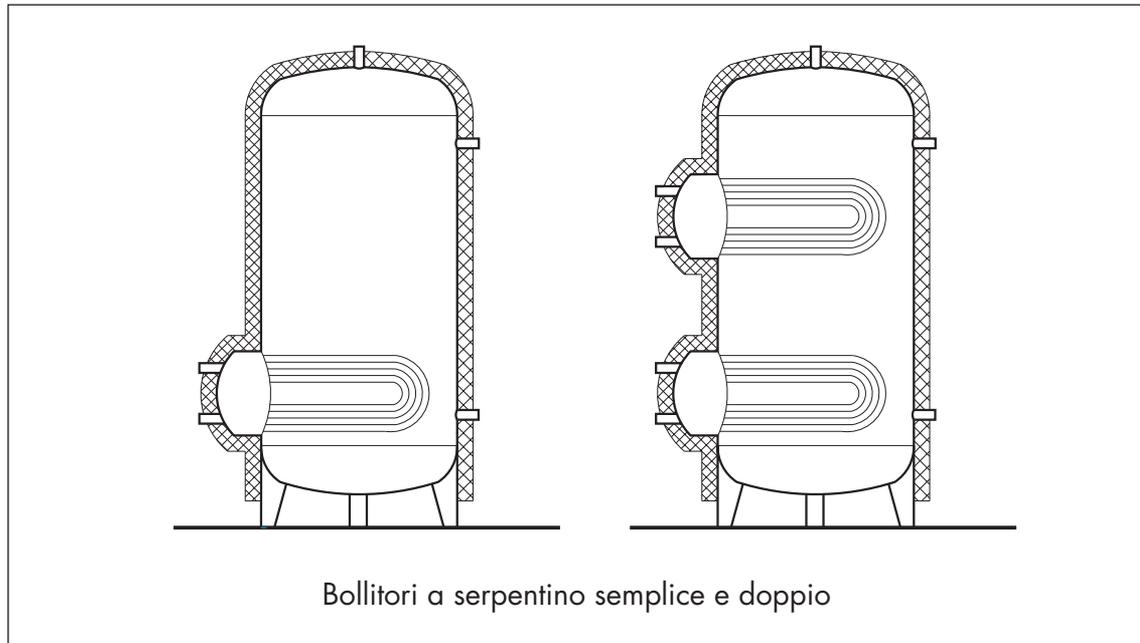
Lo schema funzionale di un impianto per produrre acqua calda con accumulo può essere così rappresentato:



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

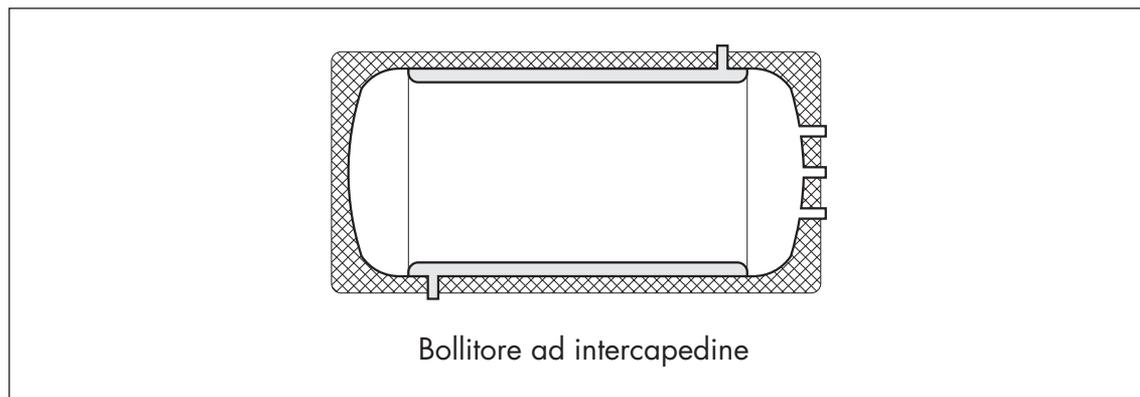
- **Bollitori tradizionali**

Producono acqua calda con scambiatori di calore a serpentino o a fascio tubiero e possono essere del tipo con scambiatore semplice, doppio o triplo.



- **Bollitori ad intercapedine**

Producono acqua calda con camere ad intercapedine ricavate sfruttando la superficie esterna dei bollitori stessi. Possono essere installati sia in posizione verticale che orizzontale.



DIMENSIONAMENTO DEI BOLLITORI

Per poter determinare il volume dei bollitori e la superficie dei loro scambiatori vanno considerate le seguenti grandezze:

□ **Periodo di punta**

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

□ **Consumo d'acqua calda nel periodo di punta**

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

TAB. 1
CONSUMI MEDI DI ACQUA CALDA PER OGNI UTILIZZO

Apparecchio	Consumo
Vasca da bagno grande (170 x 70)	160 ÷ 200 l
Vasca da bagno piccola (105 x 70)	100 ÷ 120 l
Doccia	50 ÷ 60 l
Lavabo	10 ÷ 12 l
Bidet	8 ÷ 10 l
Lavello da cucina	15 ÷ 20 l

□ **Periodo di preriscaldamento**

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

□ **Temperatura dell'acqua fredda**

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

- 10 ÷ 12°C nell'Italia settentrionale,
- 12 ÷ 15°C nell'Italia centrale,
- 15 ÷ 18°C nell'Italia meridionale.

□ **Temperatura di utilizzo dell'acqua calda**

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

□ **Temperatura di accumulo dell'acqua calda**

Il suo valore deve essere stabilito in relazione a diverse esigenze fra loro contrastanti ed in particolare deve essere scelto in modo da:

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

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

□ **Temperatura del fluido scaldante**

Il suo valore deve essere scelto essenzialmente in relazione a due esigenze fra loro contrastanti:

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

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

VOLUME DEI BOLLITORI

Per determinare il volume dei bollitori (quello teorico, dato che quello pratico dipende dai modelli disponibili in commercio) si può procedere nel seguente modo:

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

$$Q_t = C \cdot (t_u - t_f) \quad (1)$$

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

$$Q_h = \frac{Q_t}{t_{pr}^* + t_{pu}^*} \quad (2)$$

3. si determina il **calore da accumulare** nella fase di preriscaldamento, moltiplicando il calore orario per il periodo di preriscaldamento;

$$Q_a = Q_h \cdot t_{pr}^* \quad (3)$$

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

$$V = \frac{Q_a}{t_a - t_f} \quad (4)$$

Simboli utilizzati:

- C = Consumo d'acqua calda nel periodo di punta, l
 Q_t = Calore totale necessario per riscaldare l'acqua erogata nel periodo di punta, kcal
 Q_h = Calore orario che deve essere ceduto all'acqua, kcal/h
 Q_a = Calore da accumulare nel periodo di preriscaldamento, kcal
 t_{pu}^* = Durata del periodo di punta, h
 t_{pr}^* = Durata del periodo di preriscaldamento, h
 t_f = Temperatura dell'acqua fredda, °C
 t_u = Temperatura di utilizzo dell'acqua calda, °C
 t_a = Temperatura d'accumulo dell'acqua calda, °C
 V = Volume del bollitore, l

SUPERFICI DI SCAMBIO TERMICO DEI BOLLITORI

Per i bollitori ad intercapedine, le superfici di scambio termico sono in genere determinate con l'aiuto delle tabelle sperimentali dei Costruttori. Dato l'elevato numero di variabili in gioco e la loro complessità, è infatti praticamente impossibile stabilire formule di calcolo sufficientemente precise e aventi validità generale.

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

$$S = \frac{Q_h}{k \cdot (t_{m1} - t_{m2})} \quad (5)$$

- dove: S = Superficie di scambio termico del serpentino o del fascio tubiero, m²
 Q_h = Calore orario che deve essere ceduto all'acqua, kcal/h
 k = Coefficiente di scambio termico, kcal/h/m²/°C
 normalmente si può considerare: $k = 500$ per tubi in acciaio,
 $k = 520$ per tubi in rame.
 t_{m1} = Temperatura media del fluido scaldante, °C
 è la media fra le temperature di mandata e di ritorno del fluido scaldante.
 t_{m2} = Temperatura media del fluido riscaldato, °C
 è la media fra le temperature dell'acqua fredda e quella di accumulo.

EDIFICI RESIDENZIALI

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

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

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

TAB. 2
FATTORE DI CONTEMPORANEITÀ

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

Per la determinazione rapida di questi bollitori si può utilizzare anche la tab. 3, redatta considerando $t_f = 10^\circ\text{C}$ e $t_a = 60^\circ\text{C}$. In base ai valori ricavati dalla tabella si effettua poi la scelta dei bollitori commercialmente disponibili.

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

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

Esempio:

Dimensionare un bollitore (a serpentino in acciaio) idoneo a produrre acqua calda con accumulo per la rete a bassa pressione dell'esempio riportato alla voce: DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE. Si consideri:

- 10°C = temperatura dell'acqua fredda;
- 60°C = temperatura d'accumulo dell'acqua calda;
- alloggi da servire (ved. es. richiamato): 8 di tipo A (1 locale servizi) e 16 di tipo B (2 locali servizi).

Soluzione:

Si dimensiona il bollitore con riferimento alle formule e ai dati precedentemente riportati:

- **Consumo d'acqua calda nel periodo di punta**

In base ai dati proposti per il dimensionamento dei bollitori negli edifici residenziali, si ottiene:

$$\begin{aligned} C_A &= 260 \cdot 8 &&= 2.080 \text{ l (consumo negli alloggi di tipo A, con 1 locale servizi)} \\ C_B &= 340 \cdot 16 &&= 5.440 \text{ l (consumo negli alloggi di tipo B, con 2 locali servizi)} \\ C &= (2.080 + 5.440) \cdot 0,85 &&= 6.392 \text{ l (consumo totale).} \end{aligned}$$

- **Calore totale necessario per riscaldare l'acqua richiesta nel periodo di punta**

Si calcola con la formula (1), considerando = 40°C la temperatura di utilizzo dell'acqua calda::

$$Q_t = C \cdot (t_u - t_f) = 6,392 \cdot (40 - 10) = 191.760 \text{ kcal}$$

- **Calore orario richiesto**

Si calcola con la formula (2), considerando il periodo di punta = 1,5 h e il periodo di preriscaldamento = 2,0 h:

$$Q_h = Q_t \cdot (t^{*pr} + t^{*pu}) = 191.760 \cdot (2,0 + 1,5) = 54.789 \text{ kcal/h}$$

- **Calore da accumulare**

Si calcola con la formula (3):

$$Q_a = Q_h \cdot t^{*pr} = 54.789 \cdot 2,0 = 109.578 \text{ kcal}$$

- **Volume del bollitore**

Si calcola con la formula (4):

$$V = Q_a / (t_a - t_f) = 109.578 / (60 - 10) = 2.192 \text{ l}$$

- **Superficie di scambio del serpentino**

Si calcola con la formula (5) dopo aver calcolato la temperatura media del fluido riscaldato e assumendo = 72,5°C la temperatura media del fluido scaldante (ved. relativa nota al sottocapitolo DIMENSIONAMENTO DEI BOLLITORI):

$$t_{m2} = (t_a + t_f) / 2 = (60 + 10) / 2 = 35^\circ\text{C (temperatura media del fluido riscaldato)}$$

$$S = Q_h / \{ k \cdot (t_{m1} - t_{m2}) \} = 54.789 / \{ 500 \cdot (72,5 - 35) \} = 2,92 \text{ m}^2$$

UFFICI E SIMILI

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

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

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

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

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

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

ALBERGHI, PENSIONI E SIMILI

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

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

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

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

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

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

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

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

**TAB. 6 - VOLUME DEI BOLLITORI E POTENZA DELLO SCAMBIATORE
PER ALBERGHI E PENSIONI CON CONSUMO D'ACQUA CONCENTRATO**

Numero camere	Camere con vasca	Camere con doccia	Volume [l]		
			Potenza scambiatore { kcal/h }		
5	309	223	70	4.320	3.120
	7.714	5.571		108.000	78.000
10	617	446	80	4.937	3.566
	15.429	11.143		123.429	89.143
15	926	669	90	5.554	4.011
	23.143	16.714		138.857	100.286
20	1.234	891	100	6.171	4.457
	30.857	22.286		154.286	111.429
30	1.851	1.337	125	7.714	5.571
	46.286	33.429		192.857	139.286
40	2.469	1.783	150	9.257	6.686
	61.714	44.571		231.429	167.143
50	3.086	2.229	175	10.800	7.800
	77.143	55.714		270.000	195.000
60	3.703	2.674	200	12.343	8.914
	92.571	66.857		308.571	222.857

OSPEDALI, CLINICHE E SIMILI

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

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

- **Consumo nel periodo di punta:** = 120 l per ogni posto letto in ospedali,
130 l per ogni posto letto in cliniche.

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

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

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

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

CASERME, COLLEGI E SIMILI

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

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

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

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

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

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

PALESTRE E CENTRI SPORTIVI

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

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

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

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

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

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

SPOGLIATOI DI STABILIMENTI E SIMILI

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

Per il dimensionamento dei bollitori negli spogliatoi degli stabilimenti e simili si può considerare:

- Consumo nel periodo di punta: = 150 l per ogni doccia,
60 l per ogni rubinetto (lavabi e lavapiedi).
- Fattore di contemporaneità = 1 (valutato rispetto al periodo di punta)
- Temperatura di utilizzo = 40°C
- Durata del periodo di punta = 0,3 ÷ 0,5 in relazione al tipo di utilizzo.
- Durata del preriscaldamento = 1,0 ÷ 7,0 in relazione ai tempi previsti per i turni.

Per la determinazione rapida di questi bollitori si possono utilizzare anche le tab. 10, 11 e 12, redatte considerando $t_f = 10^\circ\text{C}$ e $t_a = 60^\circ\text{C}$. In base ai valori ricavati dalle tabelle si effettua poi la scelta dei bollitori commercialmente disponibili.

**TAB. 10 - VOLUME DEI BOLLITORI E POTENZA DELLO SCAMBIATORE
PER SPOGLIATOI DI STABILIMENTI - periodo di preriscaldamento = 1 h**

Coppie docce rubinetti	Periodo di punta 0,3 h	Periodo di punta 0,5 h	Coppie docce rubinetti	Periodo di punta 0,3 h	Periodo di punta 0,5 h
Volume [l]			Volume [l]		
<i>Potenza scambiatore { kcal/h }</i>			<i>Potenza scambiatore { kcal/h }</i>		
5	485 24.231	420 21.000	70	6.785 339.231	5.880 294.000
10	969 48.462	840 42.000	80	7.754 387.692	6.720 336.000
15	1.454 72.692	1.260 63.000	90	8.723 436.154	7.560 378.000
20	1.938 96.923	1.680 84.000	100	9.692 484.615	8.400 420.000
30	2.908 145.385	2.520 126.000	125	12.115 605.769	10.500 525.000
40	3.877 193.846	3.360 168.000	150	14.538 726.923	12.600 630.000
50	4.846 242.308	4.200 210.000	175	16.962 848.077	14.700 735.000
60	5.815 290.769	5.040 252.000	200	19.385 969.231	16.800 840.000

**TAB. 11 - VOLUME DEI BOLLITORI E POTENZA DELLO SCAMBIATORE
PER SPOGLIATOI DI STABILIMENTI - periodo di preriscaldamento = 4 h**

Coppie docce rubinetti	Periodo di punta 0,3 h	Periodo di punta 0,5 h	Coppie docce rubinetti	Periodo di punta 0,3 h	Periodo di punta 0,5 h
Volume [l]			Volume [l]		
<i>Potenza scambiatore { kcal/h }</i>			<i>Potenza scambiatore { kcal/h }</i>		
5	586	560	70	8.205	7.840
	7.326	7.000		102.558	98.000
10	1.172	1.120	80	9.377	8.960
	14.651	14.000		117.209	112.000
15	1.758	1.680	90	10.549	10.080
	21.977	21.000		131.860	126.000
20	2.344	2.240	100	11.721	11.200
	29.302	28.000		146.512	140.000
30	3.516	3.360	125	14.651	14.000
	43.953	42.000		183.140	175.000
40	4.688	4.480	150	17.581	16.800
	58.605	56.000		219.767	210.000
50	5.860	5.600	175	20.512	19.600
	73.256	70.000		256.395	245.000
60	7.033	6.720	200	23.442	22.400
	87.907	84.000		293.023	280.000

**TAB. 12 - VOLUME DEI BOLLITORI E POTENZA DELLO SCAMBIATORE
PER SPOGLIATOI DI STABILIMENTI - periodo di preriscaldamento = 7 h**

Coppie docce rubinetti	Periodo di punta 0,3 h	Periodo di punta 0,5 h	Coppie docce rubinetti	Periodo di punta 0,3 h	Periodo di punta 0,5 h
Volume [l]			Volume [l]		
<i>Potenza scambiatore { kcal/h }</i>			<i>Potenza scambiatore { kcal/h }</i>		
5	604	588	70	8.458	8.232
	4.315	4.200		60.411	58.800
10	1.208	1.176	80	9.666	9.408
	8.630	8.400		69.041	67.200
15	1.812	1.764	90	10.874	10.584
	12.945	12.600		77.671	75.600
20	2.416	2.352	100	12.082	11.760
	17.260	16.800		86.301	84.000
30	3.625	3.528	125	15.103	14.700
	25.890	25.200		107.877	105.000
40	4.833	4.704	150	18.123	17.640
	34.521	33.600		129.452	126.000
50	6.041	5.880	175	21.144	20.580
	43.151	42.000		151.027	147.000
60	7.249	7.056	200	24.164	23.520
	51.781	50.400		172.603	168.000

CUCINE

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

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

- Consumo nel periodo di punta: = 15 l per coperto in ristoranti di elevato livello,
10 l per coperto in ristoranti di medio livello,
8 l per coperto in ospedali e comunità.
- Temperatura di utilizzo per lavaggio manuale = 55 ÷ 60°C
Temperatura di utilizzo per lavaggio con lavastoviglie = 60 ÷ 65°C
- Durata del preriscaldamento = 2,0 h
- Durata del periodo di punta lavaggio manuale = 2,0 h
Durata del periodo di punta lavaggio meccanico: = variabile in relazione ai cicli di lavoro previsti.

LAVANDERIE

dati relativi al dimensionamento dei bollitori

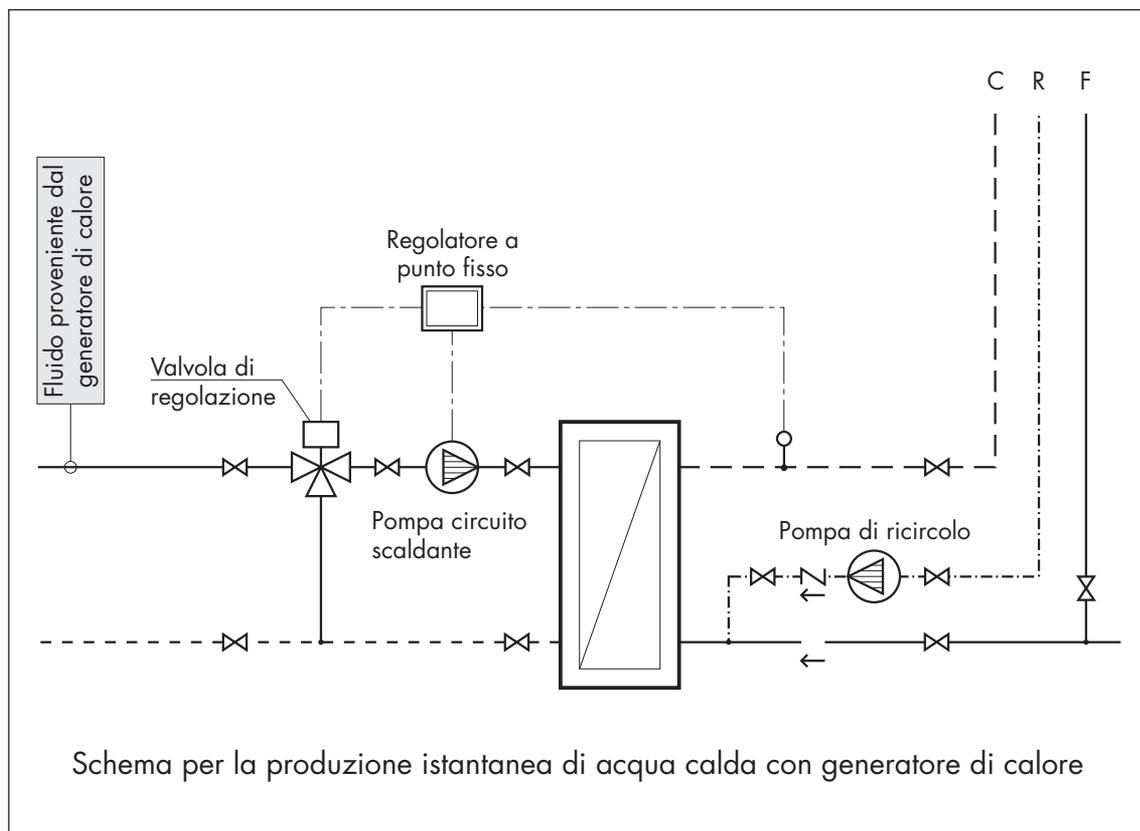
Per il dimensionamento dei bollitori a servizio delle lavanderie si può considerare:

- Consumo nel periodo di punta: = 30 l per ogni **paziente** in ospedali e cliniche, (biancheria e coperti)
15 l per ogni **ospite** in comunità, (biancheria e coperti)
25 l per ogni **ospite** in alberghi di elevato livello, (solo biancheria)
15 l per ogni **ospite** in alberghi di medio livello, (solo biancheria)
6 l per ogni **coperto** in ristoranti di elevato livello,
4 l per ogni **coperto** in ristoranti di medio livello,
- Temperatura di utilizzo = 60 ÷ 65°C
- Durata del preriscaldamento = 2,0 h
- Durata del periodo di punta = variabile in relazione ai cicli di lavoro previsti.

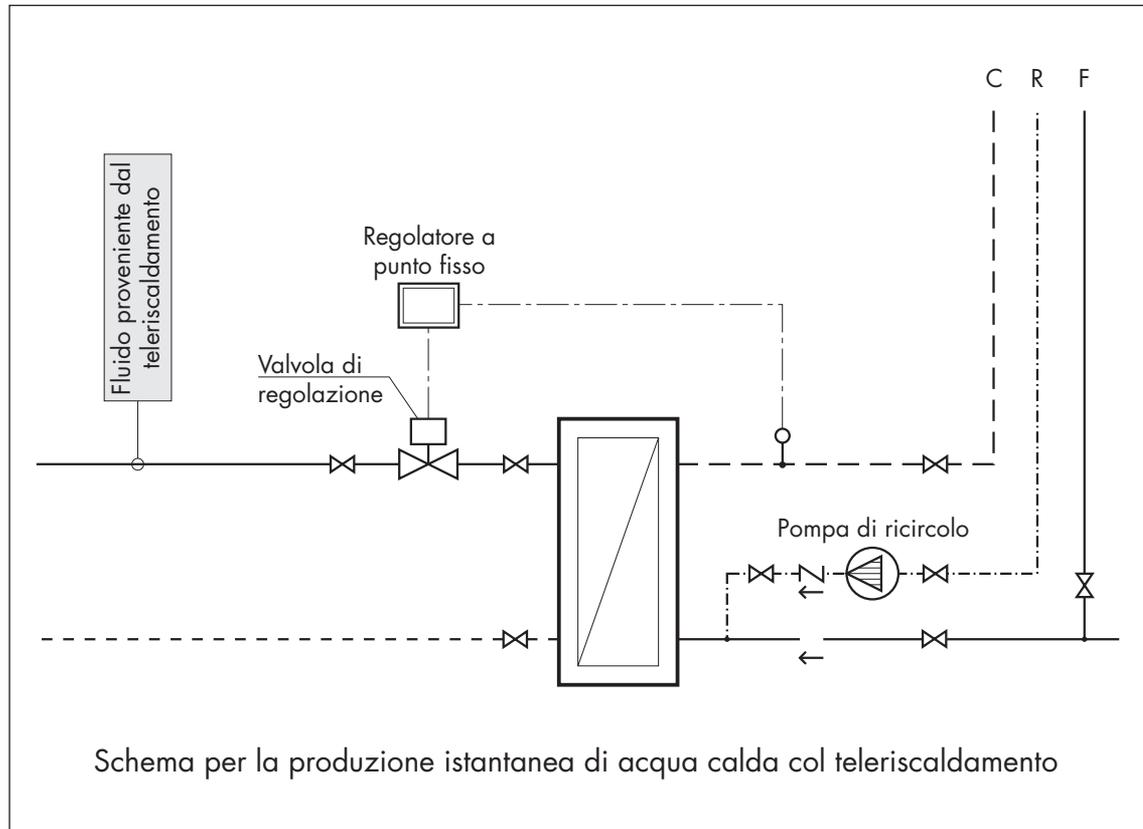
PRODUZIONE ISTANTANEA DI ACQUA CALDA

Per la produzione istantanea di acqua calda si possono utilizzare sistemi che derivano energia termica:

- ❑ direttamente dalla fiamma dei bruciatori (è in genere il caso delle "caldaiette"),
- ❑ dai generatori di calore,
- ❑ dal teleriscaldamento.



Nei sistemi con generatori di calore, l'acqua è prodotta alla temperatura voluta mediante una valvola di regolazione a **tre vie** che fa **variare la temperatura** con cui il fluido scaldante alimenta lo scambiatore.



Nei sistemi con teleriscaldamento, l'acqua invece è prodotta alla temperatura voluta mediante una valvola di regolazione a due vie che fa variare la portata (attraverso lo scambiatore) del fluido scaldante.

DIMENSIONAMENTO DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE

Per poter dimensionare correttamente gli scambiatori di calore è necessario conoscere le seguenti grandezze:

❑ Calore da scambiare

Si può calcolare (espresso col simbolo Q e in kcal/h) mediante la seguente formula, dove i relativi simboli hanno il significato e le dimensioni fisiche sotto specificate:

$$Q = G_{pr} \cdot 3.600 \cdot (t_u - t_f) \quad (6)$$

❑ Caratteristiche del circuito sanitario

t_u = Temperatura di utilizzo dell'acqua calda, °C

t_f = Temperatura dell'acqua fredda, °C

H_{pr} = Valore ammissibile per le perdite di carico del circuito sanitario, mm c.a.
In genere risulta conveniente adottare valori variabili da 2.000 a 4.000 mm c.a.

G_{pr} = Portata di progetto, l/s

❑ Caratteristiche del circuito scaldante

t_a = Temperatura di andata del circuito scaldante, °C

t_r = Temperatura di ritorno del circuito scaldante, °C

H_{sc} = Valore ammissibile per le perdite di carico del circuito scaldante, mm c.a.
In genere risulta conveniente adottare valori variabili da 1.500 a 3.000 mm c.a.

G_{sc} = Portata del circuito scaldante, l/s. Può essere determinata con la formula:

$$G_{sc} = \frac{Q}{3.600 \cdot (t_a - t_r)} \quad (7)$$

Il dimensionamento degli scambiatori si deve poi effettuare con le formule o le tabelle dei Produttori.

Non è possibile utilizzare formule di validità generale in quanto il calore scambiato dipende da molti fattori (ad esempio: la rugosità delle superfici di scambio, la configurazione dei condotti, il materiale utilizzato) correlati alle specifiche caratteristiche costruttive degli scambiatori.

Esempio:

Determinare le grandezze che servono a dimensionare lo scambiatore di calore atto a produrre acqua calda istantanea per la rete a bassa pressione dell'esempio riportato alla voce: DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE. Si consideri:

- 10°C = temperatura dell'acqua fredda;
- 40°C = temperatura di utilizzo dell'acqua calda;
- 2,40 l/s = portata di progetto (vedi dati di calcolo esercizio di riferimento).

Soluzione:

Si determinano le grandezze richieste in base alle indicazioni riportate nella pagina a lato:

- **Calore da scambiare**

$$Q = G_{pr} \cdot 3.600 \cdot (t_u - t_f) = 2,40 \cdot 3.600 \cdot (40 - 10) = 259.200 \text{ kcal/h}$$

- **Caratteristiche del circuito sanitario**

$$t_u = 40^\circ\text{C} \quad (\text{ved. dati esercizio})$$

$$t_f = 10^\circ\text{C} \quad (\text{ved. dati esercizio})$$

$$H_{pr} = 2.000 \text{ mm. c.a.} \quad (\text{valore assunto per non abbassare troppo la pressione disponibile per la distribuzione dell'acqua sanitaria})$$

$$G_{pr} = 2,40 \text{ l/s} \quad (\text{ved. dati esercizio})$$

- **Caratteristiche del circuito scaldante con produzione acqua calda mediante caldaia**

$$t_a = 75^\circ\text{C} \quad (\text{valore scelto quale temperatura di andata del fluido scaldante})$$

$$t_r = 65^\circ\text{C} \quad (\text{valore scelto quale temperatura di ritorno del fluido scaldante})$$

$$H_{sc} = 2.000 \text{ mm. c.a.} \quad (\text{valore assunto per non dover ricorrere ad una pompa troppo potente})$$

La portata si calcola con la formula (7) e risulta:

$$G_{sc} = Q / 3.600 / (t_a - t_r) = 259.200 / 3.600 / (75 - 65) = 7,20 \text{ l/s}$$

Nota:

Se l'acqua calda è prodotta col **teleriscaldamento**, le temperature del circuito scaldante e il valore ammissibile delle perdite di carico dipendono dalle caratteristiche di fornitura del servizio, ed in particolare:

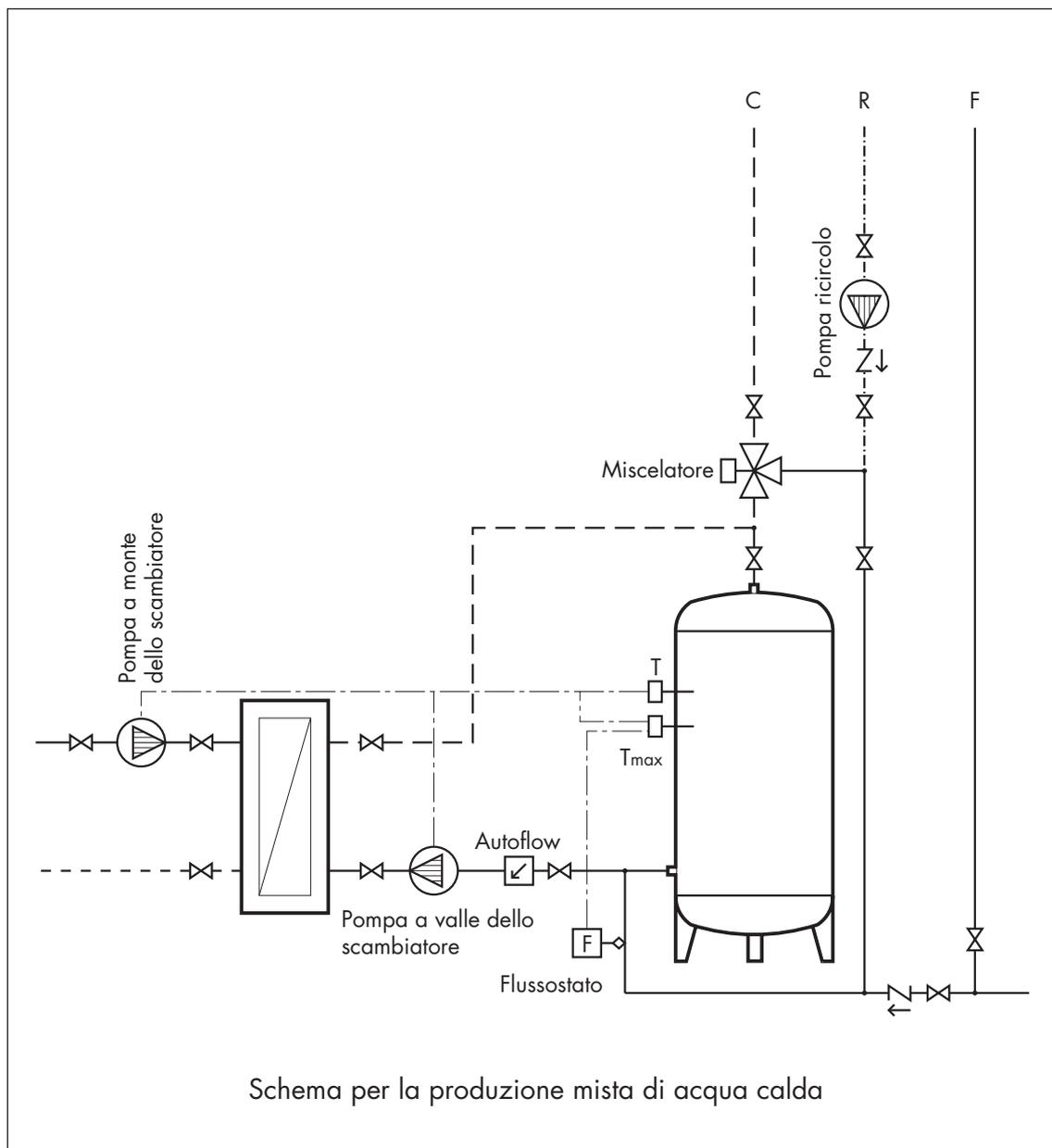
$$t_a = \text{valore della temperatura minima con cui il fluido scaldante è fornito all'Utenza}$$

$$t_r = \text{valore uguale o inferiore al limite imposto per il ritorno in rete del fluido scaldante}$$

$$H_{sc} = \text{valore da definirsi in base alla pressione differenziale disponibile agli attacchi dell'Utenza.}$$

PRODUZIONE MISTA DI ACQUA CALDA

Per la produzione mista di acqua calda si può utilizzare il tipo di impianto sotto schematizzato:



Le pompe devono risultare:

- attivate** quando il flussostato (F) segnala il passaggio di acqua, oppure quando il termostato (T) registra una temperatura più bassa di quella d'accumulo prefissata sul termostato stesso;
- disattivate** quando non sussiste almeno una delle cause di attivazione sopra specificate, oppure quando la temperatura di accumulo supera quella prefissata sul termostato di sicurezza (T_{max}).

L'autoflow serve ad evitare che attraverso lo scambiatore fluisca una quantità d'acqua superiore a quella prevista: superiore, cioè, a quella che lo stesso scambiatore è in grado di riscaldare alla temperatura richiesta.

CRITERI DI DIMENSIONAMENTO

Per dimensionare questi impianti di norma si procede in base alla potenza termica disponibile oppure per tentativi alla ricerca della soluzione ottimale:

Dimensionamento in base alla potenza termica disponibile:

- si calcola dapprima la quantità d'acqua calda istantanea che si può produrre con la potenza termica disponibile;
- si determina poi (in relazione alla quantità d'acqua calda mancante) il volume dell'accumulo necessario.

Dimensionamento per tentativi:

- si ipotizzano dapprima quote variabili di acqua calda prodotta in modo istantaneo e con accumulo, e in base a queste ipotesi si dimensiona il sistema di produzione misto.
- si confrontano poi le soluzioni così ottenute e si sceglie quella più conveniente considerando sia i costi di realizzazione, sia i costi di gestione.

RETI DI SCARICO DELLE ACQUE USATE

**CLASSIFICAZIONE E TRATTAMENTI
DELLE ACQUE USATE**

**PRESTAZIONI RICHIESTE
ALLE RETI DI SCARICO**

**RECAPITI
DELLE RETI DI SCARICO**

**TUBI UTILIZZATI PER
REALIZZARE LE RETI DI SCARICO**

**VENTILAZIONE
DELLE RETI DI SCARICO**

**REALIZZAZIONE
DELLE RETI DI SCARICO**

Le reti di scarico servono a ricevere e a convogliare il deflusso delle acque usate fino ai siti di recapito consentiti.

CLASSIFICAZIONE E TRATTAMENTI DELLE ACQUE USATE

Le acque usate possono essere così classificate:

- **acque fecali nere,**
provengono dagli apparecchi adibiti allo scarico di sostanze organiche (vasi, vuotatoi, orinatoi);
- **acque saponose bianche,**
provengono dagli apparecchi e apparecchiature in cui si fa largo uso di sapone e detersivi (lavabi, bidet, lavelli, lavastoviglie, lavatrici, docce);
- **acque grasse,**
provengono soprattutto dalle cucine di ospedali, mense e grandi alberghi;
- **acque di rifiuto speciali,**
provengono essenzialmente dalle lavorazioni industriali e artigianali.

I Comuni, in base al sistema di smaltimento dei liquami disponibile, hanno facoltà di stabilire se deve essere realizzata una sola rete di scarico oppure più reti distinte.

La composizione delle acque di rifiuto speciali deve essere analizzata come prescritto dalle Autorità competenti. Se necessario tali acque devono essere sottoposte a trattamenti di natura fisica o chimica (ved. tab.1).

TAB. 1
PRINCIPALI TRATTAMENTI PREVISTI PER LE ACQUE USATE

Sostanze	Trattamenti
Sostanze in sospensione	Pozzetto raccoglitore e decantatore
Olii e grassi	Separatore di olio e grasso
Acidi e basi	Neutralizzazione
Veleni	Decontaminazione
Germi patogeni	Disinfezione

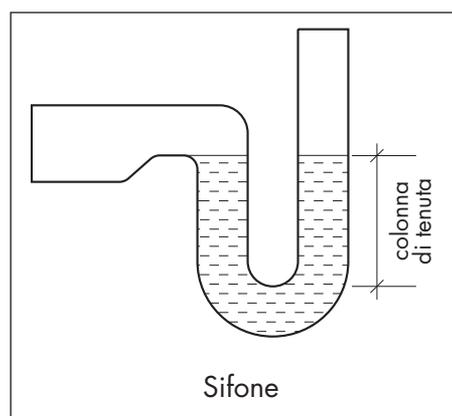
PRESTAZIONI RICHIESTE ALLE RETI DI SCARICO

Le reti di scarico delle acque usate devono essere in grado di:

1. **Consentire l'evacuazione, rapida e senza ristagni, delle acque di rifiuto verso il sistema di smaltimento esterno.** A tal fine si devono realizzare le opportune pendenze e scegliere diametri adeguati per i tubi, considerando che:
 - **diametri troppo piccoli** possono facilmente portare ad intasamenti e ostruzioni della rete;
 - **diametri troppo grandi** possono favorire il deposito di sedimenti e il formarsi di incrostazioni, in quanto impediscono l'autolavaggio della rete di scarico.

2. **Impedire la fuoriuscita di liquami, gas, odori e germi patogeni.**

Prestazioni queste che si possono ottenere realizzando reti a tenuta (di acqua e gas) e proteggendo i punti di immissione con sifoni: cioè con appositi dispositivi idraulici (ved. figura a lato) in grado di consentire il passaggio delle acque di scarico e, nello stesso tempo, di impedire la fuoriuscita di gas, odori e germi.



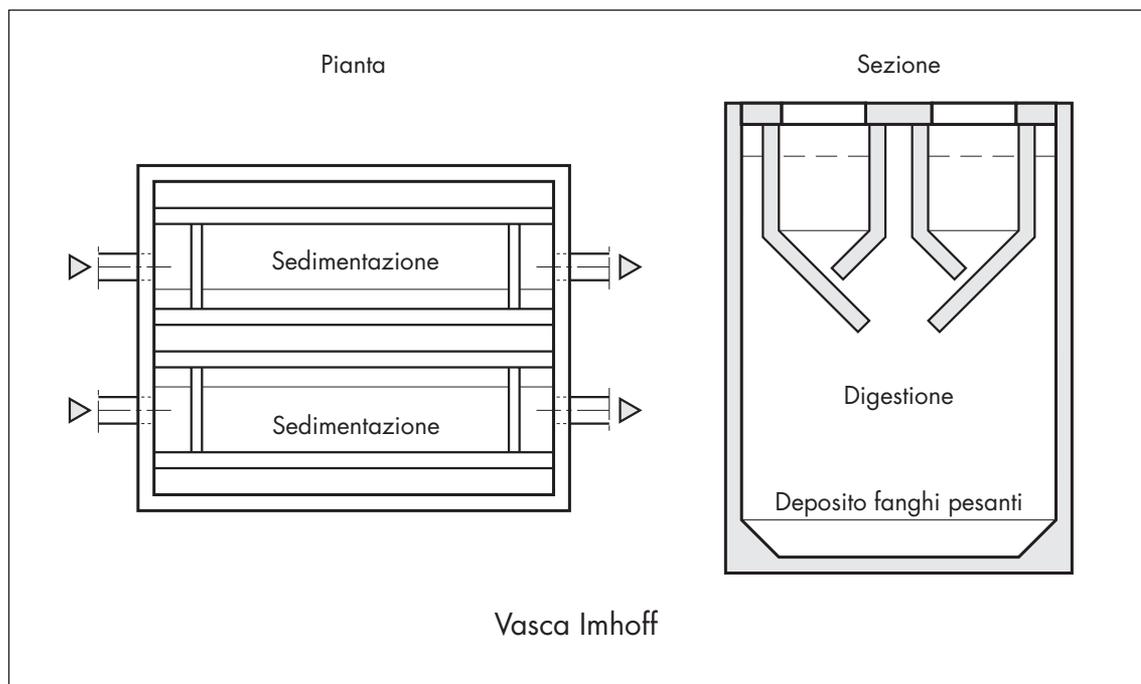
3. **Resistere alle sollecitazioni termiche e meccaniche (urti e abrasioni) previste.**
4. **Resistere alla possibile azione corrosiva dei liquami chimicamente aggressivi e dei gas che possono svilupparsi in rete.** Pertanto la scelta dei tubi, giunzioni, guarnizioni e pezzi speciali deve essere fatta in relazione alle specifiche caratteristiche chimiche delle sostanze da evacuare.
5. **Smaltire i liquami senza provocare rumorosità eccessiva.** Vanno quindi adottati tutti gli accorgimenti costruttivi atti a mantenere il livello di rumorosità entro i limiti normalmente consentiti. A tal fine si possono isolare acusticamente i cavedi, fasciare tratti di rete con appositi materassini oppure utilizzare tubi e pezzi speciali preinsonorizzati.
6. **Consentire la facile e completa pulizia di tutto l'impianto.** Le reti devono pertanto essere dotate di opportuni pezzi speciali atti a consentire tali operazioni. Inoltre, se necessario, vanno predisposti spazi adeguati per il periodico spurgo dell'impianto e la manutenzione del sistema di sollevamento delle acque.

RECAPITI DELLE RETI DI SCARICO

Le acque di scarico devono essere convogliate in recapiti conformi alle prescrizioni delle Autorità competenti.

In caso di recapito in corsi d'acqua, è obbligatorio un trattamento preventivo delle acque, da realizzarsi con **vasche Imhoff** o con **depuratori di tipo biologico**, in relazione alle diverse possibili situazioni e comunque sempre in modo conforme a quanto prescritto dalle competenti Autorità.

Inoltre per gli scarichi con presenza di olii e grassi (per esempio autorimesse e grandi cucine) si devono prevedere appositi pozzetti sgrassatori o vasche desoleatrici.



TUBI UTILIZZATI PER REALIZZARE LE RETI DI SCARICO

Per la realizzazione delle reti di scarico, devono essere utilizzati tubi in grado di resistere:

- alle sollecitazioni termiche e meccaniche previste;
- alla possibile azione corrosiva dei liquami chimicamente aggressivi e dei gas che possono svilupparsi in rete;
- alla possibile azione corrosiva del terreno in cui possono essere posti i tubi.

Di seguito si riportano tipi e caratteristiche dei tubi normalmente utilizzati:

□ TUBI IN POLIETILENE AD ALTA DENSITÀ (Pead)

I tubi e i pezzi speciali in **Pead** (generalmente di colore nero) hanno elevate proprietà meccaniche che permangono anche a temperature molto basse e in presenza di acqua bollente.

Tubi e pezzi speciali si possono saldare tra loro direttamente con giunzioni per polifusione. Oltre a queste giunzioni, definite in gergo tecnico **testa a testa**, si possono realizzare anche **giunzioni con manicotti elettrici**, **manicotti d'innesto ad anello elastometrico**, **sistemi a vite e con flange**.

□ TUBI IN POLIPROPILENE (PP)

I tubi e i pezzi speciali in **PP** (generalmente di colore grigio) sono realizzati con una resina che presenta minor densità e minor coefficiente di dilatazione rispetto al **Pead**.

Tubi e pezzi speciali si possono collegare tra loro mediante giunzioni del tipo **ad innesto con anello elastometrico**.

□ TUBI IN CLORURO DI POLIVINILE (PVC)

I tubi e i pezzi speciali in **PVC** normalmente utilizzati per realizzare reti di scarico possono essere suddivisi nelle seguenti serie:

- **serie leggera** (colore avorio) per pluviali;
- **serie media** (colore rosso mattone) per reti di scarico esterne;
- **serie pesante** (colore arancione) per reti di scarico interne ed esterne.

Tubi e pezzi speciali si possono collegare tra loro con **collanti**, oppure mediante giunzioni del tipo **ad innesto con anello elastometrico**.

□ **TUBI IN FIBROCEMENTO**

I tubi e i pezzi speciali in fibrocemento sono costituiti da una miscela formata essenzialmente da acqua, cemento e fibre.

I collegamenti fra i tubi e i pezzi speciali possono essere realizzati con giunti di vario tipo.

□ **TUBI IN CALCESTRUZZO SPECIALE**

I tubi di calcestruzzo speciale sono costituiti da una miscela di sabbia e ghiaia legata con cemento ed acqua. Questi tubi possono anche essere rinforzati con acciaio e precompressi tramite procedimenti speciali.

I collegamenti fra i tubi e i pezzi speciali si effettuano con giunti a bicchiere ed anelli di gomma.

□ **TUBI IN GRÈS**

I tubi e i pezzi speciali in grès sono realizzati con una miscela di argille vetrificabili alla temperatura di circa 1.200°C.

Sono provvisti di un giunto a bicchiere che deve essere collegato ai tubi e ai pezzi speciali con un apposito materiale elastico.

VENTILAZIONI DELLE RETI DI SCARICO

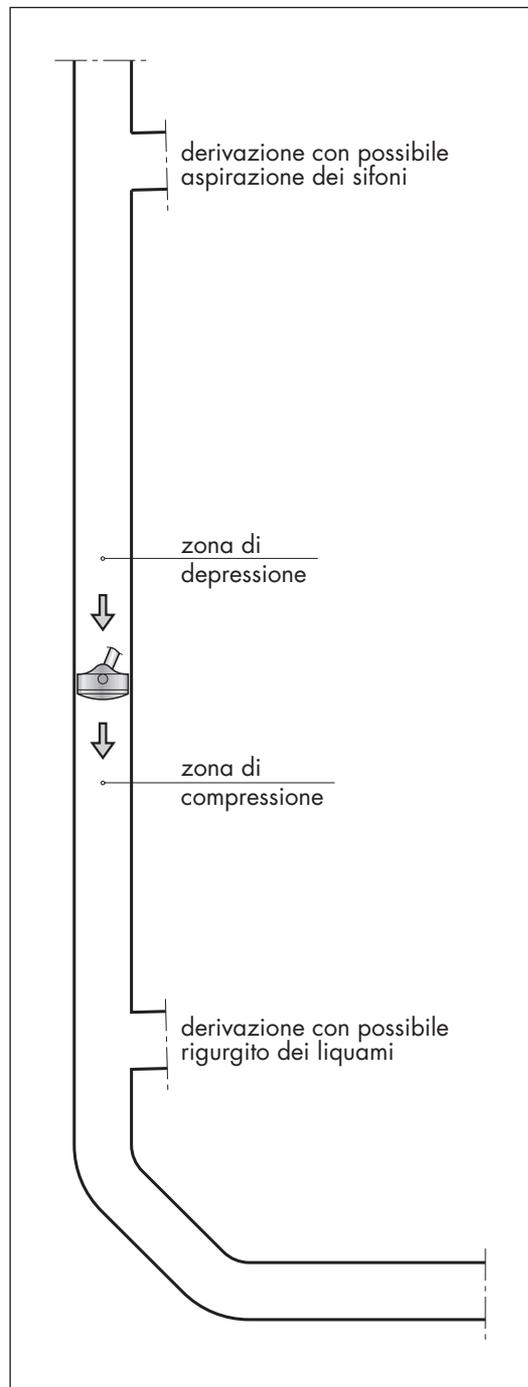
Le reti di scarico devono essere ventilate (o meglio devono essere collegate con l'esterno) per evitare che in esse si formino variazioni di pressione troppo elevate.

Senza adeguati collegamenti con l'esterno, va infatti considerato che il liquame di scarico può funzionare come un vero e proprio stantuffo mandando in compressione l'aria che sta sotto e in depressione quella che sta sopra. Può così far nascere sovrappressioni e depressioni in rete tali da compromettere il regolare funzionamento del sistema di scarico, in quanto:

- le sovrappressioni possono causare rigurgiti attraverso i sifoni con fuoriuscita di liquami, gas e germi patogeni;
- le depressione possono invece comportare l'aspirazione dei sifoni, e quindi far mancare i "tappi idraulici" che impediscono la fuoriuscita dei gas e dei germi che si sviluppano in rete.

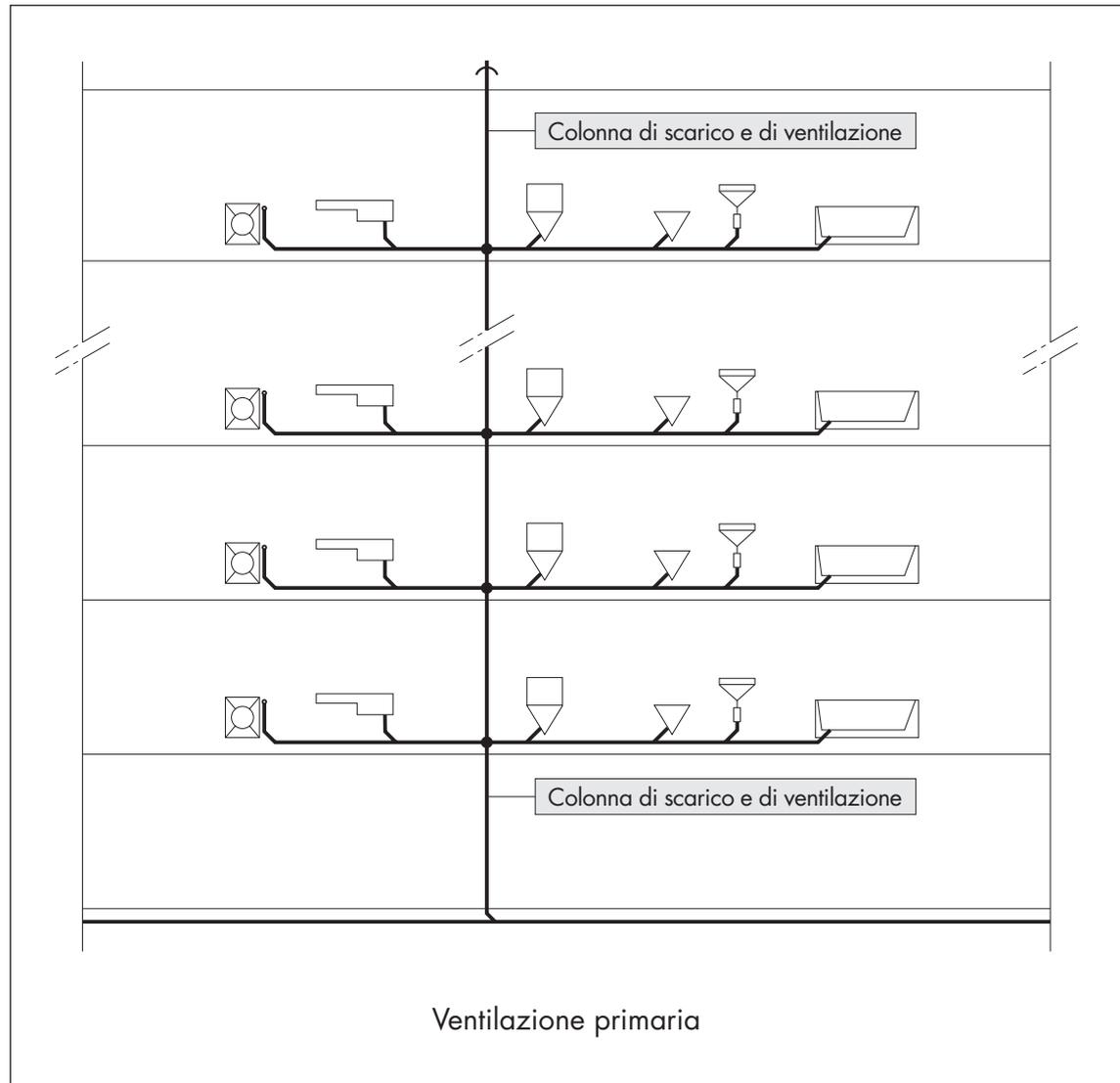
Tra i diversi sistemi possibili per ventilare le reti di scarico, di seguito si prendono in considerazione quelli normalmente più utilizzati, e cioè quelli con:

1. ventilazione primaria,
2. ventilazione parallela diretta,
3. ventilazione parallela indiretta,
4. ventilazione secondaria,
5. ventilazione con braghe Sovent.



VENTILAZIONI PRIMARIA

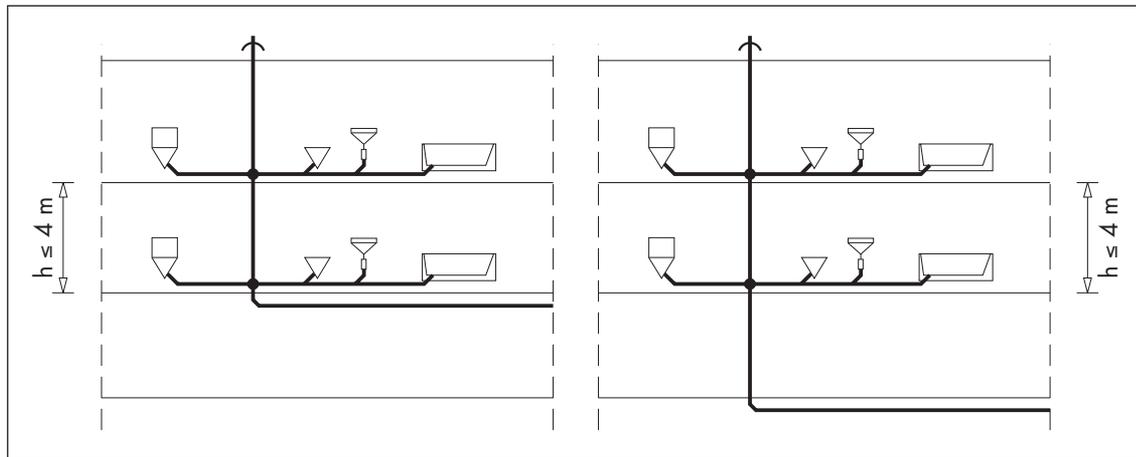
Si ottiene prolungando le colonne di scarico oltre la copertura dell'edificio. È un tipo di ventilazione molto diffuso perché in genere è facile da realizzare ed economico.



Va comunque considerato che questo sistema può richiedere particolari accorgimenti ed integrazioni in corrispondenza dei "gomiti" di base, come specificato nei casi di seguito riportati:

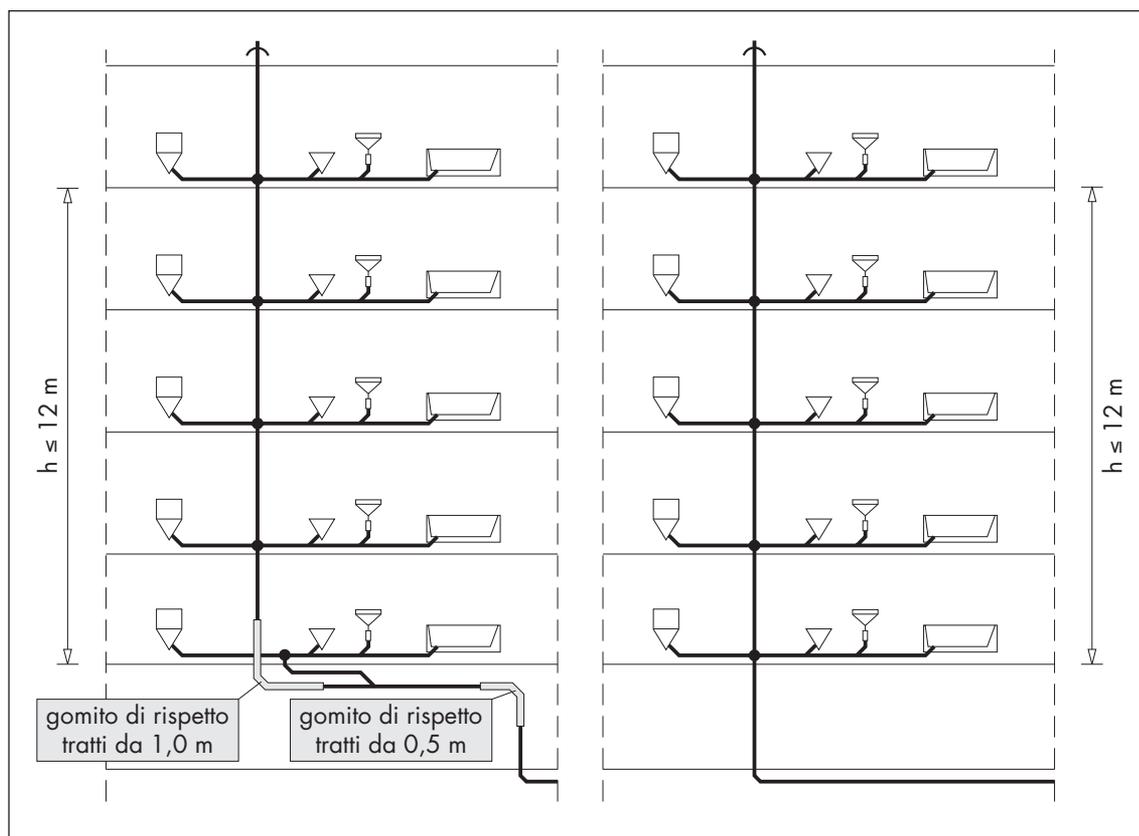
1. Edifici normali fino a due piani di altezza

Tutti gli apparecchi, anche quelli dei piani più bassi, possono essere allacciati direttamente alle colonne.



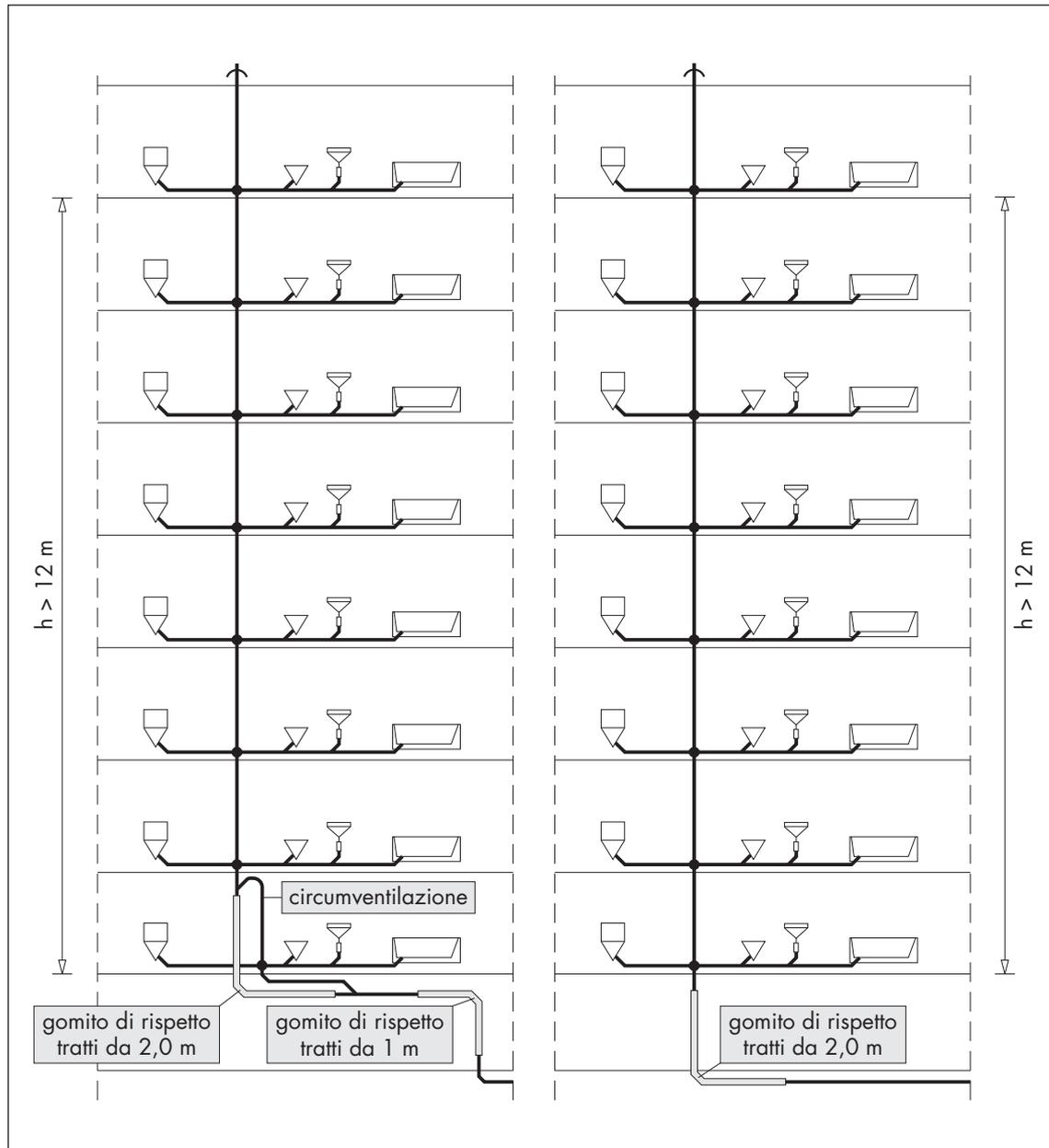
2. Edifici normali da tre a cinque piani di altezza

Non si devono allacciare gli apparecchi 1 m prima o dopo il piede di colonna, e neppure 0,5 m prima o dopo la possibile seconda deviazione.



3. Edifici normali oltre i cinque piani di altezza

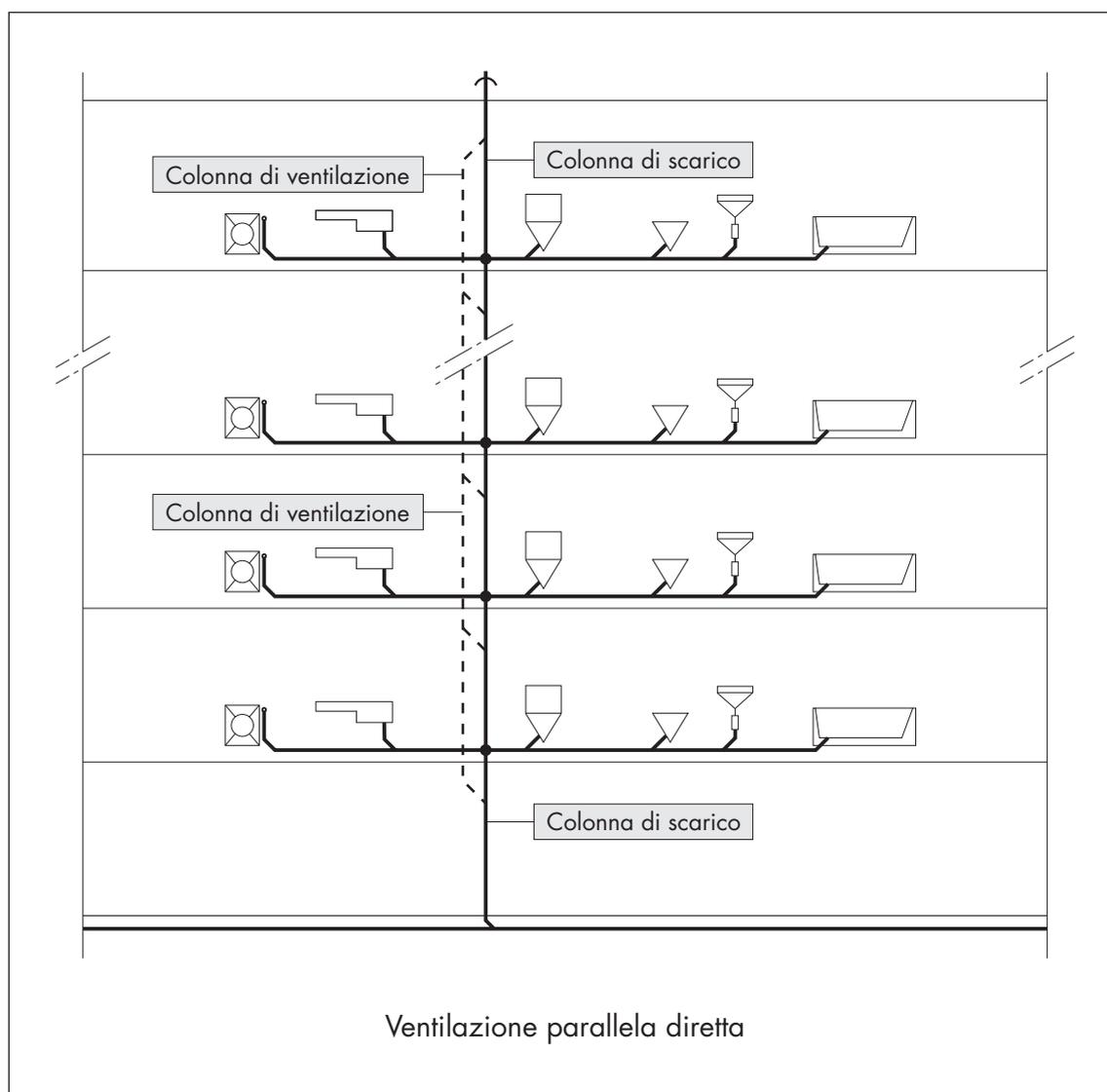
Possono essere adottate soluzioni con **circumventilazione di base** o a **scarico diretto**. Comunque non si devono allacciare apparecchi nei **gomiti di rispetto** individuati nello schema sotto riportato.



VENTILAZIONE PARALLELA DIRETTA

Si realizza con apposite colonne di ventilazione, affiancate e direttamente collegate a quelle di scarico secondo lo schema sotto riportato.

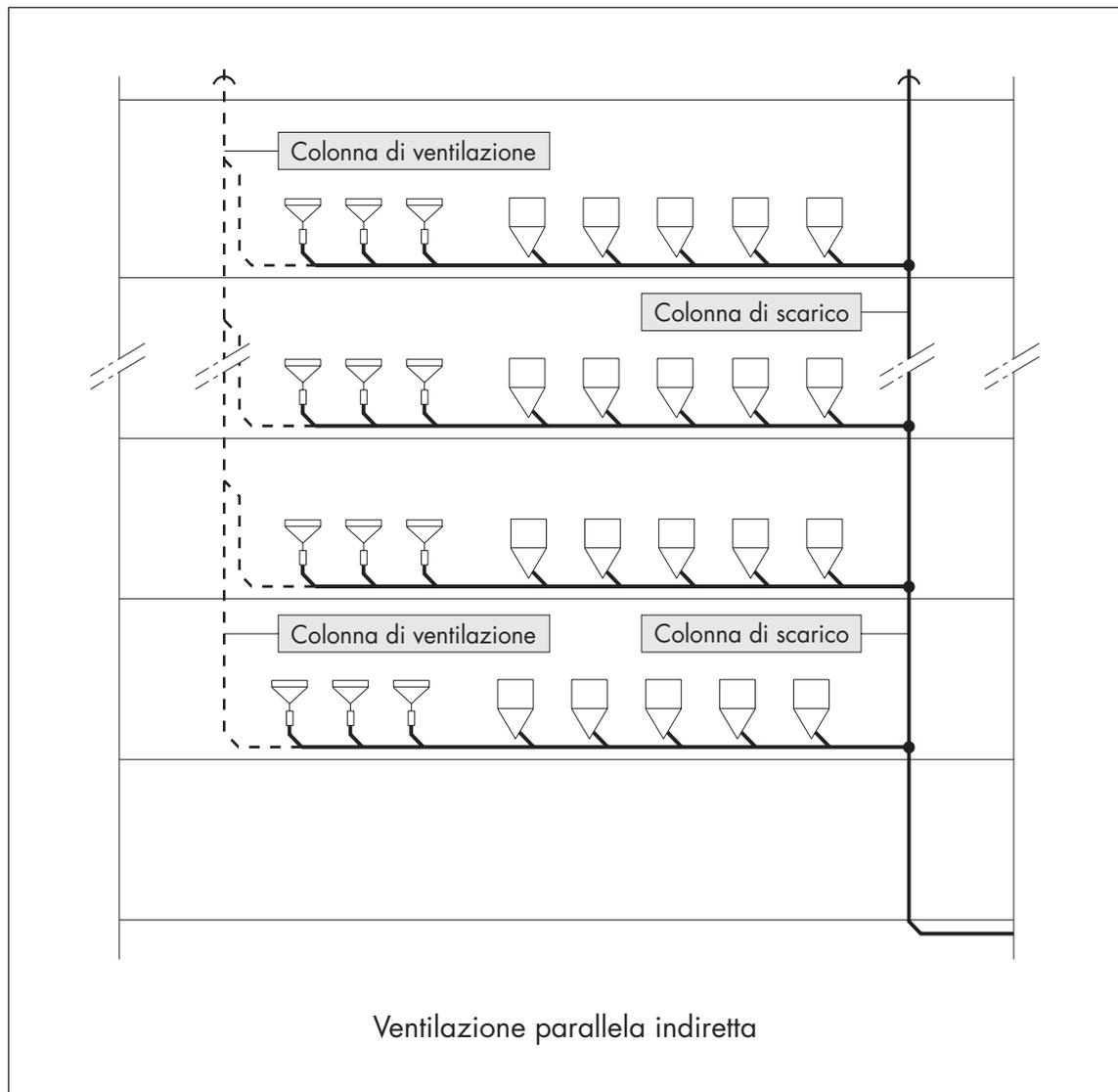
La ventilazione parallela diretta è in genere conveniente in case con terrazze degradanti: cioè in case la cui geometria obbliga le colonne di scarico a spostamenti orizzontali e deviazioni.



VENTILAZIONE PARALLELA INDIRECTA

Si realizza con apposite colonne di ventilazione collegate a quelle di scarico secondo lo schema sotto riportato.

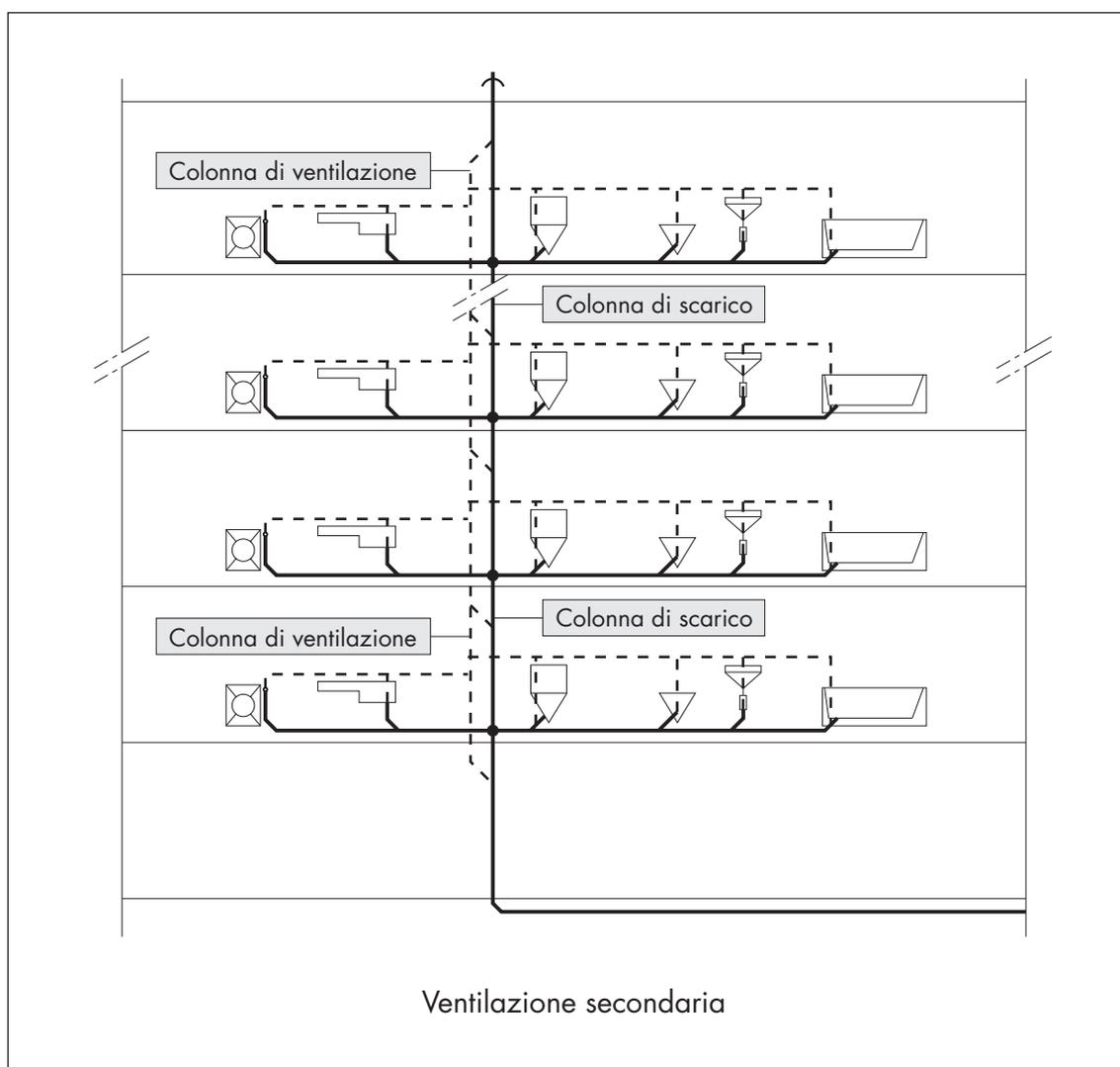
La ventilazione parallela indiretta è conveniente quando la distanza fra gli apparecchi e la colonna di scarico supera i 4 metri (ved. al sottocapitolo: LUNGHEZZA MASSIMA DELLE DERIVAZIONI INTERNE) oppure quando gli apparecchi sono disposti in batteria (ad esempio servizi di scuole, comunità e simili).



VENTILAZIONE SECONDARIA

Si realizza con apposite colonne di ventilazione allacciate a tutti gli apparecchi di scarico secondo lo schema sotto riportato.

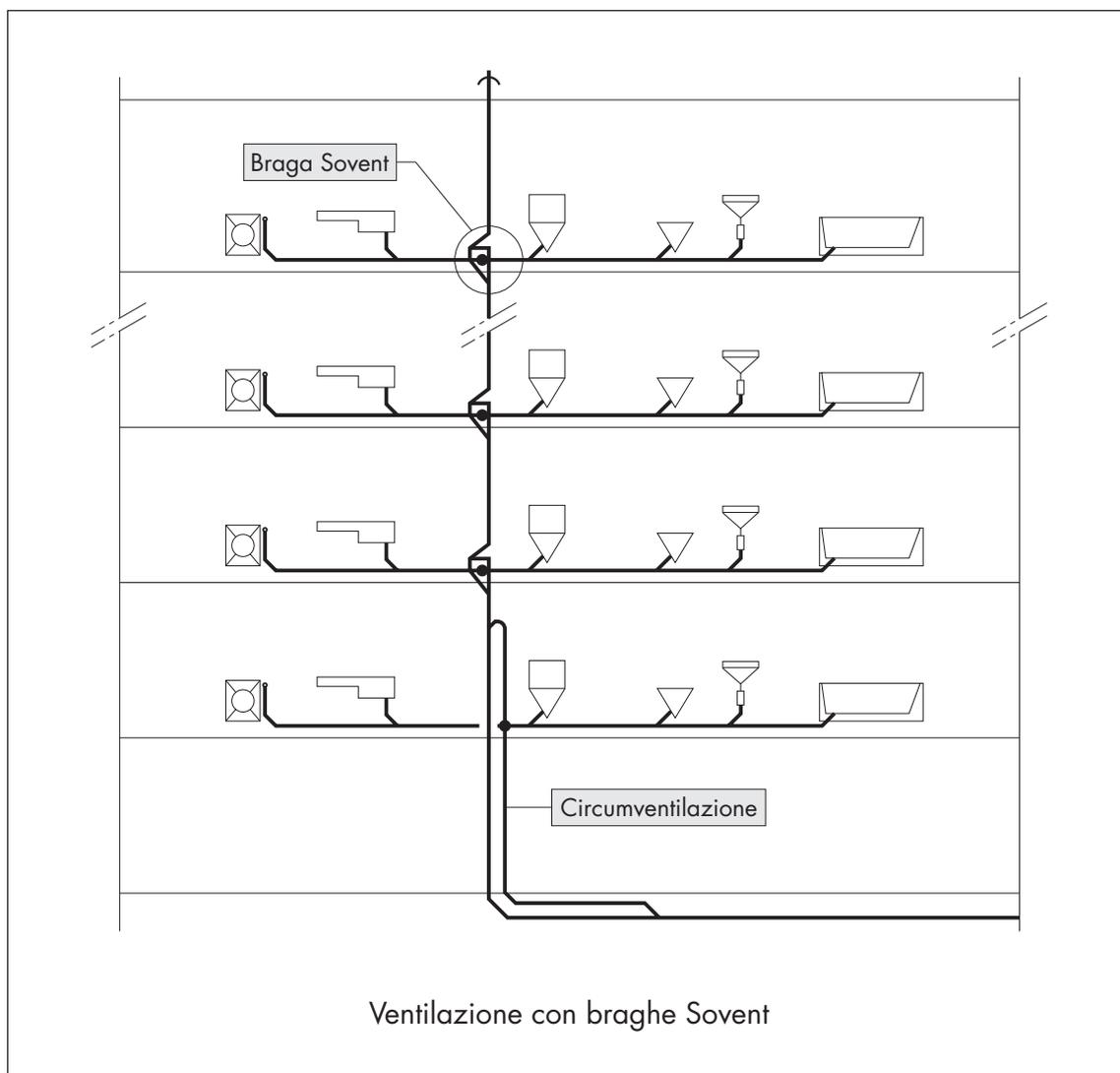
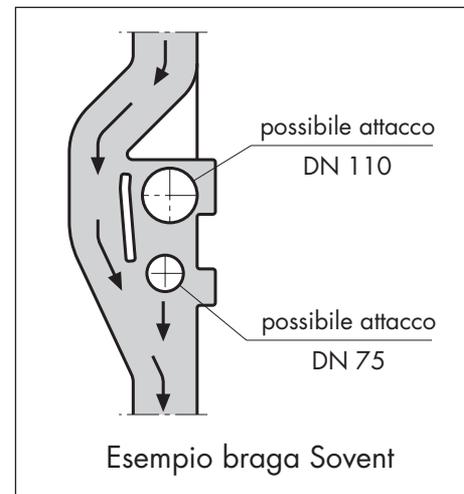
È un sistema di ventilazione alquanto complesso da realizzare ed inoltre è praticamente attuabile solo con colonne e apparecchi situati sulla stessa parete. È pertanto utilizzato solo in casi particolari, anche se, rispetto al sistema di ventilazione primario, può consentire notevoli incrementi (circa l'80%) delle portate di scarico.



VENTILAZIONE CON BRAGHE SOVENT

Si realizza con speciali braghe miscelatrici (dette Sovent) che, grazie alla loro forma, sono in grado di ridurre sensibilmente le variazioni di pressione in rete.

L'uso delle Sovent può essere conveniente in edifici che superano i 7÷8 piani, perchè consente di ridurre il diametro delle colonne. Anche con questo tipo di ventilazione è comunque consigliabile **circumventilare l'ultimo piano**. Inoltre il tratto di colonna che si trova sotto l'ultima Sovent va dimensionato come se fosse un tratto di colonna a ventilazione primaria.



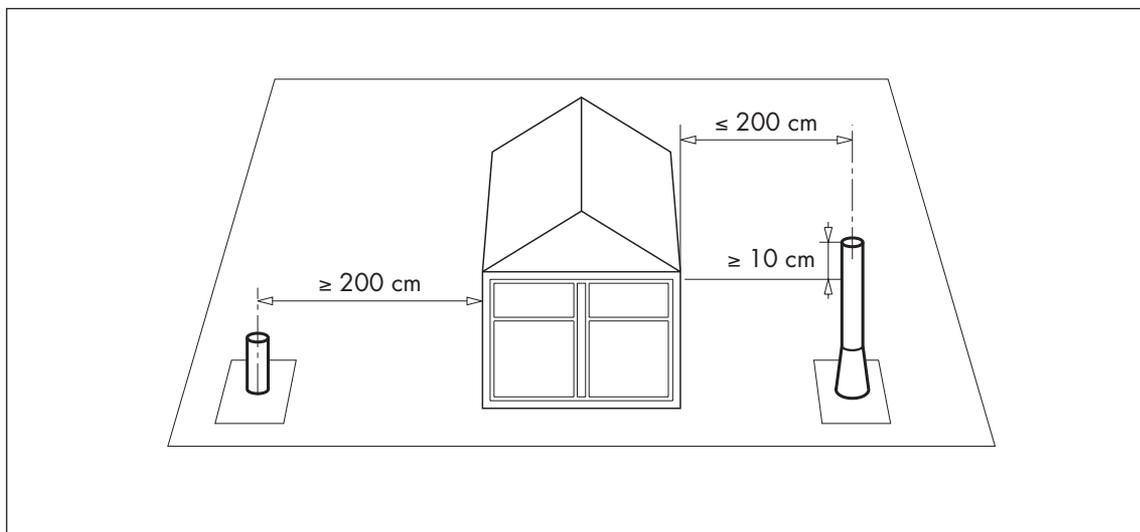
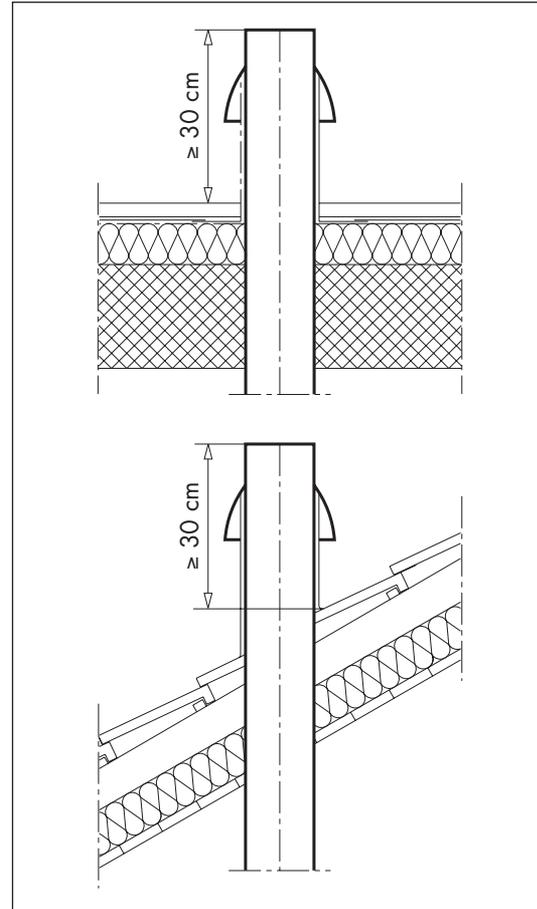
REALIZZAZIONE DELLE RETI DI SCARICO

Prescrizioni, consigli e particolari costruttivi per la corretta realizzazione delle reti di scarico:

COLONNE DI VENTILAZIONE

Devono proseguire oltre la copertura degli edifici e i loro terminali devono essere a sezione libera: non devono cioè presentare coperture, strozzature o altri impedimenti tali da limitare l'afflusso dell'aria nelle colonne. Inoltre:

- **per tetti e terrazze non frequentate** le colonne devono sporgere dal tetto, o dalle terrazze, per almeno 30 cm (sporgenze maggiori vanno adottate dove la neve può ostruire l'afflusso dell'aria);
- **per terrazze frequentate** le colonne devono sporgere dal tetto per almeno 200 cm;
- **per tetti con finestre** le colonne devono distare dalle finestre non meno di 200 cm, oppure avere sbocco almeno 10 cm oltre le finestre stesse.

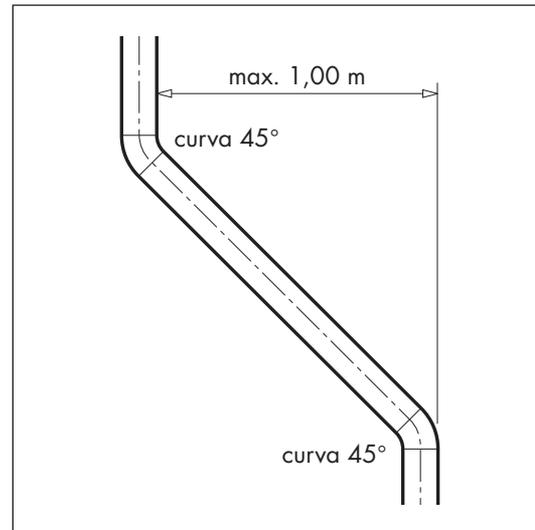


DEVIAZIONI DELLE COLONNE

Le colonne possono essere realizzate anche con deviazioni. È consigliabile comunque limitare lo spostamento assiale di tali deviazioni a non più di un metro e realizzare i gomiti con curve a 45°: cioè con curve "dolci".

Senza queste limitazioni e accorgimenti, le variazioni di flusso del liquame possono infatti:

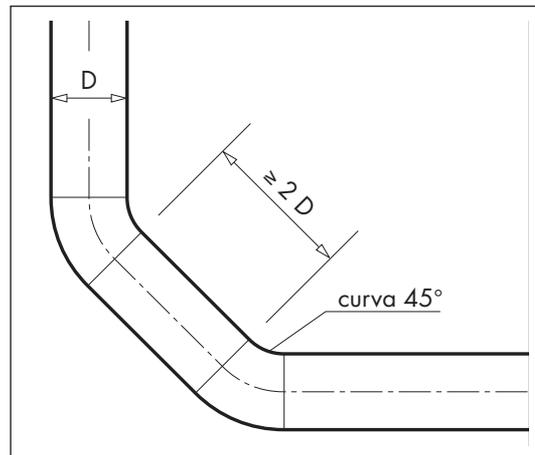
1. far nascere in rete sovrappressioni o depressioni troppo elevate;
2. portare i rumori del deflusso a livelli non accettabili.



PIEDI DI COLONNA

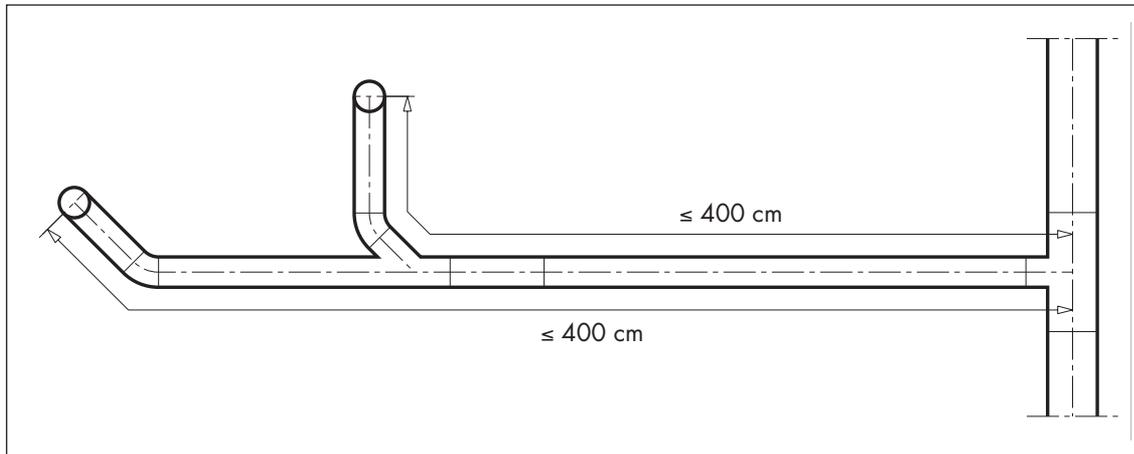
È consigliabile realizzare piedi di colonna con due curve a 45° e un tronchetto interposto di lunghezza non inferiore a due volte il diametro della colonna.

È un accorgimento che serve ad evitare gli stessi inconvenienti sopra evidenziati.



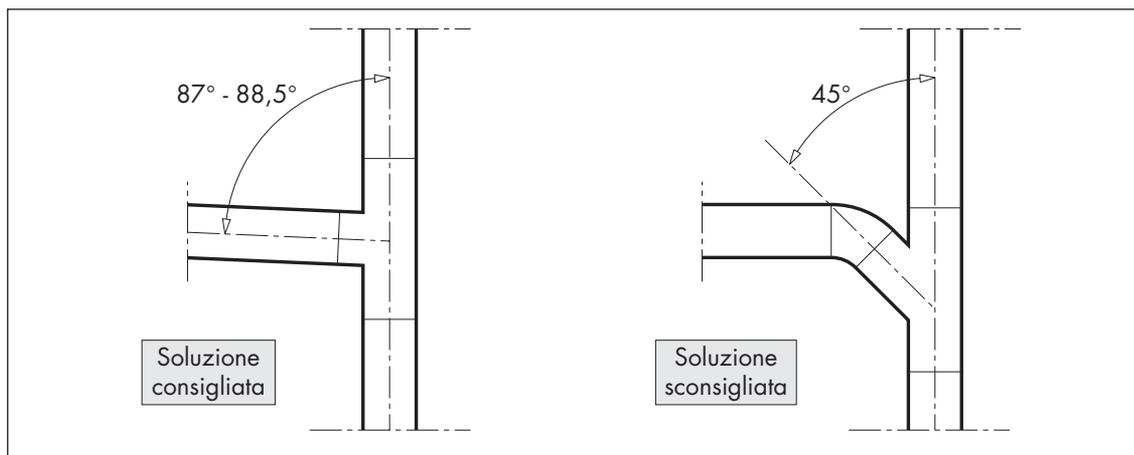
LUNGHEZZA MASSIMA DELLE DERIVAZIONI INTERNE

Con ventilazione primaria o Sovent, la lunghezza massima delle derivazioni interne (compreso il tratto verticale e inclinato di raccordo all'apparecchio) non deve superare i 4 m. Se questo non è possibile, si deve ricorrere alla ventilazione parallela indiretta o alla ventilazione secondaria.



COLLEGAMENTI ALLE COLONNE

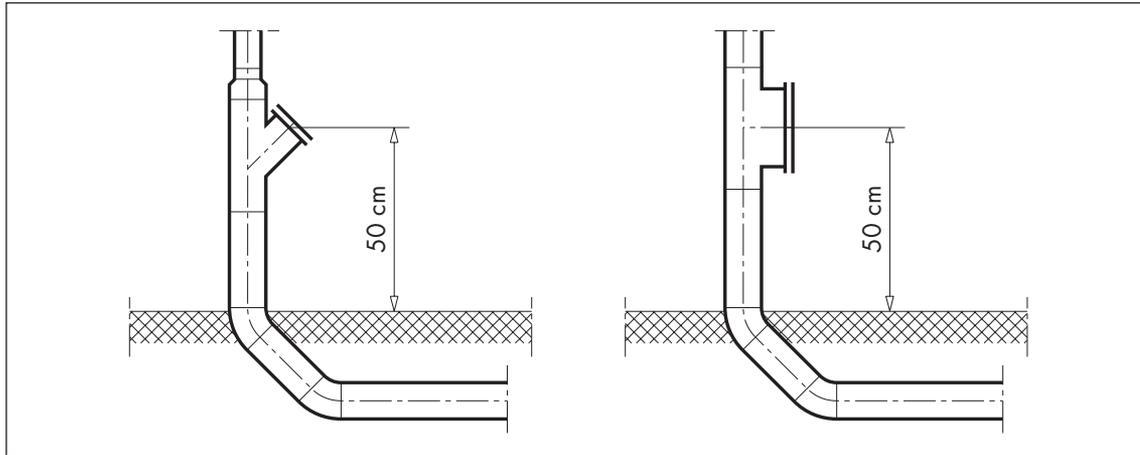
Con ventilazione primaria, i collegamenti delle derivazioni orizzontali alle colonne devono essere eseguiti con braghe ad angolo variabile da 87° a $88,5^\circ$. Braghe con angolo più piccolo, ad esempio 45° , possono infatti (specie quando il diametro della derivazione orizzontale è uguale a quello della colonna) creare flussi di "risucchio" in grado di aspirare i sifoni.



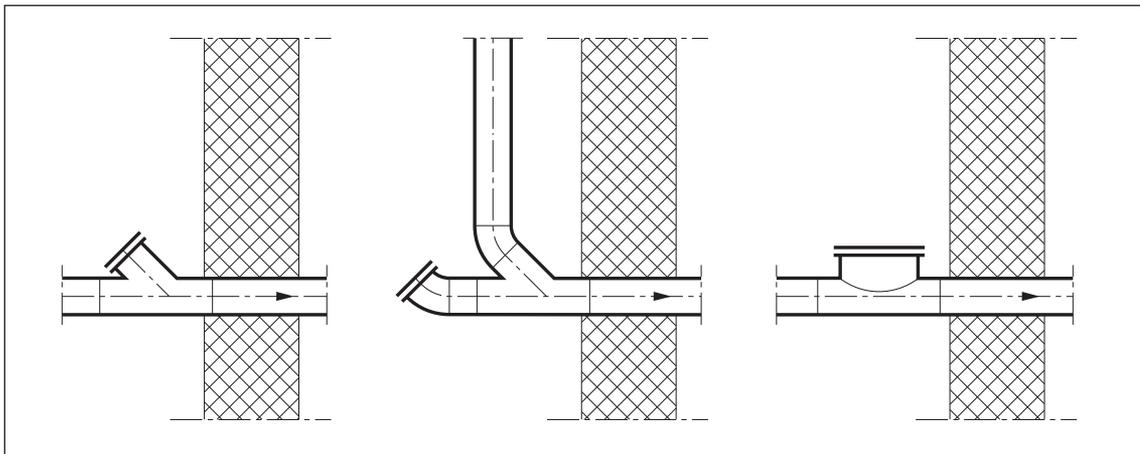
ISPEZIONI

Per consentire la pulizia di tutta la rete di scarico, devono essere predisposte ispezioni facilmente accessibili e con spazi sufficienti per poter operare con i normali attrezzi di spurgo.

In particolare alla base di ogni colonna si deve installare una ispezione con coperchio ermetico avente diametro d'apertura non inferiore a quello della colonna.



È bene inoltre prevedere un'ispezione sul collettore orizzontale prima della sua uscita dall'edificio.



SUPPORTI DI SOSTEGNO

Devono essere previsti e predisposti in relazione allo sviluppo della rete, al materiale dei tubi e al tipo delle strutture di supporto. Generalmente si usano:

- supporti a punto fisso, per non consentire alcun movimento ai tubi;
- bracciali di scorrimento, per consentire solo movimenti assiali.

Supporti per colonne

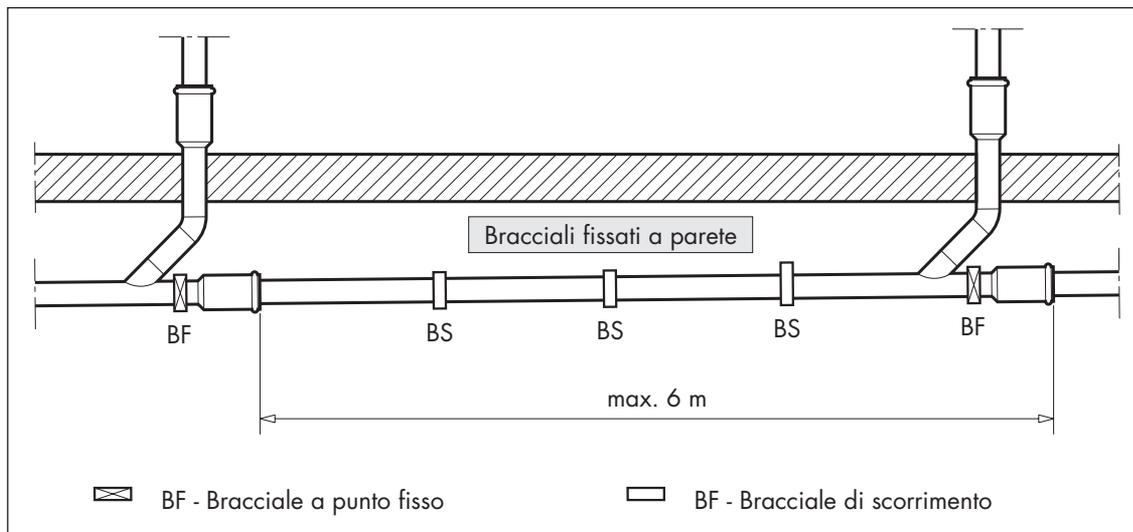
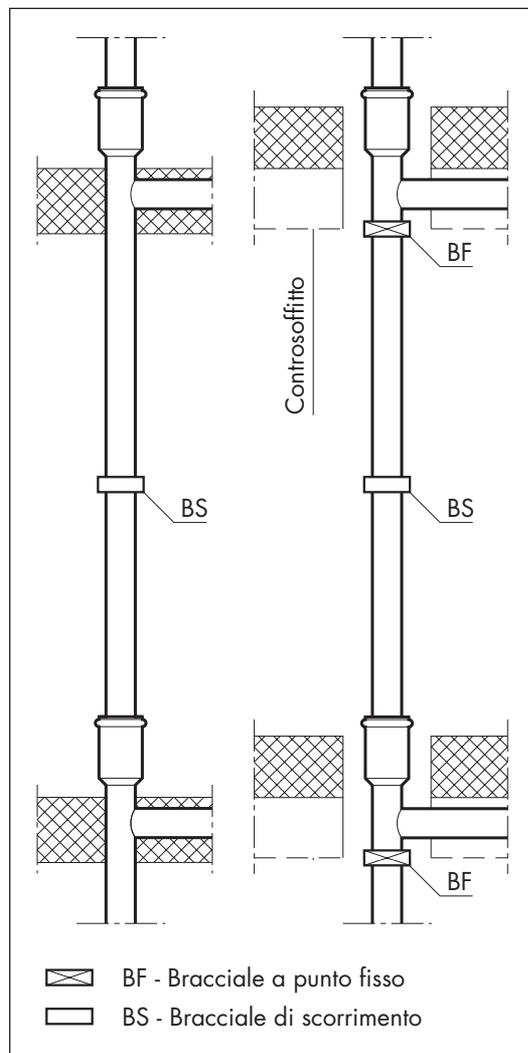
Possono essere disposti come nei disegni riportati a lato che rappresentano i casi di colonne con braghe annegate nelle solette e a sviluppo libero: cioè senza vincoli strutturali.

Supporti per collettori orizzontali

Possono essere disposti come nel disegno sotto riportato.

Distanze consigliate fra i bracciali di scorrimento per tubi in materiale plastico:

- 10 Ø per tubi liberi,
- 15 Ø per tubi con scossalina.



POSA DEI TUBI NEL TERRENO

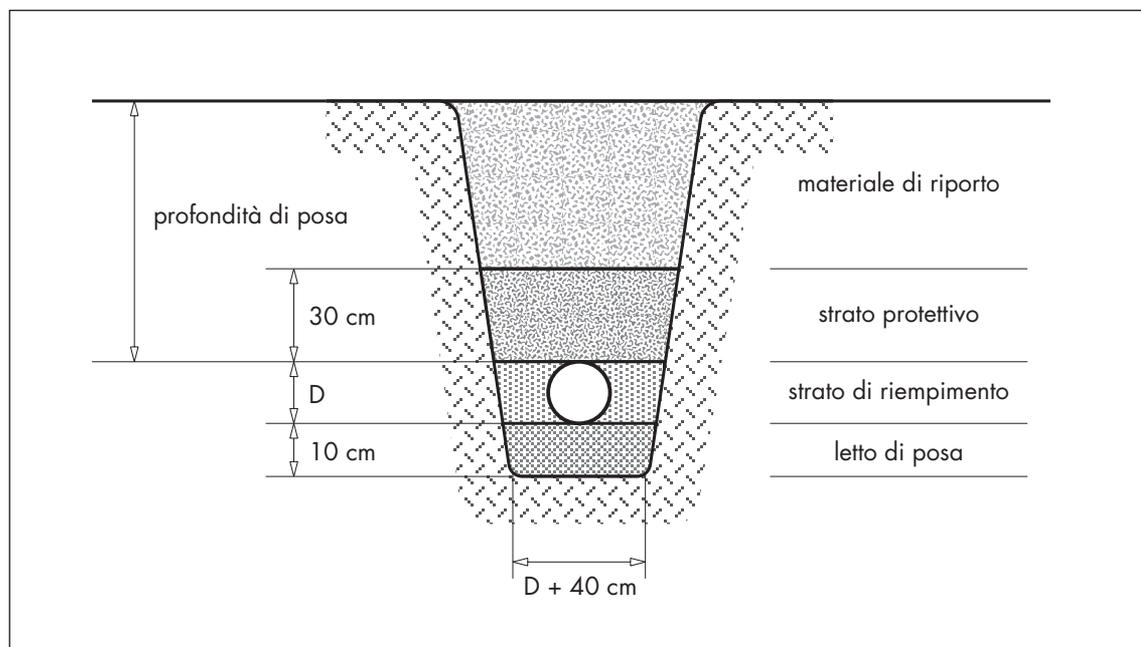
Per la posa nel terreno dei tubi di scarico va realizzato un apposito scavo con pendenza uguale a quella prevista per i tubi e con fondo piano, privo di irregolarità.

larghezza dello scavo: – 40 cm più il diametro del tubo.

profondità dello scavo: – 80 cm quando i tubi passano sotto strade;
 – 50 cm quando i tubi non passano sotto strade;
 – in zone che devono sopportare carichi molto elevati, oppure dove non sono consentite le profondità di cui sopra, vanno adottare soluzioni particolari, quali ad esempio la posa di lastre per la ripartizione dei carichi.

Eseguito lo scavo, si deve poi:

- realizzare il letto di posa, con circa 10 cm di ghiaia pressata possibilmente con mezzo meccanico;
- porre in opera i tubi, controllando la pendenza ed evitando possibili ondulazioni;
- realizzare lo strato di riempimento, a strati di 10 cm di materiale per volta, fino alla copertura dei tubi (il materiale deve essere pressato con pestelli manuali);
- realizzare lo strato protettivo, con circa 30 cm di materiale privo di sassi e pietre per evitare danni ai tubi (il materiale deve essere pressato con pestelli manuali);
- riempire lo scavo, con materiale di riporto privo di pietre e grossi sassi (il materiale può essere pressato con mezzi meccanici quando l'altezza, rispetto all'asse superiore del tubo, supera i 40÷50 cm).



DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI SCARICO

PORTATE NOMINALI
DEGLI SCARICHI

PORTATE DI PROGETTO
DEGLI SCARICHI

DIMENSIONAMENTO DEI TUBI

PORTATE NOMINALI DI SCARICO

Sono le portate che ogni apparecchio deve poter scaricare normalmente in rete. La tabella 1 fornisce i valori di tali portate per gli apparecchi di tipo normale. Per gli apparecchi di tipo speciale, si possono invece consultare i cataloghi dei fornitori.

TAB. 1
PORTATE NOMINALI DI SCARICO

Apparecchi	portata nominale [l/s]
Lavabo	0,50
Lavabo a canale (3 rubinetti)	0,75
Lavabo a canale (6 rubinetti)	1,00
Bidet	0,50
Vaso a cassetta	2,50
Vaso con passo rapido	2,50
Vaso con flussometro	2,50
Vasca da bagno	1,00
Vasca terapeutica	1,50
Doccia	0,50
Lavello da cucina	1,00
Lavatrice	1,20
Lavastoviglie	1,00
Orinatoio comandato	1,00
Orinatoio continuo	0,50
Vuotatoio con cassetta	2,50
Sifone a pavimento DN 63	1,00
Sifone a pavimento DN 75	1,50
Sifone a pavimento DN 90/110	2,50

PORTATE DI PROGETTO

Sono le portate massime previste nel periodo di maggior utilizzo degli apparecchi e sono le portate in base a cui vanno dimensionate le reti di scarico.

Il loro valore, che dipende essenzialmente dal tipo di utenza e dalla sommatoria delle portate nominali, può essere determinato con le tabelle 2, 3, 4, oppure con la seguente formula derivata dalle DIN 1986:

$$G_{pr} = F \cdot (G_t)^{0,5} \quad (1)$$

dove:

G_{pr} = Portata di progetto, l/s

F = Fattore di contemporaneità che normalmente si può considerare uguale a:

- 0,5 per edifici residenziali e uffici;
- 0,7 per scuole, ospedali, ristoranti, comunità e simili;
- 1,2 per industrie e laboratori.

G_t = Portata totale (somma delle portate nominali che scaricano nel tronco di rete considerato), l/s

Nota:

La formula (1) e le tabelle di seguito riportate sono valide solo se G_{pr} risulta uguale o maggiore alla portata nominale massima dei singoli apparecchi serviti. In caso contrario si deve assumere G_{pr} uguale a tale portata.

Ad esempio per un tubo che deve scaricare i liquami dei seguenti apparecchi:

- vaso a cassetta 2,50 l/s
- lavabo 0,50 l/s
- doccia 0,50 l/s
- lavatrice 1,20 l/s

si dovrà assumere una portata di progetto non inferiore a 2,50 l/s: cioè non inferiore a quella del singolo apparecchio (il vaso a cassetta) con portata nominale massima.

TAB. 2 - EDIFICI RESIDENZIALI E UFFICI
Portate di progetto in relazione alle portate totali di scarico

Gt [l/s]	Gpr [l/s]	Gt [l/s]	Gpr [l/s]	Gt [l/s]	Gpr [l/s]	Gt [l/s]	Gpr [l/s]
1,00	0,50	96,0	4,90	353	9,40	1.325	18,20
1,44	0,60	100,0	5,00	369	9,60	1.354	18,40
1,96	0,70	104,0	5,10	384	9,80	1.384	18,60
2,56	0,80	108,2	5,20	400	10,00	1.414	18,80
3,24	0,90	112,4	5,30	416	10,20	1.444	19,00
4,00	1,00	116,6	5,40	433	10,40	1.475	19,20
4,84	1,10	121,0	5,50	449	10,60	1.505	19,40
5,76	1,20	125,4	5,60	467	10,80	1.537	19,60
6,76	1,30	130,0	5,70	484	11,00	1.568	19,80
7,84	1,40	134,6	5,80	502	11,20	1.600	20,00
9,00	1,50	139,2	5,90	520	11,40	1.681	20,50
10,24	1,60	144,0	6,00	538	11,60	1.764	21,00
11,56	1,70	148,8	6,10	557	11,80	1.849	21,50
12,96	1,80	153,8	6,20	576	12,00	1.936	22,00
14,44	1,90	158,8	6,30	595	12,20	2.025	22,50
16,00	2,00	163,8	6,40	615	12,40	2.116	23,00
17,64	2,10	169,0	6,50	635	12,60	2.209	23,50
19,36	2,20	174,2	6,60	655	12,80	2.304	24,00
21,16	2,30	179,6	6,70	676	13,00	2.401	24,50
23,04	2,40	185,0	6,80	697	13,20	2.500	25,00
25,00	2,50	190,4	6,90	718	13,40	2.601	25,50
27,04	2,60	196,0	7,00	740	13,60	2.704	26,00
29,16	2,70	201,6	7,10	762	13,80	2.809	26,50
31,36	2,80	207,4	7,20	784	14,00	2.916	27,00
33,64	2,90	213,2	7,30	807	14,20	3.025	27,50
36,00	3,00	219,0	7,40	829	14,40	3.136	28,00
38,44	3,10	225,0	7,50	853	14,60	3.249	28,50
40,96	3,20	231,0	7,60	876	14,80	3.364	29,00
43,56	3,30	237,2	7,70	900	15,00	3.481	29,50
46,24	3,40	243,4	7,80	924	15,20	3.600	30,00
49,00	3,50	249,6	7,90	949	15,40	3.721	30,50
51,84	3,60	256,0	8,00	973	15,60	3.844	31,00
54,76	3,70	262,4	8,10	999	15,80	3.969	31,50
57,76	3,80	269,0	8,20	1.024	16,00	4.096	32,00
60,84	3,90	275,6	8,30	1.050	16,20	4.225	32,50
64,00	4,00	282,2	8,40	1.076	16,40	4.356	33,00
67,24	4,10	289,0	8,50	1.102	16,60	4.489	33,50
70,56	4,20	295,8	8,60	1.129	16,80	4.624	34,00
73,96	4,30	302,8	8,70	1.156	17,00	4.761	34,50
77,44	4,40	309,8	8,80	1.183	17,20	4.900	35,00
81,00	4,50	316,8	8,90	1.211	17,40	5.041	35,50
84,64	4,60	324,0	9,00	1.239	17,60	5.184	36,00
88,36	4,70	331,2	9,10	1.267	17,80	5.329	36,50
92,16	4,80	338,6	9,20	1.296	18,00	5.476	37,00

Gt = Portata totale, l/s

Gpr = Portata di progetto, l/s

2,50 = Valore minimo da assumere per servizi con WC

TAB. 3 - SCUOLE, OSPEDALI, RISTORANTI, COMUNITÀ E SIMILI

Portate di progetto in relazione alle portate totali di scarico

Gt [l/s]	Gpr [l/s]	Gt [l/s]	Gpr [l/s]	Gt [l/s]	Gpr [l/s]	Gt [l/s]	Gpr [l/s]
0,51	0,50	49,0	4,90	180	9,40	698	18,50
0,73	0,60	51,0	5,00	188	9,60	737	19,00
1,00	0,70	53,1	5,10	196	9,80	776	19,50
1,31	0,80	55,2	5,20	204	10,00	816	20,00
1,65	0,90	57,3	5,30	212	10,20	858	20,50
2,04	1,00	59,5	5,40	221	10,40	900	21,00
2,47	1,10	61,7	5,50	229	10,60	943	21,50
2,94	1,20	64,0	5,60	238	10,80	988	22,00
3,45	1,30	66,3	5,70	247	11,00	1.033	22,50
4,00	1,40	68,7	5,80	256	11,20	1.080	23,00
4,59	1,50	71,0	5,90	265	11,40	1.127	23,50
5,22	1,60	73,5	6,00	275	11,60	1.176	24,00
5,90	1,70	75,9	6,10	284	11,80	1.225	24,50
6,61	1,80	78,4	6,20	294	12,00	1.276	25,00
7,37	1,90	81,0	6,30	304	12,20	1.327	25,50
8,16	2,00	83,6	6,40	314	12,40	1.380	26,00
9,00	2,10	86,2	6,50	324	12,60	1.433	26,50
9,88	2,20	88,9	6,60	334	12,80	1.488	27,00
10,80	2,30	91,6	6,70	345	13,00	1.543	27,50
11,76	2,40	94,4	6,80	356	13,20	1.600	28,00
12,76	2,50	97,2	6,90	366	13,40	1.658	28,50
13,80	2,60	100,0	7,00	377	13,60	1.716	29,00
14,88	2,70	102,9	7,10	389	13,80	1.776	29,50
16,00	2,80	105,8	7,20	400	14,00	1.837	30,00
17,16	2,90	108,8	7,30	412	14,20	1.898	30,50
18,37	3,00	111,8	7,40	423	14,40	1.961	31,00
19,61	3,10	114,8	7,50	435	14,60	2.025	31,50
20,90	3,20	117,9	7,60	447	14,80	2.090	32,00
22,22	3,30	121,0	7,70	459	15,00	2.156	32,50
23,59	3,40	124,2	7,80	472	15,20	2.222	33,00
25,00	3,50	127,4	7,90	484	15,40	2.290	33,50
26,45	3,60	130,6	8,00	497	15,60	2.359	34,00
27,94	3,70	133,9	8,10	509	15,80	2.429	34,50
29,47	3,80	137,2	8,20	522	16,00	2.500	35,00
31,04	3,90	140,6	8,30	536	16,20	2.572	35,50
32,65	4,00	144,0	8,40	549	16,40	2.645	36,00
34,31	4,10	147,4	8,50	562	16,60	2.719	36,50
36,00	4,20	150,9	8,60	576	16,80	2.794	37,00
37,73	4,30	154,5	8,70	590	17,00	2.870	37,50
39,51	4,40	158,0	8,80	604	17,20	2.947	38,00
41,33	4,50	161,7	8,90	618	17,40	3.025	38,50
43,18	4,60	165,3	9,00	632	17,60	3.104	39,00
45,08	4,70	169,0	9,10	647	17,80	3.184	39,50
47,02	4,80	172,7	9,20	661	18,00	3.265	40,00

Gt = Portata totale, l/s

Gpr = Portata di progetto, l/s

2,50 = Valore minimo da assumere per servizi con WC

TAB. 4 - INDUSTRIE E LABORATORI

Portate di progetto in relazione alle portate totali di scarico

Gt [l/s]	Gpr [l/s]	Gt [l/s]	Gpr [l/s]	Gt [l/s]	Gpr [l/s]	Gt [l/s]	Gpr [l/s]
1,56	1,50	25,0	6,00	156	15,00	951	37,00
1,78	1,60	26,7	6,20	167	15,50	977	37,50
2,01	1,70	28,4	6,40	178	16,00	1.003	38,00
2,25	1,80	30,3	6,60	189	16,50	1.029	38,50
2,51	1,90	32,1	6,80	201	17,00	1.056	39,00
2,78	2,00	34,0	7,00	213	17,50	1.084	39,50
3,06	2,10	36,0	7,20	225	18,00	1.111	40,00
3,36	2,20	38,0	7,40	238	18,50	1.139	40,50
3,67	2,30	40,1	7,60	251	19,00	1.167	41,00
4,00	2,40	42,3	7,80	264	19,50	1.196	41,50
4,34	2,50	44,4	8,00	278	20,00	1.225	42,00
4,69	2,60	46,7	8,20	292	20,50	1.254	42,50
5,06	2,70	49,0	8,40	306	21,00	1.284	43,00
5,44	2,80	51,4	8,60	321	21,50	1.314	43,50
5,84	2,90	53,8	8,80	336	22,00	1.344	44,00
6,25	3,00	56,3	9,00	352	22,50	1.375	44,50
6,67	3,10	58,8	9,20	367	23,00	1.406	45,00
7,11	3,20	61,4	9,40	384	23,50	1.438	45,50
7,56	3,30	64,0	9,60	400	24,00	1.469	46,00
8,03	3,40	66,7	9,80	417	24,50	1.502	46,50
8,51	3,50	69,4	10,00	434	25,00	1.534	47,00
9,00	3,60	72,3	10,20	452	25,50	1.567	47,50
9,51	3,70	75,1	10,40	469	26,00	1.600	48,00
10,03	3,80	78,0	10,60	488	26,50	1.634	48,50
10,56	3,90	81,0	10,80	506	27,00	1.667	49,00
11,11	4,00	84,0	11,00	525	27,50	1.702	49,50
11,67	4,10	87,1	11,20	544	28,00	1.736	50,00
12,25	4,20	90,3	11,40	564	28,50	1.806	51,00
12,84	4,30	93,4	11,60	584	29,00	1.878	52,00
13,44	4,40	96,7	11,80	604	29,50	1.951	53,00
14,06	4,50	100,0	12,00	625	30,00	2.025	54,00
14,69	4,60	103,4	12,20	646	30,50	2.101	55,00
15,34	4,70	106,8	12,40	667	31,00	2.178	56,00
16,00	4,80	110,3	12,60	689	31,50	2.256	57,00
16,67	4,90	113,8	12,80	711	32,00	2.336	58,00
17,36	5,00	117,4	13,00	734	32,50	2.417	59,00
18,06	5,10	121,0	13,20	756	33,00	2.500	60,00
18,78	5,20	124,7	13,40	779	33,50	2.584	61,00
19,51	5,30	128,4	13,60	803	34,00	2.669	62,00
20,25	5,40	132,3	13,80	827	34,50	2.756	63,00
21,01	5,50	136,1	14,00	851	35,00	2.844	64,00
21,78	5,60	140,0	14,20	875	35,50	2.934	65,00
22,56	5,70	144,0	14,40	900	36,00	3.025	66,00
23,36	5,80	148,0	14,60	925	36,50	3.117	67,00

Gt = Portata totale, l/s

Gpr = Portata di progetto, l/s

2,50 = Valore minimo da assumere per servizi con WC

DIMENSIONAMENTO DEI TUBI

Si può effettuare col metodo di seguito riportato:

1. Si determinano le portate nominali di tutti i punti di scarico, (ved. tab. 1);
2. In base alle portate nominali sopra determinate, si calcolano le portate totali dei vari tratti di rete;
3. Si determinano le portate di progetto in relazione alle portate totali e al tipo di utenza (ved. tab. 2, 3, 4);
4. Si scelgono (con l'aiuto di apposite tabelle) i diametri dei tubi in base alla loro collocazione, alla loro pendenza e alla portata di progetto (ved. tab. 6, 7, 8, 9).

DERIVAZIONI INTERNE AGLI EDIFICI RESIDENZIALI

Per rendere più semplice e rapido il dimensionamento delle derivazioni interne agli edifici di tipo residenziale si possono utilizzare le seguenti regole empiriche:

- il diametro del tubo di scarico di ogni apparecchio si assume uguale a quello consigliato nella tabella 5;
- da 2 a 4 apparecchi (escluso il WC) si possono "scaricare" con derivazioni interne del 50;
- le derivazioni interne (esclusa quella che collega il WC alla colonna) non devono "portare" più di 4 apparecchi. Tale limitazione serve ad evitare l'uso di tubi con diametri troppo grandi e quindi difficilmente inseribili nel sottofondo dei pavimenti di tipo tradizionale.

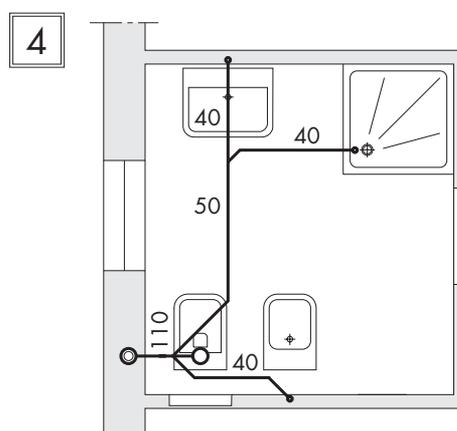
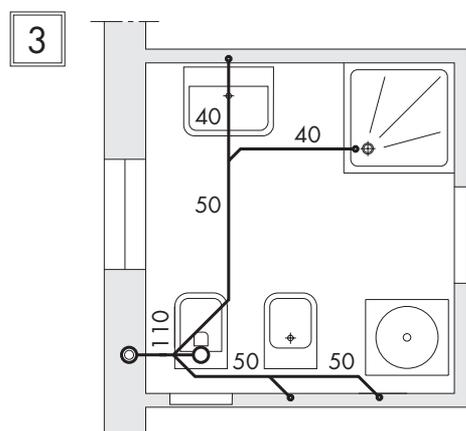
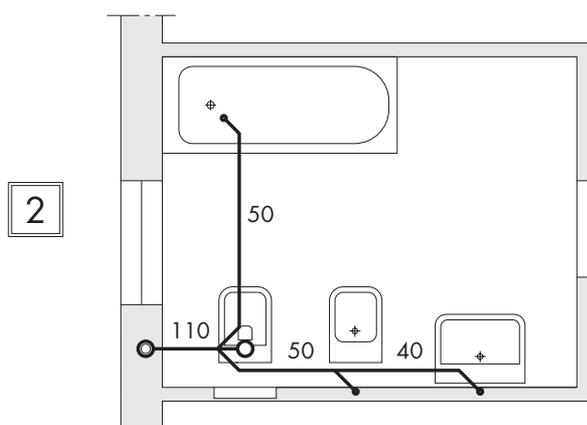
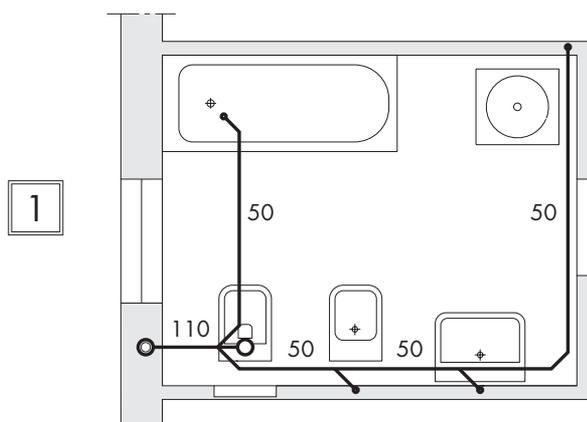
Nella pagine che seguono sono proposti alcuni esempi con derivazioni interne dimensionati in base alle regole sopra riportate. Ed in particolare:

- gli esempi da 1 a 6 rappresentano soluzioni adottabili in servizi dove (come avviene ormai nella maggior parte dei casi) è richiesta una sola rete di scarico;
- gli esempi 7 e 8 rappresentano invece soluzioni adottabili in servizi dove sono richieste due reti di scarico: quella delle acque nere fecali e quella delle acque saponose.

TAB. 5
DIAMETRI DI SCARICO CONSIGLIATI PER
APPARECCHI E ALLACCIAMENTI TRADIZIONALI

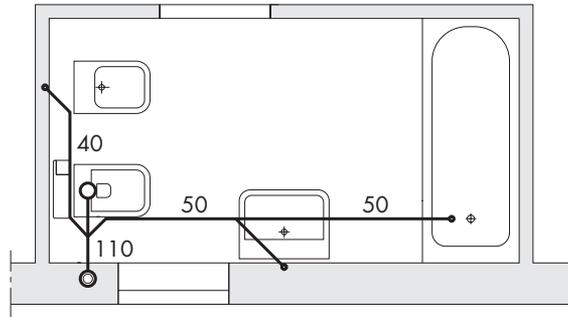
Apparecchi	diametro consigliato
Lavabo	DN 40
Bidet	DN 40
Vaso a cassetta	DN 110
Vaso con passo rapido	DN 110
Vaso con flussometro	DN 110
Vasca da bagno	DN 50
Doccia	DN 40
Lavello da cucina	DN 50
Lavatrice	DN 50
Lavastoviglie	DN 50

Sviluppo e dimensionamento empirico dei tubi di scarico in servizi di edifici residenziali

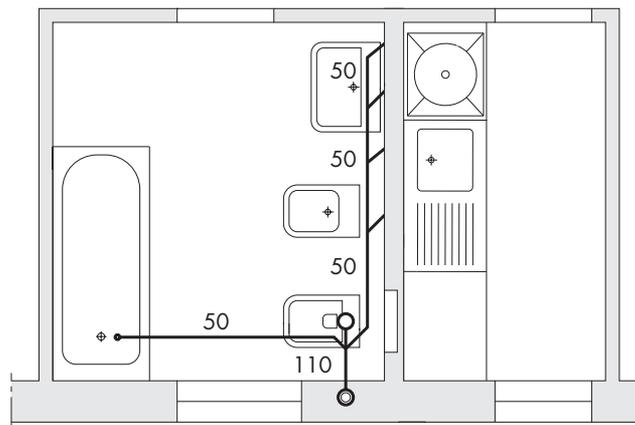


Sviluppo e dimensionamento empirico dei tubi di scarico in servizi di edifici residenziali

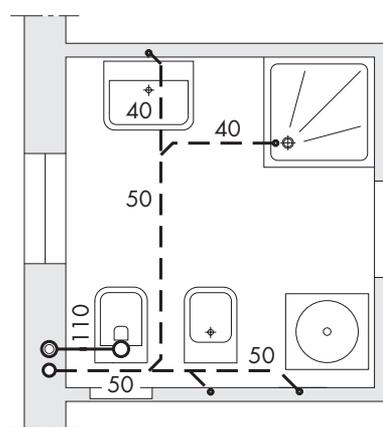
5



6



7



8

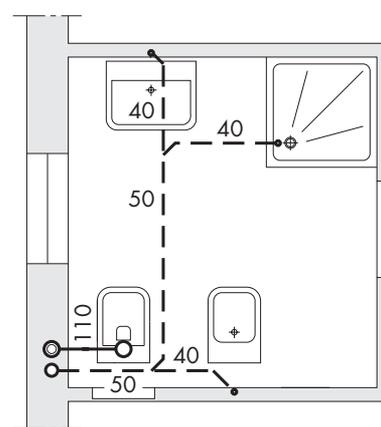
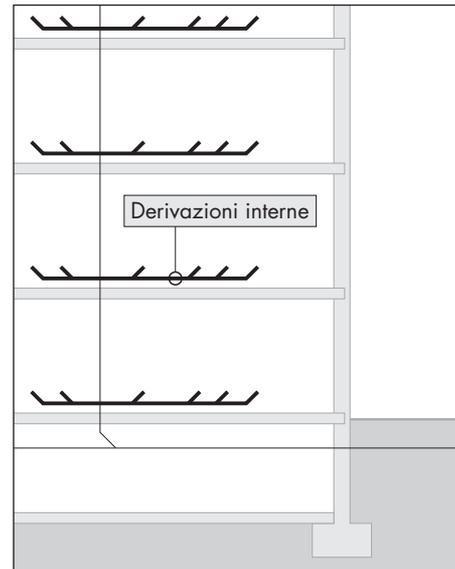


TABELLE DELLE PORTATE AMMESSE PER IL DIMENSIONAMENTO DEI TUBI DI SCARICO

TAB. 6 - DERIVAZIONI INTERNE
Portate ammesse [l/s] in relazione
alla pendenza dei tubi

DN	0,5%	1,0%	1,5%	2,0%	2,5%
40	0,11	0,15	0,19	0,22	0,24
50	0,21	0,30	0,37	0,43	0,48
63	0,43	0,61	0,75	0,87	0,98
75	0,72	1,03	1,26	1,46	1,64
90	1,05	1,53	1,88	2,18	2,44
110*	1,95	2,79	3,42	3,96	4,43
125	2,85	4,05	4,97	5,75	6,43
160	5,70	8,23	10,10	11,68	13,07

110* Ø minimo derivazione con WC



TAB. 7 - COLONNE
Portate ammesse [l/s] in relazione
al tipo di ventilazione

DN	I	II	III
63	1,5	—	—
75	2,0	—	—
90	3,0	4,0	—
110*	4,4	6,2	7,4
125	5,5	7,0	—
160	11,0	14,5	—
200	16,5	—	—
250	29,0	—	—
315	54,0	—	—

I Ventilazione primaria

II Ventilazione parallela diretta e indiretta con Ø col. ventilazione $\geq 2/3$ Ø col. scarico

III Ventilazione con braghe Sovent

110* Ø minimo colonna con WC

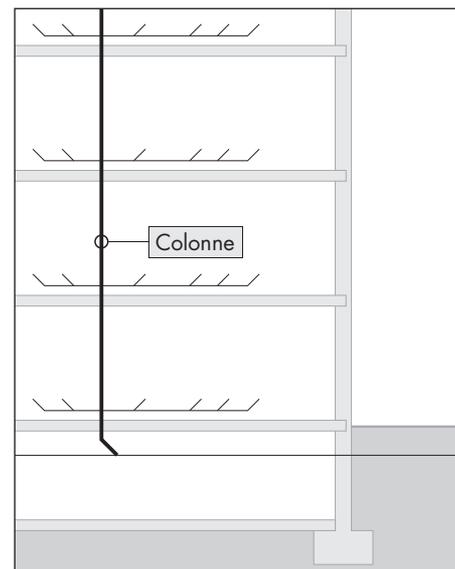
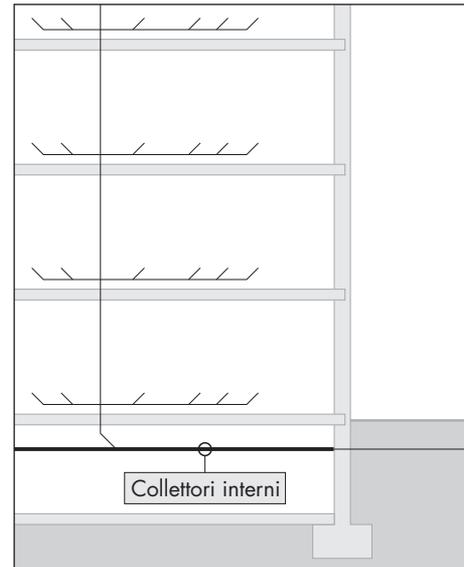


TABELLE DELLE PORTATE AMMESSE PER IL DIMENSIONAMENTO DEI TUBI DI SCARICO

TAB. 8 - COLLETTORI INTERNI
Portate ammesse [l/s] in relazione
alla pendenza dei tubi

DN	1,0%	1,5%	2,0%	2,5%	3,0%
63	0,9	1,2	1,4	1,6	1,7
75	1,7	2,0	2,4	2,6	2,9
90	2,5	3,0	3,5	4,0	4,3
110*	4,5	5,5	6,4	7,1	7,8
125	6,5	8,0	9,2	10,3	11,3
160	13,0	16,0	18,5	21,0	23,0
200	23,8	29,2	33,7	37,7	41,4
250	43,2	53,0	61,2	68,5	75,0
315	79,8	97,8	113,0	126,5	138,6

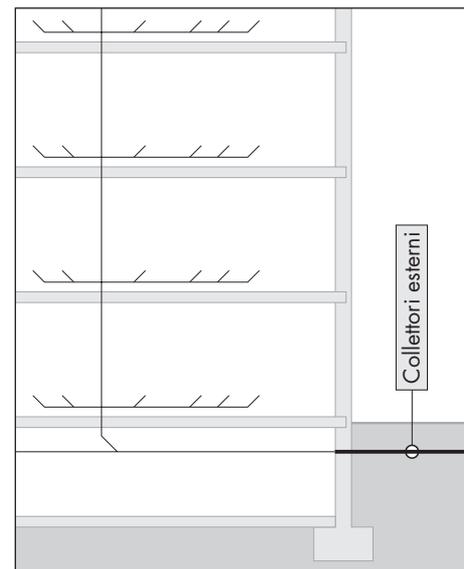
110* Ø minimo collettore con WC



TAB. 9 - COLLETTORI ESTERNI
Portate ammesse [l/s] in relazione
alla pendenza dei tubi

DN	1,0%	1,5%	2,0%	2,5%	3,0%
75	1,8	2,3	2,6	3,0	3,2
90	2,8	3,4	4,0	4,5	4,9
110*	5,0	6,2	7,2	8,0	8,9
125	7,4	9,0	10,5	11,7	12,9
160	15,0	18,0	21,0	23,5	26,0
200	27,0	33,1	38,1	42,8	47,0
250	49,0	60,1	69,5	77,7	85,2
315	90,6	111,1	128,4	143,6	157,4

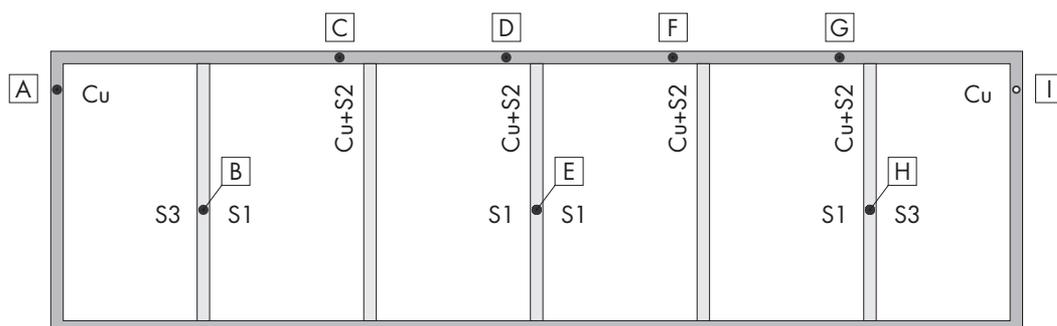
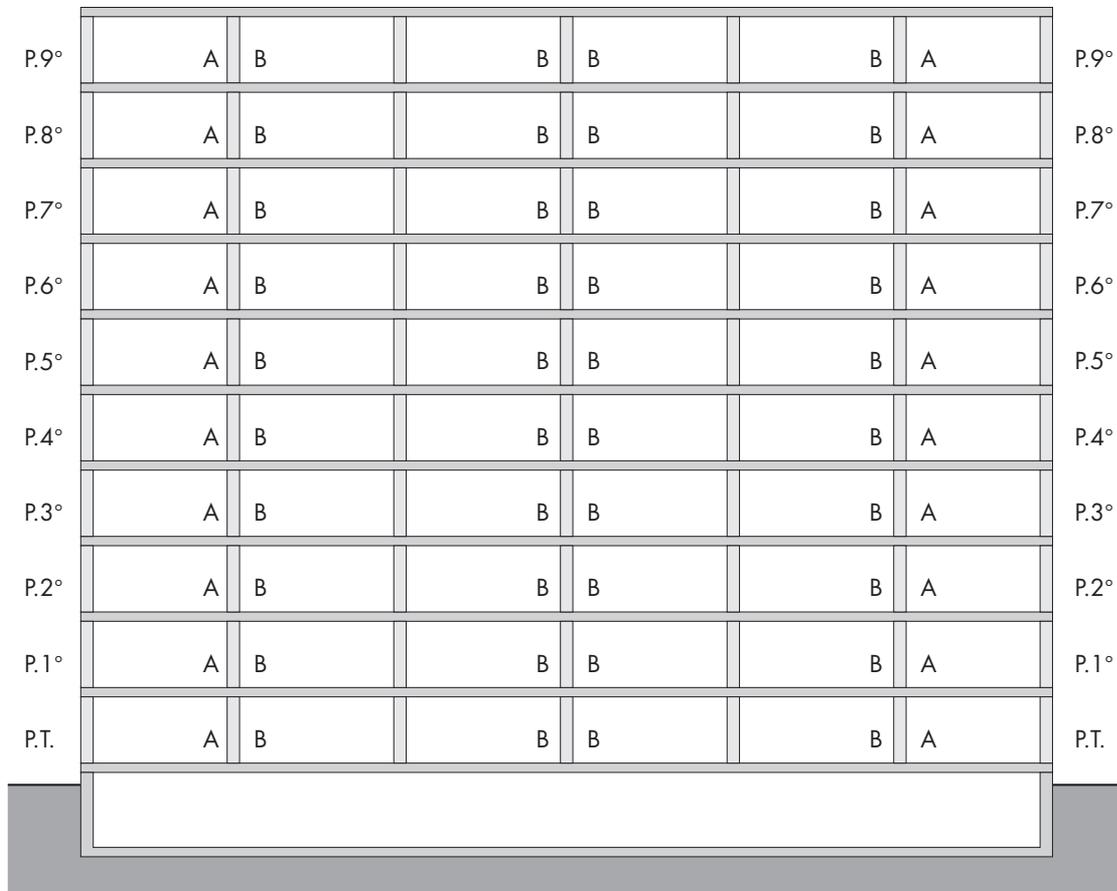
110* Ø minimo collettore con WC



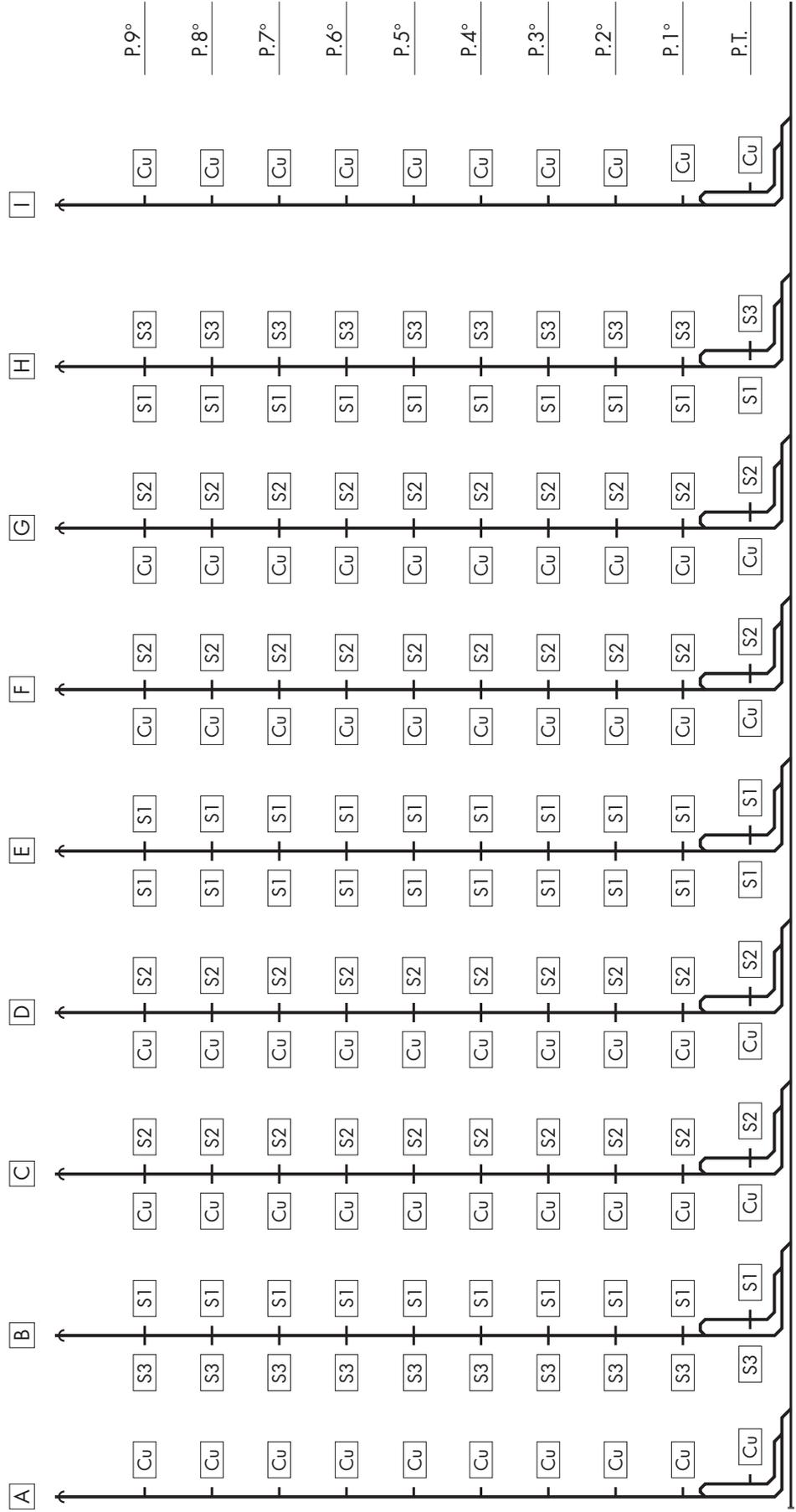
Esempio:

Dimensionare le colonne e il collettore interno della rete di scarico rappresentata nei disegni di seguito riportati. Si consideri:

- pendenza collettore interno 1%,
- tubi in Pead.



- Cu = Cucina = Lavello + Lavastoviglie
 S1 = Servizio tipo 1 = Vaso a cassetta + Bidet + Lavabo + Vasca
 S2 = Servizio tipo 2 = Vaso a cassetta + Lavabo + Doccia + Lavatrice
 S3 = Servizio tipo 3 = Vaso a cassetta + Bidet + Lavabo + Vasca + Lavatrice



Rappresentazione schematica della rete di scarico

Soluzione:

Si determinano dapprima le portate nominali di scarico all'interno degli alloggi e si procede poi al dimensionamento delle colonne e del collettore interno.

□ **Determinazione delle portate nominali di scarico all'interno degli alloggi:**

In base ai dati riportati nella tabella 1, le portate totali nominali di scarico delle cucine e dei servizi risultano:

▪ Cucine	apparecchi	[l/s]
	lavello	1,00
	lavastoviglie	1,00
		<hr/>
	G_t	= 2,00

▪ Servizi tipo 1	apparecchi	[l/s]
	vaso a cassetta	2,50
	bidet	0,50
	lavabo	0,50
	vasca	1,00
		<hr/>
	G_t	= 4,50

▪ Servizi tipo 2	apparecchi	[l/s]
	vaso a cassetta	2,50
	lavabo	0,50
	doccia	0,50
	lavatrice	1,20
		<hr/>
	G_t	= 4,70

▪ Servizi tipo 3	apparecchi	[l/s]
	vaso a cassetta	2,50
	bidet	0,50
	lavabo	0,50
	vasca	1,00
	lavatrice	1,20
		<hr/>
	G_t	= 5,70

□ Dimensionamento delle colonne:

In base a quanto esposto al sottocapitolo DIMENSIONAMENTO DEI TUBI, si procede nel seguente modo:

- si calcolano dapprima le portate totali (G_t) dei vari tratti di colonna,
- si determinano poi (con l'aiuto della tabella 2) le relative portate di progetto (G_{pr}),
- si stabilisce infine (con l'aiuto della tabella 7) il diametro (\varnothing) dei vari tratti di colonna.

Nota:

Quando il valore della portata totale non è esattamente riportato sulla tavola 2, **quale valore corrispondente della portata di progetto si assume quello approssimato per eccesso.** Si adotta tale scelta (che è a favore della sicurezza) per evitare operazioni di interpolazione fra le portate.

▪ Colonna A (cucine)

Portata nominale massima di scarico dei singoli apparecchi serviti = 1,00 l/s
(lavelli e lavastoviglie)

tratto 9° - 8° piano	$G_t = 2,00 = 2,00 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,00 \text{ l/s}$	$\varnothing = \text{DN } 63$
tratto 8° - 7° piano	$G_t = 2,00 \cdot 2 = 4,00 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,00 \text{ l/s}$	$\varnothing = \text{“}$
tratto 7° - 6° piano	$G_t = 2,00 \cdot 3 = 6,00 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,30 \text{ l/s}$	$\varnothing = \text{“}$
tratto 6° - 5° piano	$G_t = 2,00 \cdot 4 = 8,00 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,50 \text{ l/s}$	$\varnothing = \text{“}$
tratto 5° - 4° piano	$G_t = 2,00 \cdot 5 = 10,00 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,60 \text{ l/s}$	$\varnothing = \text{DN } 75$
tratto 4° - 3° piano	$G_t = 2,00 \cdot 6 = 12,00 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,80 \text{ l/s}$	$\varnothing = \text{“}$
tratto 3° - 2° piano	$G_t = 2,00 \cdot 7 = 14,00 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,90 \text{ l/s}$	$\varnothing = \text{“}$
tratto 2° - 1° piano	$G_t = 2,00 \cdot 8 = 16,00 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,00 \text{ l/s}$	$\varnothing = \text{“}$
tratto 1° - piano terra	$G_t = 2,00 \cdot 9 = 18,00 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,20 \text{ l/s}$	$\varnothing = \text{DN } 90$
attacco piano terra	$G_t = 2,00 = 2,00 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 1,00 \text{ l/s}$	$\varnothing = \text{DN } 63$
innesto al collettore	$G_t = 2,00 \cdot 10 = 20,00 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,30 \text{ l/s}$	$\varnothing = \text{DN } 90$

▪ **Colonna B** (servizi tipo 3 e 1)

Portata nominale massima di scarico dei singoli apparecchi serviti = 2,50 l/s
(vasi a cassetta)

tratto 9° - 8° piano	$G_t = 5,70 + 4,50 = 10,20$ l/s	$G_{pr} = 2,50$ l/s	$\varnothing = \text{DN } 110$
tratto 8° - 7° piano	$G_t = 10,20 \cdot 2 = 20,40$ l/s	$G_{pr} = 2,50$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
tratto 7° - 6° piano	$G_t = 10,20 \cdot 3 = 30,60$ l/s	$G_{pr} = 2,80$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
tratto 6° - 5° piano	$G_t = 10,20 \cdot 4 = 40,80$ l/s	$G_{pr} = 3,20$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
tratto 5° - 4° piano	$G_t = 10,20 \cdot 5 = 51,00$ l/s	$G_{pr} = 3,60$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
tratto 4° - 3° piano	$G_t = 10,20 \cdot 6 = 61,20$ l/s	$G_{pr} = 4,00$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
tratto 3° - 2° piano	$G_t = 10,20 \cdot 7 = 71,40$ l/s	$G_{pr} = 4,30$ l/s	$\varnothing = \text{DN } 125$
tratto 2° - 1° piano	$G_t = 10,20 \cdot 8 = 81,60$ l/s	$G_{pr} = 4,60$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
tratto 1° - piano terra	$G_t = 10,20 \cdot 9 = 91,80$ l/s	$G_{pr} = 4,80$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
attacco piano terra	$G_t = 10,20 = 10,20$ l/s	$G_{pr} = 2,50$ l/s	$\varnothing = \text{DN } 110$
innesto al collettore	$G_t = 10,20 \cdot 10 = 102,00$ l/s	$G_{pr} = 5,10$ l/s	$\varnothing = \text{DN } 125$

▪ **Colonna C** (cucine e servizi tipo 2)

Portata nominale massima di scarico dei singoli apparecchi serviti = 2,50 l/s
(vasi a cassetta)

tratto 9° - 8° piano	$G_t = 2,00 + 4,70 = 6,70$ l/s	$G_{pr} = 2,50$ l/s	$\varnothing = \text{DN } 110$
tratto 8° - 7° piano	$G_t = 6,70 \cdot 2 = 13,40$ l/s	$G_{pr} = 2,50$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
tratto 7° - 6° piano	$G_t = 6,70 \cdot 3 = 20,10$ l/s	$G_{pr} = 2,50$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
tratto 6° - 5° piano	$G_t = 6,70 \cdot 4 = 26,80$ l/s	$G_{pr} = 2,60$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
tratto 5° - 4° piano	$G_t = 6,70 \cdot 5 = 33,50$ l/s	$G_{pr} = 2,90$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
tratto 4° - 3° piano	$G_t = 6,70 \cdot 6 = 40,20$ l/s	$G_{pr} = 3,20$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
tratto 3° - 2° piano	$G_t = 6,70 \cdot 7 = 46,90$ l/s	$G_{pr} = 3,50$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
tratto 2° - 1° piano	$G_t = 6,70 \cdot 8 = 53,60$ l/s	$G_{pr} = 3,70$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
tratto 1° - piano terra	$G_t = 6,70 \cdot 9 = 60,30$ l/s	$G_{pr} = 3,90$ l/s	$\varnothing = \text{“}$
attacco piano terra	$G_t = 6,70 = 6,70$ l/s	$G_{pr} = 2,50$ l/s	$\varnothing = \text{DN } 110$
innesto al collettore	$G_t = 6,70 \cdot 10 = 67,00$ l/s	$G_{pr} = 4,10$ l/s	$\varnothing = \text{DN } 110$

▪ Colonna D = Colonna D

▪ Colonna E (servizi tipo 1)

Portata nominale massima di scarico dei singoli apparecchi serviti = 2,50 l/s
(vasi a cassetta)

tratto 9° - 8° piano	$G_t = 4,50+4,50 = 9,00$ l/s	$G_{pr} = 2,50$ l/s	$\varnothing =$ DN 110
tratto 8° - 7° piano	$G_t = 9,00 \cdot 2 = 18,00$ l/s	$G_{pr} = 2,50$ l/s	$\varnothing =$ “
tratto 7° - 6° piano	$G_t = 9,00 \cdot 3 = 27,00$ l/s	$G_{pr} = 2,60$ l/s	$\varnothing =$ “
tratto 6° - 5° piano	$G_t = 9,00 \cdot 4 = 36,00$ l/s	$G_{pr} = 3,00$ l/s	$\varnothing =$ “
tratto 5° - 4° piano	$G_t = 9,00 \cdot 5 = 45,00$ l/s	$G_{pr} = 3,40$ l/s	$\varnothing =$ “
tratto 4° - 3° piano	$G_t = 9,00 \cdot 6 = 54,00$ l/s	$G_{pr} = 3,70$ l/s	$\varnothing =$ “
tratto 3° - 2° piano	$G_t = 9,00 \cdot 7 = 63,00$ l/s	$G_{pr} = 4,00$ l/s	$\varnothing =$ “
tratto 2° - 1° piano	$G_t = 9,00 \cdot 8 = 72,00$ l/s	$G_{pr} = 4,30$ l/s	$\varnothing =$ “
tratto 1° - piano terra	$G_t = 9,00 \cdot 9 = 81,00$ l/s	$G_{pr} = 4,50$ l/s	$\varnothing =$ DN 125
attacco piano terra	$G_t = 9,00 = 9,00$ l/s	$G_{pr} = 2,50$ l/s	$\varnothing =$ DN 110
innesto al collettore	$G_t = 9,00 \cdot 10 = 90,00$ l/s	$G_{pr} = 4,80$ l/s	$\varnothing =$ DN 125

▪ Colonna F = Colonna D

▪ Colonna G = Colonna D

▪ Colonna H = Colonna B

▪ Colonna I = Colonna A

□ **Dimensionamento del collettore a scantinato:**

In base a quanto esposto al sottocapitolo DIMENSIONAMENTO DEI TUBI, si procede nel seguente modo:

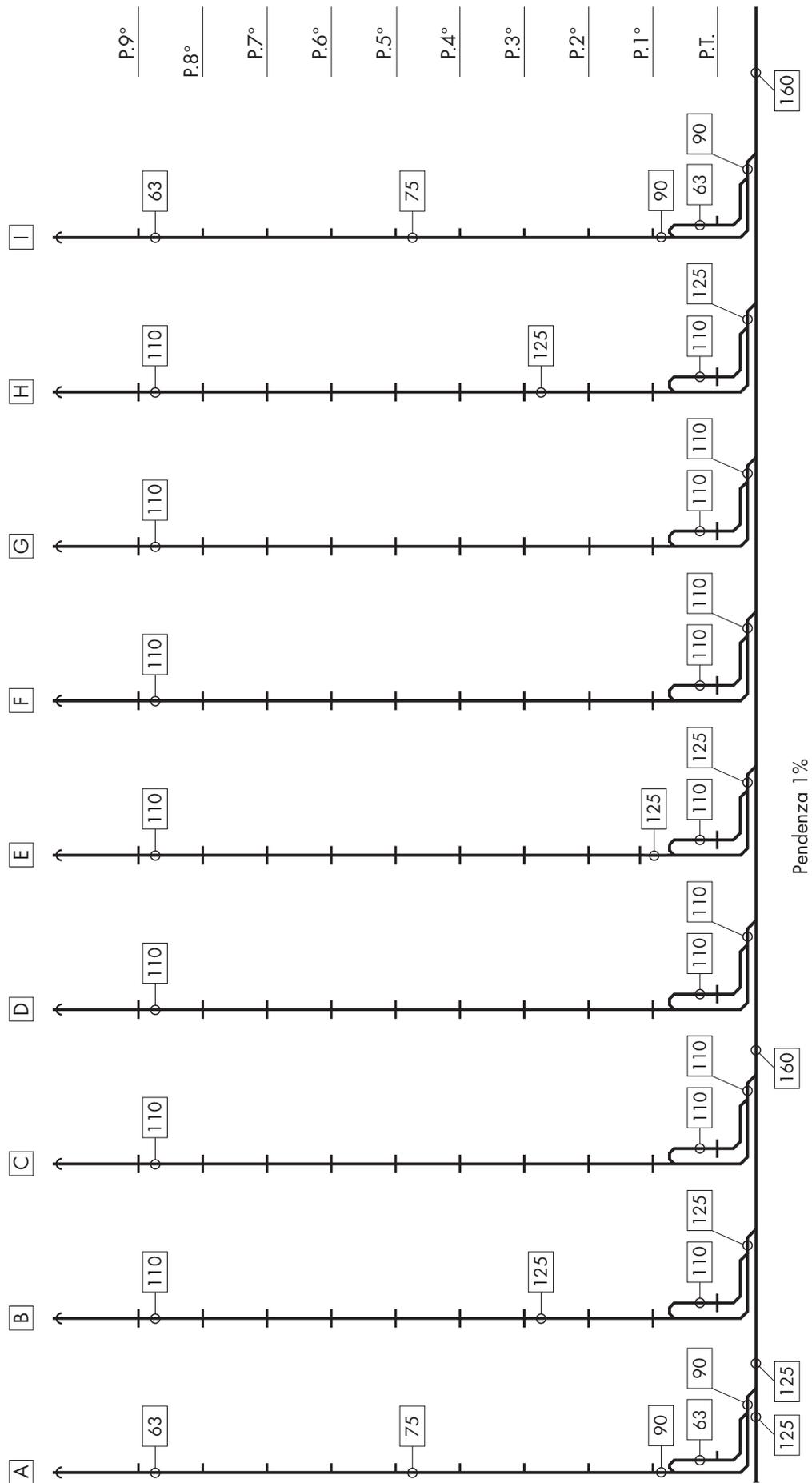
- si calcolano dapprima le portate totali (G_t) dei vari tratti di collettore,
- si determinano poi (con l'aiuto della tabella 2) le relative portate di progetto (G_{pr}),
- si stabilisce infine il diametro (\emptyset) dei vari tratti di collettore con l'aiuto della tabella 8 e considerando una pendenza pari all'1%.

Nota:

Quando il valore della portata totale non è esattamente riportato sulla tavola 2, si procede secondo la stessa convenzione adottata per le colonne.

tratto tra le colonne A-B	$G_t = 20 = 20 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 2,30 \text{ l/s}$	$\emptyset = \text{DN } 90^*$
tratto tra le colonne B-C	$G_t = 20 + 102 = 122 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 5,60 \text{ l/s}$	$\emptyset = \text{DN } 125$
tratto tra le colonne C-D	$G_t = 122 + 67 = 189 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 6,90 \text{ l/s}$	$\emptyset = \text{DN } 160$
tratto tra le colonne D-E	$G_t = 189 + 67 = 256 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 8,00 \text{ l/s}$	$\emptyset = \text{“}$
tratto tra le colonne E-F	$G_t = 256 + 90 = 346 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 9,40 \text{ l/s}$	$\emptyset = \text{“}$
tratto tra le colonne F-G	$G_t = 346 + 67 = 413 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 10,20 \text{ l/s}$	$\emptyset = \text{“}$
tratto tra le colonne G-H	$G_t = 413 + 67 = 480 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 11,00 \text{ l/s}$	$\emptyset = \text{“}$
tratto tra le colonne H-I	$G_t = 480 + 102 = 582 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 12,20 \text{ l/s}$	$\emptyset = \text{“}$
tratto a valle colonna I	$G_t = 582 + 20 = 602 \text{ l/s}$	$G_{pr} = 12,40 \text{ l/s}$	$\emptyset = \text{“}$

- (*) Si assume il diametro del primo tratto (quello compreso tra le colonne A-B) uguale a DN 125 per facilitare le operazioni di pulizia eseguibili dal tappo di testa del collettore.



Schema riassuntivo con diametri della rete di scarico

BIBLIOGRAFIA

- 1 A. GALLIZIO
Impianti sanitari
U. Hoepli - Milano

- 2 F. PALMIZI
Il dimensionamento degli impianti idrosanitari
Collana di informazioni tecniche Ideal Standard - Milano

- 3 F. RIVA
Impianti Idrosanitari
PEG - Milano

- 4 V. BEARZI
Impianti Idricosanitari
Tecniche Nuove - Milano

- 5 N. ZINNA
Impianti Idrotermosanitari
Tecniche Nuove - Milano

- 6 G. BRIGAUX - M. GARRIGOU
Impianti Idraulici, del gas e sanitari
C.E.L.I. - Bologna

- 7 A. GIRAUD - G. DUBREUIL
Plomberie Sanitaire
Editions Parisiennes - Parigi

I QUADERNI CALEFFI

1

LE RETI DI DISTRIBUZIONE

Mario Doninelli

2

I CIRCUITI E I TERMINALI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

Mario Doninelli

3

GLI IMPIANTI A COLLETTORI

Mario Doninelli

4

GLI IMPIANTI A PANNELLI RADIANTI

Mario Doninelli

5

IMPIANTI IDROSANITARI

Mario Doninelli

Finito di stampare
nel mese di Settembre 2001
dalle Grafiche Nicolini - Gavirate (Va)