

Software professionale in versione Windows

Nicola Taraschi

Reti idrauliche e impianti termotecnici

**DIMENSIONAMENTO ED ANALISI
DELLE RETI IDRAULICHE
CON IL SOFTWARE TUTTELERETI**

- **Teoria e componenti delle reti idrauliche**
Reti Gas, idrosanitarie secondo UNI 806,
impianti termici, idranti, generiche, fognarie
- **Calcolo nominale e reale**
con il metodo di Cross

SECONDA EDIZIONE

The logo for GRAFILL, featuring a stylized graphic of a building or structure above the word GRAFILL in a bold, sans-serif font.

Sommario

PREFAZIONE	p.	9
1. I CORPI TERMICI	"	11
1.1. Radiatori	"	11
1.2. Il collegamento monotubo	"	13
1.3. Ventilconvettori	"	13
1.4. Le perdite di carico	"	14
1.5. L'inerzia termica dei corpi radianti	"	15
1.6. Le caldaie	"	16
<i>Le caldaie a condensazione</i>	"	17
<i>Le caldaie a premiscelazione</i>	"	18
<i>Caldaie a temperatura scorrevole</i>	"	18
2. LE PERDITE DI CARICO	"	19
2.1. L'equazione di Darcy-Weisbach per le perdite distribuite	"	19
2.2. La viscosità	"	20
2.3. Il moto laminare	"	21
2.4. Il moto turbolento	"	22
2.5. Transizione moto laminare-moto turbolento	"	23
2.6. Legame fra perdita e portata	"	24
2.7. L'influenza della temperatura	"	25
2.8. Influenza del diametro	"	26
2.9. Il diametro ottimale	"	27
2.10. Influenza della rugosità	"	28
2.11. Le perdite concentrate	"	29
2.12. Applicazioni con il calcolo elettronico	"	29
2.13. Il software per il calcolo delle perdite di carico di tubazioni	"	30
2.14. I canali a pelo libero	"	31
3. LE POMPE CENTRIFUGHE	"	33
3.1. Il punto di lavoro delle pompe centrifughe	"	33
<i>Collegamento parallelo</i>	"	34
<i>Collegamento in serie</i>	"	34
<i>Un esempio</i>	"	35
3.2. La variazione del punto di lavoro	"	36
3.3. Verifica del NPSH	"	37

	<i>Esempio pratico</i>	p.	39
3.4.	Pompaggio di fluidi viscosi	"	39
	<i>Esempio pratico</i>	"	40
3.5.	La curva caratteristica q-h delle pompe centrifughe al variare del numero di giri	"	42
	<i>Applicazioni con l'INVERTER</i>	"	43
3.6.	Impostazione con foglio elettronico	"	47
4.	LE RETI IDRAULICHE	"	48
4.1.	Generalità sulle reti	"	48
4.2.	La determinazione delle portate delle utenze	"	50
	<i>Il calcolo delle portate nominali</i>	"	50
	<i>Il calcolo delle portate reali</i>	"	50
	<i>La contemporaneità delle portate</i>	"	51
	<i>Reti ad albero</i>	"	51
4.3.	La rete a semplice anello	"	53
4.4.	Reti a doppio anello	"	54
4.5.	Rete generica aperta	"	54
4.6.	Le reti chiuse	"	55
4.7.	Corpi termici in serie	"	56
4.8.	Reti chiuse trattate come aperte e aperte trattate come chiuse	"	57
5.	IDRAULICA DELLE RETI	"	58
5.1.	La resistenza idraulica	"	58
5.2.	L'ottimizzazione del costo della rete	"	60
5.3.	Parallelo idraulico	"	61
5.4.	Il bilanciamento	"	63
	<i>Bilanciamento assoluto</i>	"	66
	<i>Il bilanciamento tramite la variazione dei diametri</i>	"	66
	<i>Il bilanciamento delle reti ad anello</i>	"	67
6.	LE RETI IDROSANITARIE E LE VALVOLE DI REGOLAZIONE	"	70
6.1.	Calcolo degli impianti idrosanitari	"	70
	<i>Esempio applicativo</i>	"	71
	<i>Fase di carica con rete inattiva</i>	"	72
	<i>Fase di carica con rete attiva</i>	"	73
	<i>Fase di scarica</i>	"	74
6.2.	Le valvole di regolazione	"	75
	6.2.1. Generalità	"	75
	6.2.2. La caratteristica delle valvole di regolazione	"	76
	6.2.3. Dimensionamento delle valvole di regolazione	"	78
	6.2.4. Un circuito con valvola a 2 vie	"	79
	6.2.5. Le valvole a tre vie negli impianti termici	"	80
	6.2.6. Dimensionamento della valvola a tre vie	"	81
	6.2.7. Analisi delle valvole a 3 vie	"	82

6.2.8. La cavitazione nelle valvole a tre vie	p.	87
6.2.9. Esempio di applicazione valvole a tre vie miscelatrici	"	89
6.3. Le valvole termostatiche	"	91
7. LE RETI APERTE	"	94
7.1. Rete aperta generica	"	94
7.2. Una rete con fluido viscoso	"	96
7.3. Rete verticale	"	98
7.4. Rete ad anello con irrigatori	"	100
7.5. Una rete per acquedotto	"	101
7.6. Le reti ad utilizzo non contemporaneo	"	103
8. LA RETE CON COLLETTORE COMPLANARE	"	105
8.1. Esempio	"	105
8.2. La curva caratteristica del circuito	"	109
8.3. L'intercettazione di un ramo	"	109
8.4. L'emissione termica in funzione della temperatura di mandata	"	110
8.5. Il calcolo del vaso d'espansione chiuso	"	110
8.6. Le pressioni nella rete	"	112
8.7. La rete con valvole termostatiche	"	113
9. LE RETI CHIUSE	"	114
9.1. La rete con collegamento monotubo	"	114
9.2. La circolazione naturale	"	116
9.3. La rete con ventilconvettori	"	118
9.4. La rete a due tubi	"	120
9.5. Impianto a zone	"	121
9.6. Rete equivalente	"	122
10. L'ANALISI DELLE RETI	"	124
10.1. La rete a due tubi: confronto fra l'impiego come corpi termici dei radiatori e ventilconvettori	"	124
10.2. La rete a ritorno inverso	"	126
10.3. La rete con ventilconvettori caso estivo	"	127
10.4. Rete con pompa di ricircolo	"	128
10.5. La rete con pompe di zona e pompa di caldaia	"	129
10.6. Rete con pompa di caldaia, pompe di zona e valvole miscelatrici	"	132
10.7. Lo schema ad iniezione	"	134
10.8. Le reti idrauliche e il Cad	"	136
11. INSTALLAZIONE DEL SOFTWARE ALLEGATO	"	139
11.1. Introduzione	"	139
11.2. Requisiti minimi hardware e software	"	139
11.3. Download del software e richiesta della password di attivazione	"	140
11.4. Installazione ed attivazione del software	"	140

12. IL SOFTWARE TUTTELERETI	p.	143
12.1. Tipologie di calcolo	"	143
12.1.1. <i>Reti gas bassa e media pressione</i>	"	143
12.1.2. <i>Media pressione</i>	"	144
12.1.3. <i>Rete idrosanitaria</i>	"	144
12.1.4. <i>Il calcolo secondo le nuove Norme UNI 806</i>	"	145
12.1.5. <i>Rete con radiatori</i>	"	145
12.1.6. <i>Rete con fancoil riscaldamento</i>	"	146
12.1.7. <i>Rete con utenze generiche</i>	"	146
12.1.8. <i>Rete con idranti</i>	"	146
12.1.9. <i>Rete fognaria</i>	"	146
12.1.10. <i>Rete con pannelli radianti</i>	"	148
12.2. Le geometrie calcolabili	"	148
12.3. Come inserire una rete chiusa	"	151
12.4. Formule per il calcolo delle perdite di carico	"	152
 13. L'AMBIENTE DI LAVORO	"	153
13.1. Il menu File	"	153
13.2. Il menu Viste	"	154
13.3. Il menu Archivi	"	155
13.4. Il menu Help	"	155
13.5. Il menu Componenti	"	155
13.6. Il menu Ambiente	"	155
13.7. Gli esempi (videata principale del programma)	"	157
13.8. Elenco progetti su disco (videata principale del programma)	"	158
 14. LA PRODUZIONE DI UN NUOVO PROGETTO	"	159
14.1. Come iniziare	"	159
<i>Comandi comuni della finestra Dati generali</i>	"	159
<i>Rete gas</i>	"	159
<i>Rete idrosanitaria</i>	"	160
<i>Rete idrosanitaria secondo norme UNI 806</i>	"	160
<i>Rete con radiatori</i>	"	160
<i>Rete con fancoil</i>	"	162
<i>Rete generica</i>	"	162
<i>Rete antincendio con idranti</i>	"	163
<i>Rete fognaria</i>	"	163
<i>Rete con pannelli radianti</i>	"	164
14.2. L'ambiente grafico di immissione dei dati	"	164
14.3. Comandi specifici rete gas	"	171
14.4. Comandi specifici rete idrosanitaria	"	171
14.5. Comandi specifici rete con radiatori	"	172
14.6. Comandi specifici rete con fancoil	"	175
14.7. Comandi specifici rete generica	"	175
14.8. Comandi specifici rete con idranti antincendio	"	176

14.9.	Comandi specifici rete con pannelli radianti	p.	177
14.10.	Comandi specifici reti fognarie.....	"	177
14.11.	Il calcolo di una rete gas (bassa e media pressione) in 5 passi	"	177
15.	L'IMMISSIONE DEI NUOVI COMPONENTI	"	179
15.1.	Le serie delle tubazioni	"	179
15.2.	I fluidi	"	180
15.3.	Le discontinuità.....	"	181
	<i>Reti con idranti</i>	"	184
15.4.	Le valvole.....	"	185
15.5.	I detentori	"	186
15.6.	I radiatori	"	187
15.7.	Archivi pompe.....	"	188
15.8.	Gli idranti	"	189
15.9.	Fancoil riscaldamento.....	"	189
15.10.	Tabelle norme UNI 806	"	190
16.	GLI ESEMPI	"	191
16.1.	Rete gas bassa pressione	"	191
16.2.	Rete gas media pressione	"	195
16.3.	Rete idrosanitaria	"	196
16.4.	Radiatori	"	198
	<i>Radiatori con bilanciamento</i>	"	202
16.5.	Radiatori monotubo	"	204
16.6.	Fancoil riscaldamento.....	"	206
16.7.	Rete con radiatori a ritorno inverso.....	"	208
16.8.	Rete generica a ritorno inverso.....	"	209
16.9.	Rete generica ad anello.....	"	211
16.10.	Rete generica magliata.....	"	214
16.11.	Rete con idranti.....	"	218
16.12.	Esempio di rete con vari comandi	"	220
16.13.	Rete fognaria.....	"	223
16.14.	Rete con pannelli radianti.....	"	225
16.15.	Rete generica con quote variabili	"	226
16.16.	Altri schemi	"	228
16.17.	Regole da seguire nel progetto.....	"	230
BIBLIOGRAFIA		"	233

Prefazione

A partire dagli anni '80 l'avvento dei personal computer ha rivoluzionato il calcolo tecnico rendendo disponibile risultati con tempi e costi prima impensabili. Ad una sempre maggiore velocità di esecuzione del calcolo non poteva non seguire una nuova filosofia nella progettazione e nell'approccio alle argomentazioni teoriche. Nel campo termotecnico, in particolare, la presentazione di tabelle, grafici di aiuto al calcolo, equazioni semiempiriche è diventata obsoleta. Gli stessi modelli di soluzione progettuali, che si appoggiavano sulla limitazione dei mezzi di calcolo, dovevano essere messi in discussione.

Questa pubblicazione ed il software su cui si basa, **TUTTELERETI**, risponde all'esigenza di un approccio alle reti idrauliche negli impianti termotecnici che soddisfa le mutate esigenze progettuali, volte ad affrontare problemi di ottimizzazione, oltre che di dimensionamento, degli impianti.

La prima capacità tecnica del software è quello di trovare le portate reali in una rete idraulica, secondo il metodo di *Cross*, adattato alla presenza di elementi attivi quali pompe o pressioni iniziali. La conoscenza delle portate reali permette di conoscere anche la situazione reale per quanto riguarda la potenza termica fornita dai corpi termici, oltre che il punto di lavoro delle pompe ed il loro rendimento.

Questa pubblicazione è divisa in due parti. La prima parte esamina in modo sistematico tutte le problematiche inerenti le reti idrauliche negli impianti termotecnici. Vengono prima presentati i componenti fondamentali delle reti: corpi termici, tubazioni, pompe, valvole di regolazione ed analizzati i legami con le grandezze che determinano il loro funzionamento nell'ambito idraulico. Successivamente vengono esaminate le tipologie delle reti e le loro applicazioni nell'ambito degli impianti.

La seconda parte è il manuale d'uso di **TUTTELERETI**. L'idea di un solo software per molte tipologie di calcolo è basata sulla considerazione che il concetto di rete lega le diverse tipologie e, nello stesso tempo, rende comune gran parte del software. Questa seconda edizione amplia alcuni contenuti, come quello sulla valvole di regolazione e aggiunge nuove tipologie di calcolo al software. In particolare il calcolo delle reti con pannelli radianti e quello delle reti fognarie delle abitazioni civili. Sono stati inseriti inoltre tre moduli, per il calcolo delle valvole di regolazione per i gas ed i liquidi, per il calcolo di verifica e di progetto di singole tubazioni, per il calcolo dei canali a pelo libero. Nelle reti cosiddette generiche è previsto l'inserimento di serbatoi a livello variabile in funzione del tempo. Nell'ambiente grafico sono stati aggiunti alcuni strumenti per la manipolazione delle entità grafiche.

Capitolo 1

I corpi termici

I corpi termici di cui ci occupiamo sono i più comuni, radiatori e ventilconvettori. Dal punto di vista della trasmissione del calore mentre un radiatore scambia calore con l'ambiente per convezione ed irraggiamento, nei ventilconvettori lo scambio termico è essenzialmente dovuto alla convezione forzata tramite ventilatore. Inoltre mentre i radiatori sono solo corpi scaldanti i ventilconvettori possono essere sia scaldanti che refrigeranti.

1.1. Radiatori

L'emissione termica dei radiatori è esprimibile, secondo UNI-ISO 6514 come:

$$E = N E_{50} [(T_m - T_a) / 50]^a \quad [1]$$

dove:

- E = emissione [watt];
- N = numero degli elementi;
- E₅₀ = emissione termica nominale (l'emissione quando N = 1 e (T_m - T_a) = 50 °C);
- T_m = temperatura media del radiatore = (T_{in} + T_{usc})/2;
- T_{in} = temperatura d'ingresso al corpo termico;
- T_{usc} = temperatura di uscita;
- a = esponente che dipende, come l'emissione termica nominale dal tipo di radiatore e il cui valore è generalmente 1,3;

la [1] può essere posta nella forma:

$$E = f N E_{50} \quad [2]$$

dove il termine f è:

$$f = [(T_m - T_a) / 50]^a \quad [3]$$

che è 1 quando T_m - T_a = 50 °C. Il termine f è un termine correttivo dell'emissione termica nominale E₅₀, quando il salto termico radiatore-ambiente è diverso da 50 °C. Questa legge di calcolo è valida quando l'allacciamento alla rete di alimentazione sia fatto con entrata in alto ed uscita in basso dal lato opposto e portata non inferiore al 50% della portata nominale. La portata nominale Q affluente al corpo viene determinata, noto il fabbisogno termico FT e assegnato il salto termico DT fra mandata ed uscita, con l'espressione:

$$Q = FT / (1,163 DT) \quad [4]$$

dove:

- Q = portata [Kg/h];
- D = salto termico fra ingresso ed uscita [°C];
- FT = [watt].

Se al corpo termico affluisce una portata Q l'energia termica entrante è:

$$E = Q \cdot 1,163 \cdot (T_{in} - T_{usc}) \quad [5]$$

In condizioni termiche stazionarie l'energia termica entrante espressa con la [5] sarà uguale all'emissione termica, secondo la [1].

Il numero di elementi N viene determinato con l'espressione:

$$N = FT / (f \cdot E50) \quad [6]$$

Prospetto 1.1.

<i>Valori di ingresso</i>		
Fabbisogno termico	1050	watt
salto termico	12	°C
T mandata	75,00	°C
tamb	20	°C
alfa	1,3	
emiss nominale	80	watt
<i>Valori calcolati portata</i>	75,24	Kg/h
Tmedia	68,8	°C
fatt_correzione	0,969	
emiss reale	1087	watt
numero elementi scelto	14,00	

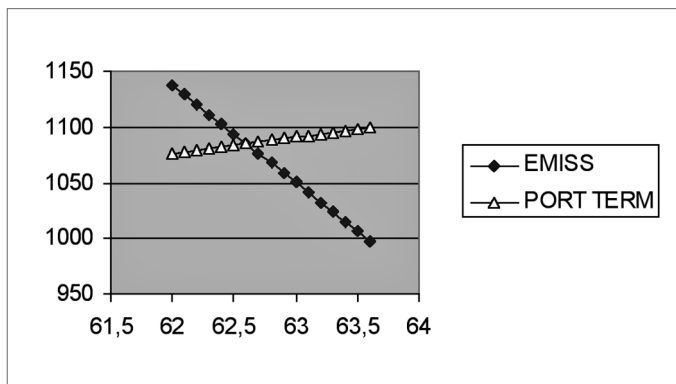


Figura 1.1.

Il prospetto 1.1. e la figura 1.1. riporta un esempio di calcolo con foglio elettronico dove, immessi gli opportuni dati di ingresso (fabbisogno termico, salto termico, temperatura di mandata, tamb (temperatura ambiente), alfa (esponente a dell'espressione [3], Emiss nominale (emissione termica nominale). Vengono calcolati:

- con l'espressione [4] la portata nominale (portata);
- con l'espressione [3] il fattore di correzione (fatt_correzione);
- con l'espressione [2] l'emissione;
- con l'espressione [6] il numero degli elementi (numero di elementi scelto).

Poiché il numero di elementi derivante dall'espressione [6] difficilmente potrà essere intero, viene scelto l'intero più vicino per eccesso. Questo comporta che l'emissione, la temperatura media e la temperatura d'uscita saranno leggermente diversi. Il cosiddetto punto di funzionamento del radiatore sarà quello per cui l'emissione secondo la [1] è uguale alla portata termica secondo la [5]. Entrambe le espressioni sono, assegnati tutti gli altri dati, funzione della temperatura di uscita. Infatti nell'espressione dell'emissione E la Tm può essere posta in funzione della temperatura d'uscita, supponendo costante quella d'ingresso:

$$TM = (T_{in} + T_{usc})/2 \quad [7]$$

1.2. Il collegamento monotubo

Nel caso di collegamento monotubo i corpi termici sono posti in serie: l'uscita dell'elemento precedente diventa l'ingresso dell'elemento successivo. L'unica tubazione che collega i corpi scaldanti viene chiamata anello. La soluzione più frequente è quella con l'impiego delle valvole a 4 vie, che consente di collegare sia l'ingresso che l'uscita del radiatore con una unica valvola. Le valvole a 4 vie prevedono una ripartizione della portata totale dell'anello: mentre una parte affluisce effettivamente al corpo scaldante l'altra lo bypassa. Poiché ingresso ed uscita sono localizzate in basso viene influenzata l'emissione rispetto a quella con condizioni di allacciamento standard, che prevede l'ingresso in alto e l'uscita in basso dal lato opposto. Per consentire il calcolo ancora secondo la norma UNI 6514 si considera una portata equivalente GDE che è una frazione della portata dell'anello: la portata GDE è la portata che, ai fini del calcolo, dà la stessa emissione dell'allacciamento standard.

Nel collegamento monotubo c'è in ogni caso una portata al radiatore maggiore rispetto agli altri collegamenti (due tubi, a collettore), il che si traduce in un salto termico al radiatore minore.

1.3. Ventilconvettori

L'emissione termica E del ventilconvettore è espressa generalmente dal costruttore come:

$$E = Resa(q) (T_{in} - T_{amb})$$

dove:

- T_{in} = temperatura di ingresso;
- Q = portata;
- $Resa(q)$ = resa del ventilconvettore espressa dal costruttore generalmente in funzione della portata;
- T_{amb} = temperatura ambiente.

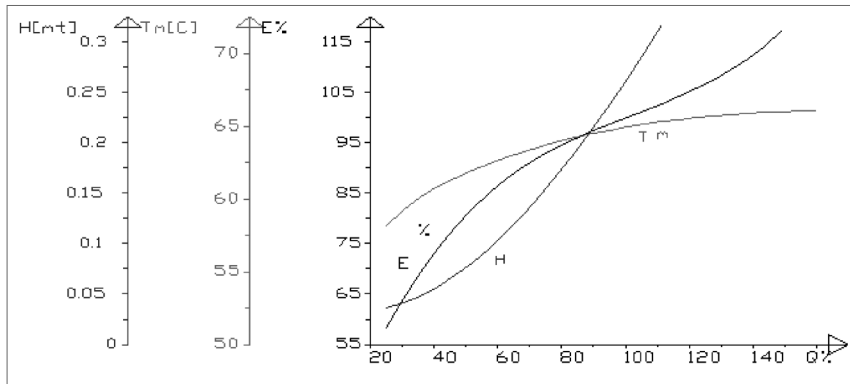


Figura 1.2.

Un aumento della portata consegue un proporzionale aumento di velocità e quindi un aumento del coefficiente di convezione. Nei radiatori, invece, le grandi sezioni di passaggio danno valori di velocità interne molto piccoli e quindi l'influenza sul coefficiente di convezione lato acqua è modesto all'aumentare della velocità. L'indice di portata assume una importanza fondamentale nell'ambito del bilanciamento idraulico dei corpi termici: i corpi che hanno un indice di portata piccolo (radiatori), hanno una piccola variazione di emissione al variare della portata, viceversa quelli con valori dell'indice maggiore hanno variazione di emissione sensibile (ventilconvettori). Il bilanciamento dei circuiti con radiatori ha una importanza relativamente minore rispetto a quella dei circuiti con ventilconvettori.

1.4. Le perdite di carico

Il differente comportamento fra radiatori e ventilconvettori rispetto alla portata si riflette anche nell'andamento delle perdite di carico. Nei radiatori, sempre per le modeste velocità di passaggio sono molto basse. Esempio: con una portata di 200 l/h, emissione = 2320 watt ed una tubazione di 13 mm velocità = 0,42 e $k = 3$, coefficiente di perdita localizzato comunemente assunto nei radiatori, si ha: H (perdita in mm H_2O) = 27 mm. In un ventilconvettore con 200 l/h e stessa emissione si ha $H = 100$ mm. In un ventilconvettore l'allacciamento in serie comporterebbe un aumento delle perdite di carico, correlata all'aumento di velocità notevole: esempio se si allacciano 3 ventilconvettori, e quindi con una portata tripla si ha, con riferimento all'esempio precedente, una perdita circa 9 volte maggiore, e quindi si passerebbe da 100 a 900 mm H_2O ! L'emissione aumenterebbe considerevolmente, anche se non nella stessa misura: non è possibile una valutazione perché il costruttore fornisce la curva dell'emissione del ventilconvettore fino ad un massimo di poco oltre i valori nominali di portata.

1.5. L'inerzia termica dei corpi radianti

Se consideriamo un radiatore come corpo ad una unica stessa temperatura e con portata nulla il bilancio termico in funzione del tempo è esprimibile come:

$$M C dT = E50 F(T)^a dt$$

- $M C dT$ = calore accumulato dal corpo con una variazione di temperatura = dT ;
- M = massa del corpo;
- C = calore specifico del corpo;
- $E50 F(T)^a dt$ = potenza termica emessa del radiatore, funzione della sua temperatura media, T , nell'intervallo di tempo dt ;
- $F(T)^a$ = emissione del radiatore, secondo l'espressione [1] dove T = temperatura media.

Uguagliando il calore accumulato con quello emesso:

$$M C (dT/dt) + E50 F(T)^a = 0$$

dove $DT/dt = T'$ = la derivata prima della temperatura rispetto al tempo; oppure:

$$T' + k F(T)^a$$

$k = E50/MC$ è quindi un valore caratteristico del comportamento inerziale del corpo.

La soluzione della [12] viene fatta discretizzando l'intervallo di tempo, si assume cioè che in intervalli di tempo molto piccoli la temperatura del corpo sia costante. Si calcola pertanto:

$$DT = dt F(T)^a k$$

la temperatura al tempo $(t + dt)$ sarà pari a: $T(t + dt) = T(t) + DT$.

Le figure 1.3. ed 1.4. visualizzano l'andamento della emissione termica percentuale e temperatura in funzione del tempo per 2 corpi termici (in ghisa ed in alluminio) in cui sia circa uguale la emissione nominale. Nel prospetto 1.2. sono stati riportati i valori caratteristici.

Prospetto 1.2.

	a	$E50$ watt	massa H_2O [Kg]	massa metallo [Kg]	Capacità termica [Kj/Kg °C]	k
ghisa	1,31	228	1,7	11,2	9,69	23,5
alluminio	1,377	249	0,62	2,2	3,07	81

È evidente che i corpi termici in alluminio hanno una inerzia termica molto minore (per il minor peso e minor contenuto d'acqua). Valori tipici dei rapporti emissione/peso sono per i radiatori in ghisa 16 watt/Kg mentre per quelli in alluminio 75. Rapporti emissione/contenuto d'acqua per i radiatori in ghisa sono 130-110 watt/Kg acqua, per quelli in alluminio 270. Non è possibile fare un confronto, non avendo dati attendibili a disposizione per i fancoil, ma il contenuto d'acqua di questi ultimi è molto inferiore a parità di potenza termica e minore il peso del corpo termico. Quindi il fancoil "spento" praticamente annulla la sua emissione al contrario di un radiatore in

ghisa. L'inserimento di una valvola termostatica su un corpo termico va visto pertanto in funzione dei tempi di risposta: ove gli apporti di calore abbiano durata breve l'inerzia termica del radiatore in ghisa non è in grado di inseguire il carico termico.

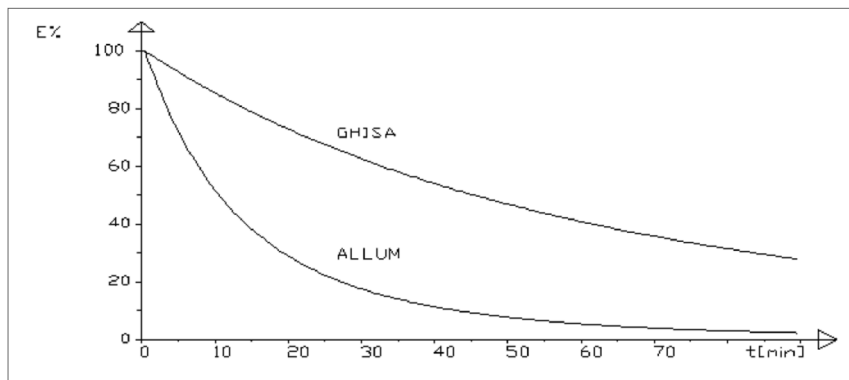


Figura 1.3.

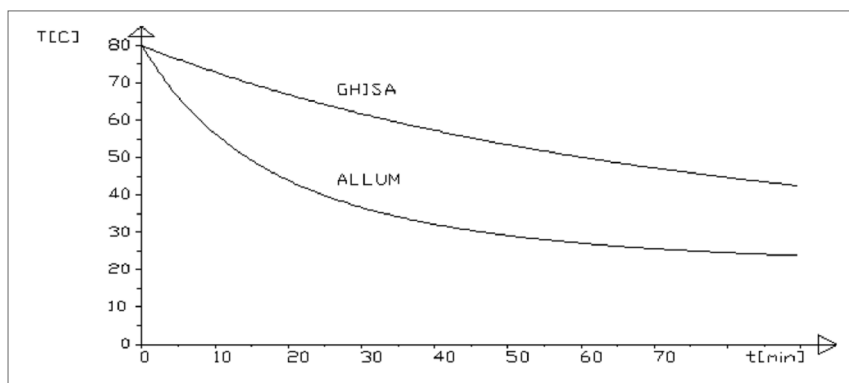


Figura 1.4.

1.6. Le caldaie

I parametri che caratterizzano una caldaia sono:

- Pf: la potenza termica del focolare, la potenza termica sviluppata dalla combustione del combustibile;
- Pu: la potenza termica utile, ossia la quota di potenza trasferita al fluido termovettore.
- il rendimento ossia il rapporto fra P_u/P_f . Una caldaia tradizionale ha un rendimento dell'85%;
- le caldaie sono classificate secondo la loro efficienza energetica calcolata sulla potenza nominale (classificazione definita nel Decreto del Presidente della Repubblica del 15 novembre 1996, n. 660), in quattro classi di rendimento, da 1 a 4 stelle.

Le caldaie a 4 stelle hanno i più alti rendimenti di combustione, sia operando alla potenza nominale, sia al 30% della stessa. Gli apparecchi a 4 stelle disponibili sul mercato sono le caldaie a premiscelazione e le caldaie a condensazione.

Le perdite di una caldaia sono legate in parte alle dispersioni di calore attraverso il mantello isolante e per la maggior parte, al calore sensibile disperso nei fumi che escono al camino. Minore è la temperatura dei fumi in uscita minore è la potenza termica dispersa. Se la temperatura dei fumi scende sotto il “punto di rugiada” (circa 56 °C per i fumi di una “normale” combustione di metano), il vapor d’acqua, presente nei fumi di tutti i combustibili contenenti idrogeno, condensa con un recupero del corrispondente calore di condensazione (circa 2400 kJ/kg di acqua).

Le caldaie a condensazione

Nella figura 1.5 viene rappresentato lo schema di una caldaia a condensazione. Il recupero del calore di condensazione è possibile con uno speciale scambiatore di calore resistente alla corrosione. In questo caso i fumi escono al camino ad una temperatura di circa 40 °C. La condensazione avviene nella zona dello scambiatore in cui entra la temperatura di ritorno dall’impianto termico, più fredda rispetto alla temperatura dell’acqua di mandata.

Le caldaie a condensazione sono anche modulanti: consentono una variazione della potenza termica fornita.

Quanto minore è la temperatura di ritorno dall’impianto tanto maggiore sarà la condensazione e quindi il calore latente recuperato.

L’abbinamento con sistemi di riscaldamento a bassa temperatura (quali impianti a pavimento) è quindi ottimale per ottenere con questa tipologia di caldaie il maggior rendimento possibile.

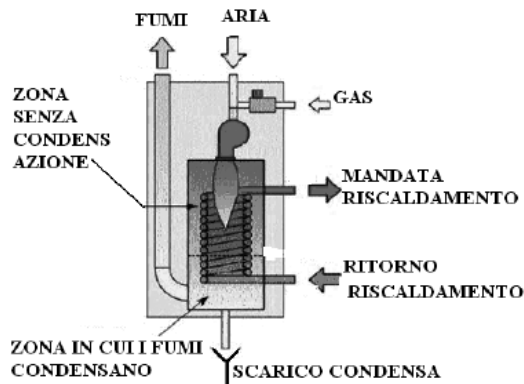


Figura 1.5. Schema di caldaia a condensazione

Prospetto 1.3. Rendimenti tipici delle caldaie

Tipologia caldaia	Rendimento in condizioni nominali	Rendimento a carico parziale
Standard	da 86,6 ad 88,7	da 83,9 a 86,9
Standard ad alta efficienza	da 89,5 a 91,0	da 89,5 a 91,0
A condensazione	da 92,3 a 93,3	da 98,3 a 99,3

Le caldaie a premiscelazione

Nelle caldaie a premiscelazione è presente un particolare bruciatore che permette una combustione sempre ottimale con proporzionamento costante tra il combustibile e l'aria. In tal modo il rendimento si mantiene al di sopra del 90% per un ampio campo della potenza di funzionamento.

Caldaie a temperatura scorrevole

Le Caldaie a Temperatura Scorrevole permettono di ottenere elevati valori del rendimento medio stagionale, grazie al loro funzionamento caratterizzato da una temperatura variabile, funzione della richiesta di carico dell'impianto. Questo viene ottenuto con la produzione fluido termovettore anche a bassa temperatura (fino a circa 30 °C), utilizzo di bruciatori multistadio con regolazione automatica della portata d'aria; possibilità di accoppiare bruciatori modulanti con regolazione dell'aria comburente e regolazione continua del rapporto aria-combustibile.

Capitolo 2

Le perdite di carico**2.1. L'equazione di Darcy-Weisbach per le perdite distribuite**

Se consideriamo il moto uniforme di un fluido in un condotto orizzontale a sezione costante (figura 2.1.) osserviamo che si verifica, con riferimento ad una lunghezza L unitaria, un abbassamento della pressione statica pari a Y_c dovuta alla resistenza di attrito che incontra il fluido nel suo movimento.

Questo abbassamento di pressione viene chiamato *perdita di carico*. Nella letteratura tecnica l'equazione universalmente accettata per il calcolo delle perdite di carico è quella di Darcy-Weisbach:

$$Y_c = \lambda L v^2 / 2 g D \quad [1]$$

dove:

- Y_c = metri di colonna di fluido;
- λ = fattore di attrito [numero puro];
- v = velocità [m/sec];
- L = lunghezza tubazione [m];
- D = diametro interno tubo [m];
- g = accelerazione di gravità [m/sec²].

E passando da Y_c (metri di colonna di fluido) alla caduta di pressione ΔP :

$$\Delta P = \rho g Y_c \quad [2]$$

- ρ = massa volumica del fluido [Kg/m³].

Il fattore di attrito λ dipende dal regime di moto che è determinato dal numero di Reynolds R dove:

$$R = V D \rho / \mu \quad [3]$$

- μ = viscosità dinamica [N · sec/m²] oppure [Pa · sec].

Se introduciamo la viscosità cinematica ν c'è la relazione:

$$\nu = \mu / \rho \quad [4]$$

- ν = viscosità cinematica [m²/sec].

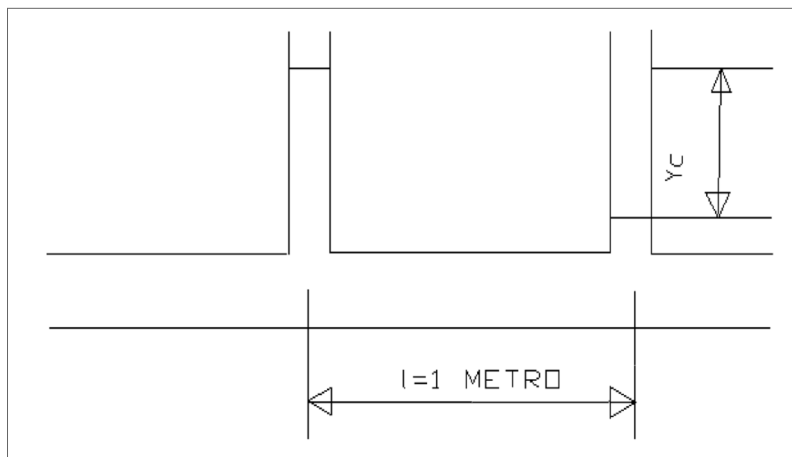


Figura 2.1.

2.2. La viscosità

La viscosità dinamica è una proprietà fisica dei fluidi ed è una misura della resistenza di attrito interna. Nei liquidi diminuisce mentre nei gas aumenta, all'aumentare della temperatura. Nei liquidi, inoltre, si può considerare indipendente dalla pressione ed anche nei gas, per pressioni lontane da quella critica. Unità di misura della viscosità dinamica è il centipoise = 1 millipascal x sec; quella della viscosità cinematica è il centistokes = 10^{-6} m²/sec. Unità di misura pratica è il grado Engler. Tra gradi Engler e centistokes c'è la relazione:

$$\nu \text{ [cst]} = 7,32 E - 6,31 / E \quad [5]$$

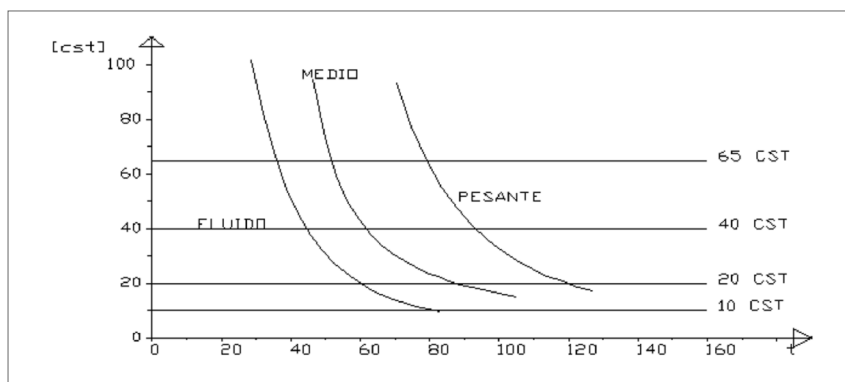


Figura 2.2.

Nella figura 2.2. è rappresentata la viscosità cinematica di oli combustibili rispettivamente fluido, medio, pesante, al variare della temperatura. Si noti il campo di funzionamento dei bruciatori:

- 10-20 cst bruciatori ad atomizzazione meccanica;
- 20-40 cst bruciatori civili;
- 20-40 cst bruciatori con atomizzatore a vapore;
- 40-65 cst bruciatori con atomizzatore a coppa rotante.

Si può notare, ad esempio come un olio pesante può essere bruciato in un bruciatore civile solo quando raggiunge una temperatura di 100-110 °C.

2.3. Il moto laminare

Il moto laminare è stabile per numero di Reynolds inferiore a 2100. È il moto tipico dei fluidi viscosi; infatti all'aumentare della viscosità cinematica, a parità delle altre condizioni, diminuisce il numero di Reynolds. Se si pensa la vena fluida composta da filetti, questi nel moto laminare procedono parallelamente e per effetto della viscosità, si determinano delle azioni tangenziali di attrito. Si noti inoltre che in prossimità della parete, per effetto dell'attrito della stessa si viene a creare uno spessore di fluido praticamente fermo (*strato limite*). La distribuzione delle velocità nella sezione è fortemente variabile ed ha andamento parabolico, massimo al centro. Per il fatto che lo spessore dello strato limite è superiore alla altezza della rugosità superficiale della tubazione, la rugosità stessa non influenza la perdita di carico del moto laminare. Il fattore di attrito nel moto laminare viene espresso come:

$$\lambda = 64 / R \quad [6]$$

Sviluppando l'equazione [2] con il fattore di attrito espresso con la [6] si ha:

$$DP = 128 \mu L Q / \pi D^4 \quad [7]$$

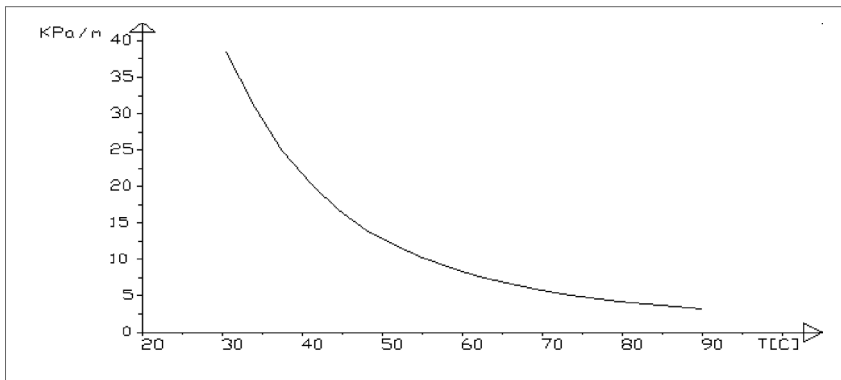


Figura 2.3.

Da questa equazione si può facilmente dedurre che nel moto laminare le perdite di carico sono proporzionali direttamente alla velocità o portata.

Poiché la viscosità cinematica diminuisce con l'aumentare della temperatura e viceversa, la potenza per il pompaggio dei fluidi viscosi aumenta al diminuire della temperatura. Nel grafico di figura 2.3. viene riportata la perdita di carico per un olio combustibile fluido, in funzione della temperatura, nelle condizioni: velocità = 1,5 m/s, diametro interno = 10 mm. Si può notare un forte abbassamento della viscosità all'aumentare della temperatura.

2.4. Il moto turbolento

Il moto turbolento si verifica per un numero di Reynolds $R > 4000$. Lo spessore dello strato limite risulta man mano inferiore alle asperità della superficie del tubo ed il moto è influenzato dalla rugosità. Le particelle fluide oltre ad avere una direzione di moto assiale e parallele fra loro hanno anche una componente perpendicolare che crea un disturbo reciproco. Ne risulta una distribuzione di velocità più uniforme. L'andamento delle velocità è più disuniforme nel moto laminare che nel moto turbolento: questo significa che la velocità del fluido misurata al centro della tubazione differisce in modo sensibile dalla velocità media nel moto laminare, meno nel moto turbolento. Nel moto turbolento si possono distinguere due regioni: quella del moto turbolento completamente sviluppato, in cui il fattore di attrito dipende solo dalla rugosità relativa della tubazione e non più dal numero di Reynolds, e quella del moto di transizione in cui vi è l'influenza sul fattore di attrito sia del numero di Reynolds che della rugosità relativa. Il fattore di attrito nel moto turbolento può essere determinato con l'equazione implicita (intendendo che la relazione non può essere posta nella classica forma esplicita $Y = f(x)$).

$$1/\sqrt{\lambda} = -2 \log (RR/3,7 + 2,51/R\sqrt{\lambda}) \quad [8]$$

dove:

- $RR =$ rugosità relativa = ε / D ;
- $\varepsilon =$ rugosità assoluta tubazione.

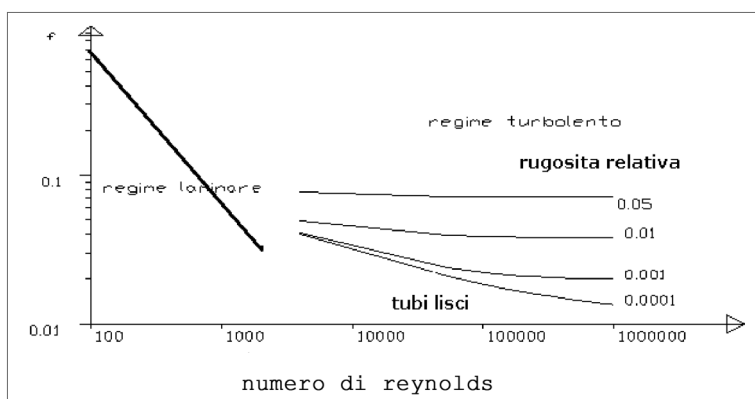


Figura 2.4.

In pratica, data la difficoltà della determinazione numerica del coefficiente d'attrito, si può ricorrere all'abaco di Moody, (figura 2.4.) che rappresenta graficamente il fattore d'attrito in funzio-

ne del numero di Reynolds. Nel moto laminare l'andamento del fattore di attrito sarà rappresentato da una retta (espressione [6]), ed è indipendente dalla rugosità della tubazione. Nel moto turbolento il fattore di attrito è funzione della rugosità relativa.

Il relativo andamento sarà rappresentato da curve, ciascuna caratterizzata da una rugosità relativa costante. Queste hanno andamento decrescente nel campo del moto di transizione mentre sono praticamente orizzontali nel campo del moto turbolento completamente sviluppato (valori del numero di Reynolds molto grande).

All'esame congiunto della [1] e della [8] si può quindi affermare che la perdita di carico dipende da:

- il tipo di fluido, in quanto la massa volumica e la viscosità sono proprietà del fluido in esame;
- la portata o la velocità della tubazione;
- il diametro interno del tubo;
- la rugosità del tubo;
- la temperatura, che influenza la viscosità e la massa volumica.

Non è quindi possibile rappresentare graficamente il legame fra la perdita di carico e tutte le variabili in gioco ma occorre esaminare la loro influenza una alla volta. L'esame viene fatto nel seguito per acqua.

2.5. Transizione moto laminare-moto turbolento

Il grafico di figura 2.5 rappresenta il campo di velocità e quello delle portate, in cui si verifica la transizione fra moto laminare e turbolento (relativamente ad acqua a 20 °C), in funzione del diametro.

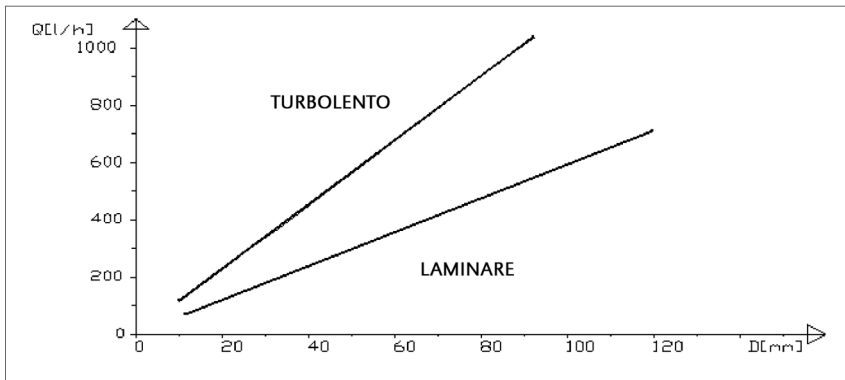


Figura 2.5.

Dall'esame della figura si può affermare che, nel campo usuale di portate e diametri, per acqua si verifica sempre il moto turbolento. Nel campo $R > 2100$ ed $R < 4000$ si ha il cosiddetto moto instabile: se la tubazione corre rettilinea senza disturbi alla corrente fluida rappresentati da curve, gomiti, saracinesche etc. si verifica il moto laminare, altrimenti si ha il passaggio al moto turbolento.

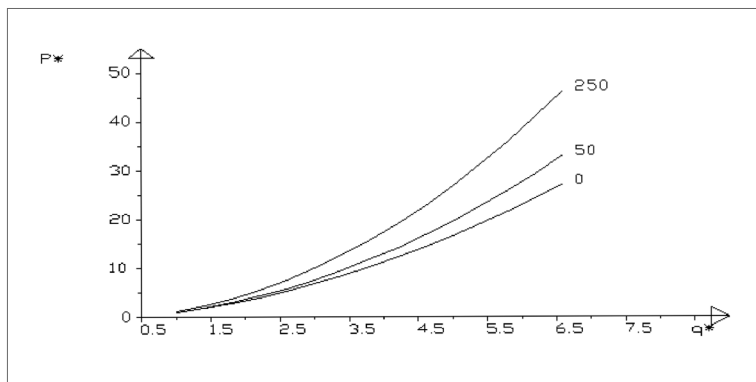


Figura 2.6.

2.6. Legame fra perdita e portata

La [1] esprime il concetto che la perdita di carico è proporzionale al quadrato della velocità e quindi anche se introduciamo in essa la portata rimane il legame quadratico fra perdita e portata. A parità di temperatura e diametro vi è la relazione:

$$Y = K Q^2 L \quad [9]$$

In realtà poiché il fattore di attrito non è costante tale legame quadratico si verifica solo nel campo della turbolenza completa mentre in quello del moto di transizione l'esponente non è più 2 ma inferiore (ad esempio nel caso dei tubi lisci circa 1.785).

Il grafico di figura 2.6. riporta l'andamento della perdita di carico per la tubazione 1" UNI 8863 serie media nelle seguenti condizioni:

- temperatura = 15 °C;
- [A] rugosità assoluta = 0 micron;
- [B] rugosità assoluta = 50 micron;
- [C] rugosità assoluta = 250 micron.

Il grafico è così costruito: la perdita = P_{rif} è calcolata alla rugosità assoluta pari a zero ed alla portata q_r , quella corrispondente ad una velocità di 0,5 m/sec. In ascissa viene rappresentato q^* , rapporto fra la portata e la portata di riferimento q_r , in ordinata p^* rapporto, per ognuna delle tre curve fra la perdita alla relativa rugosità e la perdita P_{rif} . È evidente dall'esame del grafico il legame quasi quadratico fra l'ordinata e l'ascissa. Un legame quadratico significa che ad un raddoppio della portata consegue un aumento della perdita di circa quattro volte e della potenza idraulica di circa otto. Si ricorda infatti che la potenza idraulica W_h è esprimibile con la relazione:

$$W_h = \rho g Q H \quad [10]$$

dove:

- Q = portata volumetrica;
- H = prevalenza;
- ρ = massa volumica.

È possibile notare che all'aumentare della rugosità assoluta il legame fra ordinata ed ascissa si fa sempre più vicino alla legge quadratica. L'aumento della rugosità, infatti, fa sì che il regime idraulico si sposti verso la regione del moto turbolento completamente sviluppato, in cui il coefficiente di attrito è costante. Nell'equazione [1], quindi, la perdita è funzione perfettamente quadratica rispetto alla velocità o portata. Differente è quindi il comportamento dei tubi lisci come rame e plastica rispetto a quelli ruvidi come ferro, ghisa, etc. Nei primi l'aumento di perdita all'aumentare della portata è minore.

2.7. L'influenza della temperatura

La temperatura influisce in due modi sulle perdite di carico: al variare di questa variano infatti sia la viscosità che la massa volumica del fluido. Al riguardo diverso è il comportamento tra i liquidi, in cui la viscosità diminuisce con la temperatura mentre la massa volumica non subisce forti variazioni, ed i gas, in cui la viscosità aumenta con la temperatura mentre la massa volumica ha invece sensibili variazioni.

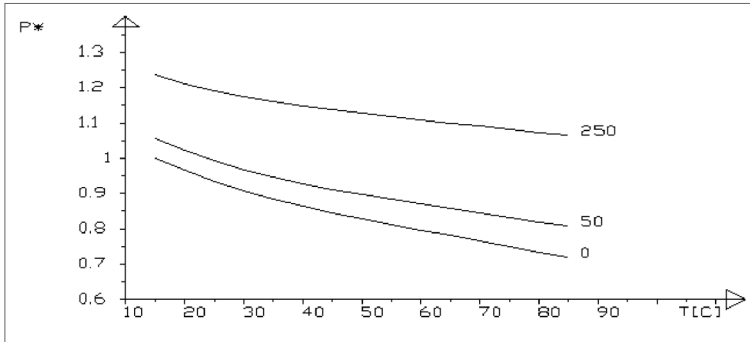


Figura 2.7.

Nel grafico di figura 2.7. è riportato p^* , rapporto fra la perdita a temperatura = T e quella a di riferimento $Prif$. La perdita di riferimento è presa nelle condizioni: Temperatura = 5 °C, rugosità assoluta = 0, velocità pari a 1,5 m/sec. I grafici riportano le tre condizioni:

- [A] rugosità assoluta = 0 micron;
- [B] rugosità assoluta = 150 micron;
- [C] rugosità assoluta = 250 micron.

Si può notare che:

- la perdita diminuisce all'aumentare della temperatura;
- all'aumentare della rugosità questa diminuzione si attenua.

Si può desumere che la variazione di perdita di carico con la temperatura è meno accentuata nei tubi rugosi in confronto a quelli lisci. La spiegazione di questo è nel fatto che la maggiore rugosità sposta il regime di moto idraulico più vicino alla zona di turbolenza completa, dove il fattore di attrito non varia più con il variare del numero di Reynolds. Si tenga infatti ancora presente che la temperatura, attraverso la viscosità, influenza il numero di Reynolds. Nella regione della turbolenza completa è solo la variazione di massa volumica che influenza la variazione di perdita di carico al variare della temperatura.

2.8. Influenza del diametro

Se si sviluppa la [1] tenendo conto del legame fra velocità e portata si ottiene la seguente equazione:

$$Y = K Q^2 L / D^5 \quad [11]$$

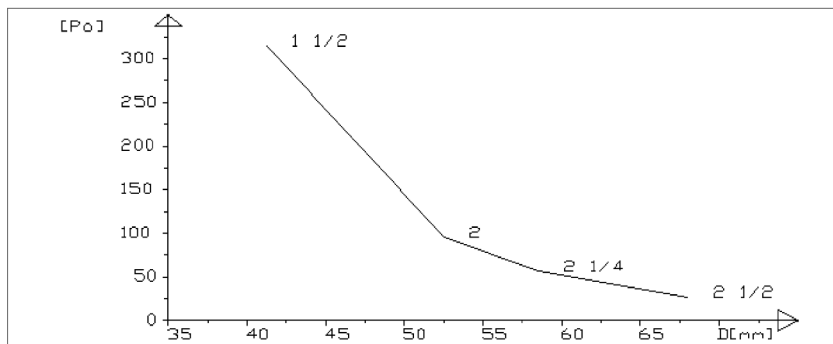


Figura 2.8.

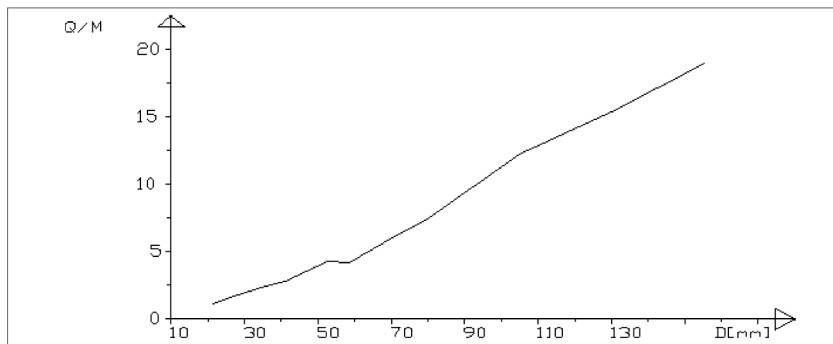


Figura 2.9.

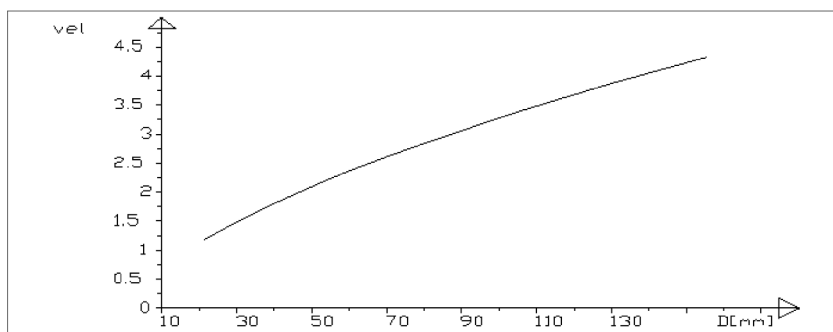


Figura 2.10.

Si può pertanto desumere la forte influenza del diametro, a parità di altre condizioni, sulla perdita di carico. Nel grafico di figura 2.8. viene riportata la perdita di carico, relativamente alle tubazioni specificate, serie UNI 8863 media, in funzione del diametro interno, espresso in millimetri, nelle condizioni:

- temperatura = 15 °C;
- rugosità assoluta = 46 micron;
- portata = 20 m³/h.

È evidente la forte diminuzione di perdita all'aumentare del diametro.

Se, nella [1], si considera una perdita costante, vi è un legame fra la portata ed il diametro. Il grafico di figura 2.9., costruito con questa logica, riporta l'andamento del rapporto portata-peso della tubazione, espresso in [m³/h · Kg], in funzione del diametro, nelle condizioni:

- perdita di carico 1000 Pa/m;
- rugosità assoluta pari a 0 micron;
- temperatura = 15 °C.

Dall'esame del grafico si può dedurre che tanto maggiore è il diametro tanto più è favorevole il rapporto fra la portata e il peso di tubazione, quindi minore il costo per far defluire una stessa portata. La figura 2.10. presenta, nelle stesse condizioni precedenti, l'andamento della velocità in funzione del diametro. Anche qui si può osservare che, ad una stessa perdita di carico, corrispondono velocità crescenti all'aumento del diametro.

2.9. Il diametro ottimale

Lo studio della maggiore convenienza economica di una tubazione a convogliare una data portata può essere basato sulla condizione: costo totale = costo energia + costo annuo tubazione = minimo. Si supponga che:

- la spesa di installazione sia costante per diametri vicini;
- il costo annuo della tubazione, CTA, venga calcolato con l'espressione seguente della matematica finanziaria:

$$CTA = p \cdot CT \quad [12]$$

dove:

- p = rata annuale rappresentante l'ammortamento in n anni al tasso d'interesse i;
- CT = costo tubazione [€/m].

$$p = (1 + i)^n \cdot i / [(1 + i)^n - 1] \quad [13]$$

il costo dell'energia venga calcolato come:

$$CE = \text{€} \cdot W \cdot h / \eta \quad [14]$$

dove:

- CE = costo energia [€/Kwh];
- € = costo in euro del kilowattora;
- η = rendimento del sistema nei confronti dell'energia elettrica assorbita;
- Wh = potenza idraulica persa per attrito da 1 metro di tubazione;
- h = ore annue di funzionamento.

Il grafico di figura 2.11. riporta l'andamento del costo totale in funzione della portata per le tubazioni UNI 8863 serie media rispettivamente 2", 1 1/2", 1 1/4", nelle condizioni: ore annue di funzionamento 3650, costo KWh = 0,15 €, anni 5 di ammortamento, temperatura fluido = 15 °C. Si può osservare che:

- le curve partono tutte (anche se il grafico non rappresenta questa parte), per una portata pari a zero, da un costo uguale al costo del tubo;
- l'incremento del costo totale (la pendenza delle curve) è maggiore per i tubi di diametro più piccolo (maggiori perdite), minore per quelli di diametro maggiore;
- la maggiore convenienza si verifica per ogni diametro in un certo campo di portate.

In questo caso:

- la tubazione 1 1/4" è più conveniente, ha cioè il costo totale più basso, per una portata inferiore a quella del punto A (4,13 m³/h);
- la tubazione 1 1/2" è più conveniente nel campo di portate fra i punti A e B (fra 4,13 e 5,97 m³/h);
- la tubazione 2" è più conveniente per portate superiori a quella del punto B (maggiore di 5,97 m³/h).

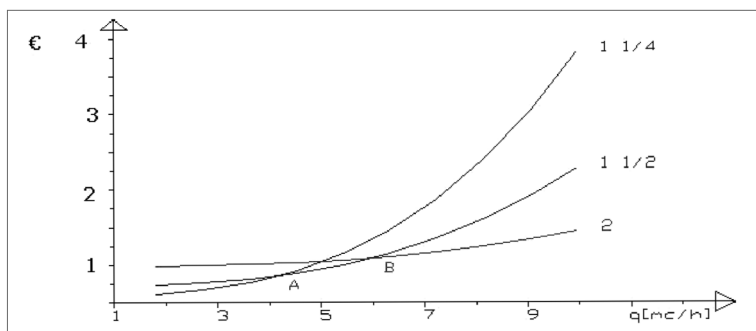


Figura 2.11.

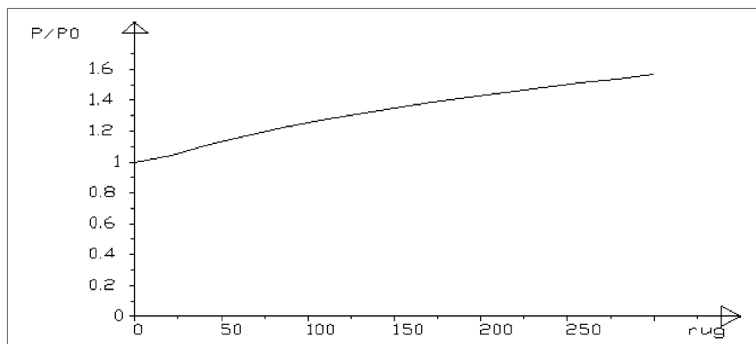


Figura 2.12.

2.10. Influenza della rugosità

Il grafico di figura 2.12. riporta l'andamento del rapporto P_r/P_0 cioè della perdita P ad una rugosità determinata e quella del tubo perfettamente liscio, P_r , per la tubazione UNI 8863 serie media 1/2", per le condizioni: temperatura dell'acqua = 15 °C, velocità = 1,5 m/sec.

Vi è quindi un aumento della perdita all'aumentare della rugosità. I tubi rugosi hanno una perdita maggiore di quelli lisci e, inoltre, il sorgere delle incrostazioni con il tempo nelle tubazioni producono un aumento della rugosità che si traduce, fra l'altro, in un aumento delle perdite di carico.

2.11. Le perdite concentrate

La perdita concentrata è quella che si realizza in corrispondenza di discontinuità della tubazione come curve, gomiti, restringimenti, etc. Il “disturbo” arrecato al flusso della corrente provoca dei vortici localizzati che comportano una perdita di energia cinetica. La perdita localizzata Y_1 (in metri di colonna di fluido) viene infatti calcolata con l'espressione:

$$Y_1 = k V^2 / 2g$$

dove il termine k è un numero puro che dipende dal tipo di discontinuità. Nel singolo tratto se il diametro e la portata sono costanti sarà uguale la velocità. Il calcolo della perdita concentrata deve pertanto essere fatto tratto per tratto, sommando per ciascuno tutti i relativi valori di k al fine dell'uso della formula di cui sopra. Mentre quindi il calcolo delle perdite distribuite comporta, ai fini del calcolo automatico, un minimo impegno, quello delle perdite concentrate è senz'altro più laborioso per l'esame dello sviluppo della tubazione ai fini di individuare tutte le perdite localizzate presenti. Bisogna poi aggiungere che il termine k non è indipendente dalle dimensioni della tubazione ed assume valori diversi in dipendenza dei diversi diametri, il che rende ancora più difficoltoso il calcolo. Diversamente devono essere considerati quelle che sono pure perdite concentrate, quelle relative al valvolame. Pur essendovi nei manuali dei coefficienti relativi ai vari tipi di valvole è più opportuno fare riferimento ai cataloghi dei costruttori. Questo tipo di perdita può essere rappresentata con l'espressione analitica:

$$P_v = K Q^m$$

Un metodo molto diffuso per la determinazione delle perdite di carico concentrate è quello della lunghezza equivalente, definita come quella lunghezza che dà una perdita distribuita pari a quella concentrata. Ai fini del calcolo alla lunghezza geometrica della tubazione viene a sommarsi quella equivalente per le perdite concentrate, dando un'unica lunghezza denominata *virtuale*. La perdita di carico del tratto è quella derivante dal calcolo della perdita distribuita relativamente alla lunghezza non geometrica ma virtuale.

2.12. Applicazioni con il calcolo elettronico

Il coefficiente di attrito λ nel moto turbolento può essere espresso, con una approssimazione del 5% con l'espressione esplicita:

$$\lambda = 0,0055 (1 + (20000 \varepsilon / D + 10^6 / R)^{1/3}) \quad [15]$$

dove:

- ε = rugosità assoluta;
- R = numero di Reynolds;
- D = diametro interno.

L'impostazione dei calcoli relativi alle perdite di carico può essere fatta su un foglio elettronico con relativa semplicità. Il procedimento si impenna sul calcolo del coefficiente di attrito, secondo l'espressione [15] e che è valida per tutti i fluidi. L'unica differenza ai fini del calcolo fra un fluido e l'altro è nella diversità dei valori di massa volumica e di viscosità cinematica. Se si intende esprimere, per un dato fluido il calcolo della perdita al variare della temperatura, occorre impostare ulteriormente l'espressione analitica di massa volumica e viscosità cinematica del fluido in funzione della stessa temperatura. Si riporta infine il prospetto relativo all'impostazione del calcolo tramite un noto foglio elettronico (prospetto 2.1).

- *Calcolo di progetto a perdita costante.* La determinazione del diametro, assegnato la perdita, implica una routine di calcolo ricorsiva. In questo caso, stabilita la serie di tubazioni, partendo dal minimo di diametro, si effettua iterativamente il calcolo della perdita incrementando il valore del diametro, finché la perdita calcolata soddisfi il valore assegnato di perdita.
- *Calcolo di progetto a velocità limite.* è un criterio analogo al precedente. Sempre per tentativi, partendo dal diametro minimo della serie selezionata, si determinerà il diametro tale che: $V \text{ tratto} < V \text{ assegnata}$.

Prospetto 2.1.

Temperatura	C	20
Rugosità assoluta	micron	50
Portata	l/h	1000
Lunghezza	metri	1
Diametro	mm	12
Kappa		1
RISULTATI		
Viscosità	Cst	0,994
Massa volumica	Kg/m ³	998,15
Kappa		1
Velocità	m/s	2,46
Reynolds		29689
Rug rel		0,004
Lamda		0,0324
Y	metri	0,8316
Perd distr	Pascal	8143
Perd conc	Pascal	3016
Perdite totali	Pascal	11159
Perdite totali	M H ₂ O	1,445

2.13. Il software per il calcolo delle perdite di carico di tubazioni

Nel software **TUTTELERETI**, dal menu **[AMBIENTE]**, sono accessibili due moduli, uno per il calcolo delle perdite di carico di tubazioni per acqua.

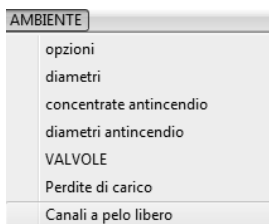


Figura 2.13. I moduli Perdite di carico e canali

La videata del primo modulo elencato è nella figura 2.14. È possibile il calcolo di verifica della tubazione, secondo le condizioni specificate, selezionando la tubazione dall'elenco tubazioni. È possibile il calcolo di progetto selezionando la serie TUBI.

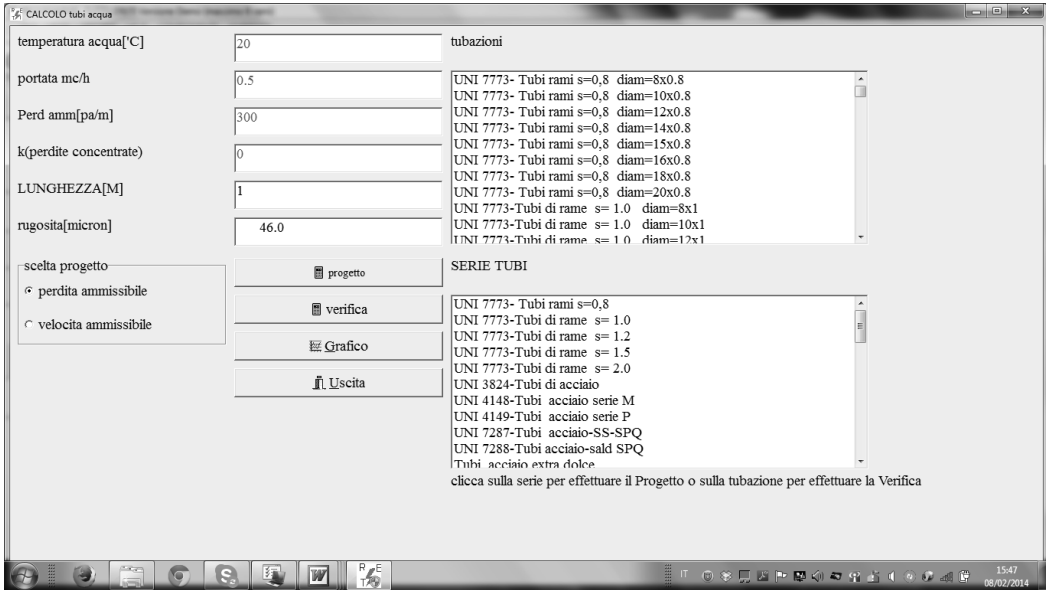


Figura 2.14. La videata per il calcolo delle perdite di carico per acqua

2.14. I canali a pelo libero

Nei canali a pelo libero una parte della sezione della tubazione è esposta alla pressione atmosferica ed il moto avviene per forza di gravità ossia per la pendenza stessa del canale. La perdita di carico nel tratto è uguale alla variazione di quota geometrica che è legata alla pendenza.

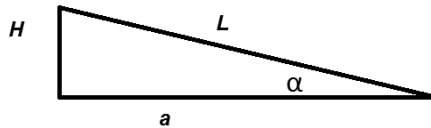
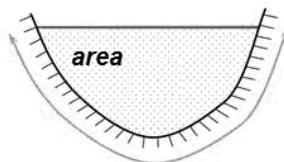


Figura 2.15

Si faccia riferimento alla figura 2.15. Il canale ha lunghezza L e una pendenza individuata dall'angolo α . La quota H vale pertanto $H = L \sin \alpha$. Per l'essere α molto piccolo $\sin \alpha = \tan \alpha$, che è la pendenza p del canale, quindi $H = L p$. Le perdite di carico HW del tratto L sono $= HW1 L$, dove $HW1$ sono le perdite di carico unitarie. Pertanto $HW1 = p$.



PERIMETRO BAGNATO

Figura 2.16

Formule per il calcolo della velocità dell'acqua

Formula di Chezy

$$V = \chi \sqrt{Ri J}$$

Dove:

- Ri = raggio idraulico = area/perimetro bagnato;
- J = pendenza del canale;
- V = velocità media nella sezione.

$$\chi = 87 / (1 + \gamma / \sqrt{R})$$

dove γ = coefficiente che dipende dalla tubazione.

È ovvio che $Q = V A$.

Formula di Manning

$$V = 1 / n R i^{2/3} J^{1/2}$$

dove n = coefficiente che dipende dalla tubazione.

Pvc canali circolari

$$V = -2 \sqrt{2g D j} \cdot \log (0,0025 / 3,7 D + 2,51 \cdot 1,31 \cdot 10^{-6} / D \sqrt{2g D j})$$

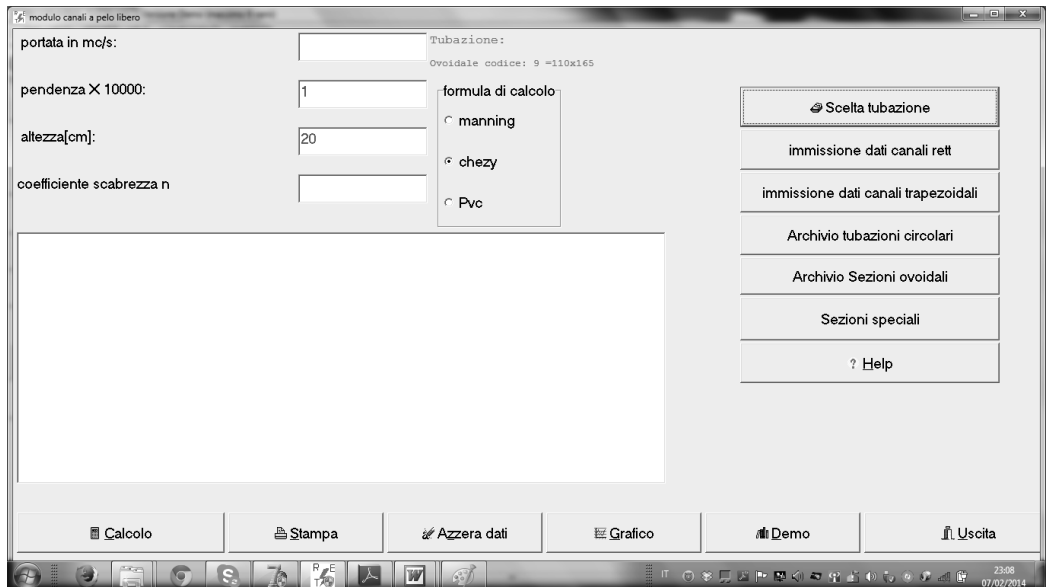


Figura 2.17. La videata del modulo canali