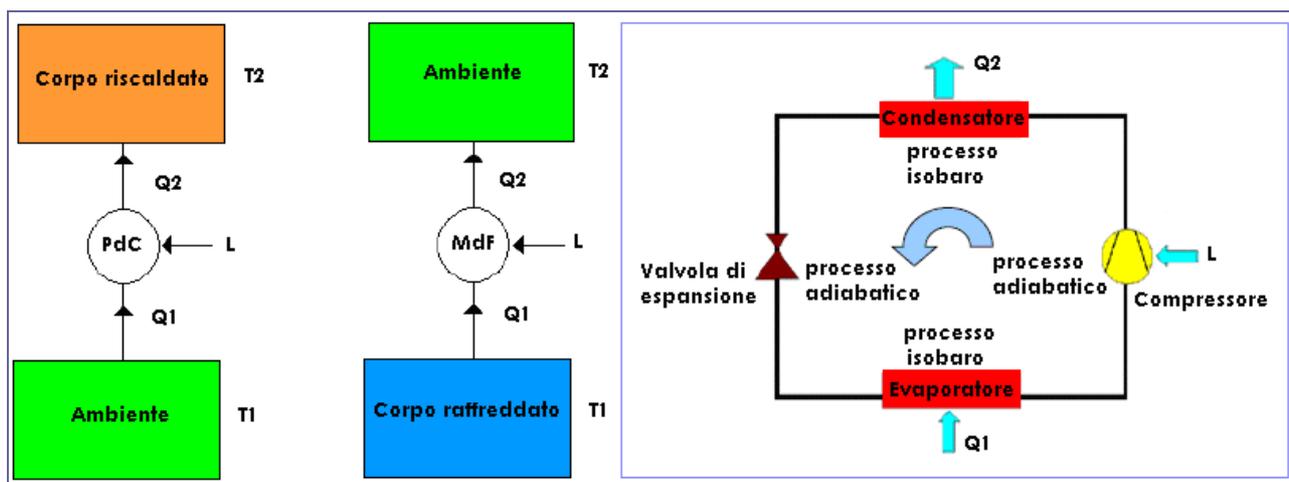


## L'USO TERMICO DELLA RISORSA NATURALE SUOLO

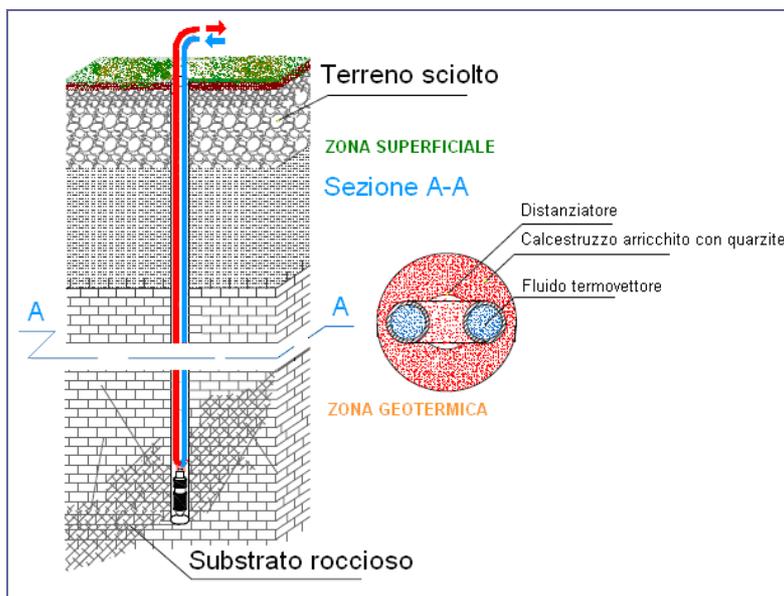
(Luigi Fanizzi - ECOACQUE®)

La crescente esigenza di raffrescare gli ambienti nel periodo estivo, oltre che riscaldarli nella stagione invernale, ha portato, negli ultimi anni, alla diffusione delle pompe di calore invertibili (macchine, cioè, anche per il freddo; cd PdC/MdF; Fig. 1), ossia di macchine termodinamiche, in grado di sottrarre calore dall'edificio per cederlo all'ambiente esterno in estate e, viceversa, in inverno (l'efficienza di queste macchine è significativamente influenzata dal dislivello termico di temperatura tra ambiente interno e sorgente esterna). Un grosso limite delle pompe di calore, che utilizzano l'aria come sorgente esterna, è che in inverno la temperatura esterna risulta più bassa quando maggiore è la richiesta di calore per riscaldare (A. Baietto et Al., 2010). Un'efficace alternativa all'aria, come sorgente esterna di calore, è offerta dal terreno (fonte di energia *geotermica, rinnovabile*, fortemente incentivata dalla Direttiva Europea 2009/28/CE, recepita dal recente D. Lgs. 3 marzo 2011, n. 28).



**Fig. 1** – Funzionamento di una pompa di calore in riscaldamento (PdC) e in raffreddamento (MdF).

Il terreno, infatti, presenta alcune caratteristiche molto favorevoli: a causa della sua elevata inerzia termica, già a moderata profondità risente poco delle fluttuazioni termiche giornaliere e stagionali (si può considerare la sua temperatura, praticamente, costante per tutto l'arco dell'anno). L'accoppiamento della pompa di calore, direttamente al terreno, come sorgente termica esterna, può essere realizzato, così, mediante tubazioni, a circuito chiuso (Fig. 2), inserite in perforazioni effettuate nello stesso e percorse da un fluido *termovettore* (cd sonde geotermiche verticali, che altro non sono che particolari tipologie di scambiatori di calore).



**Fig. 2** – Schema di sonda geotermica verticale (SGV).

La quasi totalità dei metodi, disponibili in letteratura, per il dimensionamento delle sonde geotermiche, si basa sulla relazione, sintetica, di scambio termico in regime stazionario (M. De Carli et Al., 2011):

$$L = \frac{q \cdot R}{(t_g - t_w)} \quad (1)$$

dove:

**L** è la lunghezza totale della sonda [m];

**q** è il flusso termico medio scambiato tra fluido *termovettore* della singola sonda e terreno [W];

**R** è la resistenza termica equivalente offerta dal terreno per unità di lunghezza della sonda [(m·K)/W];

**t<sub>g</sub>** è la temperatura media del sottosuolo non influenzato dalla presenza della sonda [°C];

**t<sub>w</sub>** è la temperatura media del fluido *termovettore* che alimenta la sonda geotermica [°C].

Attualmente, una delle metodologie analitiche più utilizzate (prevista anche dalla recente norma UNI 11466:2012) per il dimensionamento di sonde geotermiche verticali (cd SGV) è quella proposta dall'ASHRAE (definita metodo ASHRAE) che utilizza il metodo sviluppato da L.R. Ingersoll ed Altri (1954) e ripreso, con implementazioni, da S.P. Kavanaugh e K. Rafferty (1997). Le equazioni sono basate sul modello a sorgente cilindrica (H.S. Carslaw e J.C. Jaeger, 1947) ed adeguate all'impiego di sonde geotermiche tramite l'introduzione di una serie di parametri costruttivi degli scambiatori. I parametri progettuali, che vengono considerati nel metodo ASHRAE sono (S. Basta e F. Minchio, 2008):

- Temperature del terreno indisturbato e del fluido in ingresso alla PdC/MdF sul lato sorgente;
- Portata e proprietà del fluido (*tipo, densità, viscosità, regime di flusso, conducibilità e diffusività termica*);
- Proprietà del suolo (*conducibilità e diffusività termica*);
- Proprietà dei tubi scambiatori (*numero per pozzo, diametro, disposizione, caratteristiche termiche del cd grout ossia del riempimento*);
- Caratteristiche del campo di sonde (*numero, distanza, disposizione, tipo di circuitazione*);
- Carichi termici e frigoriferi dei giorni di progetto ed ore equivalenti a pieno carico.

Vengono definite, quindi, due equazioni che permettono di ricavare, rispettivamente, una lunghezza complessiva della perforazione, necessaria all'inserimento delle sonde nel terreno, relative al riscaldamento (*inverno*):

$$L_c = \frac{q_a \cdot R_{ga} + (q_{lc} - W_c) \cdot (R_b + PLF_m \cdot R_{gm} + R_{gd} \cdot F_{sc})}{t_g - \left( \frac{t_{wi} + t_{w0}}{2} \right)_c - t_p} \quad (2)$$

ed al raffreddamento (*estate*):

$$L_h = \frac{q_a \cdot R_{ga} + (q_{lh} - W_h) \cdot (R_b + PLF_m \cdot R_{gm} + R_{gd} \cdot F_{sc})}{t_g - \left( \frac{t_{wi} + t_{w0}}{2} \right)_c - t_p} \quad (3)$$

dove:

**c** ed **h** sono i pedici che indicano il funzionamento estivo (*cooling*) ed invernale (*heating*);

**L<sub>c</sub>** ed **L<sub>h</sub>** sono le lunghezze totali della perforazione necessarie rispettivamente per raffreddare (*estate*) e riscaldare (*inverno*), l'edificio [m];

**q<sub>a</sub>** è il flusso termico medio, scambiato con il sottosuolo, in un anno [W];

**q<sub>lc</sub>** e **q<sub>lh</sub>** sono i carichi termici di progetto necessari per raffreddare ( $q_{lc} < 0$ ) e riscaldare ( $q_{lh} > 0$ ) [W];

**W<sub>c</sub>** e **W<sub>h</sub>** sono le potenze elettriche assorbite dal compressore della PdC/MdF, in corrispondenza del carico di progetto [W];

**PLF<sub>m</sub>** è il fattore, adimensionale, di "carico/parzializzazione" mensile [-];

**F<sub>sc</sub>** è il fattore, adimensionale, di perdita, legato al possibile cortocircuito termico in sonda tra tubo di mandata e ritorno [-];

**t<sub>g</sub>** è la temperatura del sottosuolo non influenzato dalla presenza della sonda [°C];

- $t_p$  è la temperatura di penalizzazione, che sintetizza l'influenza termica tra le sonde attraverso il terreno [°C];
- $t_{wi}$  e  $t_{wo}$  sono le temperature di mandata e di ritorno del fluido che alimenta le sonde geotermiche, in condizioni di progetto, sempre nei due casi: estate (pedice "c") ed inverno (pedice "h") [°C];
- $R_b$  è la resistenza termica per unità di lunghezza della sonda, tra fluido e bordo sonda [(m·K)/W];
- $R_{ga}$  è la *resistenza equivalente*, per unità di lunghezza del terreno, impulso annuale [(m·K)/W];
- $R_{gm}$  è la *resistenza equivalente*, per unità di lunghezza del terreno, impulso mensile [(m·K)/W];
- $R_{gd}$  è la *resistenza equivalente*, per unità di lunghezza del terreno, impulso giornaliero [(m·K)/W].

La lunghezza totale, delle sonde da installare, corrisponde alla maggiore delle due risultanti tra il riscaldamento ed il raffreddamento (i flussi termici, i carichi dell'edificio e le penalizzazioni in temperatura, sono da considerarsi positivi in regime di riscaldamento e negativi in quello di raffreddamento). Nelle equazioni (2) e (3), il processo di trasferimento del calore viene analizzato in due regioni separate (A. Zarrella, 2009):

- la prima è la regione terreno/roccia attorno al pozzo;
- la seconda è la porzione, interna al pozzo, contenente il materiale di riempimento, le sonde verticali ed il fluido termovettore.

Per queste regioni, vengono rispettivamente calcolate due tipi di resistenze termiche (Fig. 3):

- 1) una associata agli impulsi temporali di calore nel terreno (*resistenza del terreno*);
- 2) l'altra è riferita alla resistenza cumulativa del fluido termovettore, dei tubi e del materiale di riempimento del pozzo (*resistenza del pozzo*).

Nella prima regione, il processo di trasferimento del calore viene trattato come transitorio, mentre nella seconda, per semplicità, il processo viene considerato come stazionario. La resistenza termica del terreno per unità di lunghezza è calcolata in funzione del periodo di tempo in cui un particolare impulso di calore viene applicato. Vengono considerati, a tal proposito, tre diversi impulsi di calore relativi a (A. Zarrella, 2009):

- 1) i flussi termici annuali netti ( $q_a$ );
- 2) i flussi termici mensili durante il mese di progetto ( $q_l \cdot PLF_m$ );
- 3) i flussi massimi di calore durante brevi periodi di tempo nell'arco del giorno di progetto ( $q_p$ ).

Il calcolo di questi impulsi di calore permette di ricavare, attraverso il metodo a sorgente cilindrica, le resistenze termiche associate rappresentate rispettivamente da  $R_{ga}$ ,  $R_{gm}$  ed  $R_{gd}$ .

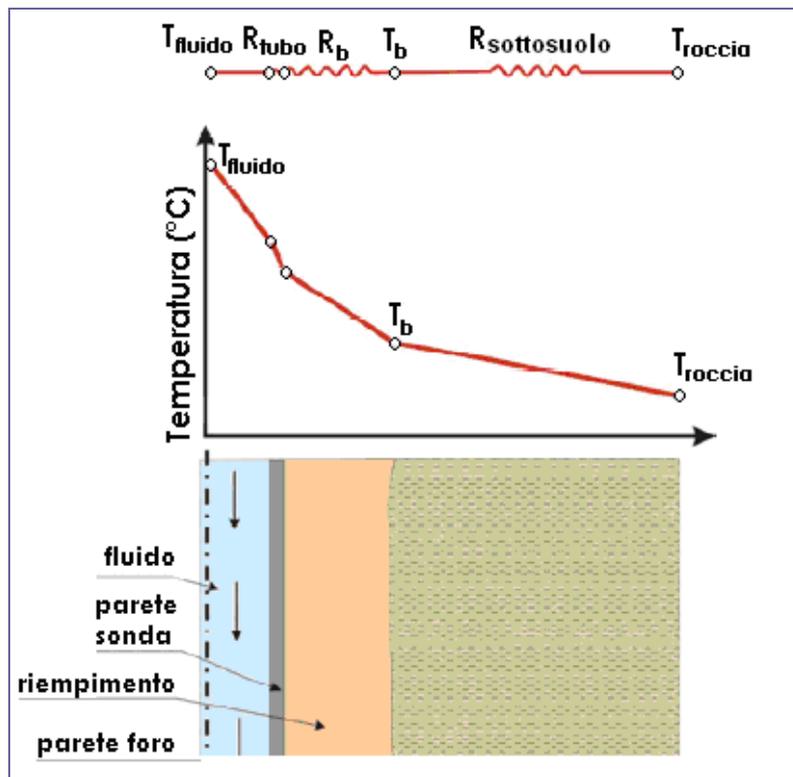


Fig. 3 – Resistenze termiche presenti in una sonda geotermica.

Il carico termico medio annuale assorbito o ceduto dal terreno, si calcola nel modo seguente:

$$q_a = \frac{q_{lc} \cdot \frac{COP_c + 1}{COP_c} \cdot h_c + q_{lh} \cdot \frac{COP_h - 1}{COP_h} \cdot h_h}{8760} \quad (4)$$

dove  $h_c$  ed  $h_h$  sono le ore equivalenti a pieno carico (rapporto tra il fabbisogno energetico stagionale e la potenza massima). I valori di  $COP_c$  e  $COP_h$  (Coefficient Of Performance o Coefficiente di Effetto Utile), sono scelti in base alla temperatura di ingresso alla PdC/MdF (dato di progetto), calcolati secondo la UNI TS 11300-4, facendo uso dei dati del costruttore della macchina ideale di Carnot:

**raffrescamento:** 
$$COP_c = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

dove:

$T_1$  = temperatura della sorgente fredda (del luogo dove è previsto il condizionamento) [K];

$T_2$  = temperatura della sorgente calda (ambiente) [K].

**riscaldamento:** 
$$COP_h = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

dove:

$T_1$  = temperatura alla sorgente fredda (dell'ambiente) [K];

$T_2$  = temperatura della sorgente calda (del luogo dove è previsto il riscaldamento) [K].

Il fattore di "carico/parzializzazione",  $PLF_m$  (adimensionale), è molto simile ad un fattore di utilizzazione e si definisce nel seguente modo (sia per l'inverno che per l'estate):

$$PLF_m = \frac{\text{Ore equivalenti (a pieno carico) nel mese di progetto}}{\text{Ore al giorno} \cdot \text{Giorni al mese}} \quad (5)$$

Per il calcolo della differenza tra i carichi di progetto ( $q$ ) e le potenze elettriche assorbite ( $W$ ), si fa uso delle relazioni semplificate (mod. S.P. Kavanaugh e K. Rafferty, 1997):

$$(q_{lc} - W_c) = -q_{lc} \cdot \left(1 + \frac{1}{COP_c \cdot C_{fc}}\right) \quad (6)$$

$$(q_{lh} - W_h) = q_{lh} \cdot \left(1 - \frac{1}{COP_c \cdot C_{fc}}\right) \quad (7)$$

dove

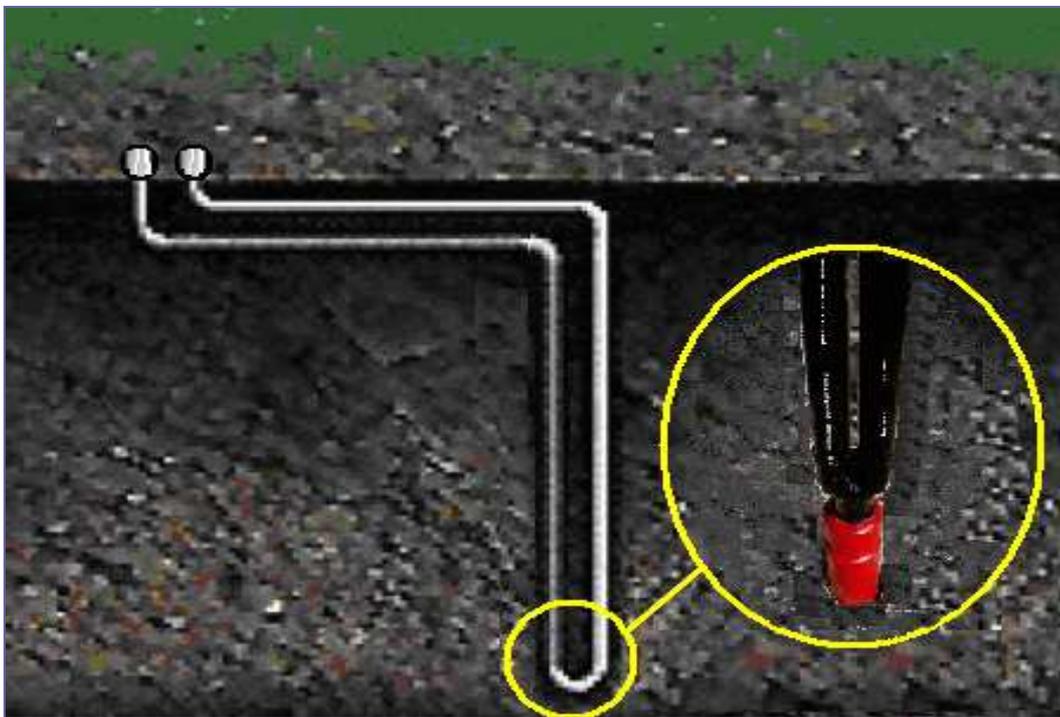
$q_{lc} < 0$  carico di progetto necessario per raffrescare l'edificio [W];

$q_{lh} > 0$  carico di progetto necessario per riscaldare l'edificio [W];

$C_{fc} = 0,57 + 0,16 \cdot \ln(COP_c)$  coefficiente adimensionale funzione del coefficiente di performance;

$C_{fh} = 0,57 + 0,16 \cdot \ln(COP_h)$  coefficiente adimensionale funzione del coefficiente di performance.

Il fattore di corto circuito  $F_{sc}$  è determinato in funzione del tipo di sonda e del collegamento con la "portata specifica" del campo geotermico (riferita alla potenza nominale della macchina). Il suo valore medio varia, generalmente, da 1,01 a 1,06. Per singola sonda (Fig. 4), con semplice tubo ad U, si assume pari a 1,05 (all'interno del pozzo, vengono inseriti un tubo di mandata ed uno di ritorno, collegati sul fondo).



**Fig. 4** – Sonda geotermica verticale a singolo tubo ad U (particolare zavorra) .

Le temperature  $t_{wi}$  e  $t_{wo}$ , sono le temperature del fluido entrante ed uscente dalle sonde geotermiche nelle condizioni di progetto. Per la temperatura indisturbata del sottosuolo (Fig. 5),  $t_g$ , vale la legge che regola l'andamento nel tempo dell'onda di calore (SUPSI, 2002; F. Tinti, 2008):

$$t_g = t_{(z,t)} = T_0 + \Delta T_0 \cdot e^{\left(\frac{-z}{\delta}\right)} \cdot \cos[\omega \cdot (t - t_0) - \frac{z}{\delta}] \quad (8)$$

dove:

$t_g = t_{(z,t)}$  = temperatura costante del sottosuolo [°C], alla profondità  $z$  [m] ed al tempo  $t$  [s];

$T_0$  = temperatura media annuale del terreno alla superficie [°C];

$\Delta t_0$  = variazione dell'ampiezza dell'onda sinusoidale di calore in superficie [°C];

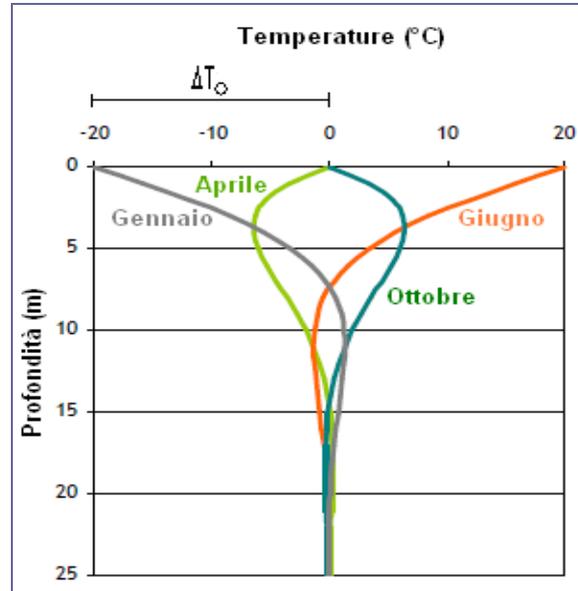
$t_0$  = tempo per il quale la temperatura resta massima in superficie [s];

$\delta = \sqrt{\frac{\alpha \cdot T}{\pi}}$  = profondità di penetrazione dell'onda di calore [m];

$T$  = periodo dell'onda di calore [s];

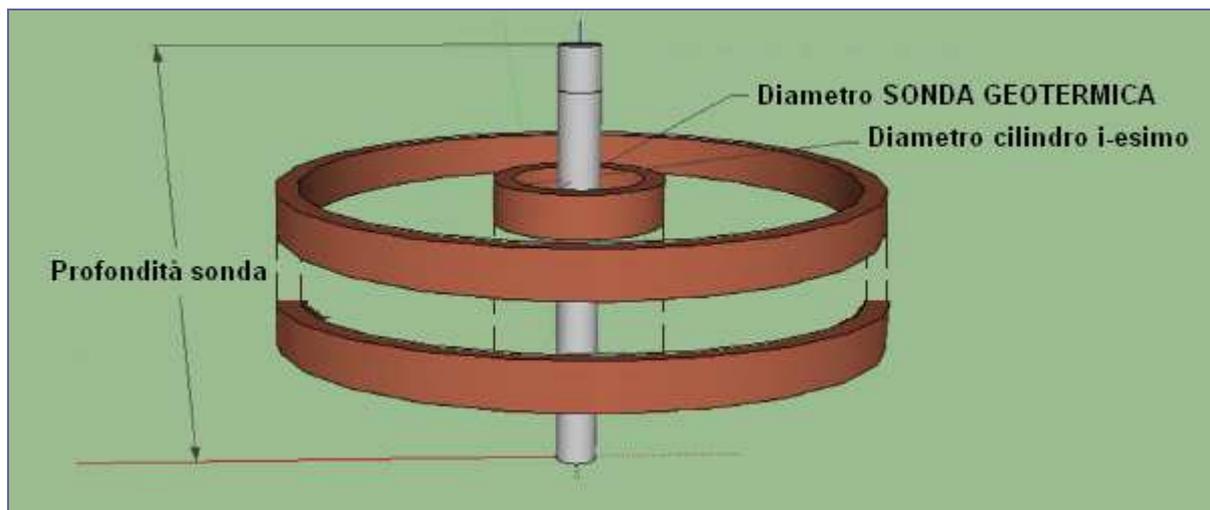
$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T}$  = frequenza dell'onda o pulsazione della variazione sinusoidale d'onda [s<sup>-1</sup>];

$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$  = diffusività termica del mezzo [m<sup>2</sup>/s]



**Fig. 5** – Profilo temperature del sottosuolo.

La temperatura di penalizzazione  $t_p$ , sintetizza l'interferenza reciproca dei campi termici delle sonde attraverso il terreno, penalizzando il salto termico tra fluido e terreno indisturbato. Mentre per distanze inferiori a 5 m si possono verificare delle interferenze termiche negative per l'efficienza dell'intero sistema, un interasse di 6 ÷ 8 metri è sicuramente più accettabile, in quanto la soluzione lineare del metodo a sorgente cilindrica (H.S. Carslaw e J.C. Jaeger, 1947), considera un diametro medio di circa 9 m (Fig. 6).



**Fig. 6** – Schema del modello termico a sorgente cilindrica.

Il termine  $R_b$  è la resistenza termica, per unità di lunghezza tra fluido e terreno, in corrispondenza della superficie esterna della sonda, a contatto con il terreno stesso. Per la determinazione della resistenza, tra fluido ed il bordo della sonda, si trascura la capacità termica del riempimento, essendo trascurabile rispetto a quella del terreno circostante. La resistenza termica è data da:

$$R_b = R_{pp} + R_{gr} + R_t \quad (9)$$

dove:

$R_{pp}$  è la resistenza termica complessiva dei tubi in cui scorre il fluido [ $m \cdot K/W$ ];

$R_{gr}$  è la resistenza termica del getto di riempimento [ $m \cdot K/W$ ];

$R_t$  è la resistenza termica del tubo esterno [ $m \cdot K/W$ ]. Quest'ultimo può essere calato in fase di perforazione per evitare otturazioni del pozzo prima di inserire le sonde e realizzare il getto (questo tubo può essere tolto –  $R_t = 0$  – o meno, una volta consolidato il getto).

Una volta scelte le dimensioni geometriche ( $D_{po}$  e  $D_{pi}$ , rispettivamente diametro esterno ed interno) ed il materiale del tubo ad U (di conduttività termica  $\lambda_p$ ) e calcolato il coefficiente di scambio termico, convettivo (G. Cellai, 2011), tra liquido e parete del tubo  $h_i$  [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]:

$$h_i = \frac{N_u \cdot \lambda_a}{D_{pi}} \quad (10)$$

dove

$\mu_a$  = viscosità dinamica dell'acqua [ $kg/(m \cdot s)$ ];

$\rho_a$  = densità dell'acqua [ $kg/m^3$ ];

$w_a$  = velocità dell'acqua [ $m/s$ ];

$\lambda_a$  = conduttività termica dell'acqua [ $W/(m \cdot K)$ ];

$N_u$  = Numero di Nusselt =  $C \cdot R_e^m \cdot P_r^n$

$R_e$  = Numero di Reynold =  $w_a \cdot D_{pi} \cdot \rho_a \cdot \mu_a^{-1}$ ;

$C = 0,0230$ ;  $m = 0,80$ ;  $n = 0,330$  (coefficienti sperimentali per *moto turbolento*;  $R_e \geq 10.000$ );

$C = 0,0033$ ;  $m = 1,00$ ;  $n = 0,370$  (coefficienti sperimentali per *regime metastabile*;  $3000 \leq R_e < 10.000$ );

$P_r$  = numero di Prandtl =  $16,62 - 3,29 \cdot \ln(T_{acqua} \text{ } ^\circ C)$ .

La resistenza del singolo tubo è data da:

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{D_{po}}{D_{pi}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_p} + \frac{1}{\pi \cdot D_{pi} \cdot h_i} \quad (11)$$

Per il singolo tubo ad U la resistenza termica del getto può essere calcolata con la seguente relazione:

$$R_{gr} = \frac{1}{S_b \cdot \lambda_{gr}} \quad (12)$$

dove:

$\lambda_{gr}$  = conduttività termica del materiale del getto [ $W/(m \cdot K)$ ];

$S_b$  = fattore adimensionale di corto circuito.

$$S_b = 17,44 \cdot \left(\frac{d_b}{D_{po}}\right)^{-0,6052} \quad (13)$$

Essendo due i tubi in cui scorre il fluido in sonda, la loro resistenza termica è il risultato di due resistenze in parallelo:

$$R_{pp} = \frac{R_p}{2} \quad (14)$$

I termini  $R_{ga}$ ,  $R_{gm}$  e  $R_{gd}$  sono le resistenze che si riferiscono al terreno circostante il foro e corrispondono al valore assunto da tale grandezza in particolari momenti del funzionamento del sistema. La prima è la resistenza termica equivalente del terreno per un impulso termico annuale (la finestra temporale è solitamente di 10 anni); la seconda rappresenta la resistenza equivalente all'impulso termico su base mensile (di solito si progetta per il mese, 30 giorni, in cui si verifica il picco di carico) e la terza resistenza equivalente, all'impulso termico su base giornaliera (di solito si dimensiona per le 6 ore di picco giornaliero).

Il calcolo della resistenza equivalente del terreno deriva dalla soluzione proposta da H.S. Carslaw e J.C. Jaeger (1947), nella quale si definisce il numero di Fourier che mette in relazione il tempo durante il quale avviene lo scambio termico con il diametro esterno della sonda e la diffusività del terreno  $\alpha_g$ , come segue:

$$F_o = 4 \cdot \alpha_g \cdot \frac{\tau}{d_b^2} \quad (15)$$

Si possono definire, allora, i seguenti periodi di impulso:

$$\tau_1 = 3650 \text{ giorni (10 anni);}$$

$$\tau_2 = 3650 + 30 = 3680 \text{ giorni (10 anni + 1 mese);}$$

$$\tau_f = 3650 + 30 + 0,25 = 3680,25 \text{ (10 anni + 1 mese + 6 ore).}$$

L'espressione (15), riscritta per ciascuno dei periodi di tempo menzionati, diventa:

$$F_{of} = 4 \cdot \alpha_g \cdot \frac{\tau_f}{d_b^2} \quad (16)$$

$$F_{o1} = 4 \cdot \alpha_g \cdot \frac{(\tau_f - \tau_1)}{d_b^2} \quad (17)$$

$$F_{o2} = 4 \cdot \alpha_g \cdot \frac{(\tau_f - \tau_2)}{d_b^2} \quad (18)$$

dove:

$\alpha_g$  è la diffusività termica del terreno [ $m^2/s$ ];

$d_b$  è il diametro [ $mm$ ] della perforazione (e, quindi, il diametro esterno della sonda).

Attraverso la seguente relazione (valida per  $F_o > 2$ ):

$$G = 0,0750 \cdot \ln(F_o) + 0,1009 \quad (19)$$

Si ottengono i rispettivi valori di  $G_f$ ,  $G_1$  e  $G_2$ , dai quali, conoscendo la conduttività termica del sottosuolo  $\lambda_g$ , si possono calcolare le resistenze termiche del terreno per mezzo delle seguenti relazioni:

$$R_{ga} = \frac{G_f - G_1}{\lambda_g} \quad (20);$$

$$R_{gm} = \frac{G_1 - G_2}{\lambda_g} \quad (21);$$

$$R_{gd} = \frac{G_2}{\lambda_g} \quad (22).$$

Ad esempio, di quanto teoricamente esposto, si riporta il dimensionamento per un edificio residenziale, ubicato nel comune di Bari (altitudine: 5 m s.l.m.m.), formato da due piani fuori terra, ciascuno avente una superficie di 150  $m^2$  e con la stessa distribuzione di stanze. L'impianto sia di riscaldamento invernale che di climatizzazione estiva, ha come terminali dei *ventilconvettori* (cd *fancoil*), integrati da recuperatori di calore, funzionanti alle temperature di 44/40 °C d'inverno e 8/12 °C d'estate. Il calcolo approssimativo della potenza termica di picco, viene effettuato attraverso la normale superficie abitabile da "riscaldare/raffrescare" in base al fabbisogno specifico di cui al Decreto tedesco n. 95 EnEV 2002 (*EnergieEinsparverordnung - Agg. 2004*), sull'*isolamento termico e sul risparmio energetico*:

$$\text{Potenza termica di picco periodo invernale } \mathbf{q_{ih}} = +1,0 \cdot 0,030 \text{ kW/m}^2 \cdot 2 \cdot (150 \text{ m}^2) \cong 9 \text{ kW}$$

$$\text{Potenza termica di picco periodo estivo } \mathbf{q_{ic}} = -0,9 \cdot 0,030 \text{ kW/m}^2 \cdot 2 \cdot (150 \text{ m}^2) \cong -8 \text{ kW}$$

Dal computo dei fabbisogni totali di energia delle due stagioni (invernale dal 15 novembre al 31 marzo ed estivo dal 1 maggio al 15 settembre), risulta:

- ore equivalenti annuali (a pieno carico) di riscaldamento:  $\tau_h = 167 \text{ g/anno} \cdot 6 \text{ h/g} = 1002 \text{ h/anno}$ ;
- ore equivalenti (a pieno carico) di raffrescamento:  $\tau_c = 138 \text{ g/anno} \cdot 6 \text{ h/g} = 828 \text{ h/anno}$ ;
- ore equivalenti (a pieno carico) nel mese di progetto di riscaldamento:  $15 \text{ g/mese} \cdot 16 \text{ h/g} = 240 \text{ h/mese}$ ;
- ore equivalenti (a pieno carico) nel mese di progetto di raffrescamento:  $16 \text{ g/mese} \cdot 16 \text{ h/g} = 256 \text{ h/mese}$ .

I fattori di carico parziale mensili (nei mesi di progetto) risultano:

- Riscaldamento:  $(PLF_m)_h = 240 / (31 \cdot 24) = 0,323$
- Raffrescamento:  $(PLF_m)_c = 256 / (31 \cdot 24) = 0,344$

Nelle Tabelle 1 e 2 sono riportate le caratteristiche dello scambiatore a terreno e le proprietà di interesse nel sottosuolo (Figg. 7 ed 8).

Tipo di scambiatore di calore	Unità di misura	Sonda a semplice U (PEAD 80)
Conducibilità termica del tubo $\lambda_p$	[W/(m·K)]	0,40
Diametro esterno del tubo $d_e$	[mm]	32
Spessore del tubo $s$	[mm]	3
Diametro interno del tubo $d_i$	[mm]	26
Interasse fra i tubi	[mm]	60
Conducibilità termica del riempimento $\lambda_{gr}$ (*)	[W/(m·K)]	2
Diametro della perforazione $d_b$	[mm]	120
Connessione tra le sonde	-	Parallelo
Interdistanza tra le sonde	[m]	7

(\*) Calcestruzzo arricchito con quarzite.

Tab. 1 - Caratteristiche termofisiche dello scambiatore a terreno.

Tipo di terreno	Unità di misura	Calcere di Bari
Conducibilità termica $\lambda_g$	[W/(mK)]	4
Diffusività termica $\alpha_g$	[m <sup>2</sup> /s]	$1,71 \cdot 10^{-6}$
Densità $\rho_g$	[kg/m <sup>3</sup> ]	2600
Capacità termica $C_g$	[J/kg·K]	900
Porosità efficace $n_g$	[%]	10

Tab. 2 - Caratteristiche termofisiche del terreno.

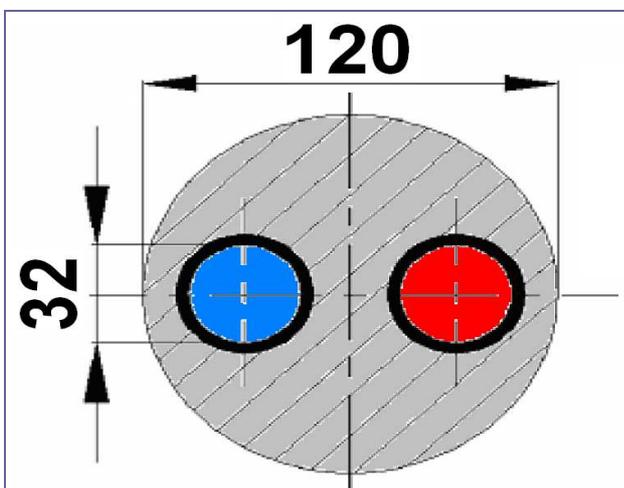


Fig. 7 - SGV a singolo Tubo ad U.

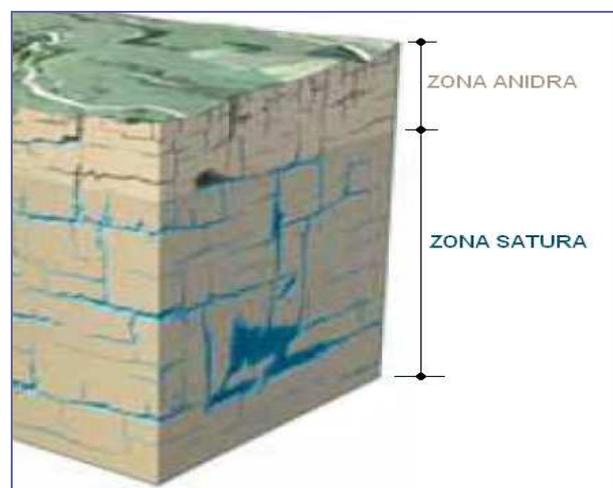


Fig. 8 - Profilo stratigrafico in roccia calcarea.

$z$ (m) =	26,30	Profondità del terreno		
$T_0$ (°C) =	17,13	Temperatura media annua esterna alla superficie del terreno		
$\Delta T_0$ (°C) =	11,55	Massima escursione termica esterna (Min/Max) dal valore medio annuo		
$t_0$ (s) =	864000	Periodo di tempo per il quale la temperatura resta massima in superficie (10 giorni)		
$\lambda_q$ (W/m·K) =	4,00	Conducibilità termica del mezzo terroso		
$\rho_q$ (kg/m <sup>3</sup> )	2600,00	Densità media del mezzo		
$C_g$ (J/kg·K)	900,00	Calore specifico medio		
$\rho_q \cdot C_q$ (J/m <sup>3</sup> ·K)=	2,340E+06	Capacità termica del mezzo terroso		
$\alpha_q$ (m <sup>2</sup> /s) =	1,709E-06	Diffusività termica del mezzo terroso		
$\delta$ (m) =	4,1423847	Profondità di penetrazione dell'onda di calore		
$T$ (s) =	3,154E+07	Periodo della pulsazione sinusoidale (365 giorni)		
$\omega$ (s <sup>-1</sup> ) =	1,992E-07	Pulsazione della variazione sinusoidale		
$t_{z,t}$ (°C) =	Temperatura del terreno alla profondità $z$ (m) ed al tempo di misura $t$ (s).			
Mese	giorni	$t$ (s)	$t_{z,t}$ (°C)	
<b>Agosto</b>	31	2678400	<b>17,13</b>	
<b>Settembre</b>	61	5270400	<b>17,13</b>	
<b>Ottobre</b>	92	7948800	<b>17,13</b>	
<b>Novembre</b>	122	10540800	<b>17,13</b>	
<b>Dicembre</b>	153	13219200	<b>17,13</b>	
<b>Gennaio</b>	184	15897600	<b>17,13</b>	
<b>Febbraio</b>	212	18316800	<b>17,13</b>	
<b>Marzo</b>	243	20995200	<b>17,13</b>	
<b>Aprile</b>	273	23587200	<b>17,13</b>	
<b>Maggio</b>	304	26265600	<b>17,13</b>	
<b>Giugno</b>	334	28857600	<b>17,13</b>	
<b>Luglio</b>	365	31536000	<b>17,13</b>	
$t_g$ (°C) =	<b>17,13</b>	Temperatura indisturbata del terreno a $z =$	<b>26,30</b>	m di profondità.

**Tab. 3** – Profondità e temperatura indisturbata del terreno.

I valori delle temperature medie d'ingresso nella PdC/MdF e dei salti termici dell'acqua nel circuito chiuso a terreno, nelle condizioni di progetto, valgono rispettivamente (S.P. Kavanaugh e K. Rafferty, 1997):

Stagione invernale:  $t_{wi,h} = t_g - 7,25 \text{ °C} = 17 - 7,25 = 9,75 \text{ [°C]}$ ;  $t_{w0,h} = 9,75 \text{ °C} - 4 \text{ °C} = 5,75 \text{ [°C]}$ ;  $\Delta t = 4 \text{ [°C]}$ .

*Si dimensionano gli scambiatori in maniera tale, cioè, da rientrare nell'intervallo di funzionalità ottimale della macchina, selezionando intervalli di temperature in ingresso di circa  $5 \text{ °C} \div 11 \text{ °C}$  inferiore e di circa  $11 \text{ °C} \div 17 \text{ °C}$  superiore alla temperatura indisturbata del terreno ( $t_g$ ; A. Zarrella, 2011).*

*L'acqua dal sottosuolo arriva in PdC a  $9,75 \text{ °C}$  e torna nel sottosuolo a  $5,75 \text{ °C}$ . Ogni grammo d'acqua, passando da  $9,75 \text{ °C}$  a  $5,75 \text{ °C}$  cede alla PdC 4 calorie.*

Stagione estiva:  $t_{wi,c} = t_g + 14,50 \text{ °C} = 31,50 \text{ [°C]}$ ;  $t_{w0,c} = 31,50 + 4 \text{ °C} = 35,50 \text{ [°C]}$ ;  $\Delta t = 4 \text{ [°C]}$ .

I valori medi stagionali del coefficiente di prestazione della PdC/MdF valgono (con fattore di irreversibilità  $\eta = 40 \% \div 48 \%$ ):

$$\text{riscaldamento : } COP'_h = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \cdot \eta = \frac{44 + 273,15}{(44 + 273,15) - (9,75 + 273,15)} \cdot 0,44 = 4,07$$

$$\text{raffrescamento: } COP'_c = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \cdot \eta = \frac{8 + 273,15}{(31,50 + 273,15) - (8 + 273,15)} \cdot 0,44 = 5,26$$

In corrispondenza al carico di picco, i valori del coefficiente di prestazione della PdF/MdF sono:

$$\text{riscaldamento: } COP_h = COP'_h \cdot C_{fh} = COP'_h \cdot [0,16 \cdot \ln(COP'_h) + 0,57] = 3,23$$

$$\text{raffrescamento: } COP_c = COP'_c \cdot C_{fc} = COP'_c \cdot [0,16 \cdot \ln(COP'_h) + 0,57] = 4,40$$

La resistenza termica della sonda  $R_b$  è stata calcolata come:

$$R_b = R_{pp} + R_g = (R_p/2) + R_g$$

Note le dimensioni geometriche  $d_e = 0,032$  [m] e  $d_i = 0,026$  [m], rispettivamente diametro esterno ed interno ed il materiale del tubo ad U, di conduttività  $\lambda_p = 0,40$  [W/(m·K)], si calcola il coefficiente di scambio termico tra liquido e parete del tubo ( $h_i$ ):

$$h_i = \frac{N_u \cdot \lambda_a}{d_i}$$

Il coefficiente di convezione  $h_i$  è calcolato in funzione del numero di Nusselt ( $N_u$ ), secondo le equazioni del regime di moto esistenti nel tubo sonda. Poiché, infatti, all'interno del tubo si ha scambio termico, per convezione forzata, si sfrutta la relazione:

$$N_u = C \cdot Re^m \cdot Pr^n$$

Le proprietà termofisiche dell'acqua pura (*fluido termovettore*) alla temperatura convenzionale di 15 °C sono:

$\mu_a = 1,12 \cdot 10^{-3}$  kg/m·s (viscosità dinamica)

$\rho_a = 998,60$  Kg/m<sup>3</sup> (densità)

$\lambda_a = 0,595$  W/m·K (conduttività termica)

$Pr = 7,88$  (numero di Prandtl)

$C_p = 4.186$  [J/(kg·K)] (calore specifico)

$C = 0,0230$ ;  $m = 0,80$ ;  $n = 0,330$  coefficienti sperimentali per moto *turbolento* ( $Re \geq 10.000$ );

$C = 0,0033$ ;  $m = 1,00$ ;  $n = 0,370$  coefficienti sperimentali per regime *metastabile* ( $3.000 \leq Re < 10.000$ ).

Si verifica, quindi, il regime di moto dell'acqua, alla velocità, di prima approssimazione,  $w_a \cong 0,50$  m/s, mediante il numero di Reynolds ( $Re$ ), noto il diametro interno  $d_i = 0,026$  m del tubo:

$$Re = \frac{w_a \cdot d_i \cdot \rho_a}{\mu_a} = \frac{0,50 \cdot 0,026 \cdot 998,60}{0,00112} = 11591$$

Osservando che  $Re > 10.000$ , si deduce che il moto è sicuramente turbolento, per il fluido in questione, si ottiene:

$$N_u = 0,023 \cdot 11591^{0,80} \cdot 7,88^{0,33} = 81,07$$

onde

$$h_i = \frac{81,07 \cdot 0,595}{0,026} = 1855,26 \text{ [w/(m}^2\text{·K)]}$$

per cui essendo

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_p} + \frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot h_i} = \frac{\ln\left(\frac{0,032}{0,026}\right)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,40} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,026 \cdot 1855,26} = 0,08 + 0,01 = 0,09 \text{ [m}\cdot\text{K/W]}$$

$$S_b = 17,44 \cdot \left(\frac{d_b}{d_e}\right)^{-0,6052} = 17,44 \cdot \left(\frac{0,120}{0,032}\right)^{-0,6052} = 7,83$$

e

$$R_{gr} = \frac{1}{S_b \cdot \lambda_{gr}} = \frac{1}{7,83 \cdot 2} = 0,06 \text{ [m}\cdot\text{K/W]}$$

risulta

$$R_b = 0,05 + 0,06 = 0,11 \text{ [m}\cdot\text{K/W]}$$

Relativamente al caso di studio, presupponendo che le sonde siano ben spaziate tra loro, si assume che la temperatura di penalizzazione sia:  $t_p = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Per quanto riguarda, invece, il fattore di corto circuito  $F_{sc}$  si assume il valore di 1,05. Il flusso termico netto medio annuale, scambiato col terreno  $q_a$ , si può valutare, pertanto, come segue:

$$q_a = \frac{q_h \cdot \left(1 - \frac{1}{COP'_h}\right) \cdot \tau_h + q_c \cdot \left(1 + \frac{1}{COP'_c}\right) \cdot \tau_c}{8760} = \frac{9000 \cdot \left(1 - \frac{1}{4,07}\right) \cdot 1002 - 8000 \cdot \left(1 + \frac{1}{5,26}\right) \cdot 828}{8760} = -123 \text{ [W]}$$

Rimangono da calcolare, ancora, le resistenze efficaci del terreno, rispetto ai tre impulsi temporali,  $R_{ga}$ ,  $R_{gm}$ ,  $R_{gd}$ , calcolando i relativi numeri di Fourier  $F_0$ . Per  $F_0 > 2$ , si può utilizzare la relazione:

$$G = 0,0758 \cdot \ln(F_0) + 0,01009$$

Si procede, dunque, al calcolo, nel seguente modo:

$$F_{of} = 4 \cdot \alpha_g \cdot \frac{\tau_f}{d_b^2} = 4 \cdot 1,71 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{3680,25}{0,120^2} \cdot 24 \cdot 3600 = 151037$$

$$G_f = 0,0758 \cdot \ln(151037) + 0,01009 = 0,9140$$

In maniera del tutto analoga, quindi, si calcolano:

$$F_{o1} = 4 \cdot \alpha_g \cdot \frac{(\tau_f - \tau_1)}{d_b^2} = 4 \cdot 1,71 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{(3680,25 - 3650)}{0,120^2} \cdot 24 \cdot 3600 = 1241$$

e

$$F_{o2} = 4 \cdot \alpha_g \cdot \frac{(\tau_f - \tau_2)}{d_b^2} = 4 \cdot 1,71 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{(3680,25 - 3680)}{0,120^2} \cdot 24 \cdot 3600 = 10$$

da cui:

$$G_1 = 0,0758 \cdot \ln(1241) + 0,01009 = 0,5501 \quad \text{e} \quad G_2 = 0,0758 \cdot \ln(10) + 0,01009 = 0,1846$$

Di conseguenza le resistenze cercate risultano essere:

$$R_{ga} = \frac{G_f - G_1}{\lambda_g} = \frac{0,9140 - 0,5501}{4} = 0,0910 \text{ [m}\cdot\text{K/W]}$$

$$R_{gm} = \frac{G_1 - G_2}{\lambda_g} = \frac{0,5501 - 0,1846}{4} = 0,0914 \text{ [m}\cdot\text{K/W]}$$

$$R_{gd} = \frac{G_2}{\lambda_g} = \frac{0,1846}{4} = 0,0462 \text{ [m}\cdot\text{K/W]}$$

Si possiedono, ora, tutti i dati per poter calcolare le lunghezze, di sonda, richieste:

$$L_h = \frac{-123 \cdot 0,0910 + 9000 \cdot \left(1 - \frac{1}{3,23}\right) \cdot (0,11 + 0,323 \cdot 0,0914 + 0,0462 \cdot 1,05)}{17 - \left(\frac{9,75 + 5,75}{2}\right) - 0} = \frac{-11,20 + 6213,62 \cdot 0,19}{9,25} = 126 \text{ m}$$

$$L_c = \frac{-123 \cdot 0,0910 - 8000 \cdot \left(1 + \frac{1}{4,40}\right) \cdot (0,11 + 0,344 \cdot 0,0914 + 0,0462 \cdot 1,05)}{17 - \left(\frac{35,50 + 31,50}{2}\right) - 0} = \frac{-11,20 - 9818,20 \cdot 0,18}{-16,50} = 108 \text{ m}$$

Note le lunghezze, si decide di dimensionare l'impianto sul riscaldamento. Pertanto la lunghezza totale da assumere si arrotonda a 130 m: si opta per un campo costituito da 2 sonde, ciascuna avente profondità pari a 65 m. La portata totale di acqua, nel circuito a terreno è facilmente calcolabile:

$$m_a = \frac{q_h \cdot \left(1 - \frac{1}{COP_h}\right)}{c_p \cdot \Delta t_h} = \frac{9000 \cdot 0,69}{4186 \cdot 4} = 0,4 \text{ kg/s}$$

Ipotizzando di collegare le due sonde in parallelo, la portata d'acqua, in ogni singola sonda risulta  $\frac{1}{2}$  della portata totale pari, cioè, a 0,2 kg/s. E' bene, dunque, verificare il regime di moto all'interno delle tubazioni. Il valore di Reynolds, in ciascuna sonda, risulta essere:

$$Re = \frac{4 \cdot m_a}{\pi \cdot d_i \cdot \mu_a} = \frac{4 \cdot 0,20}{3,14 \cdot 0,026 \cdot 1,12 \cdot 10^{-3}} = 8745$$

Che indica un moto *non laminare*. Risulta utile verificare anche il valore della velocità dell'acqua all'interno della sonda in modo che ci sia compatibilità con le perdite di carico; tale valore risulta:

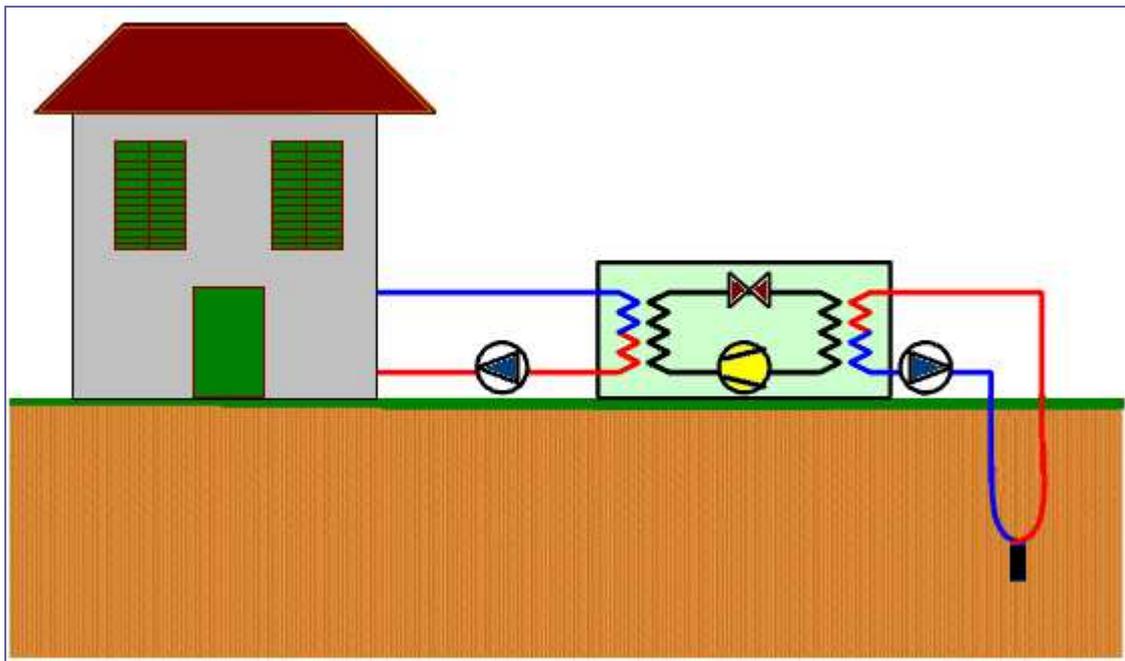
$$w_a = \frac{4 \cdot m_a}{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho_a} = \frac{4 \cdot 0,2}{3,14 \cdot 0,026^2 \cdot 998,60} = 0,40 \text{ m/s}$$

Poiché il circuito geotermico è del tipo chiuso e dato che nella configurazione SGV è presente un tratto di discesa ed uno di risalita, la caratteristica resistente dell'impianto, è data dalla somma delle perdite di carico continue e localizzate.

Con una portata d'acqua di 720 L/h ed una velocità di deflusso di 0,40 m/s, per il tubo DN 26 mm (PE 80 – PN 12,50), si ha una perdita di carico continua di:

$$\Delta h = 52,265 \cdot w_a^{1,756} = 10,5 \text{ mm c.a.}$$

Sul totale sviluppo di ogni circuito le perdite ammontano a circa 1,40 m c.a. che andranno incrementate di circa il 20 % per tener conto delle varie cadute di pressione accidentali oltre 0,50 m c.a. per le perdite concentrate allo scambiatore (lato macchina; Fig. 9). Le due pompe di ricircolo dovranno avere, pertanto, una prevalenza di almeno 3,00 m c.a., ciascuna, con una portata di 720 L/h.



**Fig. 9** – Funzionamento del circuito geotermico con SGV ad U.

#### RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] F. Tinti (2008): "Geotermia per la climatizzazione", Ed. Dario Flaccovio, Palermo.
- [2] S. Basta, F. Minchio (2008): "Geotermia e pompe di calore", Ed. A. Geotermia.Org, Verona.
- [3] A. Baietto, M. Pochettino, E. Salvatici (2010): "Progettazione di impianti geotermici", Ed. Dario Flaccovio, Palermo.
- [4] A. Zarrella (2009): "L'uso del terreno come sorgente termica", Dipartimento di Fisica Tecnica, Ed. Università degli Studi, Padova.
- [5] M. De Carli, R. Del Bianco, F. Fellin, M. Manente, M. Tonon, R. Zecchin (2003): "Sviluppi nelle pompe di calore: il terreno come sorgente termica", Atti, Convegno AiCARR, Padova.
- [6] H.S. Carslaw, J.C. Jaeger (1947): "Conduction of Heat in Solids", Oxford University Press, Amen Hous, London.
- [7] L.R. Ingersoll, O.J. Zobel, A.C. Ingersoll (1954): "Heat conduction: with engineering and geological applications", McGraw-Hill Book Co., New York.
- [8] S.P. Kavanaugh, K. Rafferty (1997): "Ground source heat pumps – Design of geothermal systems for commercial and institutional building", ASHRAE Applications Handbook, Atlanta.
- [9] A. Zarrella (2011): "Il terreno come sorgente termica esempi di dimensionamento", Appunti delle lezioni – Pompe di calore e geotermia a bassa entalpia, AA 201-2011, Dipartimento di Fisica Tecnica, Ed. Università degli Studi, Padova.
- [10] G. Cellai (2011): "Trasmissione del calore", Appunti del Corso di Fisica tecnica ambientale – Scienze dell'architettura, AA 2010-2011, Facoltà di architettura, Ed. Università degli studi, Firenze.
- [11] SUPSI (2002): [www.supsi.ch](http://www.supsi.ch)