

# Le pompe di calore geotermiche

**GIUSEPPE STARACE**

*Università degli studi di Lecce - Dipartimento di ingegneria dell'innovazione*  
tel.: +39 0832 297366 - fax: +39 0832 297279, e-mail: [giuseppe.starace@unile.it](mailto:giuseppe.starace@unile.it)

## **Riassunto**

La pompa di calore geotermica (GSHP, Ground Source Heat Pump o GHP Geothermal Heat Pump) è una macchina frigorifera utilizzata per il condizionamento degli ambienti e per il riscaldamento di acqua per uso sanitario riconosciuta a livello mondiale per i suoi vantaggi energetici e funzionali. Rispetto al tradizionale utilizzo della pompa di calore aria-aria essa:

- a)* richiede meno energia per funzionare;
- b)* utilizza in luogo dell'aria ambiente serbatoi termici (il terreno, l'acqua di falda o corpi d'acqua superficiali) a temperatura estremamente poco variabile;
- c)* non richiede energia supplementare per il riscaldamento dell'unità esterna durante i picchi di freddo invernale;
- d)* richiede una manutenzione meno impegnativa;
- e)* non necessita di uno studio per il posizionamento dell'unità esterna per questioni legate alle condizioni ambientali.

In questo lavoro si spiega l'origine dei vantaggi energetici dell'utilizzo della sorgente geotermica e si pone l'accento su alcune delle problematiche di progetto degli scambiatori di calore verticali per le applicazioni geotermiche.

## **1. Introduzione**

Il numero di sistemi a pompa di calore geotermica è elevato in alcuni Paesi europei come la Svizzera, la Svezia e la Germania e all'interno degli Stati Uniti. Qui le installazioni sono

aumentate in maniera stabile negli ultimi 5 anni [8]. Nel 1997 la loro presenza era stimata in 45000 unità, di capacità media pari a 12kW. Oggi la loro presenza si incrementa di circa 50000 unità all'anno. Di queste il 46% utilizza lo schema a circuito chiuso e scambiatori verticali, il 38% lo schema a circuito chiuso e scambiatori orizzontali e il 15% lo schema a circuito aperto. La US Energy Information Agency informa che i sistemi con schema a circuito aperto sono aumentati fino a costituire il 25% della produzione annuale americana. Lo scenario futuro vede una crescita di installazioni del 10% annuo e, per questo, si stima che alla fine del 2010 negli Stati Uniti vi saranno installate circa 1,5 milioni di pompe di calore geotermiche.

Anche negli Stati Uniti, però, come in Europa, si nota una mancanza di uniformità nella diffusione delle pompe di calore geotermiche. Ciò appare causato principalmente dalla insufficiente informazione tecnica sui vantaggi offerti da questa soluzione impiantistica ed allo scarso coinvolgimento dei progettisti [8]. La maggioranza delle pompe di calore geotermiche negli USA è nel Mid-West e negli stati del Sud (dal North Dakota alla Florida). Poche sono le installazioni nel resto degli Stati Uniti e ciò si attribuisce, oltre che a questioni di tipo ambientale e allo scarso costo del gas naturale e del petrolio, alla mancanza di know-how per la loro progettazione e realizzazione.

Oltreoceano è in atto una campagna di sensibilizzazione per gli Stati che non hanno ancora colto in pieno le opportunità offerte da questo tipo di impianto, cosa che sarebbe auspicabile anche per l'Italia, la quale presenta una realtà climatica per nulla inadatta all'impianto delle pompe di calore geotermiche [9] ed una condizione di dipendenza dall'estero per le proprie esigenze di natura energetica.

## **2. Definizioni e terminologia**

La dizione *pompa di calore geotermica* viene usata in maniera generica per indicare varie tipologie di sistemi che utilizzano il terreno, l'acqua di falda o i grandi specchi d'acqua di superficie come serbatoio termico. L'ASHRAE [2] ha individuato una nomenclatura standard per differenziare i vari tipi di sistemi geotermici a pompa di calore. Questi sono: pompe di calore accoppiate al terreno (*Ground-Coupled Heat Pumps – GCHPs*), pompe di calore ad

acqua di falda (*Ground Water Heat Pumps – GWHPs*) e pompe di calore ad acqua di superficie (*Surface Water Heat Pumps – SWHPs*).

### 2.1 Le Ground-Coupled Heat Pumps

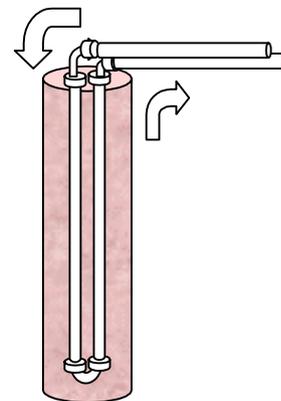
Questa tipologia di impianto si interfaccia al terreno per mezzo di un circuito idraulico chiuso, affogato al suo interno per la maggior parte. Il sistema maggiormente diffuso è composto da una pompa di calore acqua-aria che fa circolare il refrigerante attraverso uno scambiatore di calore percorso da una soluzione di acqua e liquido antigelo che proviene da una rete di tubazioni plastiche affogate nel terreno. L'aria dell'ambiente da raffreddare attraversa una normale batteria aria-refrigerante ed un sistema di condotti di distribuzione.

Vengono utilizzate anche macchine acqua-acqua per sostituire il circuito dell'aria in pressione. Per applicazioni di minore potenzialità possono utilizzarsi pompe di calore geotermiche ad espansione diretta cioè con tubazioni di rame affogate nel terreno nelle quali scorre direttamente il fluido frigorifero.

Diversi sono gli scambiatori di calore geotermici e le loro disposizioni:

2.1.1. *Gli scambiatori verticali.* Questo tipo di scambiatore consiste in una semplice tubazione ripiegata ad U (fig.1) che consente di far scendere il fluido vettore all'interno di un pozzo profondo e di risalire dopo avere scambiato potenza termica con il terreno. Per gli scambiatori verticali sono possibili due differenti circuitazioni: *a)* a collettore centrale di alimentazione di una batteria di scambiatori disposti su di una grande area; *b)* a disposizione diffusa con piccoli sistemi a pompe di calore indipendenti al servizio delle diverse zone di un edificio.

La realizzazione degli scambiatori verticali presenta costi elevati per lo scavo di pozzi profondi anche più di 25 m (lunghezza all'unità di potenza frigorifera installata compresa tra 15 e 25 m/kW). La loro progettazione deve tenere conto della mutua influenza termica; per questo essi devono essere distanziati l'uno dall'altro di almeno 7-8 m. Il materiale



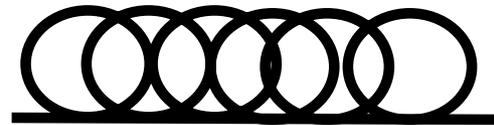
**Figura 1** - Singolo modulo dello scambiatore geotermico verticale

delle tubazioni riveste particolare importanza per le esigenze della posa in opera, per la sua resistenza termica e per la richiesta di manutenzione [1].

Per ridurre la resistenza termica complessiva del pozzo si continuano a condurre studi [7] sulla possibilità di adottare materiali di riempimento o cementi ad alta conduttanza termica. E' quasi sempre necessario prevedere prima della progettazione un'indagine geotermica conoscitiva sulle caratteristiche del terreno per non commettere costosi errori di sotto- o sovra-dimensionamento delle superfici di scambio [1,4,6].

*2.1.2 Gli scambiatori orizzontali.* Questo tipo di scambiatore consiste in una tubazione fatta correre orizzontalmente ad una profondità compresa tra 1,5 e 2 m secondo percorsi e disposizioni diverse. Queste possono essere: *a)* a singolo tubo; *b)* a tubi multipli; *c)* a tubi a spirale (fig.2).

La prima soluzione prevede la posa di una singola tubazione a sviluppo orizzontale all'interno di trincee profonde circa 1,5 m (fig. 3a). La seconda prevede la posa nella stessa trincea di più coppie di tubazioni di mandata e di ritorno. Le coppie possono essere sovrapposte (fig. 3b) o affiancate (fig. 3b) alla prima e, a seconda della scelta progettuale effettuata, la trincea dovrà essere più stretta e profonda o più ampia ma meno profonda (circa 60 cm). Tra le varie trincee del percorso delle tubazioni orizzontali deve essere rispettata normalmente una distanza minima di circa 7 m.



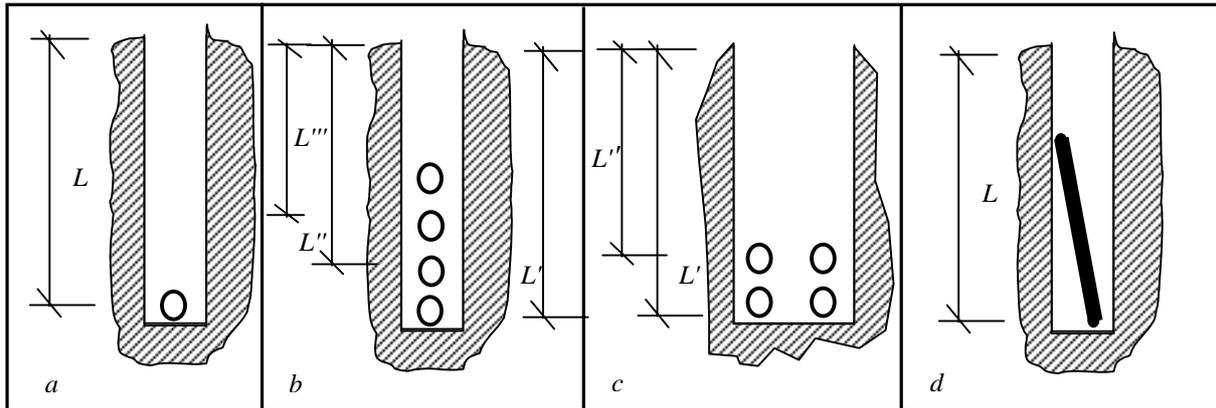
**Figura 2** - Scambiatore geotermico a spirale.

La terza soluzione prevede la posa delle tubazioni a spirale in trincee verticali analoghe per dimensioni a quelle degli scambiatori orizzontali a singolo tubo o a tubi multipli sovrapposti (fig.3d).

Questo tipo di scambiatori sconta la più alta variabilità in temperatura degli strati superficiali del terreno e la maggiore area intorno all'edificio da utilizzare come sorgente termica.

### *2.1.3 La disposizione degli scambiatori verticali*

La scelta della disposizione per gli scambiatori affogati nel terreno è un compromesso tra esigenze di natura tecnica ed economica: bisogna occupare la minima area possibile, ridurre al minimo i costi di scavo dei pozzi o delle trincee, tenere basse le perdite di carico e ottenere lo



**Figura 3** - Scambiatori orizzontali. 3a) A tubo singolo; 3b) A tubi multipli sovrapposti; 3c) A tubi multipli affiancati; 3d) A spirale

scambio di potenza termica di progetto nelle condizioni più gravose, senza subire le conseguenze negative della interazione tra le diverse installazioni di scambiatori geotermici.

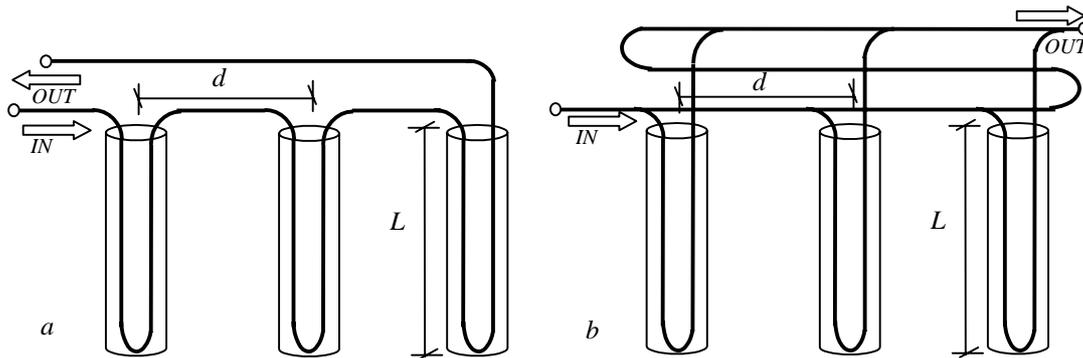
Lo scambiatore geotermico può essere formato da moduli disposti in serie o in parallelo (fig. 4a e 4b). In tab. I sono evidenziati i vantaggi e gli svantaggi legati alle singole scelte.

**Tabella I** - Vantaggi e svantaggi delle diverse disposizioni degli scambiatori geotermici [1,6].

	<b>Disposizione in serie</b>	<b>Disposizione in parallelo</b>
<b>Vantaggi</b>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Percorso singolo e senza incertezze per il bilanciamento</li> <li>2. Unica misura di diametro delle tubazioni</li> <li>3. Migliori prestazioni di scambio termico per il maggior diametro</li> <li>4. Facile spurgo dell'aria intrappolata (con l'utilizzo di getti di acqua ad alta pressione)</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Minori costi di installazione (di scavo)</li> <li>2. Minore quantitativo di liquido antigelo</li> <li>3. Minore costo di installazione legato alla manodopera.</li> <li>4. Maggiore estensione di tubazioni di minore diametro</li> </ol>
<b>Svantaggi</b>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Maggiore quantità di fluido coinvolto e conseguente maggiore quantità di antigelo</li> <li>2. Costo di installazione più alto.</li> <li>3. Installazione più cara (si legga manodopera: maggior peso e minore maneggevolezza di tubi di maggior diametro)</li> <li>4. Perdite di carico maggiori.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Attenzione speciale nello spurgo dell'aria</li> <li>2. Difficoltà di bilanciamento dei circuiti. (lunghezze eguali tra i vari tratti entro il 10% di errore e ritorno inverso)</li> <li>3. Approvvigionamento di tubazioni di diametro differente (collettori centrali di mandata e di ritorno)</li> </ol>

Per entrambe le disposizioni deve essere predisposta una accurata coibentazione per la parte di tubazioni che corre fuori terra, per evitare la formazione di ghiaccio durante le stagioni più fredde e comunque è buona norma prevedere l'utilizzo di una soluzione antigelo nelle proporzioni adatte a seconda della realtà climatica del singolo impianto.

Le pompe di circolazione utilizzate hanno prevalenze comprese tra 6 e 9 m e fabbisogno che non eccede di solito gli  $0,03 \text{ kW}_{el}/\text{kW}_f$ . Le portate ottimali per queste applicazioni sono di



**Figura 4** - Le disposizioni degli scambiatori geotermici - 4a) In serie; 4b) In parallelo a ritorno inverso

circa  $0,05 \text{ m}^3/(\text{s kW})$ .

## 2.2 Le Ground-Water Heat Pumps

La pompa di calore ad acqua di falda (GWHPs) trova la sua attrattiva nel fatto che può attingere alla sorgente termica con lo scavo di due soli pozzi (l'uno di presa e l'altro di reiniezione) fino al livello della falda. Lo spazio occupato è, di norma, più limitato. Una sola coppia di pozzi può essere sufficiente alle esigenze di grandi edifici, con problemi di carattere manutentivo non dissimili da un grosso sistema di condizionamento ambientale più classico.

E' possibile utilizzare diversi sistemi. Il primo consiste in uno scambiatore di calore centrale (a fascio tubiero o a piastre) tra l'acqua di falda e un circuito chiuso di acqua connesso con pompe di calore acqua-aria, disposte all'interno dell'edificio (fig. 5); oppure, per applicazioni più limitate, è possibile prevedere l'utilizzo diretto dell'acqua di falda all'interno degli elementi radianti o dei convettori. In ogni caso, deve essere posta molta cura nell'affrontare i problemi legati alla corrosione e allo sporcamento delle tubazioni o dei vani dello scambiatore, delle batterie e delle valvole di controllo quando viene fatta circolare acqua non trattata e depurata. Una terza soluzione può essere quella di dotare l'edificio di un circuito chiuso connesso agli scambiatori della pompa di calore geotermica acqua-acqua. Nulla vieta, ai fini del risparmio energetico, quando la temperatura estiva dell'acqua di falda fosse inferiore ai  $15^\circ\text{C}$  di utilizzare l'acqua stessa direttamente per il raffrescamento degli ambienti o per un suo pre-raffreddamento.

Il principale vantaggio della GWHP rispetto alla GCHP è rappresentato dal minor costo della "sorgente fredda" dovuto allo scavo di due soli pozzi. Problemi di natura normativa possono, però, sorgere riguardo alla possibilità di iniettare nuovamente nel sottosuolo quantità

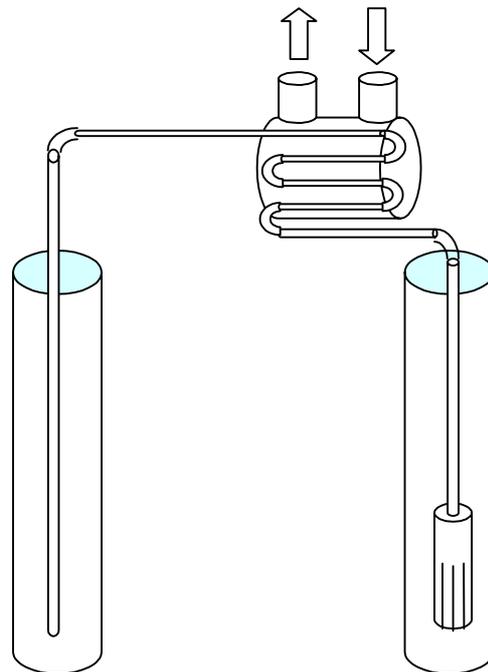
d'acqua a temperatura maggiore oppure a prelevare quantità considerevoli di acqua variando l'equilibrio della falda. Vi è, talvolta, anche un eccessivo dispendio di energia per l'estrazione dell'acqua se la localizzazione del pozzo è distante dall'applicazione.

### 2.3 Le Surface-Water Heat Pumps

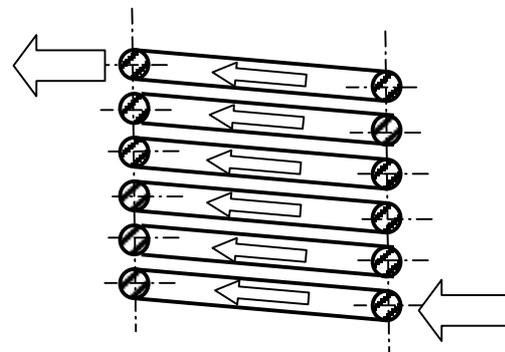
Le pompe di calore geotermiche che sfruttano come sorgente termica le acque superficiali (SWHPs) hanno in comune con le tipologie appena indicate, le applicazioni cui vengono dedicate e il metodo di installazione. Anche le SWHPs possono essere, infatti, corredate sia da sistemi ad anello chiuso per la parte “geotermica” sia con sistemi ad anello aperto. Per esse si può prevedere uno scambio termico con l'acqua dello specchio superficiale per via di tubi immersi all'interno del corpo d'acqua ovvero di aspirazione e reimmissione dell'acqua da e verso il corpo d'acqua superficiale. Vi sono, tuttavia, problematiche diverse dalle altre tipologie di pompe di calore derivanti dalle diverse caratteristiche dell'acqua con la quale si tratta.

Le SWHPs a circuito chiuso consistono in pompe di calore acqua-acqua o acqua-aria le cui superfici di scambio per la sorgente geotermica sono costituite da tubazioni avvolte a bobina (fig. 6) collegate tra loro in maniera diversa e immerse nei corpi d'acqua.

Le SWHPs a circuito aperto, invece, aspirano ed utilizzano direttamente l'acqua del corpo negli scambiatori a corredo della macchina frigorifera. Per entrambi i tipi di approccio è



**Figura 5** - Il sistema di scambio termico con l'acqua di falda.



**Figura 6** - Scambiatore a bobina per SWHPs

necessario l'utilizzo (con il conseguente consumo) di pompe per la circolazione dell'acqua nello scambiatore "geotermico".

I problemi più rilevanti sono legati alla necessità di provvedere a soluzioni resistenti per la "vulnerabilità" a navi o a barche delle tubazioni immerse nei corpi d'acqua di superficie o a tubazioni con scarsa tendenza all'usura per la presenza di detriti e agenti corrosivi propri della acqua superficiali ed anche alla necessità di prevedere filtri e quindi maggiori perdite di carico e consumi di energia elettrica alle pompe di circolazione.

Rimane per queste applicazioni lo svantaggio di avere una variabilità della sorgente geotermica più elevata e quindi una peggiore risposta del sistema alle richieste dell'utenza specialmente nelle condizioni di picco sia estive che invernali.

Non resta escluso che per esigenze, luoghi e condizioni particolari delle temperature dei corpi d'acqua non possano essere effettuati raffreddamenti completi o preventivi dei fluidi di processo a fronte dell'utilizzo diretto dell'acqua superficiale.

Gli scambiatori per le SWHPs devono consentire un buono scambio termico con l'acqua senza produrre ingombro eccessivo. Nel contempo, per problemi ambientali, bisogna evitare potenze termiche eccessivamente localizzate.

### **3. Il sistema pompa di calore geotermica**

#### *3.1 La sorgente geotermica*

Il sistema della pompa di calore geotermica utilizza l'energia solare accumulata nella crosta terrestre. L'energia è trasferita giornalmente alla superficie terrestre dalla radiazione solare, dalle piogge, dai venti, etc. Come conseguenza di questo continuo scambio di energia la temperatura della terra a circa 9 m di profondità ed oltre approssima la temperatura media annuale dell'aria. Tra la superficie e la profondità di circa 2 m la temperatura del terreno oscilla attorno a quella media annuale dell'aria con modalità dipendenti dalla posizione geografica, dal tipo di terreno e dalla sua umidità [10]. Le oscillazioni di temperatura del terreno sono di misura ben più moderata rispetto a quelle dell'aria esterna. A fronte di una ampiezza massima per l'aria 30°C intorno alla media annuale, per il terreno già ad una profondità di circa 1,2 m l'oscillazione può ridursi di circa la metà. In fig. 7 si riporta l'andamento delle temperature a differenti profondità paragonate con quelle dell'aria per una

località americana dell'Oklahoma, Stillwater [10]. Si può notare che a profondità ridotte già l'oscillazione della temperatura si riduce in ampiezza in maniera considerevole e i picchi e i ventri sono in ritardo rispetto alle oscillazioni dell'aria esterna per effetto del "volano termico" costituito dal terreno. Si noti in particolare che nei mesi invernali in cui è massima la richiesta di energia termica e nei mesi estivi in cui è massima la richiesta di raffrescamento degli ambienti, le differenze tra la temperatura dell'aria e quelle del terreno alle varie profondità sono massime.

### 3.2. L'efficienza di una pompa di calore

La circostanza evidenziata da ultimo nel paragrafo precedente consente alle pompe di calore geotermiche di costituire una alternativa estremamente efficiente alle pompe di calore aria-aria. E' vero infatti che dal punto di vista termodinamico il ciclo inverso è tanto più efficiente quanto minore è la differenza di temperatura tra le due sorgenti termiche.

Il miglioramento risulta evidente se si osserva l'espressione delle efficienze frigorifere della macchina a ciclo inverso di Carnot (1) e (2) per le quali l'efficienza è funzione del rapporto tra le temperature delle sorgenti termiche che scambiano con la macchina [9].

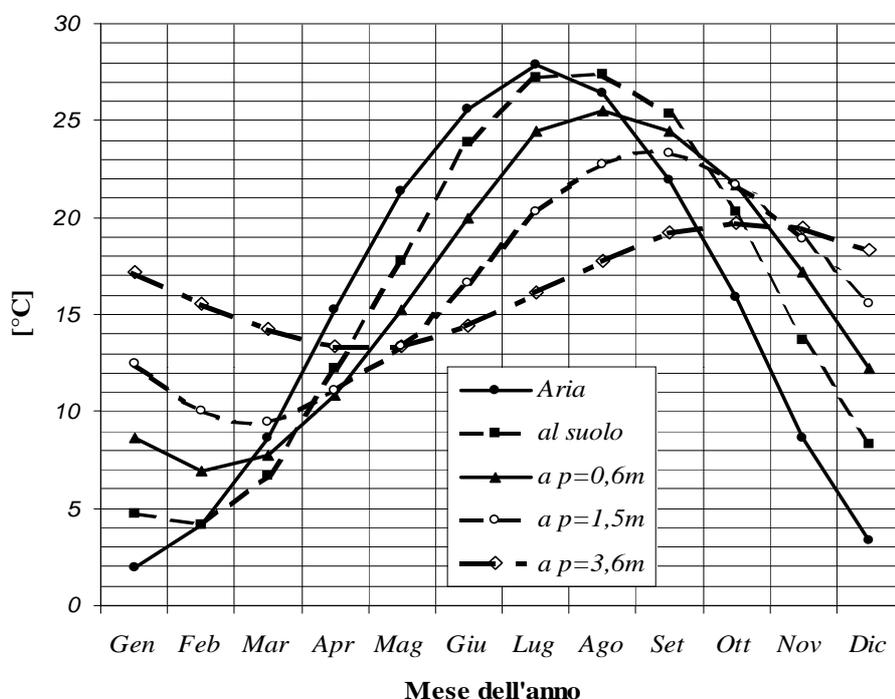


Figura 7 - Oscillazioni di temperatura dell'aria e del terreno a varie profondità [10]

Quando le temperature delle sorgenti si avvicinano e quindi il loro rapporto tende all'unità l'efficienza del ciclo sale a valori molto elevati (fig.8)

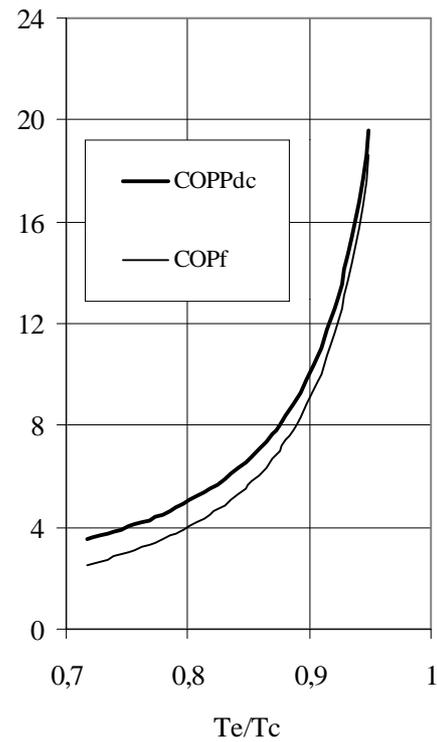
$$COP_f = \frac{T_e}{T_c - T_e} = \frac{1}{\frac{T_c}{T_e} - 1} \quad (1)$$

$$COP_{Pdc} = \frac{T_c}{T_c - T_e} = \frac{1}{1 - \frac{T_e}{T_c}} \quad (2)$$

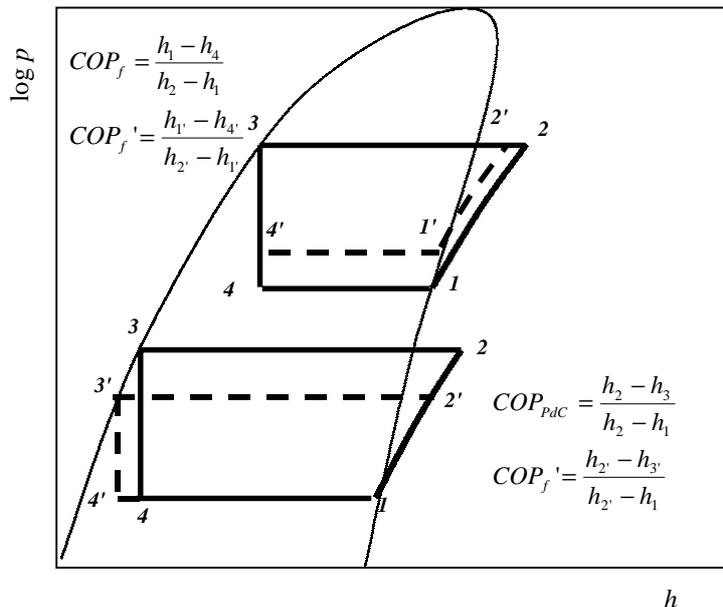
In figura 9 il diagramma  $h; \log(p)$  evidenzia quanto la riduzione della distanza sulla scala delle temperature tra i tratti che rappresentano le trasformazioni di evaporazione e di condensazione porti benefici in termini di efficienza del ciclo.

I due cicli sono raffigurati sullo stesso diagramma rappresentativo di un fluido frigorigeno, ma le conseguenze che si possono trarre dalla loro analisi non dipendono dai livelli assoluti di temperatura. Se si opera una riduzione della temperatura di condensazione con l'ipotesi del raggiungimento del titolo nullo nella trasformazione di cessione di calore all'esterno è evidente che ad una più ridotta differenza di entalpia in fase di compressione corrispondono più ampie differenze di entalpia nelle fasi di evaporazione e condensazione. Data l'espressione delle efficienze frigorifere, sia in condizioni estive che invernali, si deduce chiaramente il vantaggio energetico di tale pratica.

Se si alza la temperatura di evaporazione si nota la riduzione di tutte e tre le differenze di entalpia, ma risulta evidente che la riduzione più influente ai fini delle efficienze frigorifere sia in condizioni invernali sia in condizioni estive è quella che riguarda la fase di compressione, a denominatore delle espressioni riportate in fig. 9.



**Figura 8** - Efficienze frigorifere della macchina di Carnot a ciclo inverso tra le temperature di condensazione e di evaporazione



**Figura 9** - Variazione di efficienza a seguito della variazione dei livelli termici delle sorgenti

Ulteriore evidenza di questa influenza su cicli con trasformazioni reali di compressione ed espansione isoentalpica è nelle figure 10a, 10b, 11a e 11b, 12a e 12b. Qui, per cicli semplici a compressione di vapore, vengono diagrammati i valori dei  $COP_{PdC}$  al variare delle temperature di evaporazione e di condensazione del fluido frigorifero e del rendimento interno del compressore.

I fluidi presi in considerazione sono l'R12, l'R22 e l'R134a e per essi risulta confermato l'aumento

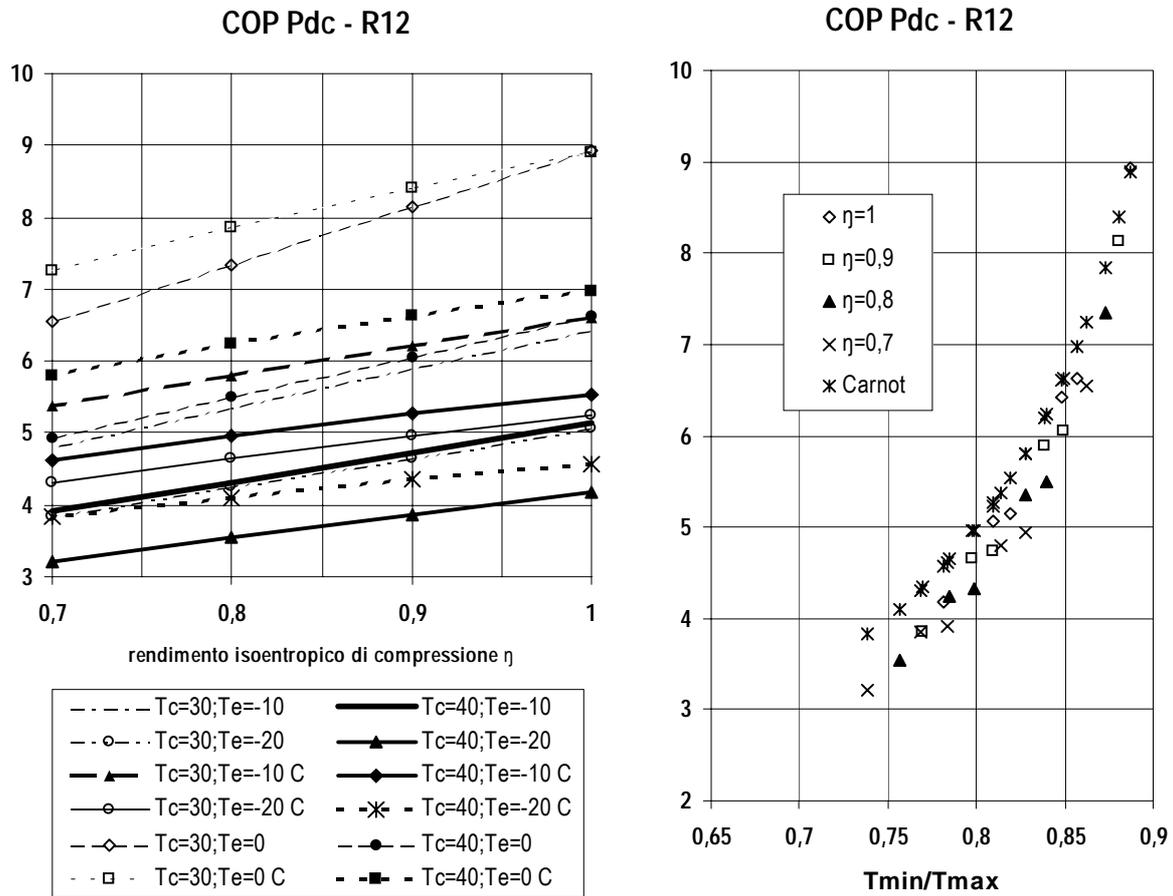
dell'efficienza al tendere all'unità del rapporto delle temperature massima e minima del ciclo. I vantaggi possono essere ritenuti sostenuti anche in condizioni vicine alla pratica reale, cioè con rendimenti del compressore molto lontani dall'unità.

La scelta di un livello di temperatura di lavoro per la sorgente geotermica può essere effettuata in maniera anche più favorevole per il fatto che gli scambiatori fluido frigorifero-acqua operano con efficienze più che accettabili anche con differenze di temperatura di 5°C.

Per ognuno dei fluidi le variazioni dell'efficienza sono nello stesso senso con maggiore o minore convenienza in dipendenza del singolo diagramma di stato. Tanto maggiore è la differenza tra le temperature di condensazione e di evaporazione, come anche la differenza tra le temperature massima e minima raggiunte, tanto minore è l'efficienza del ciclo termodinamico. Le figura *a* per i tre fluidi presi in considerazione mostra questa tendenza al variare del rendimento termodinamico interno di compressione- la cui corretta valutazione è di grande importanza per l'analisi del ciclo-, per ogni condizione di lavoro individuata; La figura *b* rappresenta l'efficienza al variare del rapporto delle temperature minima e massima del ciclo per le stesse condizioni individuate raggruppandole per valore del rendimento termodinamico di compressione.

La macchina di Carnot di riferimento lavora tra le temperature massima e minima raggiunte nel ciclo reale e non tra quelle di condensazione e di evaporazione. Ciò spiega il perché le efficienze dei cicli reali risultino in molti casi più alte di quelle della relativa macchina di Carnot.

In termini energetici l'uso di pompe di calore geotermiche permette i risparmi maggiori nelle condizioni climatiche più gravose, cioè durante i picchi di freddo invernale o di caldo estivo. In questi casi le differenze di temperatura tra ambiente condizionato ed ambiente esterno sono le più ampie. In inverno, inoltre, quando la temperatura dell'aria raggiunge valori molto bassi, si può verificare la formazione di ghiaccio sulle batterie di evaporazione e ciò costringe ad effettuare con frequenza l'inversione del ciclo. La conseguenza di ciò è una ulteriore riduzione dell'efficienza della macchina frigorifera, nonché del comfort all'interno

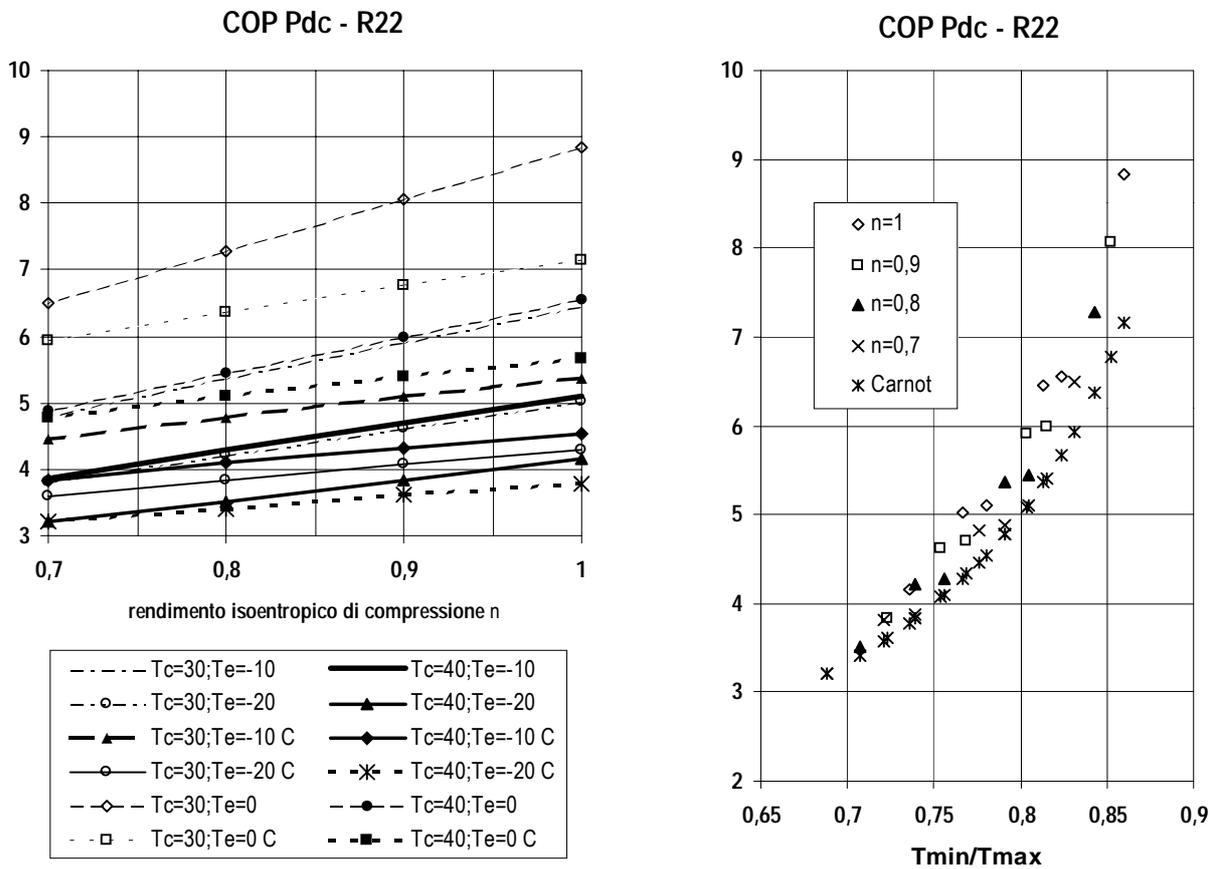


**Figura 10a, 10b** - Andamenti del COP Pdc al variare del rendimento isoentropico di compressione e del rapporto tra le temperature massima e minima di un ciclo inverso percorso da R12. Le etichette si riferiscono alle condizioni di evaporazione e di condensazione e la C indica il riferimento al ciclo di Carnot compreso tra le temperature minima e massima raggiunte nel ciclo reale corrispondente.

degli ambienti, rispettivamente per l'incremento del fabbisogno di energia elettrica e per l'interruzione della fornitura di energia termica all'utenza.

Le pompe di calore geotermiche sono esenti da questi problemi visto che esse si interfacciano con una sorgente termica a temperatura molto poco variabile intorno a quella media annuale dell'aria nella zona dell'impianto, cioè, salvo che per zone all'estremo nord, a temperature più alte di 0°C.

Inoltre l'energia termica fornita al fluido evolvente che esce dal compressore può essere utilizzata in maniera molto efficiente in un desurriscaldatore per servire un impianto di acqua per uso sanitario. Questa risulta completamente gratuita in fase estiva, mentre può essere

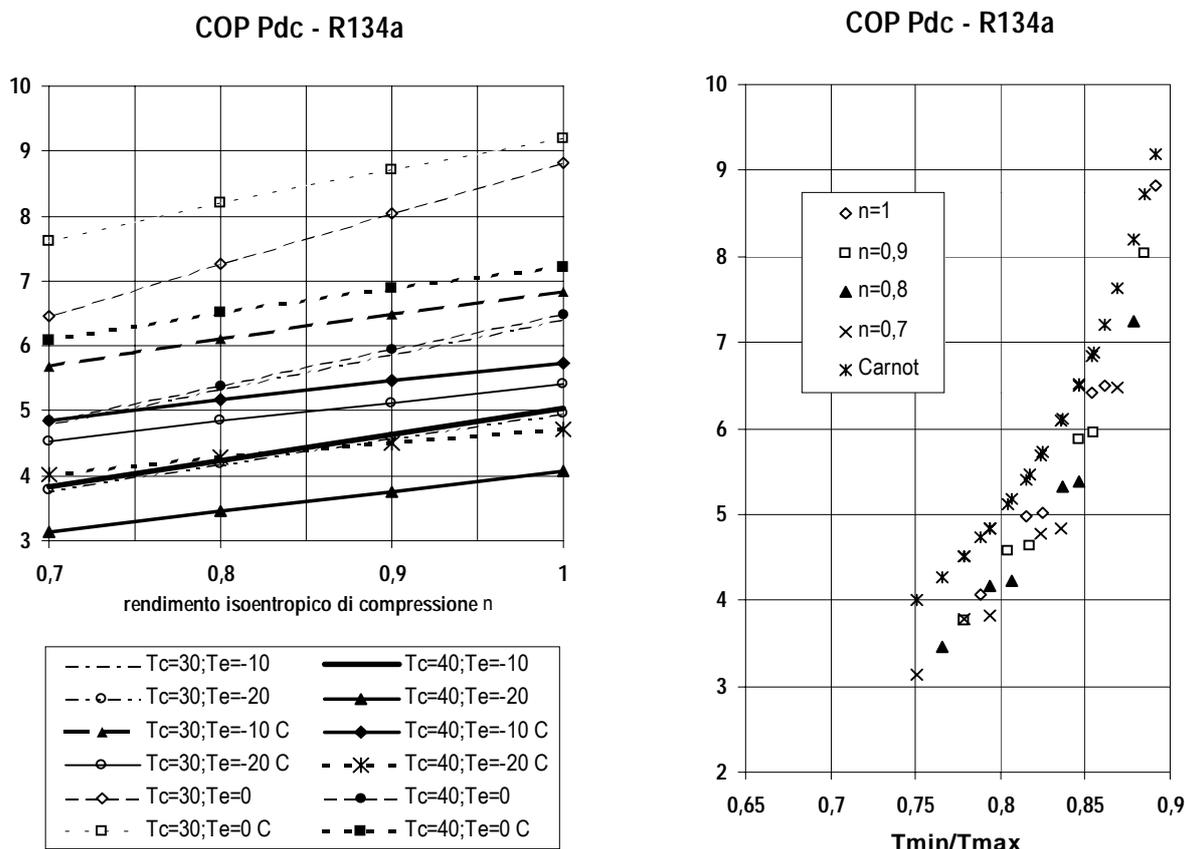


**Figura 11a, 11b** - Andamenti del COP Pdc al variare del rendimento isentropico di compressione e del rapporto tra le temperature massima e minima di un ciclo inverso percorso da R22. Le etichette si riferiscono alle condizioni di evaporazione e di condensazione e la C indica il riferimento al ciclo di Carnot compreso tra le temperature minima e massima raggiunte nel ciclo reale corrispondente.

ottenuta in maniera ugualmente efficiente in inverno optando per impianti con priorità sulle esigenze di acqua calda o con sistemi di accumulo di acqua calda.

#### 4. Il dimensionamento termico dello scambiatore geotermico verticale

Il progetto degli scambiatori geotermici verticali è complicato dalla presenza di una moltitudine di possibili formazioni geologiche, le cui proprietà influenzano in maniera consistente il loro dimensionamento [1,6]. E, d'altra parte, la conoscenza precisa di ogni installazione non è sempre possibile per questioni di tipo economico; molti fattori sono necessari all'attività di progettazione e tra questi il contenuto di umidità del terreno, la sua



**Figura 12a, 12b** - Andamenti del COP Pdc al variare del rendimento isentropico di compressione e del rapporto tra le temperature massima e minima di un ciclo inverso percorso da R134a. Le etichette si riferiscono alle condizioni di evaporazione e di condensazione e la C indica il riferimento al ciclo di Carnot compreso tra le temperature minima e massima raggiunte nel ciclo reale corrispondente.

composizione -che in generale varia a seconda della profondità-, la presenza della falda acquifera con le sue mutazioni stagionali.

Data la probabile assenza di parte di questa serie di dati, la pratica progettuale statunitense ha proceduto con approccio pragmatico risalendo ai dati mancanti per confronto con i risultati ottenuti da pozzi-sonda o dai primi impianti già in funzione per trarre da essi informazioni legate alle caratteristiche geologiche di luoghi analoghi da trattare con le dovute cautele.

In aggiunta a ciò, l'esperienza ha mostrato che per impianti a servizio di edifici commerciali si registra una fluttuazione significativa della temperatura del terreno in conseguenza delle diverse esigenze di riscaldamento e di raffreddamento, al variare del regime dell'impianto e delle stagioni. Il fenomeno ha colpito in maggior misura gli edifici commerciali, perché essi richiedono un'elevata quantità di energia termica in spazi ristretti a differenza degli impianti a servizio di utenze residenziali che smaltiscono la potenza scambiata su di una area più "proporzionata" [6].

Il metodo semplificato per dimensionare gli scambiatori di calore poggia su di un numero limitato di esperienze in impianti ad uso commerciale, facendo a meno di informazioni legate agli effetti di lunga durata dell'interazione energetica con il suolo che provoca variazioni del livello della falda acquifera e potenzialmente sulle superfici di scambio termico.

Questo metodo è fondato sulla risoluzione del problema dello scambio termico di un cilindro affogato nel terreno che origina una equazione dovuta a Carlslaw and Jaeger e che fu risolta da Ingersoll e migliorata da Kavanaugh [6] per tenere in considerazione la forma ad U degli scambiatori, il quale propose la sua soluzione come adatta a risolvere il problema nel caso in cui la semplificazione di una sorgente termica lineare non fosse ammissibile e originasse errori sensibili, cioè quando fossero in considerazione periodi di tempo ridotti che originano scostamenti percettibili di temperatura del terreno rispetto alla sua media giornaliera.

E' stato dimostrato che la prestazione termica di uno scambiatore di calore geotermico è fortemente dipendente dalle quantità di calore cedute al terreno o da questo assorbite. Il fattore tempo, allora, per il quale determinate condizioni del terreno vengono supposte, ha una notevole importanza nel dimensionamento dello scambiatore. Può succedere che le condizioni di massima e minima temperatura del terreno si raggiungano in anni molto lontani da quelli in

cui si definisce compiutamente il progetto dello scambiatore e questo avviene tanto più facilmente quanto gli scambiatori sono collocati a ridotta distanza l'uno dall'altro. Per questo motivo il progetto dello scambiatore dovrebbe simulare le condizioni di un lungo periodo di tempo. E' anche vero, però, che non è necessario provvedere ad una simulazione dettagliata di molti anni a venire, dato che le variazioni nella temperatura del terreno sono smorzate dalla enorme inerzia termica del terreno che circonda il circuito di scambio termico. Per questo, una valutazione di media annuale può essere ritenuta sufficiente ad uno studio finalizzato ad un corretto dimensionamento. Questo concetto può essere esteso anche alle variazioni di temperatura del suolo su base mensile, ma grande cura deve essere posta nell'approccio ai carichi termici giornalieri per i quali il tempo di "reazione" del terreno circostante non consente di adeguare le condizioni al contorno alle richieste di picco sia nel senso dell'assorbimento che nel senso della cessione di potenza termica nello scambio con il terreno.

Il metodo di Ingersoll tiene in conto queste variazioni di breve periodo partendo dalla semplice espressione (3) di scambio termico e specializzandola per l'applicazione geotermica:

$$q = L(t_g - t_w) / R \quad (3)$$

dove  $q$  [W] è la potenza scambiata,  $L$  [m] la profondità del pozzo da scavare,  $t_g$  [°C] la temperatura del suolo,  $t_w$  temperatura media dell'acqua,  $R$  [(m K)/W] il valore opportuno di resistenza termica del terreno.

Lo studioso, infatti, trasforma l'equazione stazionaria considerando i termini di potenza costante e i termini di potenza di picco per tenere in conto le differenze che la variazione di potenza scambiata origina sulla resistenza termica del terreno e sulle temperature di ingresso e di uscita dell'acqua. Ai valori di resistenza termica appropriati si perviene con considerazioni dipendenti dal tempo.

La equazione precedente così trasformata ed esplicitata in funzione del parametro incognito cioè della profondità del pozzo di l'alloggiamento dello scambiatore geotermico, per entrambi i casi, estivo ed invernale, assume le due forme seguenti:

$$L_c = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lc} - \bar{W}_c)(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2} - t_p} \quad (4)$$

$$L_h = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lh} - \bar{W}_h)(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2} - t_p} \quad (5)$$

dove  $F_{sc}$  è il fattore di perdita per corto circuito termico,  $L_c$  [m] la lunghezza del pozzo richiesta per il carico estivo di raffrescamento,  $L_h$  [m] la lunghezza del pozzo richiesta per il carico invernale di riscaldamento,  $PLF_m = \sum_i (PL_i \cdot h_{PL,i}) / (ML \cdot 24) \times d_{PL} / 30$  il fattore di carico parziale durante il mese di progetto,  $PL_i$  [W] l'iesimo carico parziale,  $h_{PL,i}$  le ore per le quali si richiede il carico parziale iesimo,  $ML$  [W] il carico massimo,  $d_{PL}$  i giorni per i quali è richiesto un carico parziale,  $q_{lh}$  [W] carico invernale di picco sulla base temporale minima individuata (tipicamente 4-6 ore),  $q_{lc}$  [W] carico estivo di picco sulla base temporale minima individuata,  $q_a = \left( q_{lc} \frac{COP_f + 1}{COP_f} h_c + q_{lh} \frac{COP_{PdC} - 1}{COP_{PdC}} h_h \right) / 8760$  espresso in [W] la media annuale netta di potenza termica scambiata con il terreno,  $R_{ga}$  [(m K)/W] la resistenza effettiva del terreno rispetto alla potenza termica scambiata su base annuale,  $R_{gm}$  [(m K)/W] la resistenza termica effettiva del terreno rispetto alla potenza termica scambiata su base mensile,  $R_{gd}$  [(m K)/W] la resistenza termica effettiva del terreno rispetto alla potenza termica scambiata su base temporale minima,  $R_b$  [(m K)/W] la resistenza termica effettiva del pozzo riempito con il relativo materiale,  $t_g$  [°C] temperatura del terreno indisturbato,  $t_p$  [°C] penalità in temperatura per l'interferenza degli altri pozzi,  $t_{wi}$  è la temperatura di ingresso dell'acqua,  $t_{wo}$  è la temperatura di uscita dell'acqua,  $\bar{W}_c = PLF_{d,c} \cdot W_c$  [W] la potenza elettrica assorbita al carico geotermico estivo di picco sulla base temporale inferiore,  $\bar{W}_h = PLF_{d,h} \cdot W_h$  [W] la potenza elettrica assorbita al carico invernale di progetto,  $PLF_{d,c}$  il fattore di carico estivo parziale di picco sulla base temporale inferiore,  $PLF_{d,h}$  il fattore di carico invernale parziale di picco sulla base temporale inferiore,  $W_c$  [W] la potenza elettrica assorbita a carico estivo nominale,  $W_h$  [W] la potenza elettrica assorbita a carico invernale nominale.

Le equazioni (4) e (5) devono essere scritte con i termini di potenza termica, dei carichi

termici dell'edificio e delle penalità in temperatura positivi per la fase invernale e negativi per la fase estiva. Esse considerano tre differenti impulsi di potenza termica per valutare lo sbilancio termico complessivo tra sistema e terreno: la potenza netta su base annua, quella media riferita al mese di progetto e quella massima richiesta dal sistema nel breve periodo. Il periodo più breve che questa procedura consente di prendere in considerazione si spinge fino ad un'ora, ma per problemi di natura computazionale è consigliabile non spingersi oltre un minimo di 4 ore.

Il pozzo richiesto ha la profondità dettata dalla maggiore tra le due quantità  $L_c$  e  $L_h$ . Se il calcolo produce come lunghezza maggiore quella relativa al periodo estivo, l'installazione di uno scambiatore di queste caratteristiche migliora lo scambio termico in inverno. Nell'ottica del contenimento dei costi di installazione o nella impossibilità di realizzare superfici di scambio così estese, in alternativa a quanto detto, si potrebbe installare uno scambiatore con la lunghezza invernale dotando l'impianto di una torre evaporativa a compensazione delle esigenze di carico estivo.

Se a valle del calcolo, al contrario, la lunghezza "invernale" risulta la più alta, il progettista non può che prevedere uno scambiatore geotermico di questa lunghezza e beneficiare dell'aumento di efficienza della macchina durante la fase estiva venendo a recuperare con il minor costo di esercizio il maggiore impegno in fase di investimento iniziale. E' importante sottolineare come nelle equazioni riportate le resistenze termiche siano riferite all'unità di lunghezza del pozzo e non a quella del tubo e che vi siano compresi tre termini di resistenza termica del terreno caratteristici di un approccio di tipo stazionario, che invece vengono utilizzati per risolvere un problema in origine instazionario.

Il reperimento dei valori per questi tre termini,  $R_{ga}$ ,  $R_{gm}$  e  $R_{gd}$ , disponibili in tabelle, oltre a risentire delle difficoltà legate alla necessità di ricondurre a valori significativi a livello progettuale, resistenze termiche di origine geologica tenendo in considerazione l'effettiva distribuzione granulometrica del terreno utilizzato, la porosità delle rocce, la quantità di umidità in essi contenuta, le differenze di comportamento a diversi livelli di profondità nel terreno per il mutare delle condizioni, devono fare i conti anche con la loro significatività temporale. L'approccio di Carslaw e Jaeger per passare dalle grandezze di tipo stazionario a quelle significative su base temporale definita, è quello che vede il calcolo del numero di

Fourier,  $Fo$ , l'individuazione di 3 periodi temporali significativi e il calcolo di tre fattori correttivi che portano a valutare  $R_{ga}$ ,  $R_{gm}$  e  $R_{gd}$ .

$$Fo = \frac{4\alpha_g \tau}{d^2} \quad (6)$$

con  $\alpha_g$  [ $m^2/s$ ] la diffusività termica del terreno,  $\tau$  [s] il tempo di riferimento e  $d$  [m] il diametro esterno del tubo. Il tre periodi significativi sono identificati nel:  $\tau_f$  pari al tempo per cui si ritiene che debba funzionare l'impianto (relativo al carico  $q_a$ );  $\tau_1$  pari a  $\tau_f$  maggiorato di un mese (con il relativo carico  $PLF_m(q_{lh,lc} - \bar{W}_{h,c})$ );  $\tau_2$  pari a  $\tau_1$  maggiorato del periodo minimo durante il quale si considera presente il massimo carico termico ( $q_{lh,lc} - \bar{W}_{h,c}$ ).

Il calcolo del numero di Fourier viene effettuato sulla base dei tre tempi individuati:

$$Fo_f = \frac{4\alpha_g \tau_f}{d^2} \quad Fo_1 = \frac{4\alpha_g (\tau_f - \tau_1)}{d^2} \quad Fo_2 = \frac{4\alpha_g (\tau_f - \tau_2)}{d^2}$$

In seguito vengono letti su di un grafico riportato in figura tre fattori correttivi  $G$  con i pedici corrispondenti ai numeri di Fourier che forniscono le resistenze termiche cercate secondo le formule seguenti:

$$R_{ga} = \frac{G_f - G_1}{k_g} \quad R_{gm} = \frac{G_1 - G_2}{k_g} \quad R_{gd} = \frac{G_2}{k_g}$$

con  $k_g$  [ $W/(m K)$ ] conduttanza del terreno.

Quanto al valore di  $R_b$  vi è da considerare che esso è da ritenere costante vista la limitata resistenza termica del pozzo rispetto al terreno circostante; cioè a dire che su questo termine non appare necessario introdurre le complicazioni derivanti dalla variazione sulla resistenza termica provocata dalla variazione della potenza termica scambiata in intensità e verso. Le variazioni di questo parametro che rappresenta la resistenza termica per unità di lunghezza del pozzo e non del tubo, risente dell'influenza del regime di flusso interno alle tubazioni e quindi dalla viscosità del fluido (maggiore o minore percentuale di antigelo), dalla sua sezione trasversale, dal suo spessore e dal materiale di cui le tubazioni sono composte. Queste osservazioni hanno allora notevoli ripercussioni sul costo dell'installazione. Per la scelta del dato da utilizzare per questi calcoli sono disponibili in letteratura tabelle in funzione della

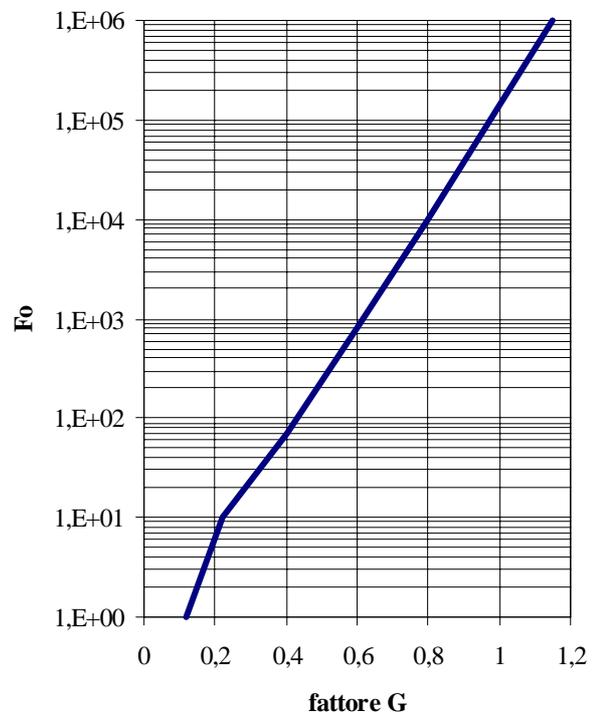
percentuale di antigelo, della tubazione utilizzata e della portata di fluido passante attraverso la tubazione.

Ancora grande importanza riveste la scelta dei valori da attribuire alla resistenza termica offerta dal materiale di riempimento del pozzo o dal materiale di cementazione delle pareti del pozzo. L'utilizzo di cementi potrebbe risultare dannoso per le caratteristiche di scambio termico con il terreno, ma purtroppo necessario per evitare la contaminazione delle falde acquifere da parte delle acqua di superficie oppure per evitare la mutua contaminazione di più falde acquifere a diversi livelli nel suolo attraversate dal medesimo pozzo. In questi casi vi potrebbero essere dei limiti di carattere normativo all'utilizzo di scambiatori geotermici verticali.

Normalmente la cementazione dei pozzi peggiora lo scambio termico, impedisce che l'acqua contribuisca allo scambio termico con il terreno circostante e, per questo, andrebbe evitata per quanto possibile. Esistono comunque anche cementi ad alta conduttanza termica che possono ovviare a questi inconvenienti. Ancora, per ridurre al minimo l'influenza della cementazione dei pozzi è consigliabile ridurre al minimo le loro dimensioni.

Per quanto riguarda le temperature da considerare nelle formule fornite per il calcolo degli scambiatori verticali, la scelta di  $t_g$  deve seguire ad una analisi sul terreno con pozzi di misura o al reperimento di informazioni derivanti da impianti simili o vicini o da mappe geologiche del luogo vista l'importanza che essa riveste sul dimensionamento dell'intero apparato geotermico.

La temperatura di ingresso dell'acqua nello scambiatore riveste anch'essa una importanza fondamentale visto che da essa direttamente dipendono i costi di impianto. Se è vero che una



**Figura 13** - Fattore correttivo per il calcolo delle resistenze termiche nel metodo di Carslaw e Jaeger [6].

$t_{wi}$  molto vicina alla  $t_g$  renderà l'impianto estremamente efficiente cogliendo il massimo delle potenzialità termodinamiche, esso darà luogo a superfici di scambio estremamente elevate. Al contrario una scelta di  $t_{wi}$  molto lontana da  $t_g$  consentirà di ridurre le installazioni geotermiche, ridurrà i vantaggi dell'utilizzo della sorgente geotermica e quindi i costi di esercizio. Per questo sono consigliati valori compresi tra i 5 e i 10 [°C] di differenza tra le due grandezze.

Quanto alla temperatura di uscita dell'acqua dallo scambiatore geotermico essa deriverà dalla classica formula di scambio termico che contiene la capacità termica, la portata di fluido vettore e la potenza termica di picco scambiata nelle condizioni di picco individuate come le più onerose per l'esercizio dell'impianto. L'ultimo parametro da fornire per ottenere le lunghezze dello scambiatore è  $t_p$  (la penalità di temperatura per la presenza degli altri pozzi vicini. Nuovamente per essa vale la logica del compromesso tra l'estensione dell'area utilizzata come sorgente termica e il costo per lo scavo di pozzi profondi ed è suggerito per essa un valore compreso tra  $\pm 0,5$  e 3 °C. Il modello della sorgente di calore lineare può fornire gli elementi per la valutazione del parametro ed alcune considerazioni sul fatto che la temperatura del terreno può cambiare nel tempo solo per effetto della energia accumulata su base annuale (differenza tra quella fornita in fase estiva e quella assorbita in fase invernale) visto che i picchi di potenza termica scambiata su base mensile o giornaliera possono assumersi assorbite dalla grande inerzia termica del terreno.

Poiché c'è molta differenza nelle caratteristiche del terreno in base al livello della falda acquifera e ai suoi movimenti e poiché non esistono studi di correlazione ben definiti, al progettista è demandato il compito di stabilire un range di valori possibili tra le condizioni limite di massimo e minimo livello. Il metodo più semplice per il calcolo della penalità in temperatura per la conduzione dell'impianto per diversi anni è quello di attingere ai dati di tabelle presenti in letteratura che esprimono questo dato in funzione della disposizione della griglia di scambiatori, delle caratteristiche medie del terreno, della differenza tra le potenze termiche scambiate in fase estiva ed invernale e dei valori di ingresso della temperatura dell'acqua.

## Conclusioni

Le pompe di calore geotermiche costituiscono una soluzione molto attraente dal punto di vista energetico per talune tipologie di edifici nelle quali sia possibile effettuare investimenti consistenti da recuperare con una sensibile diminuzione dei costi di esercizio.

Per far sì che questa tecnologia veda la propria applicazione sul territorio italiano v'è senza dubbio, però, la necessità di produrre una conoscenza più approfondita delle problematiche di progettazione e di installazione, come anche di una informazione più diffusa e capillare sul risparmio energetico conseguibile a fronte del suo utilizzo.

Sebbene la ricerca in questo ambito stia ancora fornendo risultati di rilievo può dirsi che la tecnologia e la tecnica progettuale in special modo negli Stati Uniti la tecnologia possa dirsi matura a cogliere le significative opportunità per l'utilizzo dell'energia geotermica in particolare in un Paese con scarse risorse energetiche.

## Bibliografia

- [1] *Commercial/Institutional Ground-Source Heat Pumps. Engineering Manual* (1995), prepared by Caneta Research, ASHRAE, Atlanta, Georgia, USA.
- [2] *Geothermal Energy* (1995) ASHRAE Handbook-Applications, pp. 29.14-29.25 - ASHRAE, Atlanta, Georgia, USA.
- [3] HEPBASLI A., AKDEMIR O., HANCIOGLU E. (2003), *Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system*, Energy Conversion and Management, 44, pp.527-548.
- [4] KAVANAUGH S.P., (1992), *Field test of vertical ground-coupled heat pump in Alabama*, ASHRAE Transactions, vol. 98 (2), pp.607-616 - Atlanta, Georgia, USA.
- [5] KAVANAUGH S.P., (1992), *Using Standards to compare energy consumption of Ground-Source HeatPumps with conventional Equipment*, ASHRAE Transactions, vol. 98 (2), pp.599-606 - Atlanta, Georgia, USA.
- [6] KAVANAUGH S.P., RAFFERTY K. (1997) *Ground Source Heat Pumps - Design of geothermal systems for commercial and institutional buildings* - ASHRAE Special Publications, Atlanta, Georgia, USA
- [7] LENARDUZZI F.J. CRAGG C.B.H., RADHAKRISHNA H.S., (2002), *The importance of Grouting to Enhance the Performance of Earth Energy Systems*, ASHRAE Transactions, 108, pp.424-434 - Atlanta, Georgia, USA.
- [8] LUND J.W. (2003), *Direct-Use of Geothermal Energy in the USA*, Applied Energy, 74, pp.33-42.
- [9] ZOGOU O., STAMATELOS A. (1998), *Effect of climatic conditions on the design optimization of heat pump systems for space heating and cooling*, Energy Conversion and Management, 39, pp.609-622.
- [10] *Closed-Loop/Ground-Source Heat Pump Systems. Installation Guide*. NRECA Research Project86-1, prepared by Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma, USA.