

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

FACOLTA' DI INGEGNERIA

**CORSO DI LAUREA SPECIALISTICA IN
INGEGNERIA PER L'AMBIENTE E IL TERRITORIO**

D.I.C.M.A. Dipartimento di Ingegneria Chimica, Mineraria e delle Tecnologie
Ambientali

TESI DI LAUREA

in
Giacimenti minerali con elementi di mineralogia Ls

**Modelli di scambio termico in pozzo sulla base della
caratterizzazione geotermica di un reservoir a bassa
entalpia: studio di sensitività sulla efficienza dei sistemi
di condizionamento con pompa di calore**

CANDIDATO
Francesco Tinti

RELATORE:
Chiar.mo Prof. Ing. Roberto Bruno

CORRELATORI
Chiar.mo Prof. Ing. Giovanni Naldi
Ing. Pier Luigi Zanotti
Ing. Massimo Alberti

Anno Accademico 2006/07

Sessione I

Parole chiave

Geotermia

Pompe di Calore

Sonde Verticali

Modelli Termici

Geothermal Heat Pumps

Borehole Heat Exchangers

Premessa

L'elaborato di laurea che vado a presentare è stato frutto di numerose ricerche ed indagini sperimentali, compiute in diverse regioni d'Italia nell'arco dei sei mesi di studio. Tale mole di lavoro si è concretizzata in un risultato finale che ne evidenzia la notevole complessità e la profonda interdisciplinarietà.

A tal proposito, vorrei ringraziare tutti gli enti, società e persone che, oltre al mio Relatore, hanno reso possibile il completamento di questa tesi:

l'Università SUPSI di Lugano per la collaborazione riguardo alla modellistica necessaria, la Società Geotermia SRL di Mantova per la disponibilità dimostrata nelle indagini in situ, il Professor Naldi per il prezioso aiuto sul settore impiantistico, e, in particolar modo, l'Ingegnere Zanotti, l'Ingegnere Alberti, e tutti i collaboratori dello Studio Seta di Faenza, presso il quale ho svolto la parte centrale della tesi, per la professionalità, la capacità e la simpatia dimostrate.

Indice

<u><i>1. Introduzione</i></u>	<u><i>pag. 3</i></u>
-------------------------------	----------------------

Stato dell'arte

<u><i>2. Il consumo energetico in Italia e la nuova legislazione</i></u>	<u><i>pag. 5</i></u>
<u><i>3. L'energia geotermica a bassa entalpia</i></u>	<u><i>pag. 13</i></u>
<u><i>4. La pompa di calore</i></u>	<u><i>pag. 17</i></u>
<u><i>5. Le tecniche di captazione del calore del sottosuolo</i></u>	<u><i>pag. 25</i></u>

Attività sperimentale

<u><i>6. L'impianto presso lo Studio Seta</i></u>	<u><i>pag. 39</i></u>
<u><i>7. La campagna di misurazione: operazioni preliminari</i></u>	<u><i>pag. 51</i></u>
<u><i>8. La campagna di misurazione: valutazione dell'efficienza</i></u>	<u><i>pag. 61</i></u>
<u><i>9. La modellistica termica del sottosuolo</i></u>	<u><i>pag. 73</i></u>

Analisi tecnico – economico – finanziaria

<u><i>10. L'analisi di sensibilità</i></u>	<u><i>pag. 87</i></u>
<u><i>11. L'analisi economica</i></u>	<u><i>pag. 97</i></u>
<u><i>12. Gli aspetti ambientali</i></u>	<u><i>pag. 105</i></u>
<u><i>13. Conclusioni</i></u>	<u><i>pag. 107</i></u>
<u><i>14. Allegato: Misure termiche in situ (estratto da “Laboratorio di Tesi LS”)</i></u>	<u><i>pag. 109</i></u>
<u><i>15. Bibliografia</i></u>	<u><i>pag. 111</i></u>

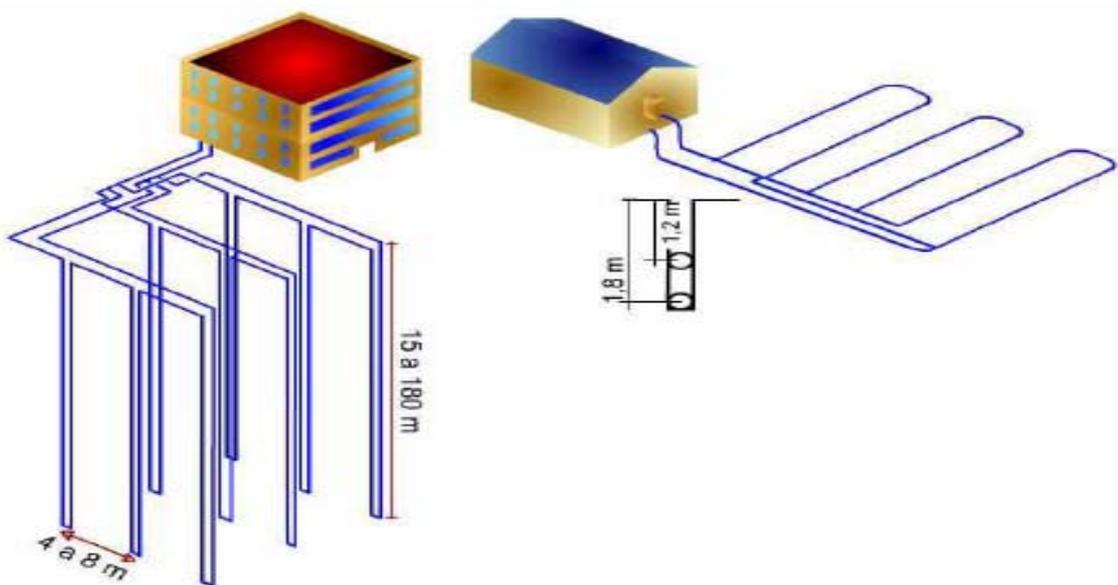
1. Introduzione

Tra i temi di attualità, quello del risparmio energetico è tra i più dibattuti negli ultimi anni; tale tema è strettamente correlato al problema del riscaldamento globale, infatti, mentre sul prossimo esaurimento delle risorse energetiche tradizionali non vi sono ancora certezze assolute, per quanto riguarda l'azione nociva dei gas serra, la Comunità Scientifica Internazionale si ritrova d'accordo su una netta presa di posizione contro l'emissione di tali sostanze, provocata in larga parte dall'utilizzo dei combustibili fossili.

In questo contesto, l'Unione Europea sta promuovendo la diffusione di tecnologie che non prevedano l'utilizzo di gas, petrolio o carbone, soprattutto per il settore dell'edilizia, ove una corretta progettazione e l'utilizzo di tecnologie non convenzionali può portare alla riduzione anche dell'80% dei consumi, con conseguente abbattimento delle emissioni. Tra questi interventi innovativi, il più comune e conosciuto è sicuramente quello del solare termico e fotovoltaico; ma ne esistono anche di altri, ancora non molto pubblicizzati in Italia, ma ampiamente conosciuti e utilizzati in altri paesi dell'Unione. Tra questi, vi è il sistema di riscaldamento analizzato in questa tesi: la pompa di calore geotermica. Tale sistema, come verrà spiegato nell'elaborato di laurea, ha indubbi vantaggi economici, energetici ed ambientali, a fronte di una non trascurabile spesa iniziale.

Attualmente, nel Nord Italia, si incominciano a vedere impianti di questo tipo, sulla scia del successo riscontrato nei paesi confinanti (in particolare Austria e Svizzera). La progettazione si basa attualmente su modelli statici, sviluppati dall'Università Svizzera del Canton Ticino, per l'utilizzo della pompa di calore nel territorio alpino. Obiettivo della tesi, è la verifica di tali modelli, di cui si è venuto a conoscenza grazie alla collaborazione con l'Università SUPSI, sulle condizioni idrogeologiche della Pianura Padana, soffermandosi su alcuni parametri fondamentali della progettazione di una pompa di calore geotermica, quali la conduttività e la capacità termica volumetrica dei terreni incontrati, la presenza di falde, ed i parametri geometrici del pozzo, al fine di dare una valutazione tecnica ed economica dell'impianto. Tali analisi è stata infatti fino ad ora affrontata in maniera sommaria dai perforatori, che eseguono generalmente sempre lo stesso modello di pozzo geotermico, sulla base degli esempi consolidati di Svizzera

e Germania. Alcune misure di temperatura in situ sono state rilevate in collaborazione con la società Geotermia SRL di Mantova, ditta specializzata nella perforazione di pozzi geotermici (tale esperienza è parte centrale dell'estratto "Laboratorio di Tesi Ls"), mentre la parte modellistica della tesi è stata sviluppata in collaborazione con lo studio di progettazione Studio Seta SRL di Faenza, il cui stabile è climatizzato in parte con una pompa di calore geotermica.



2. Il consumo energetico in Italia e la nuova legislazione

I dati dal 2002 al 2005 mettono in evidenza un aumento continuo dei consumi totali di energia con un tasso più elevato nel periodo 2002-2003 e un rallentamento nel periodo 2004-2005.

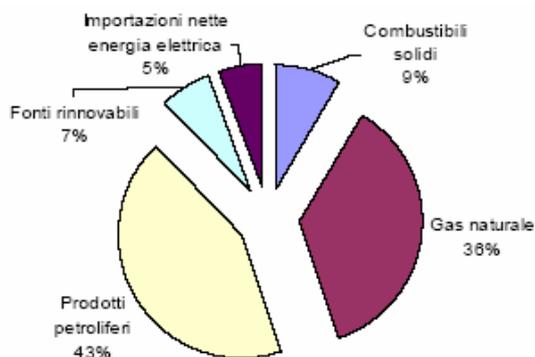
Il consumo di energia primaria evidenzia una riduzione dei consumi dei prodotti petroliferi, che restano comunque la fonte che contribuisce in quota maggiore alla domanda di energia.

La corrispondente crescita del ricorso al gas naturale conferma d'altronde un processo di sostituzione in atto già dalla metà degli anni 90. Anche il carbone fa segnare un calo nel 2005, invertendo, in questo caso, una tendenza all'aumento che si era verificata negli anni precedenti.

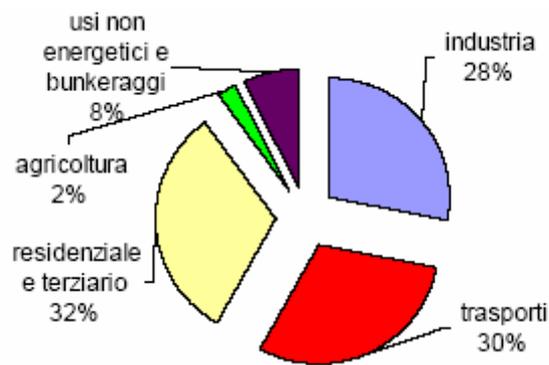
Sostanzialmente stabile nel lungo periodo il dato dell'energia elettrica importata, che vede nel 2005 una riduzione rispetto al 2004.

In riduzione di quasi 1 punto percentuale il contributo delle rinnovabili che, data la forte prevalenza della fonte idroelettrica, è condizionato dai fattori stagionali.

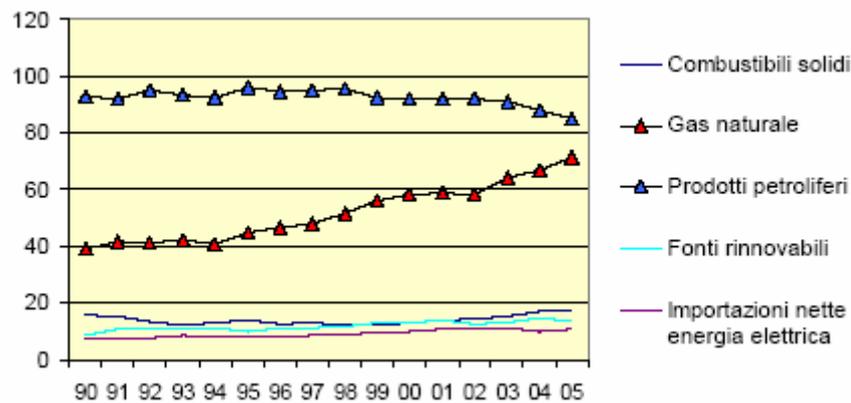
consumi di energia per fonte: anno 2005



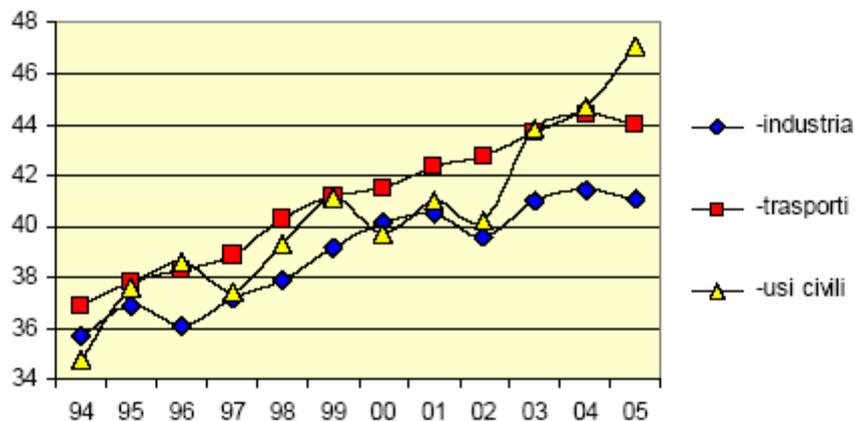
consumi di energia per settore: anno 2005



consumi di energia per fonte: trend 1990-2005



consumi di energia per settore: trend 1994-2005



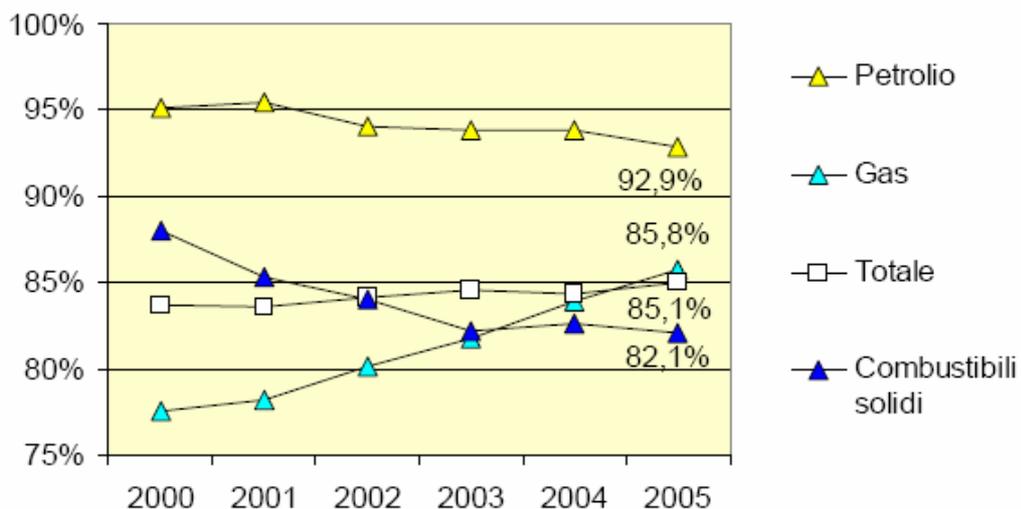
Come si evince dai grafici, l'aumento della domanda di energia riguarda soprattutto i settori residenziale e terziario ed è causato essenzialmente da fattori climatici.

In particolare, nel 2003, tali consumi sono aumentati in maniera sostenuta con un incremento sia dei consumi di gas per il riscaldamento ambientale sia dei consumi elettrici per la climatizzazione estiva.

Il trend di crescita si conferma nel 2004, anche se ad un ritmo più contenuto, e nel 2005; nell'ultimo anno la crescita dei consumi nel settore civile controbilancia la leggera diminuzione nel settore dell'industria e dei trasporti. Trovandosi l'Italia quasi totalmente priva di fonti primarie sul suo territorio nazionale, il fabbisogno energetico viene compensato da una predominante componente di importazione di idrocarburi, il cui andamento è in continua crescita a partire dalla fine degli anni 90.

La dipendenza complessiva dalle importazioni sale nel 2005 all'85,07% e fa segnare il suo massimo in relazione alle importazioni di petrolio (92,86%), il che ha un impatto negativo sull'economia del sistema-paese.

andamento percentuale della dipendenza energetica: trend 2000-2005

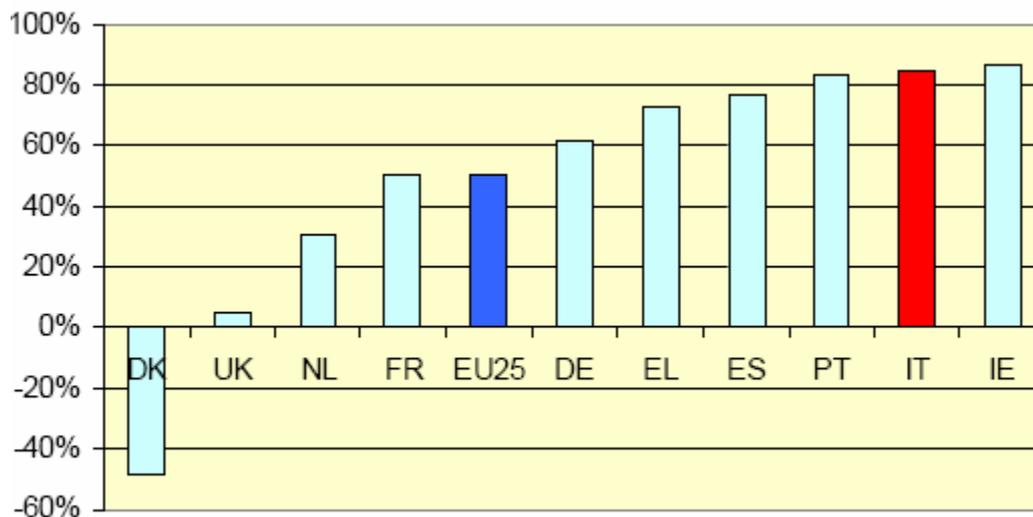


A livello globale, la domanda energetica in forte crescita non potrà essere soddisfatta dalle tecnologie tradizionali, senza aumentare fortemente la pressione sull'ambiente, sulla salute dell'uomo e sulla sicurezza

dell'approvvigionamento. Dovranno pertanto acquistare un ruolo predominante tecnologie in grado di soddisfare la domanda, riducendo al minimo le pressioni.

Per quanto riguarda l'Unione Europea a 27, essa presenta attualmente una dipendenza dalle importazioni d'energia per oltre il 50% del suo fabbisogno, cifra che, secondo le stime, raggiungerà il 65% nei prossimi anni.

Dipendenza energetica dell'Italia rispetto ad alcuni paesi ed alla media UE



Le priorità dell'Unione Europea, in accordo con gli obiettivi sanciti dal Protocollo di Kyoto per la riduzione di emissioni di gas serra (di almeno il 20% rispetto ai livelli del 1990 entro il 2020), si concentrano sul legame clima – energia – innovazione, da tradurre in precise scelte di politica pubblica sullo sviluppo e la diffusione di nuove tecnologie. Il perno della politica energetica è individuato nella sostenibilità come presupposto per la competitività e la sicurezza.

Il documento strategico del 10 gennaio 2007 “Una politica energetica per l'Europa”, auspica una *nuova rivoluzione industriale che acceleri la transizione verso una crescita a basse emissioni di carbonio e producendo, nel corso degli anni, un aumento spettacolare della quantità di energia locale a basse emissioni prodotta ed utilizzata. La sfida consiste nel farlo in un modo che ottimizzi gli incrementi di competitività potenziali per l'Europa e limiti i potenziali costi.*

Gli obiettivi specifici si concentrano sull'incremento dell'efficienza energetica e del ricorso a fonti rinnovabili e sull'adozione di tecnologie di cattura e stoccaggio di CO_2 , per rendere il sistema più sostenibile, meno dipendente da combustibili importati, basato su un diverso mix di fonti e vettori energetici, con particolare attenzione alle tecnologie a bassa/nulla intensità carbonica, rafforzando nel contempo la competitività delle industrie europee (7° programma quadro dell'UE).

La *“Tabella di marcia per le energie rinnovabili”* individua la necessità di realizzare un nuovo quadro legislativo di riferimento in materia di promozione e di utilizzo delle rinnovabili nell'Unione Europea al fine di garantire al settore privato quella stabilità a lungo termine che è condizione necessaria per definire piani di investimento in questo settore.

Per conseguire entro il 2020 l'obiettivo del 20% di rinnovabili sul consumo totale di energia, la Commissione ha previsto un costo aggiuntivo medio annuo tra il 2005 e il 2020 compreso, in funzione essenzialmente del prezzo del petrolio, tra 10 e 18 miliardi di euro. Tale costo verrebbe però compensato dalle rilevanti riduzioni di fonti fossili importate e di emissioni di gas serra realizzate grazie alla sostituzione accelerata dei combustibili fossili con le fonti rinnovabili. Questi investimenti consentirebbero, d'altra parte, di creare numerosi posti di lavoro e di sviluppare nuove imprese tecnologiche europee.

Gli atti fondamentali emanati dall'Unione Europea su questo argomento sono:

- Comunicazione COM(98) 571, nella quale si include la dimensione ambientale nella politica energetica dell'Unione Europea.
- Direttiva 2001/77/CE, relativa alla promozione dell'elettricità generata a partire da fonti di energia rinnovabile.
- Direttiva 2002/91/CE, sul rendimento energetico nell'edilizia.
- Direttiva 2003/96/CE, relativa alla tassazione dei prodotti energetici e dell'elettricità.
- Direttiva 2005/32/CE, sui requisiti di efficienza degli apparecchi che consumano energia.

- Comunicazione COM(2005) 627, relativa agli aiuti pubblici previsti per favorire la diffusione commerciale di elettricità prodotta da fonti alternative.
- Programma quadro per l'innovazione e la competitività (CIP 2007-2013) (Decisione 1639/2006/CE), mirato a favorire azioni a vantaggio della competitività e della capacità di innovazione all'interno dell'Unione Europea, focalizzando l'attenzione sulle tecnologie dell'informazione, delle ecotecnologie e delle fonti di energia rinnovabile.
- Direttiva 2006/32/CEE, concernente l'efficienza degli usi finali dell'energia

Per quanto riguarda l'Italia, la normativa in materia di efficienza energetica è la seguente:

- Legge 9 gennaio 91 n°10, riguardante norme per l'attuazione del Piano Energetico Nazionale, in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo di fonti rinnovabili.
- Decreto legislativo 29 dicembre 2003 n°387 – attuazione della direttiva 2001/77/CE.
- Decreto legislativo 19 agosto 2005 n°192 – attuazione della direttiva 2002/91/CE.
- Decreto legislativo 29 dicembre 2006 n°311, di correzione ed integrazione del decreto legislativo del.19 agosto 2005 n°192.

Inoltre, la legge 27 dicembre 2006 n. 296 (legge finanziaria 2007) *"Disposizioni per la formazione del bilancio annuale e pluriennale dello Stato"*, pubblicata sul Supplemento Ordinario della Gazzetta Ufficiale n. 299 del 27/12/06, dispone interessanti incentivi per il risparmio energetico. I modesti investimenti necessari per migliorare l'efficienza energetica delle abitazioni o dei luoghi di lavoro possono essere adeguatamente ricompensati non solo dalle minori spese di gestione e dalla consapevolezza di aver contribuito a salvaguardare l'ambiente, ma anche dalle detrazioni di imposta di cui sarà possibile beneficiare e che in alcuni casi coprono più della metà dei costi da sostenere.

In particolare è prevista una detrazione fiscale del 55% delle spese sostenute per:

- 1) riduzione delle dispersioni termiche degli edifici pari ad almeno il 20% dei valori riportati nell'allegato C del d.lgs. 19/08/2005 n° 192 (commi 344 e 345);
- 2) installazione di pannelli solari per la produzione di acqua calda (comma 346);
- 3) installazione di caldaie a condensazione (comma 347);
- 4) costruzione di nuovi edifici ad altissima efficienza energetica (comma 351).

E' prevista, invece, una detrazione del 20% per:

- 1) acquisto di frigoriferi o congelatori ad alta efficienza (comma 353);
- 2) acquisto di televisori dotati di sintonizzatore digitale integrato (comma 357);
- 3) installazione di motori elettrici ad alta efficienza o variatori di velocità (commi 358 e 359).

E' prevista, infine, una detrazione del 36% per:

sostituzione, nel settore commerciale, di apparecchi illuminanti e lampade a incandescenza con altri/e ad alta efficienza e installazione di regolatori di flusso luminoso (comma 354).

Da ultimo, si noti che sono anche finanziati interventi di carattere sociale da parte degli enti locali per ridurre i costi energetici a carico di soggetti economicamente svantaggiati (comma 364).

Questa legge è stata seguita dal Decreto Interministeriale 19/02/2007: *“Disposizioni in materia di detrazioni per le spese di riqualificazione energetica del patrimonio edilizio esistente”*.

Tali sgravi fiscali del 55% vengono concessi nei tre anni successivi all'intervento edilizio.

Date tali premesse, appare plausibile la diffusione a breve termine in Italia di tecnologie ad alto risparmio energetico per uso civile/commerciale.

Questa tesi di laurea focalizza l'attenzione su un particolare sistema di riscaldamento a basso impatto ambientale: il sistema a pompa di calore geotermica (Geothermal Heat Pump), particolarmente diffuso nel Nord/Centro Europa ed ancora in stato embrionale nel nostro paese, tanto da non essere espressamente citato in alcun comma della presente Legge Finanziaria.

Questa lacuna è stata colmata nella Circolare di chiarimento del 31/05/2007 n° 36, nella quale si specifica che: “data l'assenza di specifiche indicazioni normative, si deve ritenere che la categoria degli interventi di riqualificazione energetica comprenda qualsiasi intervento, o insieme sistematico di interventi, che incida sulla prestazione energetica dell'edificio, realizzando la maggior efficienza richiesta dalla norma. Vi rientrano a tipo esemplificativo, la sostituzione o l'installazione di impianti di climatizzazione invernale anche con generatori di calore non a condensazione, con pompe di calore,..., gli impianti geotermici,...”. In tal caso, la riduzione del 20% non si riferisce alle dispersioni termiche bensì al consumo di combustibili ed energia elettrica necessari.

Negli ultimi mesi, si sono registrati sempre maggior conoscenza ed interesse verso le pompe di calore geotermiche, infatti, come verrà illustrato in seguito, questa tecnologia presenta un elevato potenziale economico ed una adattabilità tale da prevederne la diffusione nel territorio nazionale nei prossimi anni.

A tal proposito, la Commissione Europa, nell'ambito del “Programma Energia Intelligente per l'Europa”, ha co-finanziato e promosso il progetto Ground-Reach, iniziato il primo gennaio 2006, che ha come oggetto la promozione sul mercato comunitario di sistemi di condizionamento degli edifici che utilizzino l'energia geotermica.

3. L'energia geotermica a bassa entalpia

L'energia geotermica è quella fonte di energia dovuta al calore immagazzinato nella crosta terrestre. Esso, per arrivare in superficie, si propaga attraverso le rocce o tramite fluidi vettori, quali acqua e gas.

La parte di tale calore che si propaga attraverso le rocce arriva in superficie sotto forma di flusso di calore o flusso geotermico. La sua unità di misura è l'heat flow unit: $1hfu = 10^{-6} cal/cm^2 \cdot s = 42mW/m^2$. La media terrestre è intorno a $1.5hfu = 63mW/m^2$. Il calore si propaga: per conduzione (senza trasporto di materia), per convezione (con trasporto di materia) e per irraggiamento (praticamente trascurabile).

Procedendo in profondità, la temperatura aumenta secondo un gradiente di 3°C ogni 100 m di profondità, a meno di anomalie termiche (presenza di faglie, vulcani, etc..).

Col termine entalpia si indica la quantità di energia termica di una data massa di fluido ed è definita da: $E = U + p \cdot v$, espressa in kJ/kg

$$\left[\frac{kJ}{kg} = \frac{kJ}{kg} + \frac{kN}{kg \cdot m^2} \cdot m^3 \right],$$
 dove U è l'energia interna, p la pressione e v il

volume del fluido, tutti valori definiti sull'unità di massa.

Tale grandezza definisce dunque la capacità termica del vettore fluido, sia liquido o gas, e dà un'idea di conseguenza della potenzialità del serbatoio geotermico.

Si definisce campo ad alta entalpia quel sistema dove il fluido, normalmente vapore, raggiunge temperature in genere superiori a 100 °C e pressioni elevate. L'energia ricavata può essere impiegata per usi indiretti, quali la produzione di energia elettrica (in Italia, sono presenti le centrali di Larderello, Travale-Rodicondoli e Monte Amiata).

Si parla, invece, di bassa entalpia quando il fluido base, rappresentato dall'acqua, ha temperature inferiori a 100 °C e pressioni di poco superiori alla P atmosferica. La coltivazione di un campo a bassa entalpia risulta molto più agevole che nell'altro caso, anche e soprattutto per le scarse profondità in gioco, ma il suo uso può essere solo di tipo diretto, cioè per il riscaldamento urbano, per l'agrozootecnica, per l'industria e per il settore dei bagni termali.

Tutti questi sistemi geotermici, indipendentemente dal valore di temperatura presente, hanno necessariamente caratteristiche comuni, che li rendono tali: sono formati da rocce porose e permeabili, dove sia libero di circolare, e di essere alimentato, il fluido vettore.

La porosità è la proprietà di un mezzo poroso a contenere fluidi; si indica come rapporto tra i volumi degli spazi vuoti e quelli dei pieni: $\varphi = \frac{V_v}{V_p}$, anche

se si usa in genere la porosità effettiva cioè $\varphi_i = \frac{V_i}{V_p}$, dove V_i rappresenta il volume dei vuoti interconnessi, in quanto i pori isolati non sono in grado di contenere fluidi.

La permeabilità è una caratteristica intrinseca del mezzo poroso che dà l'indicazione dinamica principale per quantificare la capacità produttiva di un reservoir. Molto comunemente è la capacità di un mezzo di farsi attraversare da un fluido in movimento. Si indica con $K = \frac{u \cdot \mu}{grad\theta}$, dove u è la velocità di

Darcy $u = \left(\frac{Q}{A}\right)\left[\frac{m}{s}\right]$, cioè il rapporto tra la portata di fluido entrante nei pori

e l'area di passaggio, μ è la viscosità del fluido $\left[\frac{kg \cdot m}{s}\right]$ e θ è il potenziale di

pressione $\theta = p + \gamma \cdot z \left[\frac{kg}{m \cdot s^2}\right]$. Nel sistema internazionale la permeabilità si

indica in $[m^2]$, però più comunemente si indica in darcy $[d]$ dal nome dell'idraulico che ha incominciato nell'800 a studiarla. $1 d = 0,987 \cdot 10^{-12} m^2$.

Inoltre, per lo sfruttamento di sistemi sia ad alta che a bassa entalpia, si ha generalmente bisogno di gradienti geotermici anomali, superiori alla media della crosta terrestre. Questo è dovuto al rapporto costi/benefici di una campagna di esplorazione e produzione.

Per un campo ad alta entalpia, necessitando temperature le più elevate possibili, si auspica infatti un loro raggiungimento alla minore profondità

Per un campo a bassa entalpia, la minore temperatura richiesta è però bilanciata dal minor beneficio prodotto, il che comporta l'impossibilità di effettuare perforazioni profonde (in genere la tecnologia è la stessa utilizzata

per i pozzi ad acqua, anche se vi sono casi di sondaggi fino a 1000 m, per particolari progetti di teleriscaldamento urbano).

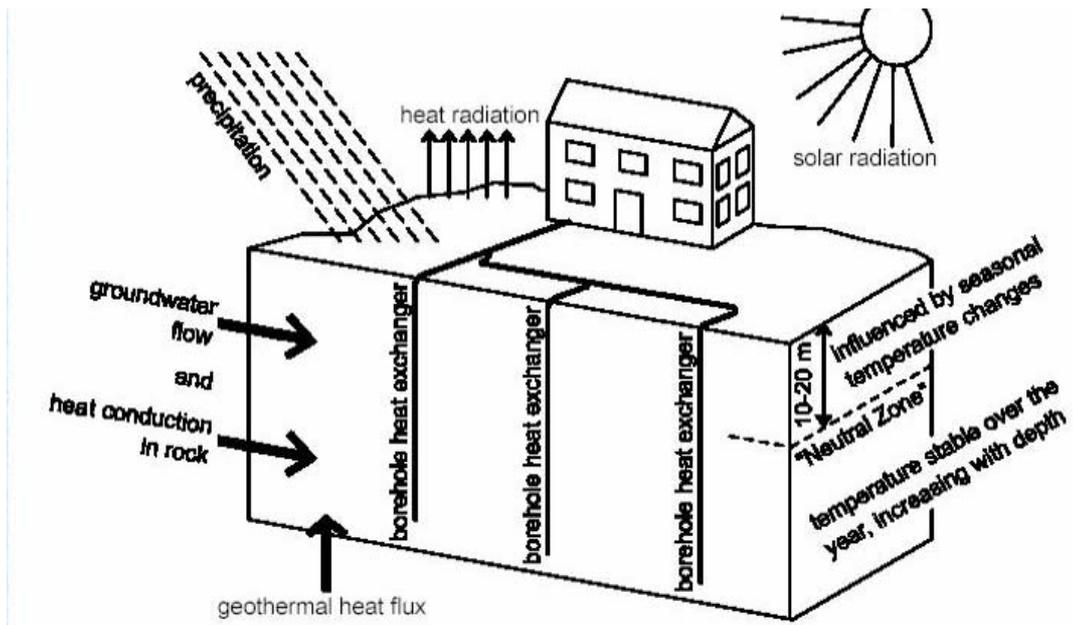
Ma vi è anche un'altra possibilità, che non prevede la presenza né di un serbatoio poroso e permeabile, né di un fluido vettore, né di un gradiente geotermico anomalo.

Non si può dunque parlare di vera e propria coltivazione di campi geotermici, ma piuttosto di sfruttamento del calore geotermico a bassissima entalpia.

Il sistema consiste nel raffreddamento degli strati superficiali del suolo, che cedono calore ad un livello termico sufficiente per l'evaporatore di una pompa di calore, a fini di riscaldamento; si eseguono varie perforazioni verticali e si inserisce in ognuna un sistema chiuso composto da tubi di mandata e ritorno, al cui interno si fa successivamente scorrere un fluido composto da acqua e antigelo. La terra per conduzione cede il suo calore alla sonda e di conseguenza al fluido, che torna in superficie riscaldato, e che, a sua volta, lo cede alla pompa di calore, tornando così in pozzo ad una temperatura inferiore di quella del terreno.

In genere le perforazioni hanno una profondità tra gli 80 e i 150 m, a seconda del tipo di terreno e di utilizzo; a tali condizioni, la temperatura del sottosuolo non è influenzata dalle variazioni climatiche esterne e si mantiene grossomodo costante durante l'arco dell'anno, intorno ai 15°C.

Effettuando lo scambio termico con il fluido esterno, però, il terreno va raffreddandosi, processo che può essere invertito durante l'estate facendo circolare nei tubi acqua più calda, derivante da processi di raffrescamento.

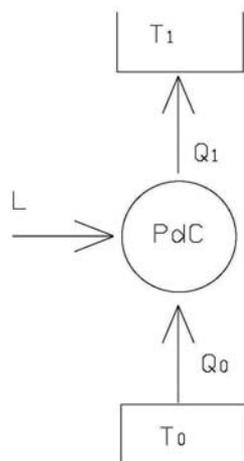


Tale utilizzo del calore del sottosuolo è ampiamente sviluppato nei paesi del Centro-Nord Europa (Svezia, Germania, Svizzera,..) e si sta diffondendo negli ultimi anni nei paesi mediterranei, il che dimostra l'estrema duttilità e adattabilità dell'impianto (al contrario degli utilizzi tradizionali, diretti e indiretti).

4. La pompa di calore

La pompa di calore è un dispositivo che permette di trasferire calore da un sistema ad una certa temperatura ad un sistema a temperatura superiore. In tal modo si rende utile per il riscaldamento l'energia derivante dal raffreddamento di qualsiasi sistema più freddo da riscaldare.

Il suo funzionamento è simile a quello di un frigorifero o di un condizionatore d'aria. La pompa di calore (PdC) è spesso utilizzata come impianto di riscaldamento (o raffreddamento) per ambienti interni e per il riscaldamento dell'acqua calda sanitaria. Contrariamente ai sistemi tradizionali ad energie fossili (olio per il riscaldamento, gas naturale,..) che producono calore bruciando queste risorse, le PdC prendono il calore presente nell'ambiente: aria, acqua o suolo, a dipendenza del tipo di impianto scelto, e lo trasferiscono con l'ausilio di energia elettrica nel luogo dove è richiesto.



L – lavoro fornito; *Q₀* – calore assorbito; *Q₁* – calore reso disponibile

Figura 1 schema del circuito: ambiente esterno - pompa di calore - ambiente interno

La quantità di calore trasformabile in lavoro è l'exergia od energia utilizzabile del sistema; la parte non trasformabile in lavoro è l'anergia o energia non utilizzabile. La pompa di calore riceve tutta energia utilizzabile, tale è l'energia elettrica. Le è allora possibile trasferire energia dall'ambiente, tutta energia non utilizzabile, al sistema a più alta temperatura. La quantità di calore reso disponibile non è più ad energia nulla: una parte di essa è energia utilizzabile, nel senso che si potrebbe ritrasferire calore dall'edificio all'ambiente esterno attraverso una macchina, ottenendo del lavoro. Se tutte

le macchine impiegate fossero ideali, tale lavoro sarebbe proprio pari a quello fornito in partenza alla pompa di calore. In realtà le macchine non sono ideali, così che l'exergia resa disponibile dalla pompa di calore è inferiore a quella fornita inizialmente. Il risultato che interessa è dunque la quantità di calore ottenuta dalla sorgente a più alta temperatura; fornendo dall'esterno lavoro (la macchina è in genere azionata da energia elettrica), il comportamento della PdC è allora qualificato dal coefficiente di effetto utile

o COP (Coefficient of Performance): $COP = \frac{Q_1}{L} = \frac{T_1}{T_1 - T_0}$; dove Q_1 è la

quantità di calore ottenuta, L il lavoro fornito, T_1 la temperatura della sorgente calda (del luogo ove è previsto il riscaldamento) e T_0 la temperatura della sorgente fredda (dell'ambiente). Viceversa se il sistema viene utilizzato per il condizionamento estivo, per cui il coefficiente di refrigerazione è:

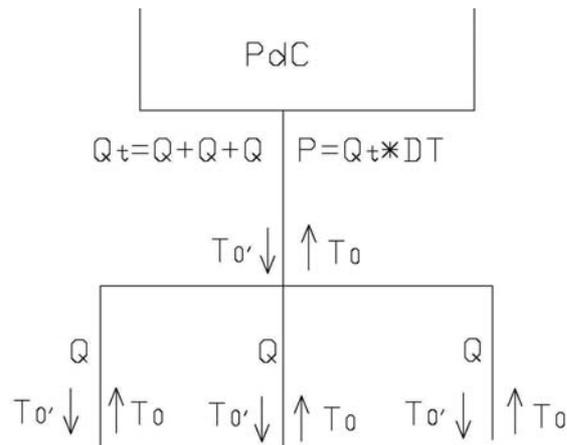
$EER = \frac{Q_1}{L} = \frac{T_1}{T_0 - T_1}$; dove Q_1 è la quantità di calore ceduta dall'ambiente

interno, L il lavoro fornito, T_1 la temperatura della sorgente fredda (del luogo ove è previsto il condizionamento) e T_0 la temperatura della sorgente calda (dell'ambiente).

Il COP, utilizzando come lavoro assorbito l'energia elettrica, oscilla tra 2 e 5, e le differenze sono dovute essenzialmente dalle differenti sorgenti naturali impiegate e dall'efficienza del circuito esterno, le cui componenti ausiliari (pompe di circolazione), fanno aumentare il consumo di energia elettrica, causando quindi una diminuzione globale di efficienza.

I parametri che determinano la scelta del tipo di sistema da utilizzare sono sostanzialmente due: la portata e la temperatura del fluido all'entrata della pompa di calore. Questo perché la potenza termica ceduta dalla sorgente esterna è pari a: $P[Kcal/h] = C_p[Kcal/(^{\circ}C \cdot l)] \cdot Q[l/h] \cdot \Delta T[^{\circ}C]$, dove ΔT è la differenza tra la temperatura in entrata nella pompa di calore, più alta, e la temperatura di ritorno, più bassa. (Se la pompa di calore è usata in raffrescamento, il calore ceduto dalla macchina proviene dall'ambiente interno, quindi la differenza di temperatura per quanto riguarda la sorgente esterna ha il segno negativo). Considerando il fluido scambiatore riconducibile ad acqua distillata a $15^{\circ}C$, il suo calore specifico è, con tali

unità di misura, pari a 1



Q_t – portata totale; DT – differenza di temperatura $T_0 - T_0'$; P – potenza termica assorbita

Figura 2 schema del flusso in un circuito tipo

La pompa di calore in sé è costituita da un circuito chiuso, percorso da uno speciale fluido termovettore (liquido refrigerante) che, a seconda delle condizioni di temperatura e di pressione in cui si trova, assume lo stato liquido o di vapore. Il circuito chiuso è costituito da:

- **Un evaporatore**, ove il fluido, assorbendo calore dall'esterno, evapora completamente.
- **Un compressore**, ove il fluido, allo stato gassoso e a bassa pressione, proveniente dall'evaporatore, viene portato ad alta pressione e di conseguenza a maggiore temperatura; inoltre nella compressione assorbe ulteriore quantità di calore dal lavoro del compressore.
- **Un condensatore**, ove il fluido, passa dallo stato gassoso a quello liquido cedendo calore all'interno dell'ambiente da riscaldare.
- **Una valvola di espansione**: ove il fluido viene portato alla pressione di partenza così da ripetere il ciclo termodinamico.

L'insieme di queste trasformazioni costituisce il ciclo termodinamico della pompa di calore: utilizzando l'energia del compressore (elettrica), il fluido termovettore, nell'evaporatore, assorbe calore dalla fonte esterna a disposizione e, tramite il condensatore, lo cede all'ambiente da riscaldare.

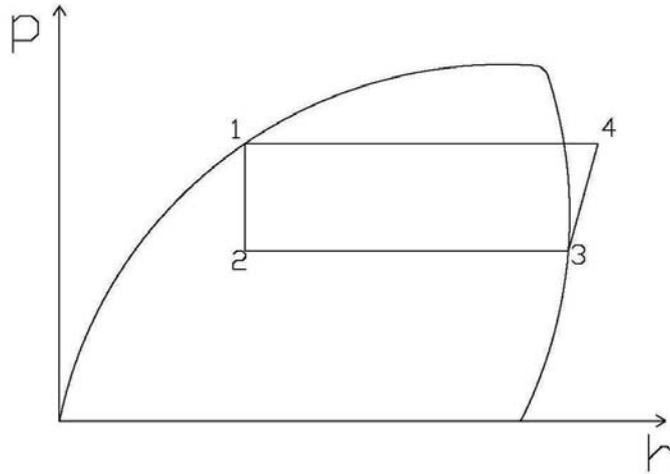


Figura 3 ciclo ideale di pompa di calore a compressione sul diagramma pressione-entalpia

Punto 1: uscita dal condensatore; liquido saturo

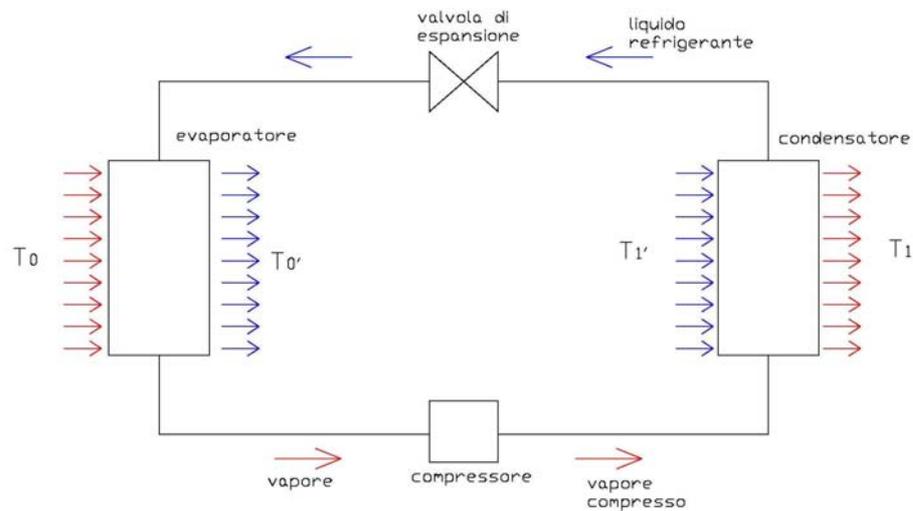
Tratto 1-2: passaggio attraverso l'organo di laminazione; diminuzione di pressione

Tratto 2-3: passaggio attraverso l'evaporatore; ricezione di calore dall'esterno (aumento di entalpia)

Tratto 3-4: passaggio attraverso il compressore; ricezione di lavoro dall'esterno (aumento di entalpia), aumento di pressione

Tratto 4-1: passaggio attraverso il condensatore; cessione di calore all'esterno (diminuzione di entalpia).

Nel caso del riscaldamento, il refrigerante, a bassa temperatura, assorbe calore da una sorgente esterna (aria, suolo, acqua) evaporando. Viene poi inviato ad un compressore, che ne innalza la temperatura e la pressione. Il vapore ad alta temperatura viene pompato in una serpentina posta all'interno del luogo da riscaldare, in cui cede il calore, condensando e raffreddandosi. A questo punto il refrigerante, perdita gran parte del suo calore, refluisce attraverso una valvola, che ne abbassa (espande) la pressione per poi giungere nuovamente nella serpentina esterna, dove riprende il ciclo.



T_0 – temperatura ambiente esterno entrata PdC; T_0' – temp. a.e. uscita PdC;
 T_1 – temp. ambiente interno uscita PdC; T_1' – temp. a.i. entrata PdC

Figura 3 schema del flusso del liquido refrigerante in condizioni di riscaldamento

Per il raffrescamento il ciclo del circuito è invertito in modo che il liquido refrigerante prenda calore dall'interno e lo scarichi all'esterno.

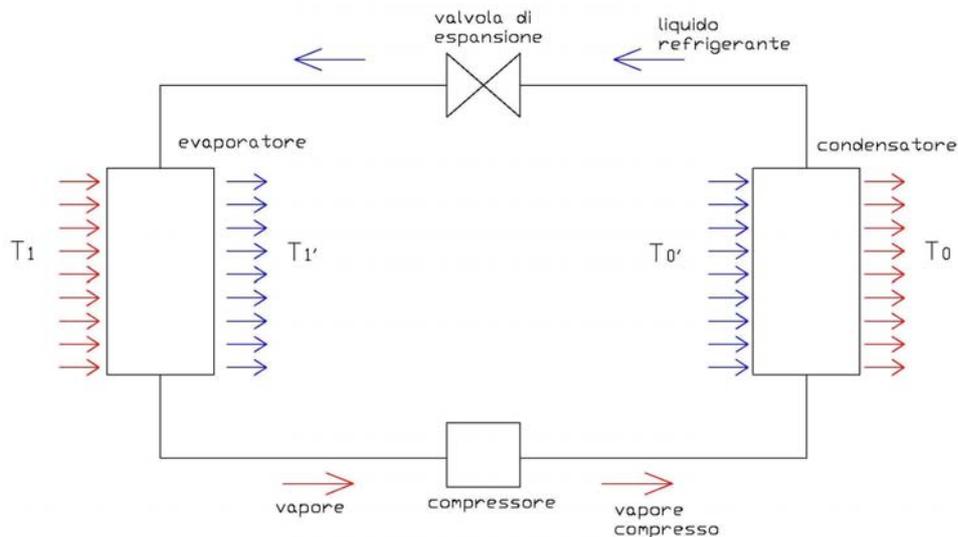


Figura 4 schema del flusso del liquido refrigerante in condizioni di raffrescamento

Come si nota dalle figure, il fluido esterno nel primo caso scambia calore col fluido refrigerante nell'evaporatore, mentre nel secondo caso lo scambio avviene nel condensatore. E ugualmente avviene per il liquido dell'abitazione. Le pompe di calore in cui vi è la possibilità di funzionare sia in estate che in inverno, quindi, devono essere provviste di un circuito ausiliare e di valvole che guidino i due fluidi al giusto scambiatore.

Il fluido refrigerante viene scelto con un campo di temperatura e pressione

particolare, in modo da evitare infiltrazioni di aria nel circuito. Tralasciando gli altamente inquinanti clorofluorocarburi, giudicati fuorilegge nel 1996, in quanto l'alto contenuto di cloro danneggiava l'ozono atmosferico, i fluidi più comunemente utilizzati nell'industria frigorifera e delle pompe di calore erano i freon, o R22, derivati alogeni degli idrocarburi (HCFC), che sono stati però abbandonati anch'essi, nel 2005, perché dichiarati responsabili dell'allargamento del buco dell'ozono e sostituiti da miscele di HFC (fluorocarburi idrogenati), meno nocive. Per il funzionamento della pompa di calore, è sicuramente da ricordare la miscela R407C, composta da R32, R125 e R134a, nella misura del 23,25 e 52% in peso; Non contenendo cloro, l'R407C non danneggia l'ozono atmosferico, inoltre presenta un potenziale di effetto serra inferiore all'R22.

Un'ulteriore alternativa è rappresentata dal ritorno all'utilizzo dei refrigeranti naturali, a impatto limitatissimo sull'ambiente, in quanto privi di cloro e di fluoro, come: l'ammoniaca (R717), gli idrocarburi propano (R290), propilene (R1270) e isobutano (R600), l'acqua (R718) e l'anidride carbonica (R744). In particolare, per le pompe di calore, è in corso di studio la possibilità di utilizzare il propano R290, il quale però presenta problemi di infiammabilità che, in caso di non adeguata messa in sicurezza, impediscono il suo utilizzo a norma di legge.

Tutti questi fluidi sono stati e vengono utilizzati in quanto presentano un buon effetto frigorifero, cioè hanno a disposizione una quantità di calore necessaria all'evaporazione dell'unità di massa di sostanza nell'evaporatore.

Gruppo	Refrigerante	Nomenclatura ASHRAE	Composizione	ODP	HGWP	tossicità	infiammabilità
CFC	diclorodifluorometano	R12	CF ₂ Cl ₂	1	2,125	no	no
HCFC	clorodifluorometano	R22	CHF ₂ Cl	0,055	0,425	no	no
HFC	-	R407C	miscela	0	0,37	no	no
HC	propano	R290	C ₃ H ₈	0	0	no	si

ODP= Ozone Depletion Potential; HGWP=Halocarbon Global Warming Potential

Figura 5 composizione e caratteristiche dei principali fluidi refrigeranti

Per la pompa di calore sono proposte tre varianti:

- Aria - acqua
- Acqua - acqua
- Acqua - salamoia

Per quanto riguarda la pompa di calore aria-acqua, il suo funzionamento ricorda quello di un condizionatore da parete, in quanto sfrutta l'aria come sorgente esterna di calore e per lo scambio termico si hanno le tipiche batterie alettate: l'aria viene riscaldata o raffreddata nel passare tra i ranghi della batteria, le alette a contatto con i tubi aumentano la superficie di scambio, infine all'interno dei tubi il fluido refrigerante condensa ed evapora. Un problema nell'utilizzo dell'aria consiste nella fluttuazione della temperatura di evaporazione in un campo di valori tanto più esteso quanto più il clima è variabile. Questo fa abbassare notevolmente il COP medio, che per un sistema di questo tipo si attesta su valori compresi tra 2 e 3,5.

L'acqua sotterranea è invece la fonte di calore più appropriata per la pompa di calore, in quanto la sua temperatura è per lo più costante durante l'anno (tra i 10°C e i 15°C in condizioni normali e tra i 15°C e i 25°C in zone con gradiente geotermico anomalo, come per esempio nelle adiacenze di località termali). Possono essere utilizzate anche acque superficiali, quali acque di laghi, fiumi o mare, che presentano però un'instabilità maggiore. L'impiego di una pompa di calore acqua-acqua necessita un'autorizzazione, il cui iter burocratico può variare da regione a regione, e in genere è particolarmente difficile da ottenere per quanto riguarda le acque di pozzo. Se lo scambio avviene con acqua, lo scambiatore assume spesso la forma a fascio tubiero: all'interno di un contenitore cilindrico, chiamato mantello, sono posti numerosi tubi paralleli che ne collegano le due estremità; l'acqua può circolare nello spazio esterno ai tubi e delimitato dal mantello, in ciò guidata da opportuni setti divisorii. All'interno dei tubi avviene la condensazione o l'evaporazione del liquido refrigerante. Con l'acqua è possibile un migliore scambio termico che con l'aria e non si ha il problema dello sbrinamento delle batterie. L'acqua però presenta anche degli svantaggi, in quanto può essere corrosiva (in particolar modo l'acqua di mare ma anche quella di pozzo) e può esserci il pericolo di incrostazioni, che sono in grado di ridurre drasticamente l'efficienza degli scambiatori, coprendone in tempi brevi la

superficie. In ogni caso l'acqua di pozzo è la migliore sorgente esterna possibile in termini di COP, che può arrivare ad avere un valore pari a 5,5, con punte anche intorno a 6.

Infine la pompa di calore salamoia-acqua (di cui si occupa specificatamente questa tesi) sfrutta l'energia naturale immagazzinata nel terreno, attraverso una o più sonde geotermiche verticali tra i 50 e i 300 metri di profondità o attraverso fasci di tubi orizzontali installati nel terreno ad una profondità di ca. 1 metro (per evitare problemi di gelo). Al loro interno scorre una miscela di acqua e antigelo (in genere glicole, da questo la definizione di "salamoia"), che scambia energia con il terreno, a seconda del fine di riscaldamento o raffrescamento a cui si aspira.

Tale idea risale agli anni '50 negli U.S.A e deriva dal tentativo di reperire un'altra sorgente che, come l'aria, fosse disponibile ovunque, ma con una maggior uniformità di temperatura. In ogni caso, le temperature che si possono avere per la sorgente fredda terreno dipendono anch'esse dalla latitudine dal clima.

La soluzione terreno è vista come una soluzione promettente soprattutto esaltandone la sua caratteristica di essere un accumulo solare, immagazzinando l'energia nei mesi più caldi e disperdendola lentamente nei mesi più freddi. In tal modo, eventualmente con l'ausilio di soluzioni integrate, per esempio con pannelli solari, è possibile far funzionare l'impianto sia in riscaldamento che in raffrescamento, durante tutto l'anno, con il risultato che il bilancio energetico del terreno, nell'intero periodo, sia pari a zero, così da non compromettere né il rendimento della macchina né la crescita arborea sulla superficie.

5. Le tecniche di captazione del calore del sottosuolo

Per estrarre il calore geotermico, e renderlo disponibile per la pompa di calore, si può ricorrere all'acqua di falda, perforando il terreno con una serie di pozzi, oppure a un sistema chiuso di sonde verticali o collettori orizzontali. Tali sonde, nella fase di costruzione di un edificio, possono essere integrate ai pali di fondazione della struttura.

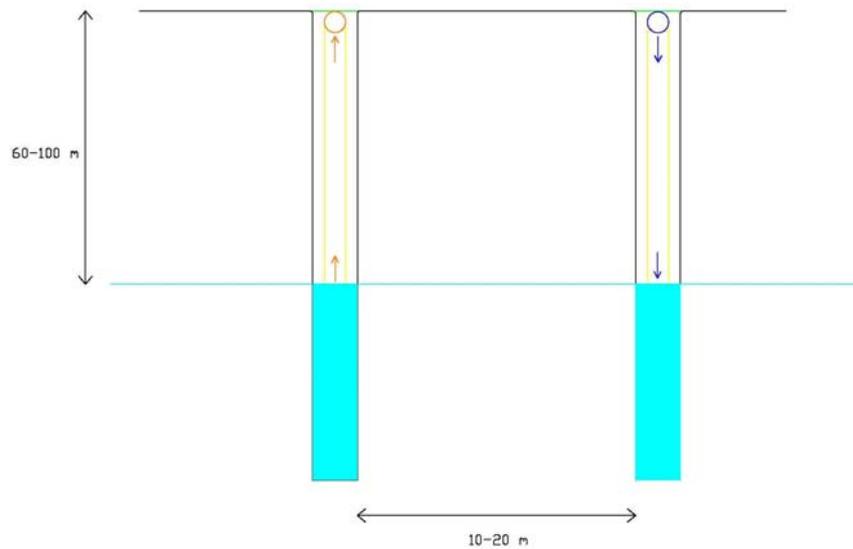


Figura 4- sistema geotermico con acqua di falda

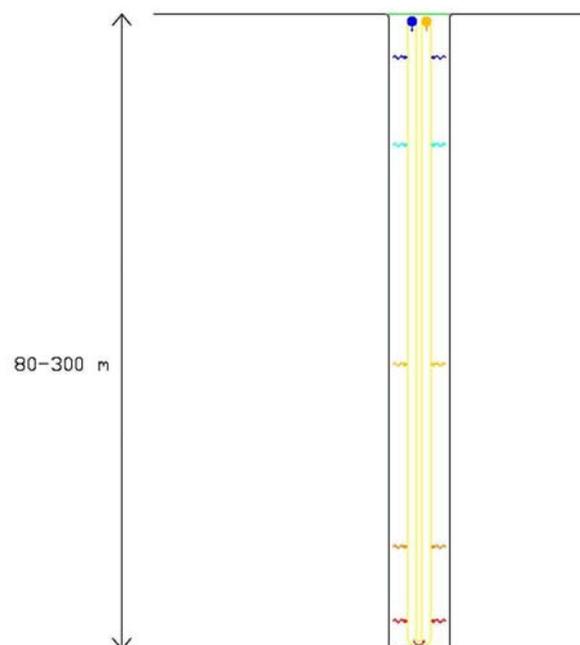


Figura 5 Sonda geotermica verticale isolata

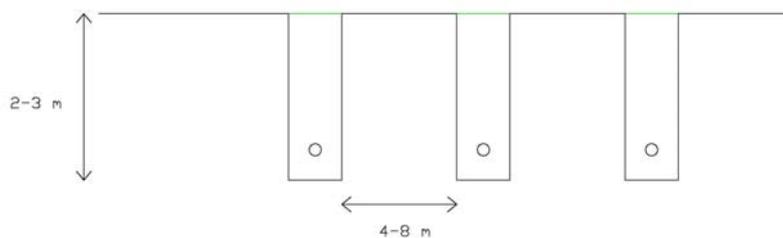


Figura 6 collettori orizzontali

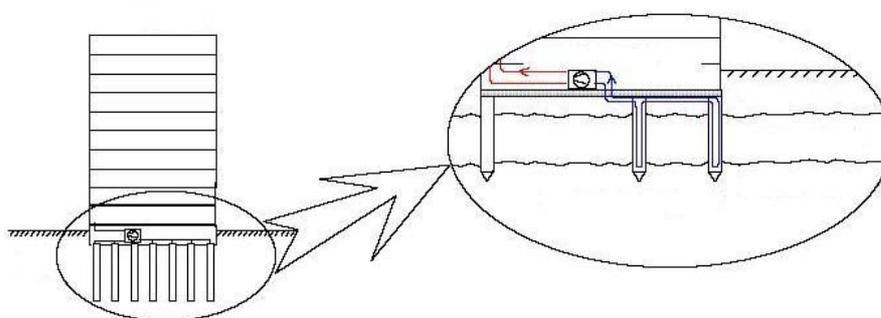


Figura 7 pali energetici

Esistono sostanzialmente due linee di azione: o si ricercano alte temperature con sondaggi profondi, o si realizzano più tubazioni in serie per aumentare la portata totale.

Le sonde verticali sono perforazioni nelle quali si annegano tubazioni a U o a doppio U, in materiale plastico o in metallo; hanno una lunghezza variabile tra i 20 e i 300 m, in base alla geologia locale (in particolar modo alla conducibilità termica dei diversi strati), alla presenza di acqua sotterranea e al tipo di utilizzo. La conducibilità dipende da tre fattori: densità, umidità e stratificazione del suolo; per determinare tali fattori è necessario realizzare un'analisi di porosità, umidità e granulometria. Esistono varie tabelle indicative di conducibilità tipica dei principali tipi di rocce, suoli e materiali. In generale suoli più rocciosi hanno una conducibilità migliore.

Le sonde che attraversano i vari strati del terreno sono costituite da due tubi plastici (polietilene ad alta densità termosaldato), di piccolo diametro (possono variare da 20 a 40 mm), a forma di U, interrati in un pozzo. A 100 metri di profondità la temperatura può variare da 10 a 20°C a seconda delle

caratteristiche del terreno. Il valore medio di dissipazione termica è intorno a 50W/m. Viene introdotto un materiale di ripieno tra i tubi e la parete del pozzo, per assicurare un buon contatto termico col suolo. Nel caso che la perforazione attraversi una falda acquifera, il materiale di ripieno ha anche la funzione di prevenire la circolazione verticale di acqua sotterranea. A questo scopo possono essere utilizzati vari materiali: il più comune, e il più efficiente, è la bentonite, ma vi sono anche casi di pozzi riempiti con sabbia e sedimenti del terreno.

In caso di una richiesta di potenza termica elevata da parte della pompa di calore, e quindi dell'edificio da climatizzare, al posto di realizzare una perforazione eccessivamente profonda, si preferisce realizzare un sistema a più sonde geotermiche verticali. Tali sonde devono essere posizionate a una distanza tra i 4 e gli 8 metri (a seconda della conducibilità del terreno), onde evitare l'interferenza termica tra le varie installazioni.

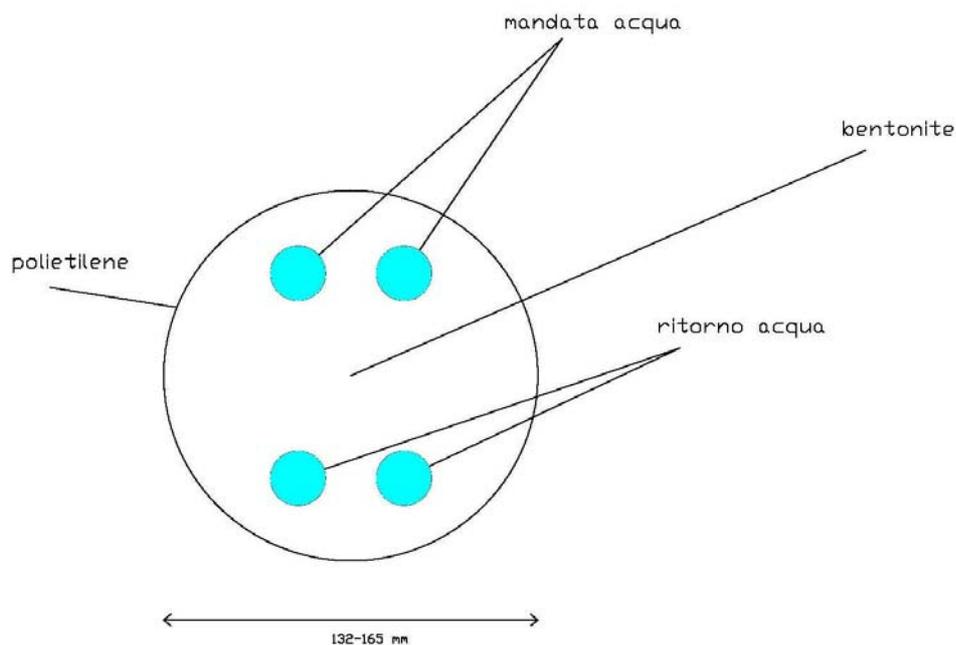


Figura 8 sezione di una sonda geotermica



Figura 9 posizionamento dei tubi in pozzo

La soluzione coi collettori orizzontali è meno cara, in quanto non necessita della costruzione del pozzo, ma meno efficiente, risentendo maggiormente delle fluttuazioni della temperatura superficiale. Inoltre la superficie di terreno impiegata è maggiore, fino a 2 volte la superficie da climatizzare. Questi tubi vengono inseriti orizzontalmente nel terreno a 2-3 metri di profondità e spaziati tra loro da 0,6 a 1,5 metri.



Figura 10 posizionamento dei collettori orizzontali

Un'altra ipotesi consiste nell'inserire un sistema di sonde geotermiche nei pali di fondazione, al momento della costruzione dell'edificio. Tali pali di fondazione, a seconda della dimensione dell'opera e delle caratteristiche

geotecniche del terreno, possono variare da pochi metri ad alcune decine di metri, profondità comunque non sufficienti per una sola sonda geotermica, il che implica che tutti o quasi i pali vengano pensati come parte attiva del sistema di condizionamento. Ad eccezione dei pali in legno, tutti i tipi di pali esistenti possono essere equipaggiati di sonde geotermiche. In tal caso, il loro diametro viene pensato in modo da stare più in contatto possibile con la sonda, per ottimizzare lo scambio di calore tra il terreno e il fluido circolante. La progettazione di questo sistema di pali energetici risulta essere più complessa di un classico sistema a sonde verticali, in quanto occorre dimensionarli in modo tale che le sollecitazioni termiche non conducano a un deterioramento eccessivo delle loro proprietà meccaniche. In altri termini, i pali devono conservare la loro capacità di sopportare i carichi soprastanti. In particolare, deve essere evitato il congelamento del fluido circolante, la cui temperatura non deve mai scendere al di sotto di 0°C . Studi recenti hanno dimostrato che un palo energetico è in ogni caso soggetto a deformazioni superiori che un normale palo di fondazione e che già un aumento di temperatura di 15 K può generare sforzi non trascurabili.

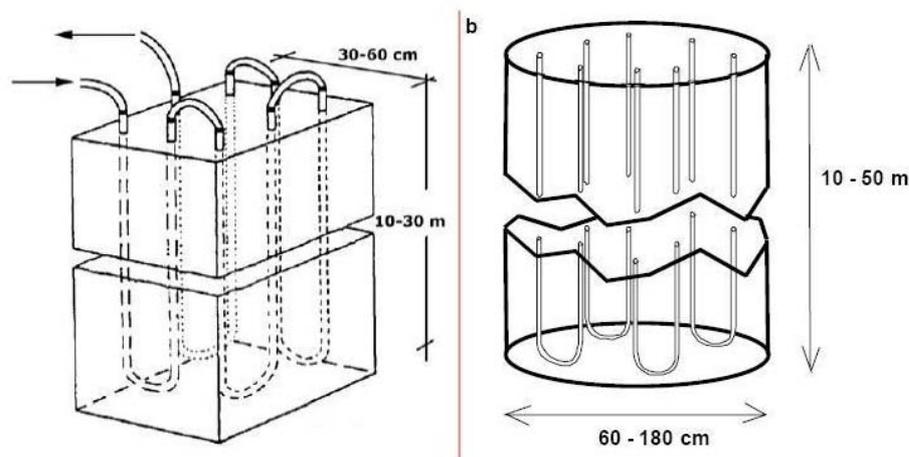


Figura 11 ingabbiatura delle sonde geotermiche nei pali di fondazione

Un impianto ben progettato, sia dal lato sonde, che dal lato utenze (pannelli radianti, radiatori, circuito dell'acqua calda sanitaria, etc.), ha nei suoi punti di forza, rispetto ai sistemi di condizionamento a caldaia, sia la competitività economica che la minore pressione sull'ambiente.

Per quanto riguarda un sistema a circuito chiuso, il trasferimento di calore può avvenire in 2 modi diversi: conduzione e convezione. Queste due modalità base di trasferimento si manifestano principalmente nei modi seguenti:

- conduzione attraverso la fase solida
- convezione nella fase fluida
- dispersione nella fase fluida

Il trasporto conduttivo è governato dalla legge di Fourier, secondo cui il flusso è proporzionale al gradiente di temperatura.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$$

La prima equazione è l'equazione generale della conduzione del calore (equazione di Fourier) in coordinate cilindriche, mentre la seconda è l'equazione della conduzione del calore per assi simmetrici.

Le variabili elencate sono:

z altezza [m]

r raggio [m]

ϕ angolo longitudinale

λ conducibilità termica [W/mK]

ρc capacità termica volumetrica [J/m³K]

La conduzione in una sonda geotermica avviene, generalmente, per tre volte:

- conduzione attraverso le pareti del collettore
- conduzione attraverso la malta cementizia
- conduzione nel terreno

Il fenomeno della convezione regola invece lo scambio termico nell'anulus tra il fluido freddo ed il tubo caldo (o viceversa se la PdC è usata in Estate), dove però avvengono anche fenomeni di dispersione termica. Questo è il principale motivo della limitata dimensione di detti tubi, il cui diametro può variare da 20 a 40 mm.

Nel caso di trasporto di calore, invece, in un mezzo poroso saturo (il che è abbastanza tipico nei terreni della Pianura Padana, dove è frequente la presenza di falde freatiche e artesiane anche sotto i 100 m di profondità), il flusso di energia è la somma dei flussi di calore attraverso la fase fluida e solida; la conduttività termica λ , in prima approssimazione, assumendo il mezzo omogeneo ed isotropo, può essere scritta come: $\lambda = n\lambda_f + (1-n)\lambda_s$ dove n è la porosità, mentre λ_f e λ_s sono rispettivamente la conduttività termica del fluido e della matrice solida.

Se la falda è in movimento, il fenomeno è decisamente più complesso, poiché il flusso trasla il campo di temperatura nella direzione del movimento della falda. Per essere risolto, tale problema deve essere scisso in due sottomodelli: il primo, o “problema globale”, riguarda l’influenza a lungo termine della falda, ed è retto dalle seguenti equazioni:

$$E_{conv} = u \cdot S \cdot C_w \cdot (T_\infty - T_{mean}) \cdot \Delta t$$

$$E_{conv-max} = V \cdot C_{ground} \cdot (T_\infty - T_{mean})$$

dove:

u : velocità di Darcy per lo strato di terreno $[m_w^3 / m^2 s]$

d : diametro di stoccaggio $[m]$

H : estensione verticale dello strato di terreno $[m]$

S : area di stoccaggio attraversata dal flusso di Darcy $S = H \cdot d [m^2]$

V : volume dello strato di terreno $V = H \cdot \pi d^2 / 4 [m^3]$

C_w : capacità volumetrica dell’acqua $[J / m^3 K]$

C_{ground} : capacità volumetrica dello strato di terreno $[J / m^3 K]$

T_∞ : temperatura della falda $[^\circ C]$

T_{mean} : temperatura media di stoccaggio $[^\circ C]$

Δt : passo di tempo per il calcolo della temperatura globale dell’acqua di falda, calcolato per un giorno in un caso tipico $[s]$

E_{conv} : quantità di calore trasferita per convezione forzata nel terreno per convezione forzata durante il passo di tempo $[J]$

$E_{conv-max}$: quantità massima possibile di calore trasferito nel terreno nel passo di

tempo $[J]$

La quantità di calore trasferita E_{conv} verrà poi egualmente distribuita come una correzione di temperatura nel terreno. Se $E_{conv} > E_{conv-max}$, allora la temperatura del terreno si pone pari alla temperatura dell'acqua di falda.

La seconda approssimazione riguarda il “problema locale”, cioè l'influenza a corto periodo del flusso del fluido del sottosuolo. Tale problema può essere risolto con l'aiuto del numero di Nusselt associato ad un cilindro immerso in un mezzo poroso e sottoposto a una falda che si muove.

Per quanto riguarda il flusso geotermico q_{geo} nel terreno, assunto costante, e cioè pari a 0,065 W/m, esso è responsabile del gradiente di temperatura. Il campo di temperatura nella terra è stazionario e dipende solo dalla profondità z . Il flusso geotermico attraversa il terreno ed è totalmente dissipato dall'ambiente.

L'estrazione del calore può essere caratterizzata dalla quantità media di estrazione $q = \frac{Q}{H} [W/m]$ (Claesson and Eskilson), dove H è la lunghezza attiva della sonda, cioè la lunghezza per la quale il calore è estratto.

Abbastanza in profondità oltre la sonda, il flusso geotermico non ne è influenzato e rimane costante. Sulla superficie, un flusso dipendente dal tempo e dal raggio, $q_{surf}(r,t)$, fluisce dall'ambiente al suolo, sovrapponendosi al flusso geotermico naturale che normalmente attraversa la superficie del suolo. La potenza termica $Q_s(t)$ risulta dall'integrazione di questo flusso di calore attraverso la superficie del terreno. $Q_s(t)$ è una delle due fonti di energia della sonda. È chiamata la fonte di energia di contorno, poiché il calore arriva sia dal flusso geotermico che dall'ambiente. Il contributo netto dell'ambiente è dato dall'integrazione del flusso totale alla superficie del terreno (cioè $q_{surf}(r,t) - q_{geo}$) attraverso l'area per cui fluisce, quindi il risultato è sempre positivo. L'altra fonte di calore è $Q_g(t)$, che è la potenza termica estratta dalla capacità termica del suolo. Tale potenza persiste solo in condizioni transitorie, cioè quando una quota parte di calore è ceduta o estratta dal terreno.

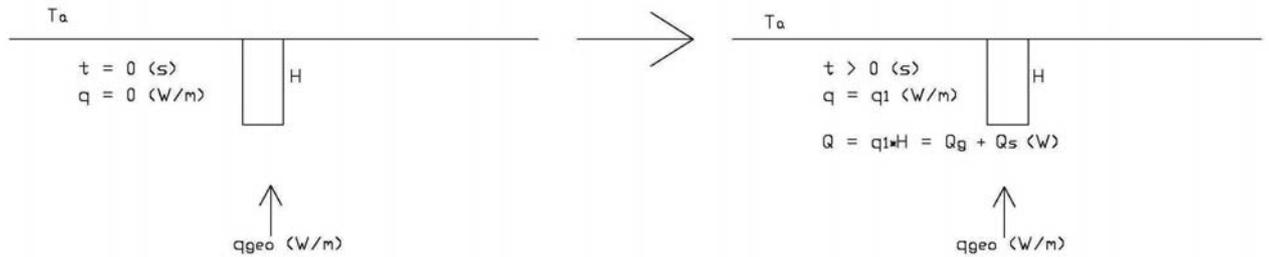


Figura 12 schema del flusso di calore nel sottosuolo

La temperatura del fluido non varia mai oltre un valore limite, che è normalmente fissato da ragioni tecniche e geologiche. Le sonde devono essere dimensionate sia per rispettare la restrizione della minima temperatura del fluido (in caso di riscaldamento) sia per rispettare la richiesta della pompa di calore (quota di calore ed estrazione annuale di energia termica). Le stesse considerazioni si applicano anche per la temperatura massima del fluido in caso di raffrescamento.

La quota di calore q è così composta: la componente costante q_i è la quota di estrazione del calore che corrisponde all'energia termica annuale estratta; la quota periodica di estrazione del calore q_p rappresenta le variazioni stagionali, soprattutto nel caso di collettori orizzontali, per cui l'influenza della temperatura della superficie è rilevante; infine la quota di picco di estrazione q_m , che rappresenta la quota di estrazione massima a breve termine, all'inizio dell'estrazione. L'energia estratta da questo impulso è generalmente trascurabile

Per quanto riguarda l'influenza della superficie sulla temperatura del terreno, si è dimostrato che le oscillazioni stagionali possono essere trascurate già ad una ventina di metri, e la temperatura si assesta intorno al valore medio annuale della temperatura superficiale.

Possono essere dunque trascurate, poiché la tipica lunghezza di una sonda è attorno ai 100 m, ed è sufficiente usare una temperatura costante dell'aria T_0 alla superficie del suolo. (Claesson and Eskilson, 1987). Questa temperatura è in genere vicina alla temperatura media annuale.

La legge che regola l'andamento nel tempo dell'onda di calore è:

$$T(z,t) = T_0 + dT_0 e^{\left(-\frac{z}{\delta}\right)} \cos(\omega(t-t_0)) - \frac{z}{\delta}, \text{ dove:}$$

$$\delta = \sqrt{\frac{2a}{\omega}} = \sqrt{\frac{aT}{\pi}} \text{ profondità di penetrazione}$$

T periodo dell'onda di calore

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \text{ frequenza dell'onda}$$

a diffusività

Si riporta un tipico grafico di temperatura, per terreni con diffusività pari a $10^{-6} m^2/s$, con il quale si nota che l'influenza stagionale è totalmente ininfluenza già a basse profondità. La temperatura, oltre i 20 m, tende poi a crescere e ad assestarsi su un valore intorno ai $15^\circ C$ al di sotto dei 100 m, zona in cui diventa influente il gradiente geotermico ($3^\circ C/100m$)

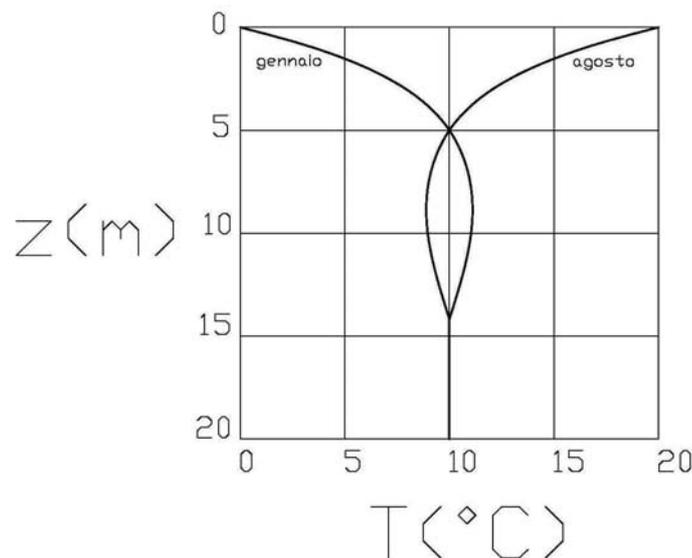


Figura 13 schema della stabilizzazione dell'influenza della temperatura superficiale

Il comportamento del flusso di calore all'interno della sonda (e cioè l'insieme dei fenomeni di conduzione e convezione) può essere schematizzato introducendo il concetto di resistenza termica effettiva della sonda R_b , che definisce la relazione di proporzionalità tra la differenza di temperatura fluido-suolo sulla parete della sonda e la quota di calore scambiata con la sonda. Poiché le temperature e la quota di calore sono dipendenti dal tempo, questa relazione ignora gli effetti del calore sulla sonda, che sono normalmente piccoli. La resistenza termica effettiva della sonda tiene conto sia dei parametri geometrici dello scambiatore di calore (spaziatura tra i collettori, diametro, numero di collettori, profondità) che dei parametri fisici (conducibilità

termica dei materiali, quota di flusso nella sonda. Proprietà del fluido, etc.) La qualità dello scambiatore di calore è più alta con una più bassa resistenza termica. Per definizione, la temperatura del fluido è la media aritmetica della temperatura in/out (Hellstrom, 1991)

$$T_b - T_f = q \cdot R_b$$

$$q = \frac{T_b - T_f}{R_b^*}$$

$$T_f = \frac{1}{2}(T_{fin} - T_{fout})$$

R_b : resistenza effettiva termica della sonda [K/(W/m)]

T_f : temperatura del fluido; T_f è la media aritmetica tra la temperatura del fluido in entrata T_{fin} e la temperatura del fluido in uscita T_{fout} dalla sonda. [°C]

T_b : temperatura media del suolo sulla parete della sonda [°C]

$q = \frac{Q}{H}$ [W/m],: Q quota di calore totale trasferita dalla sonda [W], il cui peso

è la lunghezza [m]. H : altezza dello scambiatore di calore [m]

Valori indicativi di q per diversi materiali sono dati nella seguente tabella:

Underground	Specific heat extraction	
	for 1800 h	for 2400 h
<i>General guideline values:</i>		
Poor underground (dry sediment) ($\lambda < 1.5$ W/(m · K))	25 W/m	20 W/m
Normal rocky underground and water saturated sediment ($\lambda < 1.5$ – 3.0 W/(m · K))	60 W/m	50 W/m
Consolidated rock with high thermal conductivity ($\lambda > 3.0$ W/(m · K))	84 W/m	70 W/m
<i>Individual rocks:</i>		
Gravel, sand, dry	< 25 W/m	< 20 W/m
Gravel, sand, saturated water	65–80 W/m	55–65 W/m
For strong groundwater flow in gravel and sand, for individual systems	80–100 W/m	80–100 W/m
Clay, loam, damp	35–50 W/m	30–40 W/m
Limestone (massif)	55–70 W/m	45–60 W/m
Sandstone	65–80 W/m	55–65 W/m
Siliceous magmatite (e.g. granite)	65–85 W/m	55–70 W/m
Basic magmatite (e.g. basalt)	40–65 W/m	35–55 W/m
Gneiss	70–85 W/m	60–70 W/m
The values can vary significantly due to rock fabric such as crevices, foliation, weathering, etc.		

Figura 14 valori della potenza termica estratta specifica per diversi terreni

Una quota bassa di flusso tende a incrementare l'effettiva resistenza termica della sonda, specialmente se la sonda è lunga. Un valore tipico per un

collettore a doppio U è 0,1 K/(W/m). Ciò significa che una quota di estrazione di calore di 50 W/m induce una perdita di temperatura di 5 K tra la temperatura T_f e la temperatura media al suolo sulla parete della sonda T_b .

Per quanto riguarda il raffrescamento estivo, non si può più fare riferimento alla tabella sopra esposta, in quanto è il fluido a cedere calore, che si disperde prima nella sonda, ed infine nel terreno. Si può parlare dunque di vero e proprio stoccaggio di calore nel sottosuolo; la sonda ha povere caratteristiche di trasferimento del calore, a causa dei processi dominanti di trasporto di calore per conduzione al suo interno, il che dà come risultato che una grande quantità di trasferimento di calore induce una significativa perdita di temperatura tra il fluido e il terreno.

Iniettando una quantità costante di calore attraverso un ground heat exchanger, si sviluppa una differenza di temperatura tra il fluido ed il suolo. Questa ΔT aumenta fino a che non si arriva ad un regime di flusso stazionario, per cui la differenza di temperatura rimane stabile e costante fino a quando resta l'iniezione di calore. In regime transitorio, la temperatura del suolo aumenta all'aumentare della temperatura in entrata alla sonda.

La capacità di trasferimento del calore UA è definita per condizioni di flusso stabile. Ciò determina la quota di trasferimento per unità di differenza di temperatura tra la temperatura del fluido portatore di calore e la temperatura stoccata. Il periodo di transitorio fino a quando il regime di flusso stazionario è ottenuto si può stimare con la relazione (Hellstron,1991):

$$t_{sf} = 0,065 \cdot \frac{A_p}{a}$$

dove:

t_{sf} : tempo necessario [s].

A_p : sezione di terra influenzata dalla sonda. [m^2]. Valore tipico: $A_p := 9 \text{ m}^2$.

a : diffusività del suolo [m^2/s]. Valore tipico: $a = 10^{-6} m^2/s$

A queste condizioni il tempo per arrivare ad avere un flusso stazionario è intorno a una settimana.

La capacità di trasferimento del calore UA è definita per condizioni di flusso stabile (cioè una volta passato il tempo t_{sf}). Ciò determina la quota di

trasferimento per unità di differenza di temperatura tra la temperatura del fluido portatore di calore e la temperatura stoccata. UA dipende dalla lunghezza totale della sonda e dalla resistenza del flusso termico, composta dalla somma della resistenza della sonda e dalla resistenza del terreno. La resistenza termica del terreno è calcolata per una regione circolare. Può essere usata anche con buona precisione per un'area quadratica o esagonale.

La condizione per la validità della formula $\frac{\sqrt{A_p}}{\sqrt{\pi \cdot r_b}} \geq 15$ è normalmente

soddisfatta

r_b : raggio della sonda. [m]

$$R_{sf} = \frac{1}{2\pi\lambda} \left[\ln \left(\frac{\sqrt{A_p}}{\sqrt{\pi \cdot r_b}} \right) - 0,75 \right] + R_b$$

R_{sf} : resistenza termica del flusso stazionario [K/(W/m)]

λ : conducibilità del terreno [W/(mK)]

R_b : effettiva resistenza termica dello scambiatore di calore [K/(W/m)]

Nota R_{sf} , si può trovare UA:

$$UA = \frac{nH}{R_{sf}}$$

UA: capacità di trasferimento termico [W/K]

n: numero di sonde

H: lunghezza di una sonda [m]

Una stima della quota di trasferimento del calore sotto flusso stazionario è calcolata:

$$P = UA \cdot (T_f - T_{sfk})$$

P: quota di potenza trasferita allo stoccaggio [W]

T_f : temperatura del fluido nella sonda. Può essere stimata con la media aritmetica di input/output [°C]

T_{sfk} : temperatura media dello stoccaggio [°C]

Altro parametro interessante è la capacità specifica di stoccaggio, cioè l'ammontare della energia termica necessaria per cambiare la temperatura media di stoccaggio di 1 K. Si trova grazie alla capacità termica volumetrica e al volume di stoccaggio

$$C_{sp} = \rho C \cdot V = \rho C \cdot n \cdot A_p \cdot H$$

C_{sp} : capacità di stoccaggio specifica $[J/K]$

ρC : capacità termica volumetrica $[J/m^3K]$

V : volume di stoccaggio m^3

La potenza termica scambiata nella sonda geotermica attraversa due fasi: una transitoria ed una stazionaria. Il caso stazionario si ottiene quando la differenza, in valore assoluto, tra la temperatura iniziale nel terreno e la temperatura media del fluido in entrata ed uscita sono tali da far sì che il terreno scambi energia termica pari a quella scambiata dalla pompa di calore,

ricordando che:
$$P = \frac{T_f - T_b}{R_b} [W]$$

Prima di giungere a questo stato, il terreno non riesce a scambiare tutto il calore necessario, e si comporta da accumulatore, come descritto dalle formule di cui sopra. Nel periodo di transitorio, infatti, la differenza di temperatura non è sufficiente a soddisfare la potenza termica immessa, e ciò comporta un aumento di temperatura sulle pareti della sonda e di conseguenza sul fluido scambiatore. Il periodo si protrarrà fino a che il fluido avrà raggiunto la temperatura sufficiente.

Da questo momento, avendo raggiunto lo stato di regime stazionario, l'energia geotermica può considerarsi totalmente rinnovabile, in quanto il sistema, funzionando in continuo, non modifica ulteriormente la temperatura del sottosuolo e non perde potenza.

A causa, però, delle variazioni stagionali di temperatura e del conseguente utilizzo discontinuo che si fa della pompa di calore, finalizzato al condizionamento dell'aria per interni, è più comune, nell'arco di un anno, utilizzare la macchina in regime transitorio.

6. L'impianto presso lo Studio Seta

Parte centrale della tesi, il sistema che ho studiato e grazie al quale ho potuto creare il modello termico, si trova presso la Società Studio Seta S.r.l., in via Risorgimento 2 a Faenza (RA).

La società ha deciso la messa in opera della pompa di calore geotermica a fine gennaio 2005, per il condizionamento estivo ed invernale dell'edificio dependance dello Studio, di orientamento est-ovest, diviso in alcuni vani distribuiti su due piani, con superficie complessiva di circa 80 m²;

per prima cosa è stata realizzata una sonda geotermica, dalla società Geotermia S.r.l., nel giardino antistante al suddetto edificio; tale sonda, della profondità di 80 m, ha un diametro di 14 cm. La perforazione è stata eseguita in umido, senza ingabbiatura successiva. All'interno del foro sono state in seguito inserite 4 tubazioni PE AD DN 32, due di mandata e due di ritorno. Il perforo (lo spazio nel foro attorno alla tubazione) è stato riempito con una malta di cemento/bentonite per sostenere le pareti del pozzo, evitare l'interruzione di falda e le comunicazioni tra le varie falde, e permettere un migliore scambio termico tra il terreno e l'acqua fatta circolare all'interno delle tubazioni. Infatti, durante la perforazione, sono state incontrate due falde: una freatica, fino alla profondità di 20 metri, e una semi artesianiana, sotto i 60 metri. L'esecuzione di tutti i lavori (foro e impianti) ha richiesto una settimana.

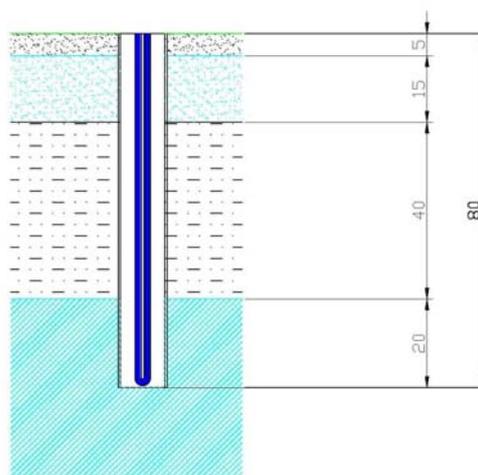


Figura 15 stratigrafia del terreno; 0-5 m: sabbia, 5-20 m: sabbia satura, 20-60 m argilla, >60 m: limo saturo



Figura 16 operazioni di perforazione



Figura 17 posizionamento dei tubi e della malta cementizia

Le 4 tubazioni passano, una volta uscite dal pozzo, orizzontalmente sotto terra, per entrare poi nel vano che accoglie la pompa di calore. Il foro viene sigillato e chiuso, in modo da assumere la tipica forma urbana del pozzetto da acquedotto. L'impatto paesaggistico, quindi, una volta terminati i lavori, è praticamente nullo.



Figura 18 situazione durante i lavori



Figura 19 situazione al termine dei lavori: assenza di impatto paesaggistico

Il vano che accoglie la pompa di calore è una stanza al piano terra, lunga all'incirca quattro metri e larga uno. In tale stanza, oltre alla PdC, si trovano: un accumulo inerziale da circa 50 litri, le tubazioni di collegamento alla sonda geotermica e alle utenze nelle altre stanze (radiatori, pannelli radianti), tutte le apparecchiature di controllo dell'impianto (valvole, manometri, termometri, flussometri) e la centralina che controlla l'apertura dei diversi circuiti sulla base dei valori di temperatura e di umidità dei diversi ambienti, comandando inoltre lo spegnimento e l'accensione della pompa di calore.



Figura 20 impianto pompa di calore

Si notano, da sinistra:

- i contatori elettrici per la pompa di calore e i sistemi ausiliari
- la centralina
- l'accumulo inerziale
- la pompa di calore
- la pompa idraulica di circolazione

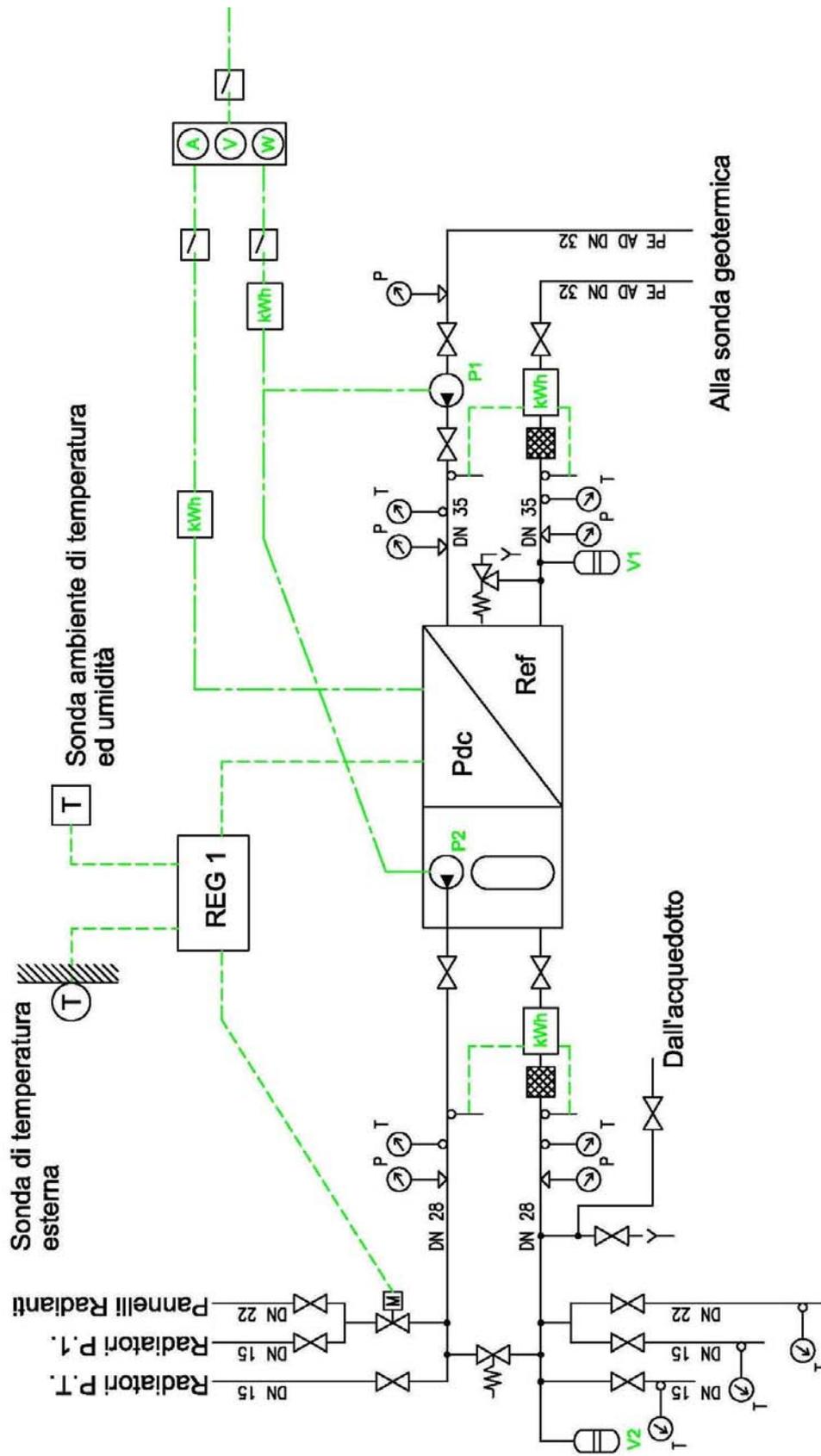


Figura 21 schema circuito idraulico ed elettrico

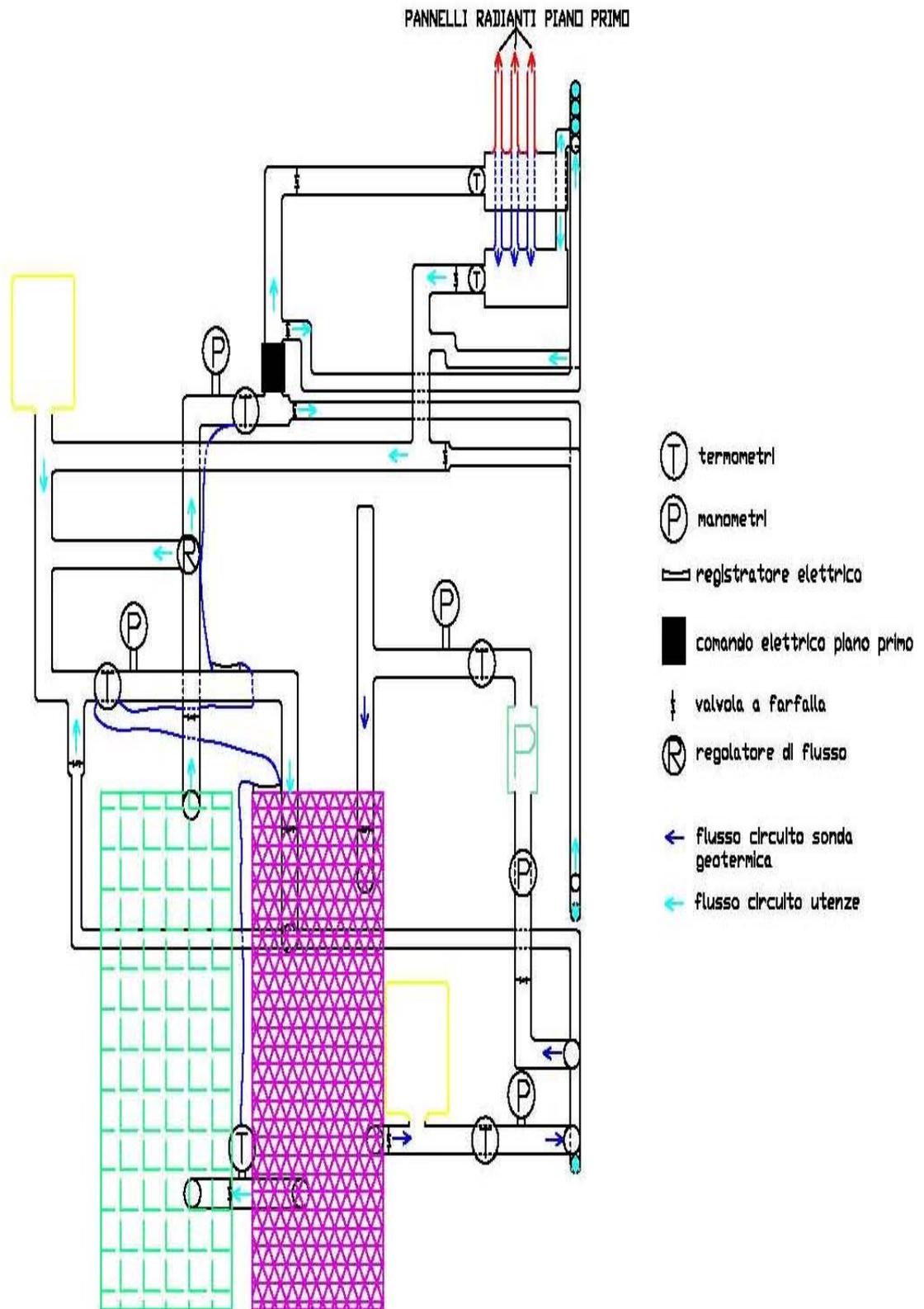


Figura 22 vista frontale dell'impianto

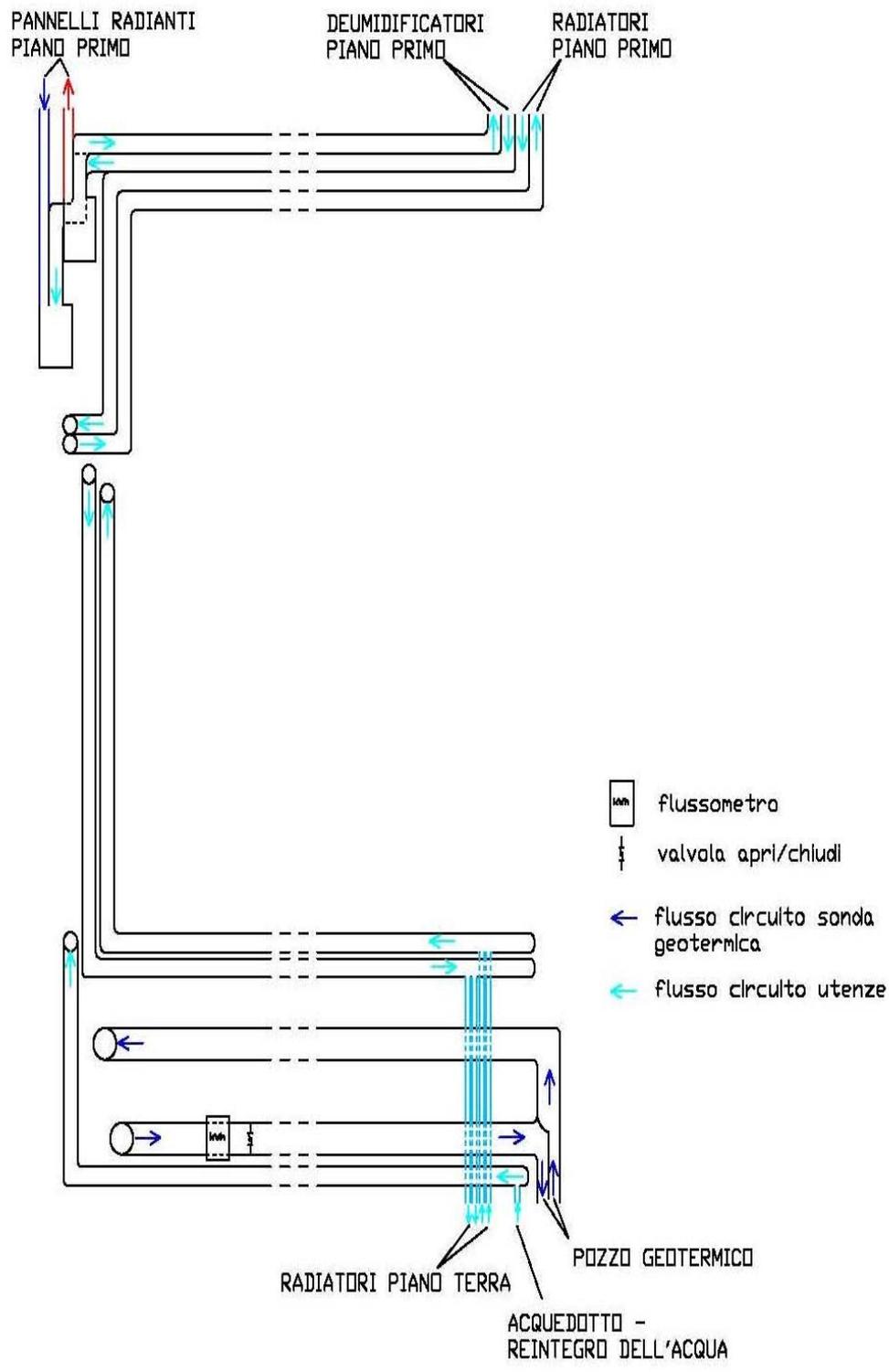


Figura 23 vista laterale dell'impianto

La pompa di calore installata è un refrigeratore d'acqua serie RAA con condensazione ad acqua, funzionante con fluido refrigerante R407C. L'evaporatore ed il condensatore sono del tipo a piastre.

La macchina ha le seguenti caratteristiche tecniche:

DENOMINAZIONE		0021 HM	
CODICE		4014314	
Potenza frigorifera	kW	7,1	
T acqua ingresso - uscita scambiatore lato utenze	°C	12,0	7,0
T acqua ingresso - uscita scambiatore lato esterno	°C	14,0	30,0
Potenza termica	kW	8,0	
T acqua ingresso - uscita scambiatore lato utenze	°C	40,0	45,0
T acqua ingresso - uscita scambiatore lato esterno	°C	12,0	7,0
Compressori	n	1,0	1,0
Potenza assorbita compressore	kW	1,4	
Portata acqua utenze	m ³ /h	1,2	
Perdita carico lato utenze	kPa	33,0	
Portata acqua esterna	m ³ /h	0,5	
Perdita di carico lato esterno	kPa	5,0	
EER (rendimento frigorifero)		5,1	
COP (coefficient of performance)		5,7	
Alimentazione elettrica	V/50Hz	230,0	
Potenza elettrica massima assorbita	kW	2,6	
Corrente massima assorbita	A	14,1	
Corrente di spunto	A	58,5	
Grado di protezione elettrica	IP	20,0	
Livello sonoro	dB(A)	43,0	
Carica refrigerante R407C	kg	0,7	
Carica 32 MMMPOE	kg	1,0	
Pressione massima ammissibile	bar	28,0	
Peso in funzionamento	kg	67,0	
Larghezza	mm	400,0	
Altezza	mm	950,0	
Lunghezza	mm	450,0	

I valori per il lato sonda di temperatura di ingresso - uscita e di portata sono indicativi e consigliati dal costruttore della PdC, ma non universali, in quanto dipendono dalle caratteristiche costruttive della sonda e delle tubazioni. Come vedremo, tali valori, misurati nell'impianto dello Studio Seta in condizioni di raffrescamento, risultano più alti di quelli nominali e ciò porta ad una diminuzione di potenza termica generata.

Il costruttore fornisce inoltre, sia per la fase di riscaldamento che per quella di raffrescamento, un grafico di temperatura entro cui si devono attestare i valori di mandata dell'acqua utenze e di ingresso dell'acqua esterna. Vengono individuate due zone:

- zona A: funzionamento ottimale dell'apparecchio
- zona B funzionamento buono dell'apparecchio, in seguito ad opportune modifiche

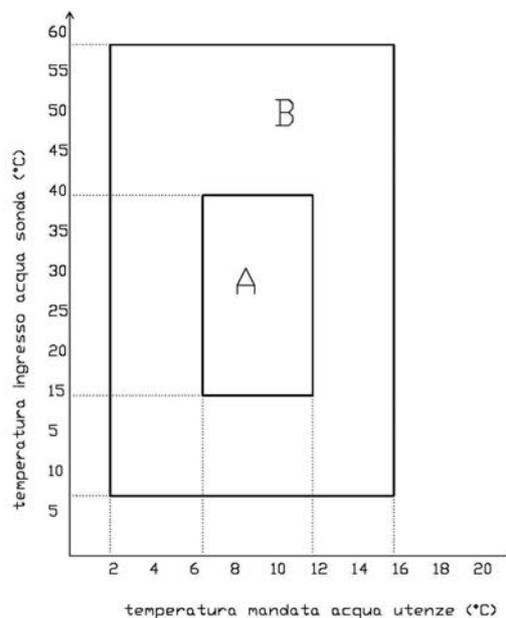


Figura 24 grafico dei limiti di temperatura (raffrescamento)

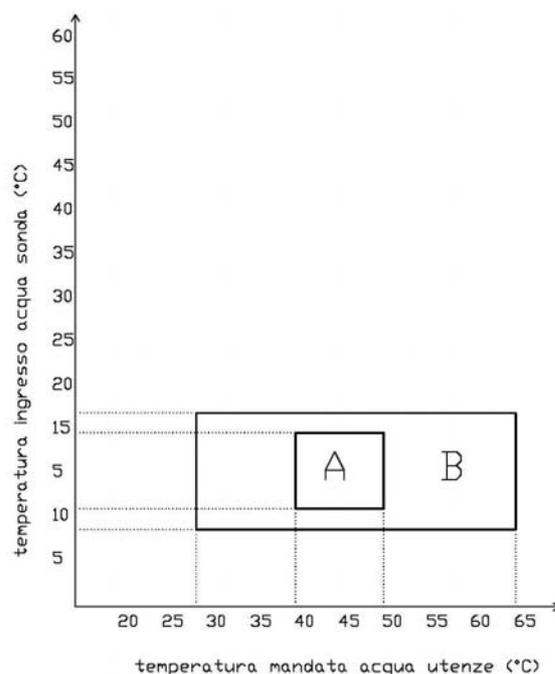


Figura 25 grafico dei limiti di temperatura (riscaldamento)

Obiettivo della tesi, è anche la verifica di tali limiti, in relazione alla potenza frigorifera prodotta.

L'accumulo inerziale si trova a valle della pompa di calore e a monte del circuito utenze. In tal modo la PdC cede calore all'accumulo, la cui acqua in uscita, nei momenti di spegnimento ed accensione della PdC è soggetta così a basse variazioni di temperatura, ed è in grado di fornire calore all'ambiente anche quando la macchina è spenta, con un notevole risparmio di energia elettrica.

Le caratteristiche dell'accumulatore installato sono:

DENOMINAZIONE		AI 5V
Capacità serbatoio di accumulo	l	44
Capacità vaso di espansione	l	2
Prearica vaso di espansione	bar	5
	kPa	500
Alimentazione elettrica	V/Hz	230-50
Potenza elettrica massima assorbita	kW	0,21
Corrente massima assorbita	A	0,92
Corrente di spunto	A	3,7

Peso in funzionamento	kg	79
Peso lordo	kg	40
Peso netto	kg	35
Larghezza	mm	400
Lunghezza	mm	450
Altezza	mm	950

Gli strumenti di misura di cui si è disposto sono:

- 2 contatori elettrici: il primo indica il consumo di energia elettrica in kWh della sola pompa di calore; il secondo registra il consumo, sempre in kWh, dei sistemi ausiliari, quali la pompa di circolazione del lato sonda e la pompa presente nell'accumulo per la circolazione nel lato utenze
- 2 flussometri, per registrare la portata sia dal lato sonda, che dal lato utenze.
- 5 termometri, 2 nel lato sonda (uno nel circuito di andata e uno nel circuito di ritorno) e 3 nel lato utenze. In tale lato, ve ne sono presenti 2 in mandata, per registrare sia la temperatura in uscita dalla PdC e in entrata nell'accumulo, che la temperatura in uscita dall'accumulo.
- 2 termometri ausiliari all'ingresso del circuito dei pannelli radianti. Tali termometri non sono stati presi in considerazione durante le misurazioni, in quanto la centralina elettrica fornisce istantaneamente la misura della temperatura della stanza.
- 5 manometri, 2 nel lato utenze e 3 nel lato sonda. Il maggior numero di manometri nel lato sonda ha come scopo la misurazione della perdita di carico in tale lato, compensata dalla pompa idraulica.

Agli strumenti di misura si sono collegati tre datalogger, due sul lato utenze e uno sul lato sonda. Il primo datalogger, sul lato utenze, misura:

- 1) la temperatura in ingresso alla pompa di calore ($^{\circ}C$)
- 2) la temperatura in uscita dall'accumulatore ($^{\circ}C$)
- 3) $\Delta T(^{\circ}C)$
- 4) la portata istantanea del fluido (m^3/h)
- 5) la potenza termica istantanea (kW)
- 6) le calorie cumulative (kWh)

Il secondo datalogger, sempre sul lato utenze, misura:

- 1) la temperatura in ingresso alla pompa di calore ($^{\circ}C$)
- 2) la temperatura in uscita dalla pompa di calore ($^{\circ}C$)

Il terzo datalogger, sul lato sonda, misura:

- 1) la temperatura in ingresso alla pompa di calore ($^{\circ}C$)
- 2) la temperatura in uscita dalla pompa di calore ($^{\circ}C$)
- 3) la portata istantanea del fluido (m^3/h)
- 4) la potenza termica istantanea (kW)

Infine, come accennato, nel display della centralina elettrica si può controllare:

- 1) la temperatura nella stanza, dove sono presenti i pannelli radianti ($^{\circ}C$)
- 2) l'umidità nella stanza (%)
- 3) la temperatura esterna ($^{\circ}C$)

7. La campagna di misurazione: operazioni preliminari.

In prima istanza, lo scopo delle misure è stato quello di verificare l'effettivo funzionamento della pompa di calore. Infatti, il lato utenze dell'impianto si rivolge alla dependance dello Studio Seta, attualmente non utilizzata. La pompa di calore è stata dunque rimessa in funzione per queste misure dopo svariati mesi di inattività.

Il lato utenze sarebbe interamente costituito da:

- pannelli radianti al primo piano
- radiatori al primo piano
- radiatori al piano terra

Essendo le misure iniziate a inizio maggio, la PdC è stata fatta funzionare, ovviamente, solo in modalità raffrescamento; per questo, sono stati chiusi i collegamenti ai radiatori, dove si sarebbero altrimenti verificati sgraditi fenomeni di condensazione.

L'effettivo condizionamento delle stanze al primo piano, ove sono presenti i pannelli radianti, è stato quantificato con un termometro laser.

Si riportano di seguito i valori ottenuti con le misure del 10, 14, 17 e 21 maggio.

Legenda datalogger lato utenze

- 1A'' contacalorie energia per il raffrescamento [kWh]
- 2B portata istantanea lato utenze [m³/h]
- 2C portata massima storia [m³/h]
- 2D potenza termica istantanea [kW]
- 2E temperatura mandata PdC – edificio (dopo accumulo) [°C]
- 2F temperatura ritorno edificio – PdC [°C]
- 2G differenza di temperatura [°C]

Legenda datalogger lato sonda

- Tup temperatura mandata sonda – PdC [°C]
- Tdown temperatura ritorno PdC – sonda [°C]
- P potenza termica sonda [kW]
- Q portata sonda [m³/h]

Altri dati:

- Te temperatura esterna [°C]

- Um umidità percentuale (%)
- Tp temperatura pannelli radianti [°C]



Figura 26 datalogger elettronici



Figura 27 particolare dei termometri principali sul lato utenze

RAFFRESCAMENTO

DATA	ORA	CIRCUITO INTERNO							CIRCUITO SONDA			
		1A"	2B	2C	2D	2E	2F	2G	Tup	Tdown	P	Q
10-mag	14.55	4786,3	0,776	0,908	4,478	16	21	-4,430	16,8	22,7	5,988	0,858
um 50%	14.58	4786,4	0,756	0,908	3,174	16	19	-3,627	16,8	22,9	5,998	0,864
Te 29,5°C	15.01	4786,5	0,765	0,908	3,209	15	19	-3,578	17,2	23,2	6,007	0,857
	15.04	4786,7	0,760	0,908	3,186	15	18	-3,602	17,5	23,4	6,013	0,857
Tp 22°C	15.07	4786,9	0,754	0,908	3,168	13	17	-3,623	18,0	24,0	5,987	0,851
	15.10	4787,1	0,754	0,908	3,198	13	17	-3,651	18,4	24,5	5,997	0,858
	15.18	4787,3	0,757	0,908	1,362	15	17	-2,347	18,7	24,6	5,985	0,864
	15.21	4787,4	0,753	0,908	2,592	14	17	-3,151	18,7	24,8	6,095	0,857
Tp 20°C	15.24	4787,6	0,754	0,908	3,012	13	16	-3,438	19,0	24,8	6,005	0,857
	15.40	4788,0	0,771	0,908	1,056	15	16	-1,019	20,0	20,3	0,009	0,021
	16.30	4789,4	0,753	0,908	1,182	14	16	-2,144	19,8	25,9	6,083	0,857
Tp 19°C	16.33	4789,5	0,748	0,908	2,646	12	16	-3,106	19,9	25,9	5,991	0,864
	16.38	4789,6	0,775	0,908	1,194	14	15	-1,006	20,7	21,1	0,0064	0,013
	16.58	4790,2	0,763	0,908	0,672	14	16	-1,646	20,1	26,0	5,947	0,874
Tp 19°C	17.01	4790,2	0,751	0,908	2,514	12	15	-3,039	20,2	26,2	6,067	0,864
	17.12	4790,5	0,756	0,908	1,296	14	16	-2,351	20,3	26,3	6,037	0,864
	17.15	4790,7	0,751	0,908	2,460	12	15	-2,981	20,3	26,3	6,003	0,857
	17.18	4790,7	0,748	0,908	2,700	12	15	-3,092	20,4	26,4	5,963	0,878
Tp 19°C	17.21	4790,7	0,774	0,908	1,230	13	14	-1,104	20,8	21,3	0,531	0,857

DATA	ORA	CIRCUITO INTERNO							CIRCUITO SONDA			
		1A"	2B	2C	2D	2E	2F	2G	Tup	Tdown	P	Q
14-mag	12.30	4791,3	0,793	0,908	1,215	14	22	-8,959	17,6	23,1	5,740	0,872
Um 45%	12.33	4791,6	0,751	0,908	4,948	15	19	-4,358	17,5	23,4	5,817	0,858
Te 32,5°C	12.36	4791,7	0,736	0,908	3,435	15	19	-3,940	17,6	23,6	5,917	0,858
	12.39	4791,9	0,733	0,908	3,355	14	18	-3,937	17,7	23,7	6,040	0,858
	12.42	4792,0	0,733	0,908	3,313	14	18	-3,853	17,8	23,8	6,000	0,851
	12.45	4792,2	0,732	0,908	3,252	13	17	-3,818	18,4	24,3	5,891	0,851
	12.48	4792,4	0,723	0,908	3,234	13	16	-3,829	18,8	24,8	5,935	0,851
	12.51	4792,5	0,730	0,908	3,233	12	16	-3,835	19,1	25,1	5,949	0,851
	12.54	4792,7	0,723	0,908	3,216	12	16	-3,795	19,3	25,3	5,950	0,851
	12.57	4792,8	0,733	0,908	3,276	11	15	-3,841	19,5	25,6	5,979	0,857
	13.00	4793,0	0,739	0,908	3,343	11	15	-3,846	19,8	25,8	5,967	0,857
	13.03	4793,2	0,726	0,908	3,270	10	14	-3,807	20,0	26,0	5,948	0,857
	13.06	4793,3	0,724	0,908	3,240	10	14	-3,869	20,3	26,2	5,912	0,864
	13.09	4793,5	0,723	0,908	3,192	10	13	-3,830	20,5	26,4	5,916	0,857
	13.12	4793,6	0,724	0,908	3,240	9	13	-3,842	20,7	26,7	5,892	0,857
	13.15	4793,8	0,718	0,908	3,228	9	13	-3,820	20,8	26,8	5,887	0,857
	13.18	4794,0	0,715	0,908	3,198	8	12	-3,846	21,0	26,9	5,898	0,864

Tp 20°C	13.21	4794,2	0,730	0,908	1,482	10	12	-2,460	21,2	27,0	3,541	0,857	
	14.37	4794,5	0,751	0,908	3,617	14	21	-5,102	19,2	24,8	6,132	0,871	
	14.40	4794,6	0,733	0,908	3,156	15	19	-3,700	18,5	24,7	6,161	0,858	
	14.43	4794,8	0,724	0,908	3,162	14	18	-3,755	18,4	24,7	6,116	0,850	
	14.46	4794,9	0,724	0,908	3,198	14	17	-3,809	18,6	24,7	6,135	0,851	
	14.49	4795,1	0,733	0,908	3,209	13	17	-3,802	18,9	25,0	6,005	0,851	
	14.52	4795,3	0,716	0,908	3,203	12	16	-3,864	19,6	25,7	5,959	0,857	
	14.55	4795,5	0,715	0,908	3,185	12	16	-3,845	20,0	26,0	5,942	0,857	
	14.58	4795,6	0,712	0,908	3,197	11	15	-3,859	20,1	26,2	5,943	0,857	
Tp 21°C	15.01	4795,7	0,702	0,908	3,126	11	15	-3,816	20,4	26,3	5,948	0,857	
	15.04	4795,9	0,720	0,908	3,215	11	14	-3,836	20,6	26,6	5,864	0,857	
	15.07	4796,1	0,709	0,908	3,227	10	14	-3,909	20,9	26,9	5,882	0,857	
	15.10	4796,3	0,696	0,908	3,186	9	13	-3,886	21,2	27,1	5,914	0,864	
	15.13	4796,4	0,706	0,908	3,192	9	13	-3,852	21,4	27,2	5,831	0,850	
	15.16	4796,5	0,703	0,908	3,168	9	13	-3,865	21,5	27,4	5,820	0,816	
	15.19	4796,7	0,703	0,908	3,162	9	13	-3,866	21,7	27,6	5,748	0,864	
	Tp 20°C	15.22	4796,9	0,697	0,908	3,144	8	12	-3,862	21,9	27,7	5,811	0,864
		Um 40%	15.41	4797,2	0,684	0,908	0,552	15	16	-0,717	21,3	26,9	5,369
Te 30,6°C	15.44	4797,3	0,661	0,908	2,286	13	16	-2,976	21,3	27,3	5,997	0,864	
	15.47	4797,4	0,646	0,908	2,682	12	15	-3,572	21,2	27,2	5,918	0,850	
	15.50	4797,6	0,649	0,908	2,814	11	15	-3,726	21,1	27,1	5,884	0,857	
	15.53	4797,7	0,645	0,908	2,916	10	14	-3,861	21,1	27,0	5,781	0,857	
	15.56	4797,9	0,649	0,908	2,988	10	14	-3,953	21,7	27,4	5,813	0,857	
	15.59	4798,0	0,648	0,908	2,988	9	13	-3,959	22,0	27,7	5,709	0,864	
	16.02	4798,2	0,661	0,908	3,048	9	13	-3,965	22,2	27,9	5,689	0,856	
	Tp 19°C	16.05	4798,3	0,670	0,908	3,066	9	12	-3,914	22,3	28,0	5,664	0,856

DATA	ORA	CIRCUITO INTERNO							CIRCUITO SONDA			
		1A"	2B	2C	2D	2E	2F	2G	Tup	Tdown	P	Q
17-mag	11.09	4798,5	0,791	0,908	0,000	23	23	-0,227	17,7	18,8	1,142	0,858
Um imp.40%	11.12	4798,5	0,762	0,908	0,000	20	23	-3,227	16,0	21,9	5,832	0,851
Um 44%	11.15	4798,7	0,764	0,908	2,623	19	22	-3,035	15,9	21,8	5,997	0,858
Te 25,1°C	11.18	4798,8	0,744	0,908	2,837	18	21	-3,283	16,3	22,3	5,951	0,858
P.rugiada 11°C	11.21	4798,9	0,741	0,908	2,953	17	20	-3,469	16,9	22,9	5,940	0,858
	11.24	4799,1	0,742	0,908	2,983	16	20	-3,487	17,4	23,5	6,034	0,858
	11.27	4799,3	0,747	0,908	3,172	15	19	-3,655	17,8	23,9	6,019	0,858
	11.30	4799,5	0,723	0,908	3,114	14	18	-3,767	18,2	24,2	6,044	0,858
	11.33	4799,6	0,744	0,908	3,276	13	17	-3,789	18,5	24,6	6,054	0,851
	11.36	4799,7	0,735	0,908	3,216	13	17	-3,747	18,8	24,9	6,033	0,858
	11.39	4799,9	0,735	0,908	3,270	12	16	-3,854	19,0	25,0	5,994	0,858
	11.42	4800,1	0,729	0,908	3,264	12	16	-3,862	19,3	25,3	5,961	0,864
	Um 42,8%	11.45	4800,1	0,729	0,908	3,282	12	15	-3,938	19,4	25,5	6,018
Te 25,1°C	11.48	4800,4	0,730	0,908	3,318	11	15	-3,896	19,7	25,8	5,997	0,857
P.rugiada 10°C	11.51	4800,5	0,733	0,908	3,084	10	14	-3,616	20,1	26,1	5,956	0,857

	11.54	4800,7	0,729	0,908	3,396	10	14	-3,958	20,2	26,2	5,974	0,864
	11.57	4800,9	0,730	0,908	3,318	9	13	-3,924	20,5	26,4	5,911	0,864
	12.00	4801,1	0,733	0,908	3,384	9	13	-3,927	20,7	26,6	5,896	0,857
	12.03	4801,2	0,735	0,908	3,342	9	13	-3,906	20,8	26,7	5,880	0,857
Um 41,5%	12.06	4801,4	0,720	0,908	3,270	9	13	-3,887	20,9	26,8	5,875	0,857
Te 25,0°C	12.09	4801,5	0,720	0,908	3,330	8	12	-3,958	21,1	27,0	5,849	0,857
P.rugiada 9,5°C	12.12	4801,7	0,724	0,908	3,366	8	12	-3,999	21,3	27,2	5,876	0,850

DATA	ORA	CIRCUITO INTERNO						CIRCUITO SONDA		En el cumulativa	
		1A"	2B	2D	2E	2F	2G	Tup	Tdown	En pdc	En pds
21-mag	14.47	4812,3	0,726	0,000	23	24	-2,051	15,9	21,8	3686,5	1229,3
umidità imp 40%	14.50	4812,3	0,703	0,000	21	24	-2,979	16,1	22,1	3686,5	1229,3
umidità 46%	14.53	4812,3	0,698	0,311	20	23	-3,191	16,6	22,6	3686,6	1229,3
Te 29,3°C	14.56	4812,4	0,694	2,587	19	22	-3,824	16,9	23,1	3686,7	1229,3
P.rugiada 11,8°C	14.59	4812,5	0,701	2,861	18	21	-3,514	17,1	23,2	3686,7	1229,3
	15.02	4812,6	0,697	2,898	17	20	-3,625	17,6	23,8	3686,8	1229,3
	15.05	4812,8	0,681	2,928	16	19	-3,749	17,9	24,1	3687,0	1229,4
	15.08	4812,9	0,683	3,069	15	19	-3,853	18,4	24,5	3687,0	1229,4
	15.11	4813,1	0,687	3,111	14	18	-3,914	18,6	24,8	3687,1	1229,4
	15.14	4813,2	0,676	3,102	13	17	-3,944	18,9	25,1	3687,2	1229,4
	15.17	4813,4	0,675	3,168	12	16	-4,038	19,2	25,4	3687,3	1229,5
	15.20	4813,6	0,672	3,120	12	16	-3,983	19,5	25,6	3687,4	1229,5
	15.23	4813,7	0,673	3,204	11	15	-4,109	19,7	25,8	3687,5	1229,5
	15.26	4813,9	0,682	3,180	11	15	-4,015	20,0	26,1	3687,6	1229,5
	15.29	4814,1	0,681	3,198	10	14	-3,976	20,2	26,2	3687,6	1229,6
	15.32	4814,2	0,679	3,180	10	14	-4,032	20,4	26,4	3687,7	1229,6
	15.35	4814,3	0,679	3,174	9	13	-4,002	20,5	26,6	3687,8	1229,6
	15.38	4814,5	0,679	3,168	9	13	-4,061	20,8	26,7	3687,9	1229,6
	15.41	4814,7	0,676	3,186	8	12	-4,036	20,9	26,9	3688,0	1229,7
	15.44	4814,9	0,684	3,258	8	12	-3,990	21,1	27,1	3688,0	1229,7
umidità 46,7%	16.15	4815,6	0,757	2,802	12	15	-2,029	20,2	25,4	3688,2	1229,8
Te 30,5°C	16.18	4815,7	0,732	1,980	11	14	-2,826	20,5	26,5	3688,3	1229,9
P.rugiada 11,2°C	16.21	4815,9	0,727	2,820	10	14	-3,385	21,0	26,8	3688,4	1229,9
	16.24	4816,0	0,721	2,886	10	13	-3,396	21,1	27,0	3688,4	1229,9
	16.27	4816,1	0,718	2,946	9	12	-3,527	20,9	26,9	3688,5	1229,9
	16.30	4816,3	0,721	3,036	8	12	-3,622	21,3	27,1	3688,5	1229,9
umidità 47,2%	16.58	4816,9	0,727	2,694	11	14	-3,188	20,7	26,7	3689,0	1229,9
Te 30,0°C	17.01	4817,0	0,726	2,790	10	14	-3,376	20,7	26,6	3689,0	1229,9
P.rugiada 11,4°C	17.04	4817,2	0,727	2,928	9	13	-3,414	21,2	27,0	3689,0	1230,0

17.07	4817,3	0,729	2,946	9	12	-3,457	21,6	27,4	3689,0	1230,0
17.10	4817,5	0,724	2,964	9	12	-3,075	21,8	27,6	3689,1	1230,0
17.13	4817,6	0,751	1,482	10	12	-1,647	22,0	22,2	3689,1	1230,0
17.16	4817,6	0,754	0,912	12	13	-0,874	22,1	22,2	3689,1	1230,0
17.19	4817,7	0,759	0,726	13	14	-0,751	22,2	22,4	3689,1	1230,0
17.22	4817,7	0,756	0,642	13	14	-0,644	22,1	22,4	3689,1	1230,0

In quest'ultima misurazione è stata rilevata anche l'energia elettrica cumulativa (in kWh), consumata, sia per la pompa di calore (En_{pdc}), che per le macchine ausiliarie (En_{pds}).

I dati sono stati utilizzati per calcolare l'EER della macchina refrigerante, sapendo che:

$$- 1kWh = 3600kJ = 861,24kcal ;$$

$$- P_{el} = P_{sonda} - P_{utenze} ;$$

$$- P[kcal / h] = c_p[kcal / l^{\circ}C] \cdot Q[l / h] \cdot \Delta T[^{\circ}C], \text{ assumendo } C_p \text{ dell'acqua pari a } 1;$$

$$- EER = P_{utenze} / P_{el}.$$

In base ai risultati ottenuti sono state fatte le seguenti considerazioni:

- I valori di temperatura e potenza rilevati sul lato utenze non sono utilizzabili per il calcolo dell'EER, in quanto con tale datalogger non viene misurata la potenza termica in uscita dalla pompa di calore, bensì la potenza termica a valle dell'accumulo, più bassa (tra 1 e 3 kW)
- I valori di potenza termica rilevati sul lato sonda (tra 5 e 6 kW) risultano essere troppo bassi rispetto alla potenza nominale della macchina, pari a 7,1 kW sul lato utenze e dunque circa 8,5 kW sul lato sonda (nominalmente, l'energia elettrica necessaria è di 1,4 kWh)
- Considerando la potenza elettrica assorbita (tra 1 e 2 kW), Il rendimento di refrigerazione è risultato essere eccessivamente basso, con valori anche inferiori a 2.

Tali risultati hanno obbligato a compiere una verifica delle prestazioni della macchina.

Per prima cosa è stato aggiunto un datalogger sul lato utenze collegato al termometro a monte dell'accumulatore, per verificare la vera potenza termica ceduta a tale lato. (che si è riscontrata così compresa tra 3 e 4 kW)

In seguito, è stata svolto un calcolo di portata per la pompa idraulica sul lato sonda, per controllare le effettive perdite di carico e l'eventuale malfunzionamento del flussometro.

Per sapere le perdite distribuite sono state utilizzate due metodologie differenti:

- la formula di Manning:
$$\frac{10,29 \cdot (F_m^2) \cdot (Q[m^3/h])^2}{(d[m])^{5,33}} \cdot L[m] = r[m] \quad ; \quad F_m$$

coefficiente di Manning = 0,009

- un programma Excel dello Studio Seta per il calcolo della perdita di carico nelle condotte, che sfrutta l'equazione di Colebrook.

Le misure sono state corrette considerando il glicole presente nell'acqua, con un fattore 1,15.

A tali perdite distribuite si sono sommate le perdite concentrate. La formula per tali perdite è:

$$r[m] = \frac{F \cdot M \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot \left(\frac{Q \left[\frac{m}{s} \right]}{A \left[\frac{m}{s} \right]} \right)^2}{2 \cdot g \left[\frac{m^2}{s} \right]}$$

Dove F è la somma di tutti i coefficienti delle varie perdite concentrate riscontrate nella tubazione:

11 curve normali a 90°

2 curve normali a U

1 diramazione semplice

1 confluenza semplice

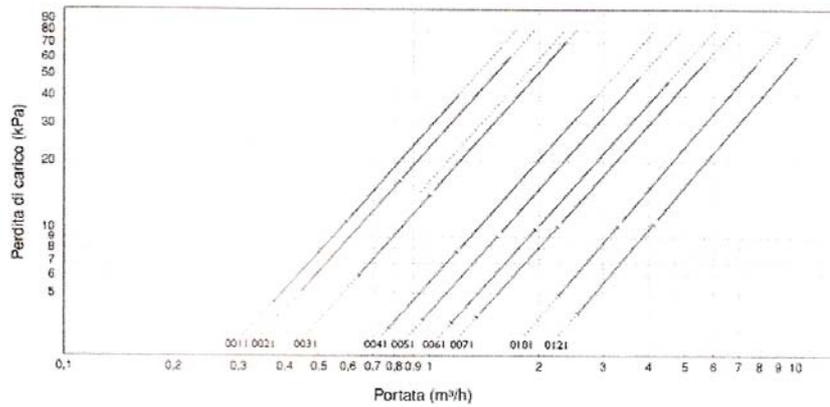
1 allargamento

1 restringimento

4 valvole a farfalla

Infine, è stata aggiunta la perdita nello scambiatore. Per ottenerla, è stato utilizzato il diagramma fornito dal costruttore

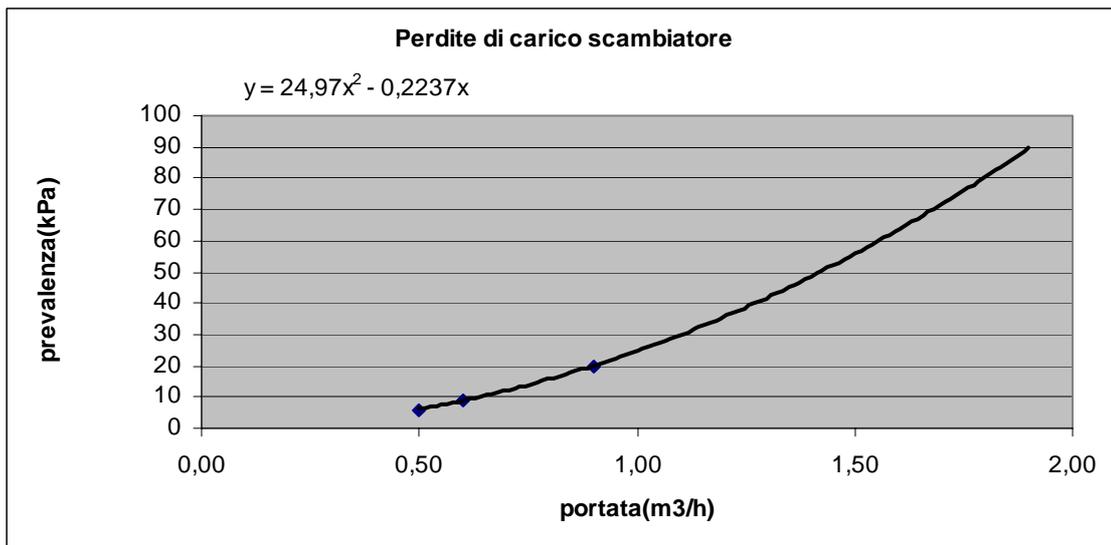
GRAFICO PORTATA - PERDITE DI CARICO SCAMBIATORE LATO ESTERNO (IN CICLO ESTIVO)



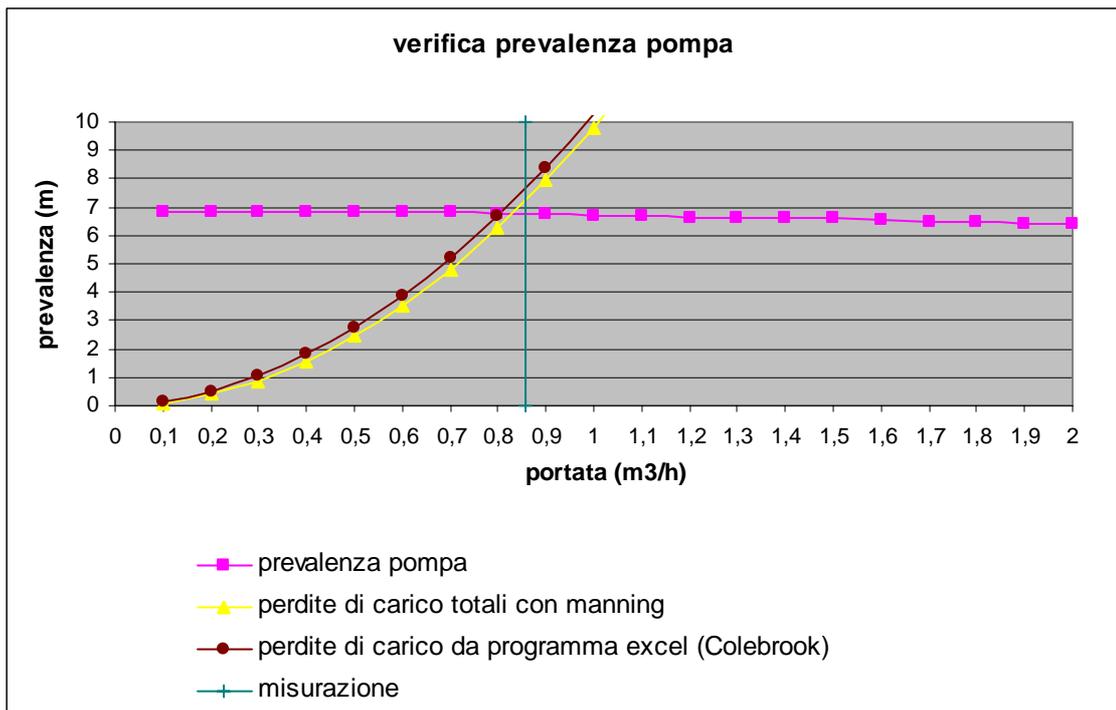
Evitare di operare sulla parte tratteggiata della curva.

— Per acqua proveniente da torre — Per acqua provenienti

Con tale diagramma, è stata creata una curva di prevalenza, i cui valori, ricordando che 1 m di dislivello corrisponde a una pressione di 1 kPa, sono stati poi sommati alle altre perdite.



Infine, grazie ai dati tecnici della pompa idraulica in servizio (pompa Wilo-TOP-S25/7) , è stata fornita la curva di prevalenza della pompa. Il risultato ottenuto è il seguente:



Dal grafico si evince che, per la perdita di carico di 6,8 m metri misurata dai manometri, le curve riscontrate coi due metodi si attestano intorno a 0.8 m^3/h . Il valore misurato dal flussometro è invece pari a 0.85 m^3/h . Tale differenza risulta però accettabile e dovuta probabilmente alle rugosità dei tubi e all'incertezza inevitabile di misurazione.

Appurato dunque il regolare funzionamento di tutti gli strumenti di misura, è stato possibile supporre un malfunzionamento della pompa di calore.

Controllando la pressione rilevata dai manometri all'interno del circuito del R407C, si è notata la deficienza, in termini di volume, del refrigerante e si è provveduto ad eseguire la ricarica. Di seguito si riportano i valori misurati da tutti i principali strumenti, una volta compiuta questa operazione

RAFFRESCAMENTO													
	CIRCUITO INTERNO							CIRCUITO SONDA				En el cumulativa	
DATA	ORA	1A"	2B	2D	2E	2F	2G	Tup	Tdown	Qest	P	En pdc	En plus
08-giu	11.03	4827,0	1,101	3,468	17	21	-3,857	15,8	23,2	0,851	7,330	3695,5	1234,0
um imp 50%	11.06	4827,1	1,119	3,330	15	18	-2,716	16,0	23,9	0,858	7,796	3695,6	1254,0
umidità 50%	11.09	4827,3	1,110	3,834	13	16	-2,980	16,5	24,6	0,851	7,979	3695,7	1234,0
Te 23,7°C	11.12	4871,5	1,108	3,892	12	15	-3,091	17,0	25,0	0,851	7,974	3695,8	1234,0
P rug 15°C	11.15	4287,7	1,109	4,001	11	14	-3,001	17,5	25,6	0,858	7,877	3695,9	1234,0
	11.18	4827,9	1,099	4,124	10	13	-3,207	18,1	26,1	0,857	7,906	3696,0	1234,1
	11.21	4828,1	1,104	3,502	10	11	-1,655	18,7	18,9	0,851	0,000	3696,0	1234,1

	11.24	4828,2	1,105	1,513	11	12	-0,976	18,9	19,0	0,857	0,000	3696,0	1234,1
	11.27	4828,3	1,110	0,866	12	13	-0,631	19,3	19,5	0,857	0,000	3696,0	1234,1
	11.30	4828,3	1,112	0,726	13	13	-0,561	19,6	19,7	0,857	0,000	3696,0	1234,2
umidità 64,2%	11.33	4828,3	1,116	0,475	14	14	-0,363	19,7	19,8	0,857	0,000	3696,0	1234,2
Te 21,0°C	11.36	4828,3	1,099	0,432	14	15	-0,285	18,9	19,1	0,858	0,000	3696,0	1234,2
P rug 14,8°C	11.39	4828,4	1,118	0,384	15	15	-0,228	18,7	18,9	0,858	0,000	3696,0	1234,2
	11.42	4828,4	1,111	2,988	13	15	-2,315	18,6	26,6	0,858	8,012	3696,1	1234,2
	11.45	4828,5	1,105	3,276	11	14	-2,596	18,6	26,6	0,858	7,961	3696,2	1234,3
	11.48	4828,8	1,101	3,690	9	12	-2,871	18,5	26,5	0,858	7,965	3696,3	1234,3
	11.51	4828,9	1,107	2,964	10	11	-1,680	18,5	18,7	0,858	0,263	3696,3	1234,3
	11.54	4829,0	1,111	1,026	11	12	-0,729	19,0	19,1	0,858	0,000	3696,3	1234,3
	11.57	4829,0	1,111	0,864	12	12	-0,557	19,5	19,6	0,858	0,000	3696,3	1234,4
	12.00	4829,0	1,122	0,546	13	13	-0,393	20,0	20,1	0,864	0,000	3696,3	1234,4
umidità 63,9%	12.09	4829,1	1,122	0,252	14	15	-0,195	19,0	19,1	0,858	0,000	3696,4	1234,4
Te 21,8°C	12.12	4829,1	1,125	0,000	15	15	-0,179	18,9	19,1	0,858	0,000	3696,4	1234,4
P rug 14,6°C	12.15	4829,1	1,122	0,336	14	15	-1,389	18,9	26,8	0,864	7,960	3696,5	1234,5
	12.18	4829,2	1,113	2,940	12	15	-2,500	18,8	26,9	0,851	8,090	3696,5	1234,5
	12.21	4829,4	1,115	3,516	10	13	2,737	18,8	26,8	0,851	7,887	3696,6	1234,5
	12.24	4829,6	1,111	1,524	11	11	-0,843	19,0	19,1	0,858	0,000	3696,6	1234,5
	12.27	4829,6	1,114	0,852	11	12	-0,658	19,6	19,7	0,864	0,000	3696,6	1234,6
	12.30	4829,7	1,116	0,726	12	13	-0,463	20,0	20,1	0,857	0,000	3696,6	1234,6
	12.33	4829,7	1,119	0,462	13	13	-0,324	20,2	20,5	0,864	0,000	3696,6	1234,6
	12.36	4829,7	1,119	0,420	13	14	-0,275	19,7	19,9	0,858	0,272	3696,6	1234,6
umidità 49,5%	12.45	4829,8	1,123	0,264	15	15	-0,124	19,2	19,4	0,858	0,000	3696,7	1234,7
Te 31,8°C	12.48	4829,8	1,114	2,654	13	15	-2,055	19,1	27,2	0,864	8,174	3696,8	1234,7
P rug 14,4°C	12.51	4829,9	1,111	3,176	12	14	-2,604	19,0	27,2	0,858	8,077	3696,8	1234,7
	12.54	4830,1	1,105	3,528	10	13	-2,741	19,0	26,9	0,858	7,927	3696,9	1234,7
	12.57	4830,2	1,104	3,660	9	11	-1,749	19,0	19,4	0,857	0,611	3696,9	1234,7
	13.00	4830,3	1,111	1,074	11	12	-0,788	19,3	19,4	0,858	0,000	3696,9	1234,7
	13.03	4830,3	1,111	1,074	11	12	-0,788	19,3	19,4	0,858	0,000	3696,9	1234,7

Con tale aggiunta di gas, si può notare l'aumento della potenza sul lato sonda ed il conseguente aumento sul lato utenze (ricordando inoltre che il valore vero è ancora più alto, fino a 7 kW, se si misura la temperatura a monte dell'accumulo).

Avendo un consumo di energia elettrica complessivo medio di 1,1 kWh, si ha per le prime ore di funzionamento un EER pari a $\frac{7}{1.1} = 6,3$, molto superiore al 5,1 nominale.

Come si vedrà in seguito, tale valore di rendimento diminuirà bruscamente in seguito al funzionamento in continuo della macchina, sia per un aumento medio orario di energia elettrica spesa, sia soprattutto per una diminuzione della potenza scambiata sul lato sonda.

8. La campagna di misurazione: valutazione dell'efficienza

Effettuate le verifiche preliminari, ed avendo presa conoscenza della pompa di calore nel suo insieme, si è deciso di farla funzionare in continuo in raffrescamento per diversi giorni, al fine di valutare ogni variazione nel passaggio da stato transitorio a stazionario. Il risultato che ci si attende in questo caso è un rapido aumento di temperatura del fluido del lato sonda nelle ore iniziali, seguito a un aumento sempre meno marcato, fino a una situazione di stabilizzazione. Le misure sono anche servite per creare e in seguito verificare un modello di massima della trasmissione termica nel sottosuolo.

Sono state prese tutte le misure possibili, sia sul lato sonda che sull'impianto. La pompa di calore è stata accesa il giorno 11 giugno ed è stata spenta il giorno 26 giugno. Di seguito si riportano i grafici relativi alla variazione di temperatura sul lato sonda e sul lato utenze e alla potenza termica della macchina. Per quanto riguarda la portata, viene riportato solo il grafico riguardante il lato sonda; in entrata e in uscita dall'evaporatore infatti rimane assolutamente costante, mentre in entrata e in uscita dal condensatore varia leggermente col tempo. Ciò è dovuto alla viscosità dell'antigelo, che cambia in funzione della temperatura, provocando una variazione di portata.

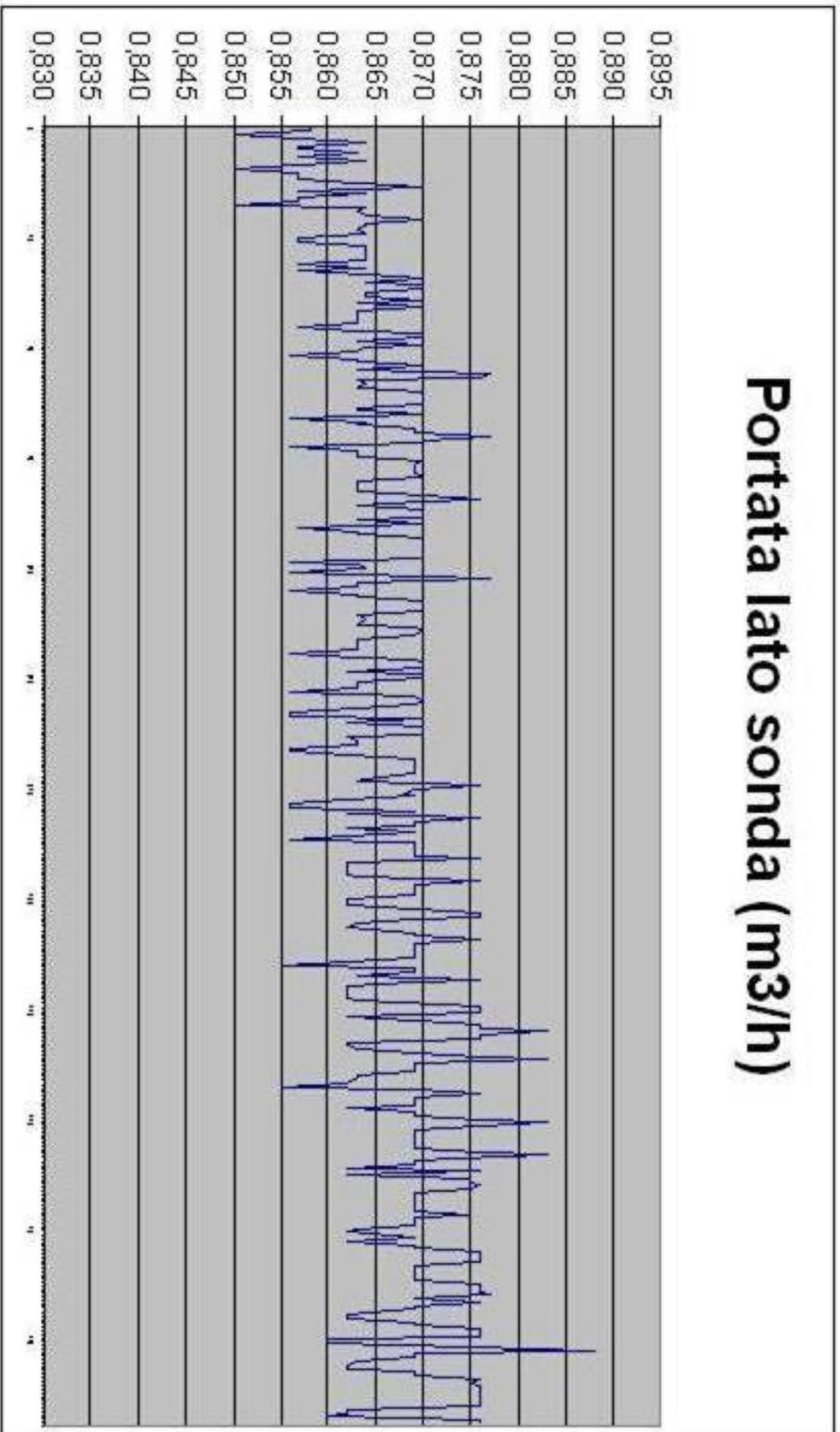
Le misurazioni sono state prese, purtroppo, non in continuo, in quanto solo un datalogger sui tre presenti dispone di tale funzione.

Sono state prese dunque delle serie di misure, in diversi periodi della giornata con un intervallo di tempo pari a tre minuti.

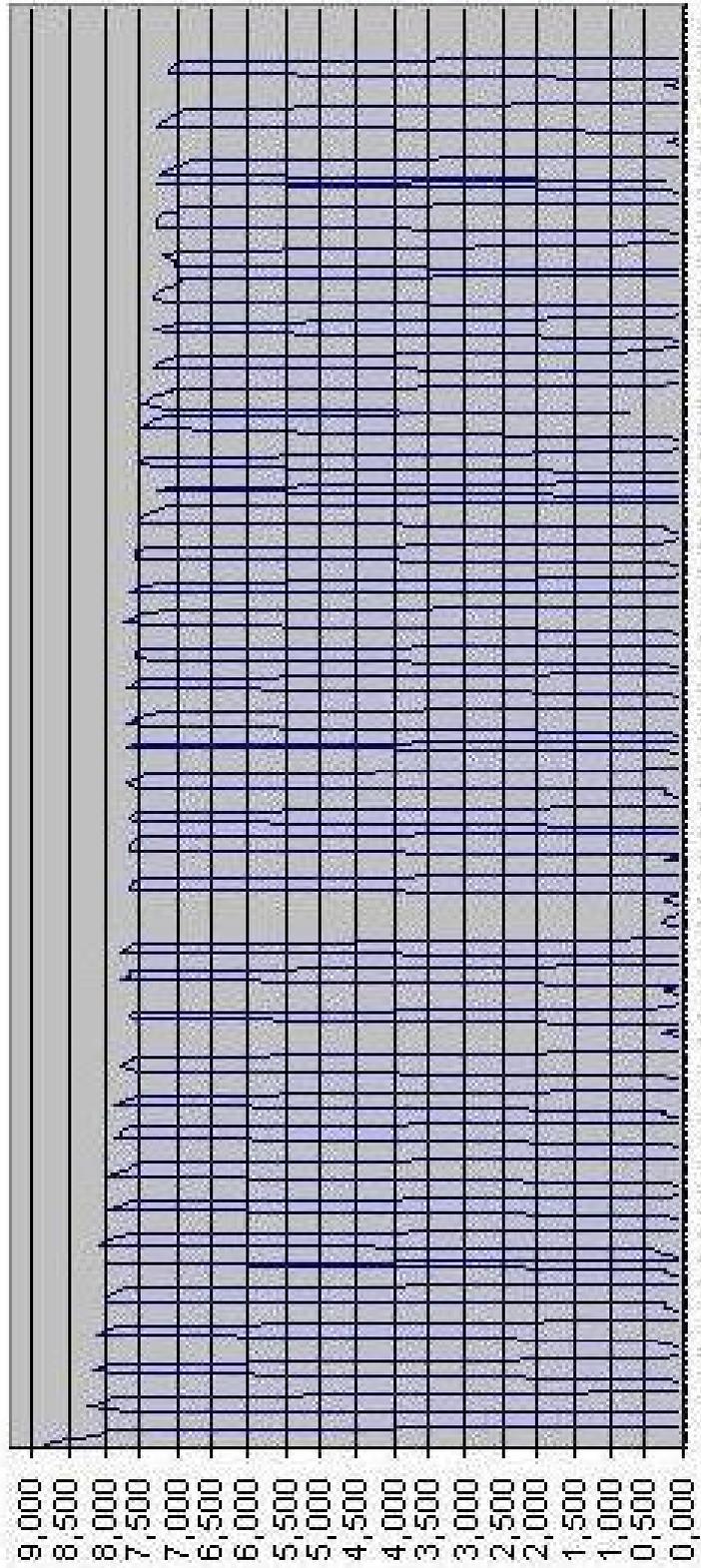
Per non appesantire troppo il capitolo, non si riporteranno i grafici di tutte le misurazioni effettuate, in funzione del tempo. Si riporteranno alcuni esempi significativi, con in ascissa l'ora precisa di rilievo, e i grafici completi dall'11 giugno al 26 giugno, che trascurano però i periodi di assenza di documentazione.

Per prima cosa, si riporta la variazione complessiva della portata e della potenza.

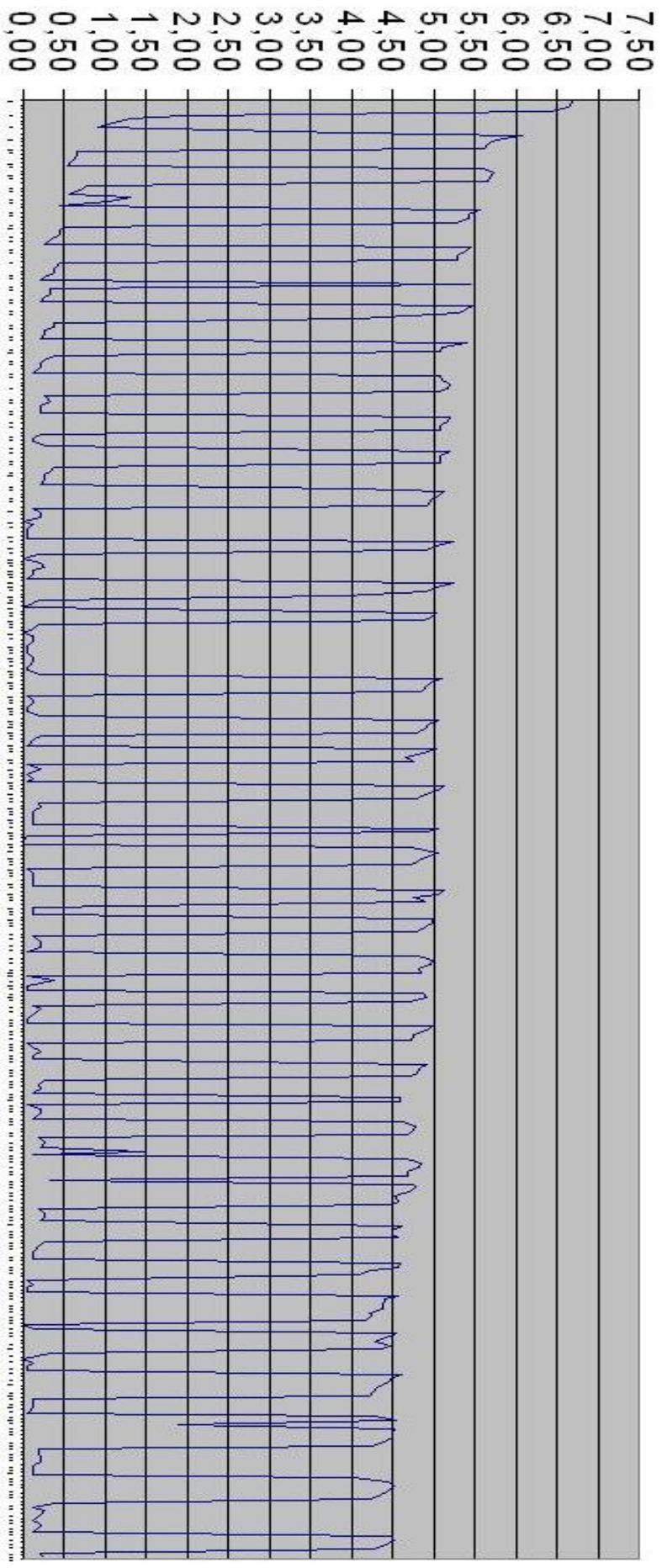
Portata lato sonda (m³/h)



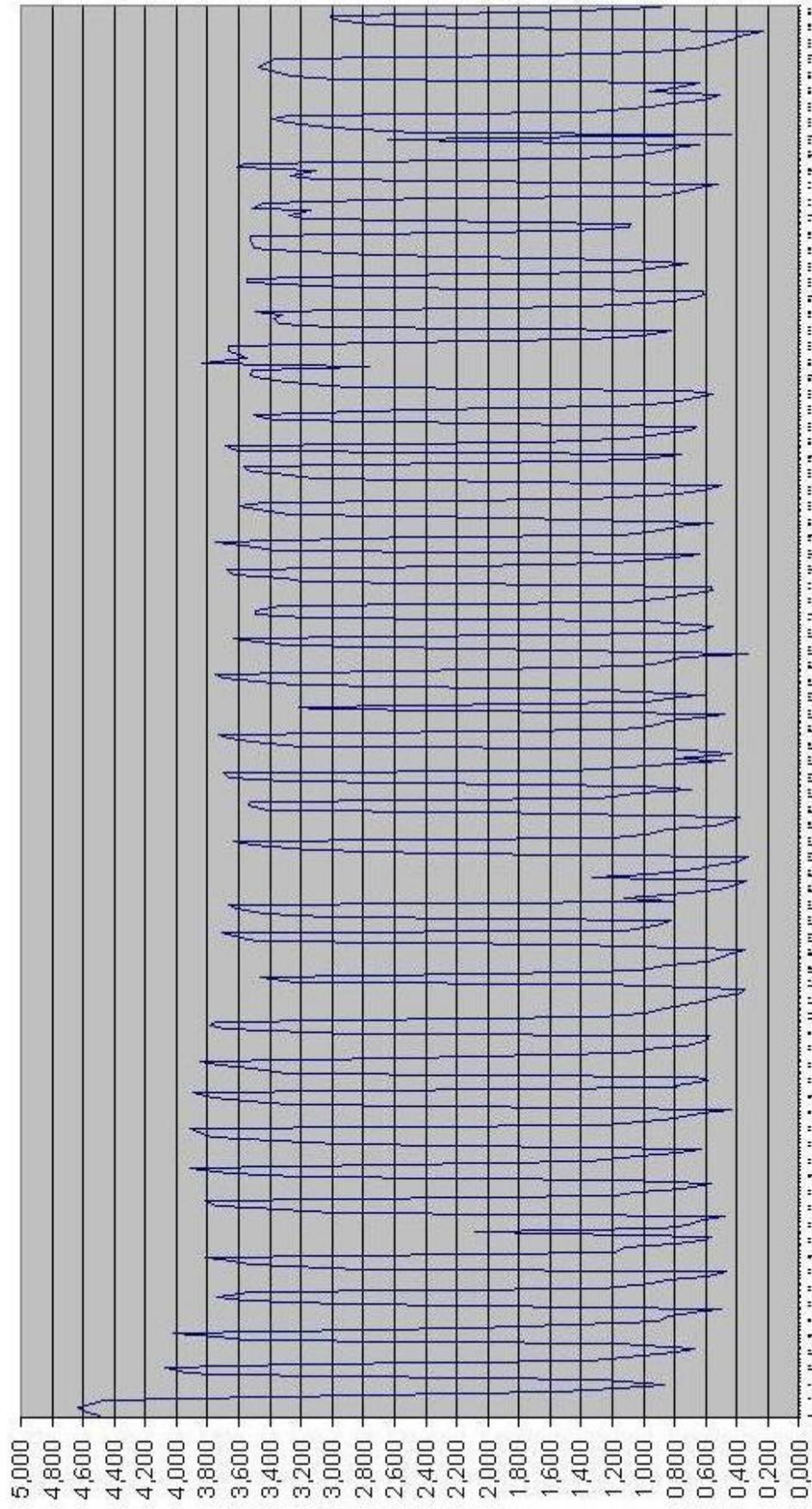
potenza lato sonda (kW)



Potenza con plessiva lato utenze (kW)



Potenza effettiva lato utenze (kW)



Obiettivo delle misurazioni è quello di verificare, con il funzionamento in continuo ed il conseguente aumento della temperatura in sonda, la variazione della potenza e conseguentemente dell'EER nel tempo.

L'analisi dei tre grafici rivela i seguenti punti:

- L'aumento della portata del fluido, dovuto alla variazione di viscosità, avviene principalmente nelle prime fasi di funzionamento della pompa di calore;
- per via dell'accumulo, la macchina non necessita di funzionare continuamente, ma si spegne a intervalli regolari. Tali intervalli sono registrati dall'abbattimento a zero della potenza termica sul lato sonda. Per quanto riguarda il lato utenze, invece, la potenza termica non arriva praticamente mai a zero, poiché una quota parte è garantita dall'accumulo. La mancata regolarità in alcuni punti del grafico è dovuta ai periodi in cui non sono state prese misure;
- la potenza sul lato sonda, che all'avvio della pompa è vicina ai 9 kW, si abbassa rapidamente nel primo periodo di funzionamento, per poi calare più dolcemente;
- alla diminuzione della potenza termica ceduta alla sonda, si verifica la conseguente diminuzione della potenza termica ceduta alle utenze;
- la differenza tra queste due potenze istantanee è la potenza elettrica necessaria istantaneamente. Essendo presente l'accumulo, la pompa di calore si spegne a intervalli continui e ciò fa diminuire l'energia elettrica necessaria. Mediamente, raggiunte le condizioni stazionarie, l'energia elettrica spesa è attorno agli 1,2 kWh, inferiore agli 1,4 kWh nominali.
- sono state rilevate due differenti potenze sul lato utenze: quella complessiva si misura all'uscita della pompa di calore e prima dell'ingresso del fluido nell'accumulo; quella effettiva si misura all'uscita dall'accumulo. La potenza complessiva, con il sistema in funzione, è superiore alla potenza effettiva; con il sistema spento, d'altro canto, la potenza complessiva tende a zero, mentre una quota parte della potenza effettiva continua a servire il lato utenze. Questa è la principale peculiarità dell'accumulo, che permette, durante un periodo limitato di tempo, il raffrescamento dell'edificio anche con il sistema spento, con un notevole risparmio di energia elettrica.

- La potenza termica ceduta all'ambiente, e di conseguenza l'EER medio complessivo, sono inferiori ai valori nominali ($P = 7,1$ kW; $EER = 5,1$), che si possono trovare solo all'accensione della macchina, con condizioni ottimali di temperatura del fluido sui 15°C . All'accensione: $P = 6,9$ kW $EER = 4,73$. Raggiunte le condizioni stazionarie: $P = 4,5$ kW $EER = 3,2$.

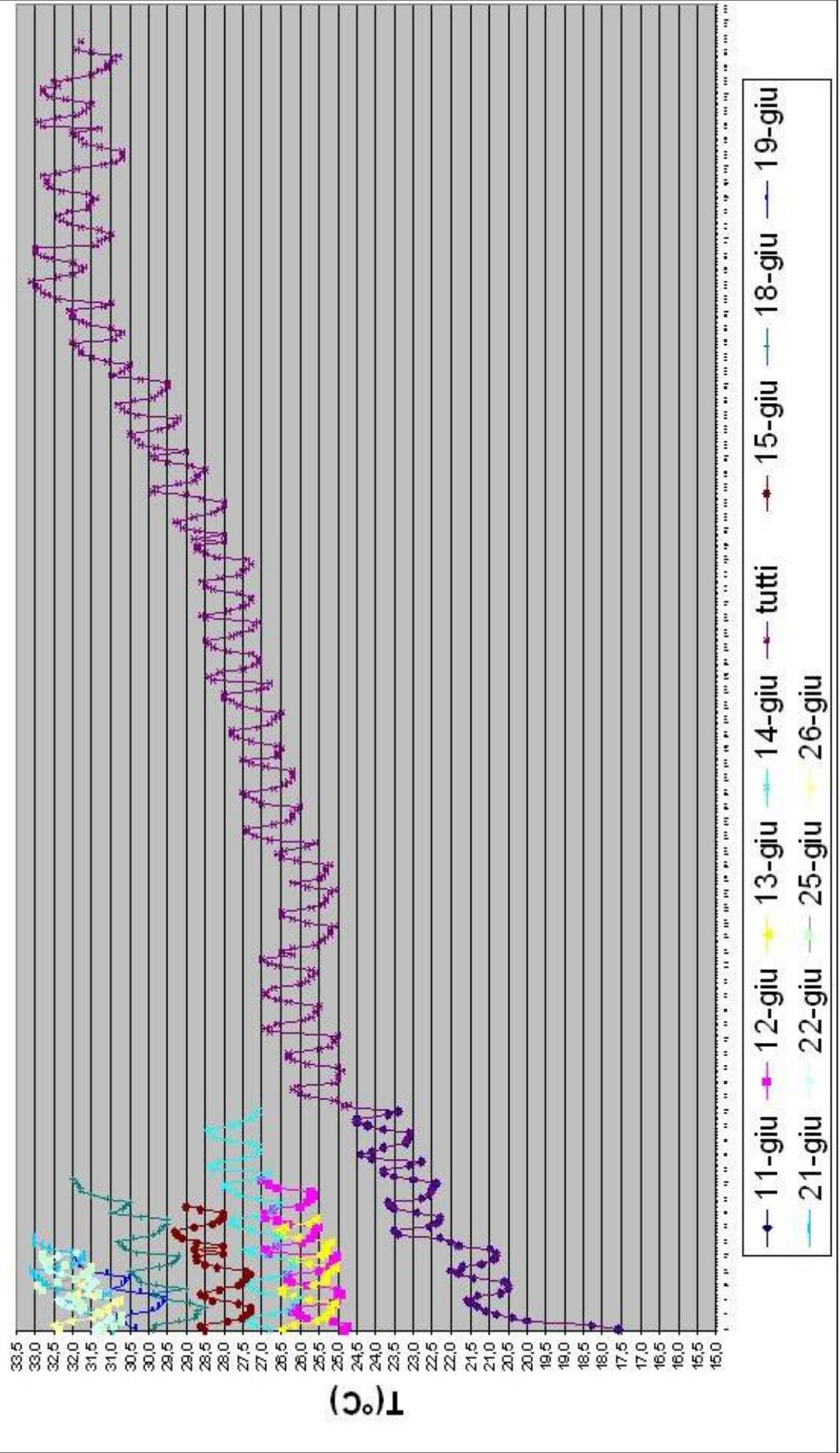
L'aumento delle temperature in sonda genera quindi una diminuzione di potenza nella pompa di calore e un aumento del fabbisogno di energia elettrica, fattori che determinano un abbassamento del coefficiente di refrigerazione.

Tali temperature sono state misurate anch'esse, ed è su di esse che si faranno le successive considerazioni per la modellistica termica del sottosuolo.

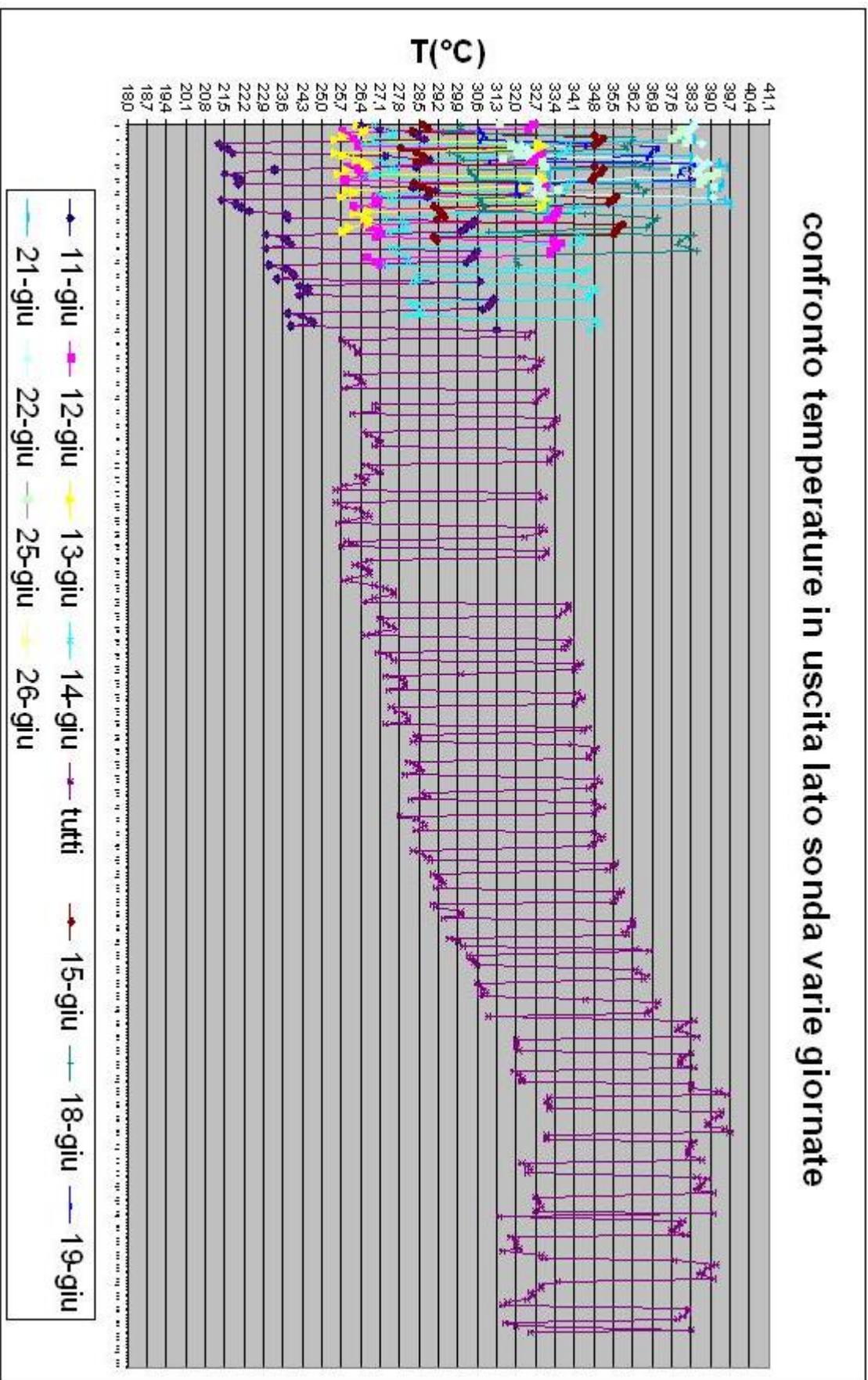
L'aumento significativo della temperatura avviene nel condensatore, dove il fluido refrigerante R407C cede il suo calore al fluido esterno. Per arrivare a potenze ottimali, e ai rendimenti previsti, questo scambio dovrebbe portare una variazione di temperatura al fluido esterno di oltre 8°C . Ciò si verifica solo all'inizio del transitorio, con temperature del fluido ancora relativamente basse. In stazionario, quando il fluido esce dalla sonda a oltre 30°C , la ΔT si attesta su 7°C . Il fluido caldo dovrebbe poi idealmente effettuare un altro scambio termico in sonda per disperdere il calore in eccesso e tornare in superficie alla stessa temperatura precedente. Come si è osservato, all'inizio, questo non avviene, a causa della lentezza del processo di scambio, ed il fluido torna in superficie riscaldato. Lo stoccaggio totale del calore nel suolo avviene solo dopo un periodo di tempo preciso, che corrisponde al periodo di transitorio del sistema. Superato il transitorio, però, le temperature sono già troppo alte e ciò influisce sul consumo di energia elettrica e sul rendimento della pompa di calore.

Di seguito, si riportano i grafici con le temperature globali di entrata ed uscita dalla pompa di calore, e un esempio di una misurazione effettiva, con il vero intervallo di tempo.

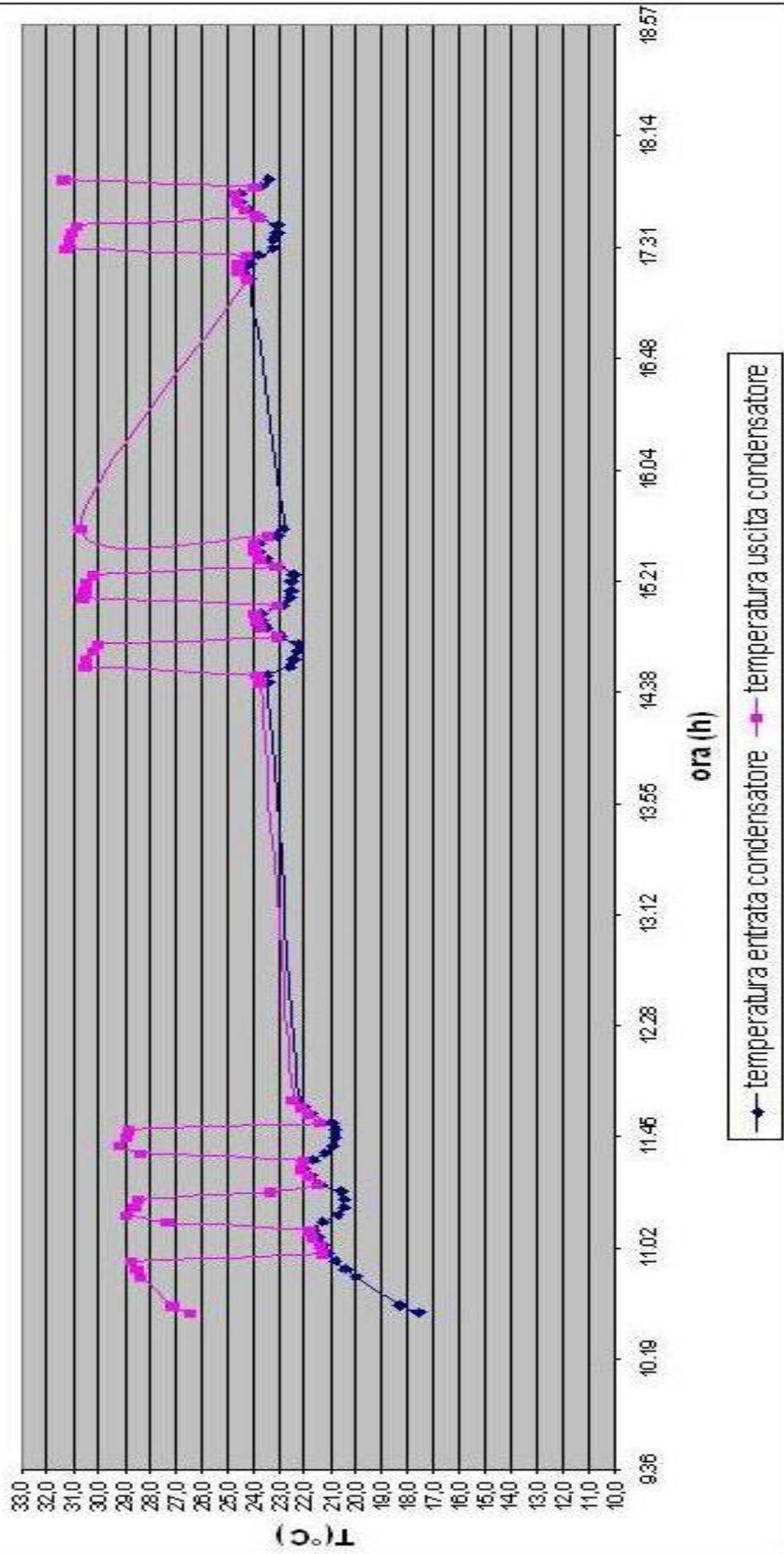
confronto temperature in entrata lato sonda varie giornate



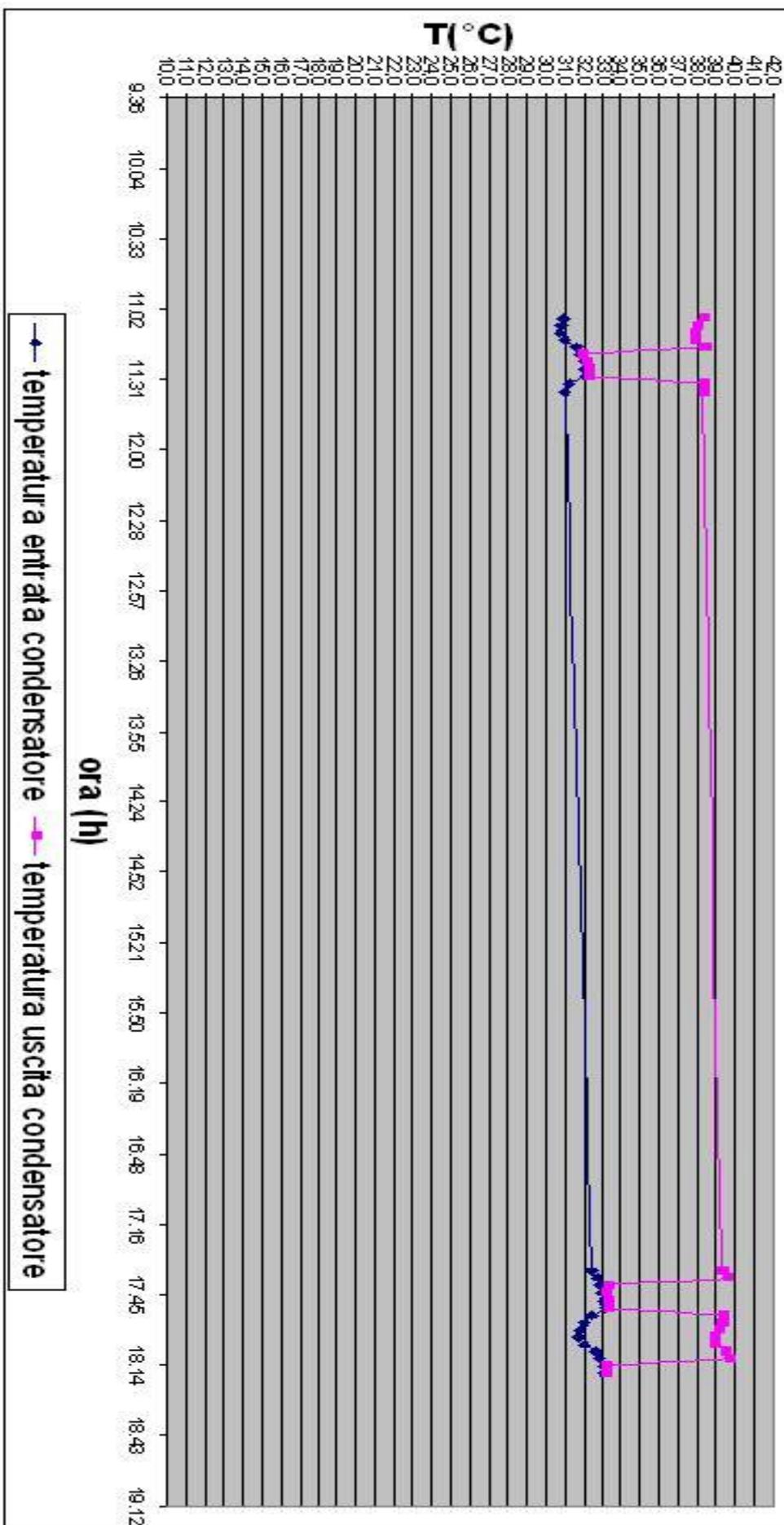
confronto temperature in uscita lato sonda varie giornate



temperatura lato sonda (11 giugno)



temperatura lato sonda (21 giugno)



- anche per quanto riguarda la temperatura, si notano dei cicli periodici, che dipendono dal funzionamento o meno della pompa di calore. Soffermandosi solo sulle temperature in uscita dal condensatore, ove tale fenomeno è più evidente, si nota che, a pompa spenta, la temperatura non si alza rispetto alla temperatura in entrata, anzi tende a mantenere quasi lo stesso valore durante tutto il percorso. Infatti in questo caso non avviene lo scambio di calore dentro il condensatore. A pompa accesa, invece, le temperature di entrata ed uscita seguono quasi lo stesso andamento, ma sfasate di ΔT .
- lo spegnimento della pompa di calore porta ad una momentanea stabilizzazione della temperatura in pozzo; l'accensione della macchina, al contrario, porta dapprima una brusca diminuzione della temperatura in uscita dalla sonda ed in seguito un altrettanto repentino innalzamento;
- la tendenza globale della temperatura del fluido è in ogni caso l'innalzamento, fino alle condizioni di stabilità, per cui la differenza tra aumento e diminuzione del fluido in uscita dalla sonda tende a essere zero, come si evince per esempio nell'ultimo grafico. Lo stabilizzarsi della situazione a una temperatura così alta (oltre i 32 °C), può essere dipeso anche da cause esterne. Infatti, essendo presenti altri pozzi geotermici nella zona, di proprietà di una fabbrica adiacente allo stabile dello Studio Seta, un aumento considerevole della temperatura del suolo potrebbe essere provocato dall'accensione di alcune celle frigorifere. Inoltre, il circuito di tali pozzi non è chiuso, come nel caso dello Studio Seta, bensì aperto, in quanto è l'acqua stessa di falda a circolare nei tubi. Tale supposizione è stata verificata successivamente con alcune misurazioni della temperatura nel fluido a sistema spento. Nei 4 giorni successivi allo spegnimento della macchina, la temperatura del fluido è inizialmente calata velocemente, per poi assestarsi intorno a 25-27 gradi centigradi, valore notevolmente superiore ai 14-15 gradi che ci si aspetterebbe nella Pianura Padana. Inoltre, osservando i grafici di temperatura, si osserva che, ad un periodo di relativa stabilità nei giorni 14-15 giugno, è seguito un brusco cambio di pendenza della curva dal 18 giugno. E' sicuramente previsto un continuo aumento di temperatura fino al 20-21 giugno, ma il cambiamento di pendenza della curva può portare a supporre a un aumento della temperatura di falda, dovuto a cause esterne.

9. La modellistica termica del sottosuolo.

Di seguito, verrà trattata una modellistica semplificata di una sonda geotermica, applicata al pozzo presso lo Studio Seta. Tale modello è stato realizzato grazie all'analisi dei valori di temperatura del fluido in entrata ed in uscita dalla pompa di calore sul lato sonda, durante il funzionamento della macchina in raffreddamento. Il modello restituisce le variazioni della temperatura del sottosuolo, in seguito al funzionamento in transitorio e stazionario dell'impianto.

Sono state fatte le seguenti approssimazioni iniziali:

- viene trascurata l'influenza della temperatura ai bordi superiore ed inferiore della sonda, concentrando l'attenzione sui fenomeni di scambio sulla superficie laterale
- i due collettori a U affiancati vengono approssimati con un unico collettore, della medesima altezza e di area di base uguale alla somma dei due collettori reali. I raggi interni ed esterni sono dunque:

$$r_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot r_i^2}{\pi}}; r_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot r_e^2}{\pi}} \quad \text{Si passa quindi da: } r_i = 0,013m; r_e = 0,018m \quad \text{a} \\ r_1 = 0,0184m; r_2 = 0,0227m$$

Per prima cosa, è stata valutata la temperatura del terreno alla profondità della sonda. Tale temperatura è la somma della temperatura superficiale, mediata durante l'anno (infatti le variazioni stagionali sono ininfluenti già a 5 metri dalla superficie) e del gradiente geotermico. Tale gradiente è uguale al rapporto tra il flusso geotermico $q_{geo} [W/m]$ e la conduttività del terreno

$\lambda [W/mK]: T_{geo} = \frac{q_{geo}}{\lambda} [K]$. Il flusso geotermico è pari a $0,065 W/m$. A una profondità superiore ai 100 m, la conduttività del terreno si considera in genere costante e pari a $2,2 W/mK$. Con tali valori, il gradiente di temperatura risulta essere $3^\circ C/100m$. Per una sonda, che interessa in genere i primi 100 metri di profondità, tale valore non può essere utilizzato e deve essere tenuta in conto la conduttività dei diversi tipi del terreno.

La sonda studiata, lunga 80 m, incontra i seguenti strati di terreno:

	Conduktività termica			Capacità termica		Lunghezza	Profondità
	λ (W/mK)			volumetrica ρc (J/m ³ K)		L (m)	H (m)
	min	medio	max	min	max		
Sabbia secca	0,3	0,4	0,8	1,30E+06	1,60E+06	5	5
Sabbia satura	1,7	2,4	5	2,20E+06	2,90E+06	15	20
Argilla impermeabile	0,4	0,5	1	1,50E+06	1,60E+06	40	60
Limo saturo	0,9	1,7	2,3	1,60E+06	3,40E+06	20	80

Prendendo come temperatura media superficiale 11°C, valore verosimile per le latitudini della Pianura Padana, e sapendo, da dati Arpa, che la temperatura nel sottosuolo faentino a 100 m di profondità è pari a 15°C, è stato possibile stimare i valori veri di conduttività dei vari materiali e l'andamento della temperatura alle diverse quote

Profondità H (m)	Temperatura T (°C)
5	11,43 (possibile influenza delle variazioni stagionali)
20	11,64
60	14,41
80	14,97

Azionando la pompa di calore, e lasciato passare il periodo di transitorio (all'incirca durato 10 giorni), si è arrivati ad avere una temperatura media costante del fluido tra entrata e uscita nel pozzo, e si è trovata di conseguenza la resistenza termica della sonda; la caratteristica termica di uno scambiatore di calore è infatti determinata dalla sua resistenza termica effettiva R_b , che definisce la relazione di proporzionalità tra la differenza di temperatura fluido-suolo sulla parete del pozzo, in valore assoluto, e la quota di calore scambiata con la sonda. Come già accennato nei precedenti capitoli, la temperatura del fluido è la media aritmetica della temperatura in/out (Hellstrom, 1991).

$$T_b - T_f = q \cdot R_b$$

$$R_b = \frac{T_b - T_f}{q}$$

$$T_f = \frac{1}{2}(T_{fin} - T_{fout})$$

R_b : resistenza effettiva termica della sonda (borehole) [K/Wm]

T_f : temperatura del fluido; T_f è la media aritmetica tra la temperatura del fluido in entrata T_{fin} e la temperatura del fluido in uscita T_{fout} dalla sonda, in condizioni stazionarie [$^{\circ}C$]

T_b : temperatura media del suolo sulla parete della sonda, prima dell'accensione della pompa di calore [$^{\circ}C$]

$q = \frac{Q}{H}$ [W/m], Q : quota di calore totale trasferita [W], il cui peso è la lunghezza [m].

Una quota bassa di flusso tende ad incrementare l'effettiva resistenza termica, specialmente se la sonda è lunga.

Nel pozzo in esame, operante in raffreddamento, la temperatura del fluido si riscalda e si trova così a essere superiore alla temperatura del suolo indisturbato. In tal caso, la formula è $T_f - T_b = q \cdot R_b$. Si sono riscontrati i seguenti valori:

T_{fout}	T_{fin}	T_f	ΔT	\dot{V} [l/h]	\dot{q} [W/m]	R_b [K/Wm]
32,1	39	35,55	6,9	875	88,89	0,23

Secondo indagini SUPSI, la resistenza termica ottimale del pozzo dovrebbe aggirarsi intorno al valore 0,1. Tale discrepanza potrebbe essere stata provocata o da una errata valutazione energetica della sonda, oppure da fonti esterne, quali l'inserimento da altri pozzi di acqua calda in falda. Un'eventuale arresto della temperatura a $25^{\circ}C$, infatti, porterebbe il valore di R_b a 0,11.

Nota la resistenza termica effettiva globale, sono state indagate inoltre le diverse resistenze termiche presenti, in base ai diversi materiali.

$$R_A = \frac{1}{2\pi r_1 l h_f} \text{ resistenza termica interna del collettore; } r_1 \text{ raggio interno del}$$

collettore, l lunghezza sonda, h_f coefficiente di convezione.

Per conoscere h_f si è ricorso alle formule nei tubi per convezione forzata:

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_e}, \text{ dove:}$$

λ è la conduttività termica del fluido; in questo caso acqua, $\lambda = 0,58 \text{ W/mK}$;

D_e è il diametro equivalente, ovvero 4 volte il rapporto tra l'area e il perimetro del collettore; $D_e = 0,058 \text{ m}$;

Nu è il numero adimensionale di Nusselt, funzione dei numeri di Reynolds e

Prandtl; $Re = \frac{v \cdot D_e}{\mu}$, dove v è la velocità del fluido e μ la sua viscosità;

$Pr = \frac{\mu}{a}$, dove a è la diffusività del fluido.

Sapendo la portata e l'area (vera) di ogni sonda, si trova la velocità del fluido, mentre la viscosità è un valore gabbellato sulla base della temperatura, e si ha un numero di Reynolds pari a 5876 per acqua a 20°C. Il numero di Prandtl è risultato invece essere pari a 6,846.

Con tale valore del numero di Reynolds si è scelta la funzione ottimale per sapere il numero di Nusselt, e cioè la formula di Bohm:

$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^b$, $C = 0,0033$, $a = 1$, $b = 0,37$. Il numero di Nusselt è risultato essere pari a 39,511 e conseguentemente il coefficiente di convezione pari a 440,69.

$$R_B = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda_1 l} \text{ resistenza termica del collettore; } r_2 \text{ raggio esterno del collettore;}$$

λ_1 conduttività termica del poliestere = 0,39 W/mK

$$R_C = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi\lambda_2 l} \text{ resistenza termica del pozzo; } r_3 \text{ raggio interno della sonda;}$$

λ_2 conduttività termica della miscela cemento - bentonite = 1,4 W/mK .

Per quanto riguarda R_D , essa è composta da quattro resistenze termiche in parallelo, per i quattro differenti tipi di conduttività termica dei materiali e le rispettive lunghezze.

$$R_1 = \frac{\ln\left(\frac{r_b}{r_3}\right)}{2\pi\lambda_{b1}l_1}; R_2 = \frac{\ln\left(\frac{r_b}{r_3}\right)}{2\pi\lambda_{b2}l_2}; R_3 = \frac{\ln\left(\frac{r_b}{r_3}\right)}{2\pi\lambda_{b3}l_3}; R_4 = \frac{\ln\left(\frac{r_b}{r_3}\right)}{2\pi\lambda_{b4}l_4}; r_b \text{ raggio esterno della}$$

sonda

$$R_D = \frac{R_1 R_2 R_3 R_4}{R_1 R_2 R_3 + R_2 R_3 R_4 + R_3 R_4 R_1 + R_1 R_2 R_4}.$$

Come si dimostrerà nel prossimo capitolo, i valori di conduttività $[W/mK]$ sono i seguenti:

Sabbia secca	0,75
Sabbia satura	4,68
Argilla impermeabile	0,94
Limo saturo	2,30

Si nota che la maggiore resistenza termica ΔT si ha all'interno del pozzo, a causa della conduttività termica della malta cementizia e soprattutto del poliestere di cui è fatta la sonda, mentre l'influenza degli scambi termici conduttivi tra terreno e sonda è bassa. La resistenza dovuta al fattore convettivo è praticamente trascurabile.

L [m]	$R_A [K/W]$	$R_B [K/W]$	$R_C [K/W]$	$R_D [K/W]$	$R [K/W]$
5				5,67E-03	
15				3,03E-04	
40				5,65E-04	
20				4,62E-04	
	1,74E-04	1,66E-03	9,45E-04	1,35E-04	2,91E-03

Si ricava quindi la potenza totale scambiata: $\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$, dove ΔT è la differenza di temperatura tra fluido e terreno; si trova che la potenza è pari a 7062 W, un valore vicino ai 7 kW scambiati nella pompa di calore in condizioni stazionarie, rilevati dalle misurazioni. In tali condizioni, quando cioè tutta la potenza scambiata dalla macchina deve venire anche scambiata dalla sonda, si può dunque affermare che il modello approssima abbastanza correttamente la realtà. In tali condizioni, dunque, un circuito con solo resistenze termiche risolverebbe soddisfacentemente il problema. Inoltre, data l'equazione dello scambio del calore e risolvendo il seguente sistema, si trovano le temperature intermedie sulle differenti pareti della sonda :

$$\frac{T_f - T_1}{R_1} = \frac{T_1 - T_2}{R_2}$$

$$\frac{T_1 - T_2}{R_2} = \frac{T_2 - T_3}{R_3}$$

$$\frac{T_2 - T_3}{R_3} = \frac{T_3 - T_b}{R_4}$$

$$T_f R_2 - T_1 R_2 = T_1 R_1 - T_2 R_1$$

$$T_1 R_3 - T_2 R_3 = T_2 R_2 - T_3 R_2$$

$$T_2 R_4 - T_3 R_4 = T_3 R_3 - T_b R_3$$

Dove:

T_1 : temperatura sulla parete interna del collettore: 34,32°C

T_2 : temperatura sulla parete esterna del collettore: 22,60°C

T_3 : temperatura sulla parete interna del pozzo: 15,93°C

Utilizzando formule fornite dalla Università Svizzera SUPSI, si può calcolare la resistenza termica totale del terreno influenzato dalla sonda geotermica, assumendo come area di influenza 9 m². Sapendo tale resistenza, è possibile stabilire la quantità di potenza termica stoccata complessivamente nel terreno. Tali formule, di cui si è già parlato nel capitolo 4, sono:

$$R_{sf} = \frac{1}{2\pi\lambda} \left[\ln \left(\frac{\sqrt{A_p}}{\sqrt{\pi} \cdot r_b} \right) - 0,75 \right] + R_b ;$$

$$UA = \frac{nH}{R_{sf}};$$

$$P = UA \cdot (T_f - T_{sfk}).$$

Con i valori del pozzo presso lo Studio Seta, si trova una potenza stoccata pari a: 1175,84 W, con una resistenza termica complessiva di 5,24E-03 K/W.

In verità, una volta cominciato un processo di scambio termico, prima che siano raggiunte le condizioni di regime stazionario, deve passare del tempo perché scompaiano le condizioni transitorie, che fanno aumentare la temperatura del terreno intorno al pozzo e di conseguenza del fluido in entrata alla PdC. Tali condizioni sono molto importanti in un sistema a pompa di calore, in quanto, avendo come fine il condizionamento dell'ambiente all'interno di un edificio, il suo funzionamento dipende dalle condizioni atmosferiche e dalla variabilità stagionale. Non è una macchina pensata infatti per essere sempre in funzione.

Il periodo di transitorio si può stimare con la relazione (Hellstron,1991):

$$t_{sf} = 0,065 \cdot \frac{A_p}{a}$$

Dove

t_{sf} : tempo necessario [s]

A_p : sezione di terra influenzata dalla sonda [m²]. Valore tipico: 9 m²

a : diffusività del suolo [m²/s].

Dopo tale periodo, non si verificano più variazioni nella temperatura di uscita dalla sonda geotermica. Nel caso analizzato, considerando una diffusività media del terreno pari a $0,795 \cdot 10^{-6} m^2/s$, il periodo di transitorio, secondo la formula, dovrebbe terminare intorno al nono giorno. In realtà, le indagini sperimentali hanno mostrato che ciò si è verificato all'undicesimo giorno. In ogni caso, tale relazione è attendibile, per una stima di massima.

Per quanto riguarda il periodo di tempo che necessita il flusso di calore a passare tra i vari strati della sonda, esso dipende dalla capacità termica dei materiali incontrati. Riferendosi all'analogia elettrica, le varie capacità

termiche corrispondono a condensatori installati in serie ed in parallelo, come le resistenze. Precisamente:

$C_A = \rho c_1 V_1$ capacità termica interna del collettore; V_1 volume interno del collettore, ρc_1 capacità termica volumetrica dell'acqua = $4,19 \cdot 10^6 J/m^3 K$

$C_B = \rho c_2 V_2$ capacità termica esterna del collettore; V_2 volume esterno del collettore; ρc_2 capacità termica volumetrica del poliestere = $3,60 \cdot 10^5 J/m^3 K$

$C_c = \rho c_3 V_3$ capacità termica del pozzo; V_3 volume interno della sonda; ρc_3 capacità termica volumetrica della bentonite = $3,90 \cdot 10^6 J/m^3 K$

Per quanto riguarda C_D , essa è composta da quattro capacità termiche in parallelo, per i quattro differenti tipi di capacità termica volumetrica dei materiali e i rispettivi volumi.

$$C_1 = \rho c_{b1} V_{b1}; C_2 = \rho c_{b2} V_{b2}; C_3 = \rho c_{b3} V_{b3}; C_4 = \rho c_{b4} V_{b4}.$$

$$C_D = \frac{C_1 C_2 C_3 C_4}{C_1 C_2 C_3 + C_2 C_3 C_4 + C_3 C_4 C_1 + C_1 C_2 C_4}$$

S : interruttore del circuito. Corrisponde al dispositivo di accensione della pompa di calore.

Conoscendo approssimatamente il tempo di funzionamento in condizione transitoria, ragionando a ritroso, si sono trovati dei valori attendibili di capacità termica volumetrica $[J/m^3 K]$ dei diversi materiali.

Sabbia secca	1,60E+06
Sabbia satura	2,90E+06
Argilla impermeabile	1,60E+06
Limo saturo	3,40E+06

La somma delle quattro capacità termiche in serie dà la capacità termica globale del circuito.

L [m]	C _A [J/K]	C _B [J/K]	C _C [J/K]	C _D [J/K]	C [J/K]
5				3,77E+04	
15				2,05E+05	
40				3,02E+05	
20				3,20E+05	
	7,12E+05	5,61E+04	3,53E+06	2,64E+04	4,69E+06

Anche in questo caso, si può definire quale sia la capacità termica della zona di terreno influenzata dalla sonda, cioè l'ammontare dell'energia termica necessaria per cambiare di 1 K la temperatura media di stoccaggio. E' bastato sommare la capacità termica del pozzo alla capacità termica del terreno (suddivisa per i vari strati) e si è ottenuto un valore pari a 5,48E+07 J/K.

Semplificando molto il circuito, trascurando gli sbalzi di temperatura causati dalla pompa di calore, si può calcolare l'aumento della temperatura del fluido (dai 15 iniziali del terreno indisturbato ai 35 del caso stazionario) integrando la seguente equazione differenziale:

$$-C\partial T = \frac{(T_b - T_f)}{R} \partial t, \text{ cioè:}$$

$$\frac{T - T_f}{T_b - T_f} = e^{-(1/CR)t}$$

$$T - T_f = e^{-(1/CR)t} (T_b - T_f)$$

$$T = e^{-(1/CR)t} (T_b - T_f) + T_f$$

Questa relazione fornisce una stima di massima.

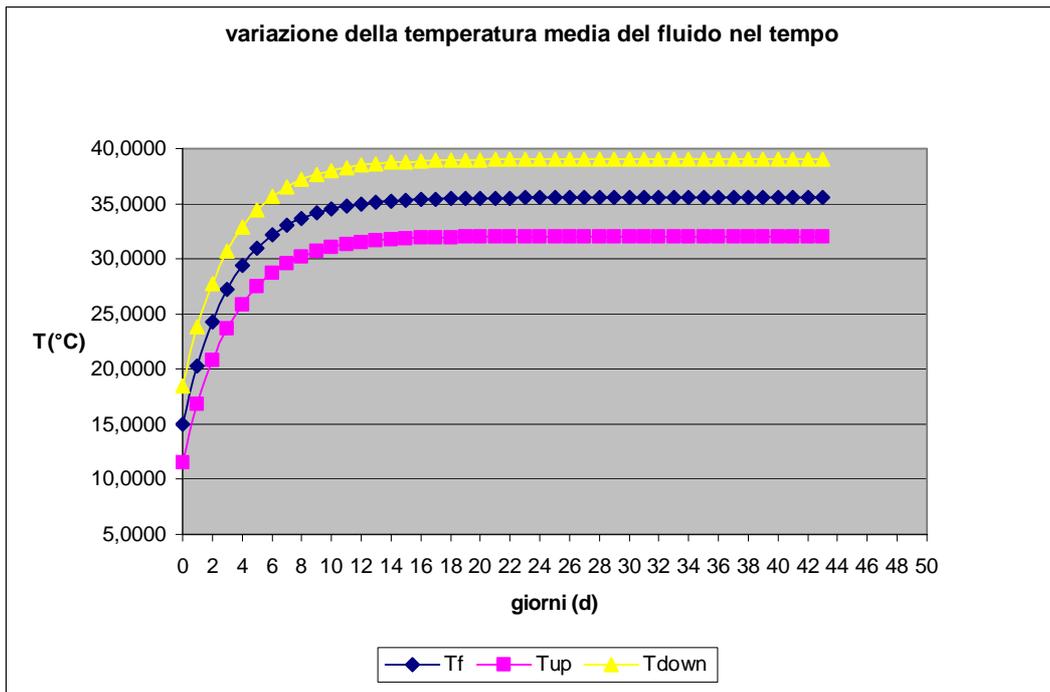


Figura 29 grafico aumento temperatura

Tale relazione sarebbe valida se la resistenza interna del fluido fosse trascurabile, cioè per un numero di Biot = $\frac{Kr}{\lambda} < 0,1$, dove K è la conduttanza (inverso della resistenza) del terreno influenzato dal pozzo geotermico, r il raggio interno della sonda e λ la conduttività del fluido.

Nel caso esaminato il numero di Biot viene pari a 8,56, il che significa che la resistenza interna del fluido non è trascurabile e non è estremamente preciso utilizzare l'equazione di cui sopra. In tali casi di configurazione cilindrica, si è soliti ricorrere al diagramma di Heisler apposito.

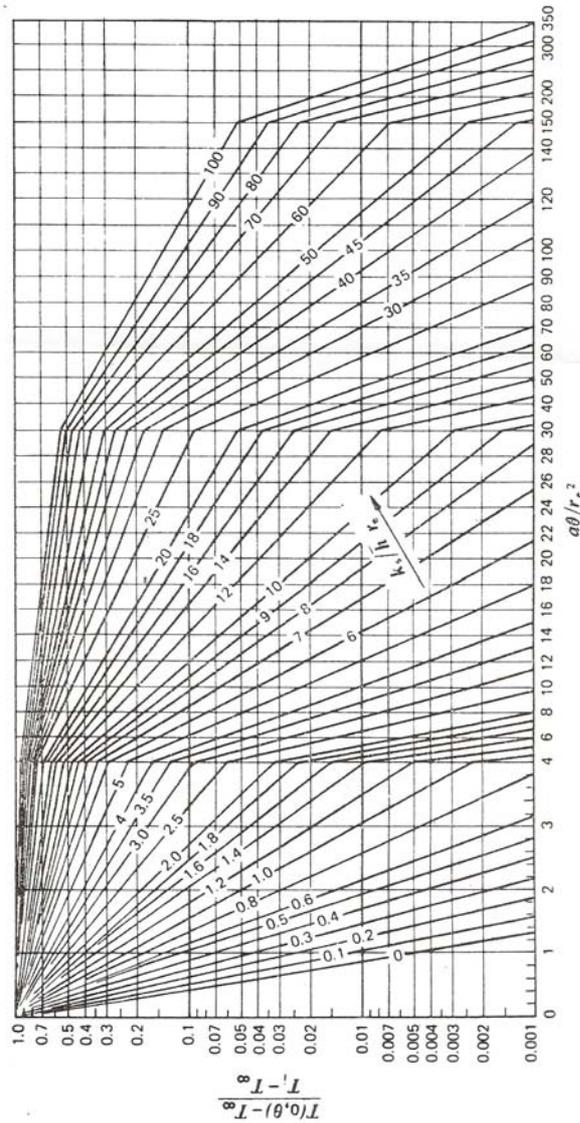


Figura 30 diagramma di Heisler per geometria cilindrica

Il diagramma mostra che la temperatura adimensionale $\frac{T - T_f}{T_b - T_f}$ è funzione del

tempo adimensionale $\frac{a \cdot t}{r^2}$, con $\frac{\lambda}{rK}$ come parametro (nel nostro caso pari a

0,12) e dove a è la diffusività del fluido.

Essendo il tempo espresso in secondi, risulta che la temperatura si innalza da 15°C a 35°C in meno di una giornata, il che è molto meno di quanto accade nella realtà. Tale errore è sicuramente dovuto all'approssimazione iniziale, e cioè al fatto di considerare la sonda come un sistema statico inserito nel terreno, sottoposto ad un aumento di temperatura. Questo non è vero, in quanto è il funzionamento, in larga parte discontinuo, della pompa di calore a determinare l'aumento della temperatura del fluido. In ogni caso, anche sulla

base dei dati sperimentali, per cui la temperatura dovrebbe assestarsi dopo 9 giorni, appare plausibile illustrare tale andamento con un grafico simile al precedente, ma di intensità superiore.

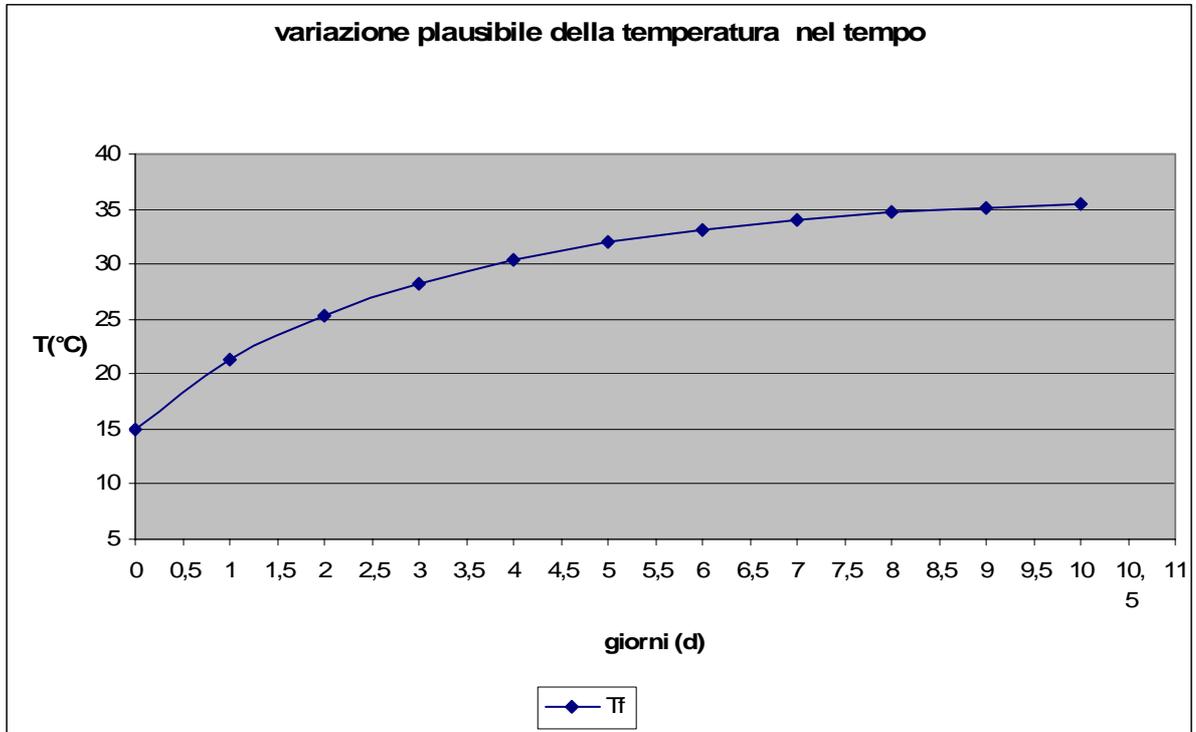


Figura 31 variazione della temperatura sulla base di dati sperimentali

Sempre riferendosi al diagramma di Heisler, si nota che per $\frac{\lambda}{rK}$ alti, cioè per numero di Biot $< 0,1$, la funzione si comporta in modo stabile nei primi minuti di funzionamento, il che giustamente si riscontra anche risolvendo l'equazione della T di cui sopra.

Tutte le considerazioni qui fatte si possono applicare anche al sistema per il riscaldamento invernale. Con tale processo, bisogna ricordare che la temperatura del fluido tende non ad aumentare, bensì a diminuire, e per scambiare le potenze necessarie, si è anche costretti ad arrivare a temperature sotto zero. Per tale motivo, il fluido è una miscela di acqua e glicole, che ne evita il congelamento fino a -15°C .

Esistono alcuni studi svolti da università svedesi e svizzere, con lo scopo di creare una modellistica il più possibile aderente al comportamento reale del sottosuolo e di fornire uno strumento pratico per il dimensionamento ottimale del sistema di sonde geotermiche.

Tali ricerche sono culminate con la creazione di software di proprietà delle singole università. I più noti sono:

- EED Earth Energy Designer. Tale programma è stato sviluppato dall'Università svedese di Lund, ad opera di Claesson, Eskilson ed Hellstrom. Gli algoritmi sono stati ricavati sul concetto delle g-functions: si tratta di funzioni che approssimano il processo termico dentro la sonda, separato dal processo termico nel suolo. Tali g-functions sono diverse per ogni tipo di scambiatore e restituiscono il valore di temperatura sul lato sonda. Con tale software è possibile stabilire, inseriti in input le proprietà del suolo e le caratteristiche della sonda, le temperature medie di uscita del fluido e la potenza estraibile. Vista la posizione geografica dell'Università, il programma EED è stato inizialmente concepito solo per fini di riscaldamento.
- Pilesim. Il programma è stato sviluppato dall'Università svizzera di Lugano. Prende come punto di partenza le ricerche di Claesson et al. ed il software EED, a cui aggiunge la possibilità di creare un modello del sistema anche per la situazione in raffrescamento e il monitoraggio delle eventuali deformazioni termiche, particolarmente importante se la sonda è inglobata in un palo di fondazione.

10. L'analisi di sensibilità

Il processo di codificazione di un modello è carico di incertezze di tipo diverso, nell'inclusione/esclusione di caratteristiche, nei meccanismi ipotizzati, nei valori dei parametri di sistema e nelle osservazioni. Conseguentemente, il modello dovrebbe tenere conto di tutte le suddette incertezze/supposizioni nella produzione degli output/inferenze.

Poiché nessun modello, per quanto accurato, approssima fedelmente la realtà, si rende necessaria una sua revisione a posteriori, o una raccolta ulteriore di osservazioni. Questa valutazione, conosciuta come analisi di sensibilità, permette per esempio di determinare quale aspetto del sistema richieda una migliore caratterizzazione

Tale analisi di sensibilità non è limitata ai soli sistemi naturali, bensì anche ai sistemi "artificiali" (ad esempio un'industria chimica), sociali (una scuola, un territorio, un paese) ed economici, soggetti agli stessi limiti.

Tale analisi è stata applicata al modello creato per la codificazione del comportamento del pozzo geotermico, e si sono seguite fondamentalmente due strade:

- la ricerca del valore vero della conduttività del terreno, conosciuta la temperatura a priori, e la sua successiva modifica, per studiare il comportamento della temperatura del sottosuolo
- l'analisi dell'influenza sull'efficienza dell'impianto dei parametri geometrici e tecnici del pozzo geotermico, quali la profondità, il diametro del foro e i materiali impiegati.

Per quanto riguarda il primo punto, si è partiti dai range di conduttività e dalla stratigrafia del terreno.

	Conduttività termica λ (W/mK)		
Sabbia secca	0,3	0,4	0,8
Sabbia satura	1,7	2,4	5
Argilla impermeabile	0,4	0,5	1
Limo saturo	0,9	1,7	2,3

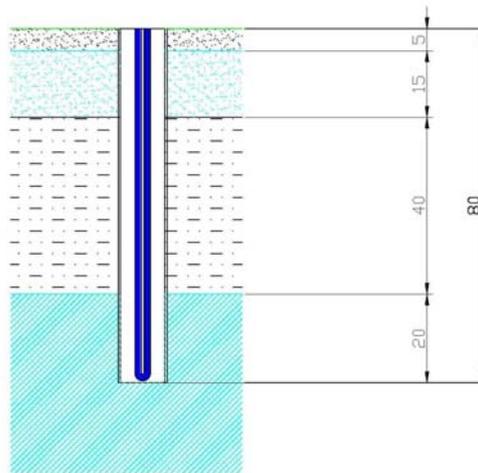


Figura 32 stratigrafia del terreno; 0-5 m: sabbia, 5-20 m: sabbia satura, 20-60 m argilla, >60 m: limo saturo

Sono stati trovati i seguenti risultati:

Dati dell'Arpa di temperatura	15	°C				
temperatura flusso geotermico	4	°C				
temp media annuale	11	°C				
q geotermico	0,065	W/m				
profondità	80	m				
Lunghezza strato (m)	5	15	40,00	20,00		
valori minimi di conduttività (W/mK)	0,30	1,70	0,40	0,90		
T(°C)	1,08	0,57	6,50	1,44	9,60	alto
valori medi (W/mK)	0,40	2,40	0,50	2,70		
T(°C)	0,81	0,41	5,20	0,48	6,90	alto
valori massimi (W/mK)	0,80	5,00	1,00	2,30		
T(°C)	0,41	0,20	2,60	0,57	3,77	basso
media 1 (W/mK)	0,60	3,70	0,75	2,50		
T (°C)	0,54	0,26	3,47	0,52	4,79	alto
media 2 (W/mK)	0,70	4,35	0,88	2,40		
T (°C)	0,46	0,22	2,97	0,54	4,20	alto
media 3 (W/mK)	0,75	4,68	0,94	2,35		
T (°C)	0,43	0,21	2,77	0,55	3,97	
		W/(mK)	m			
valori di conducibilità più plausibili:		0,75	5			
		4,68	15			
		0,94	40			
		2,35	20			

Per sapere invece la capacità termica effettiva dei differenti strati di terreno, si è partiti dalla formula della Supsi per trovare il tempo di

$$\text{transitorio: } t = \frac{0.065 \cdot A_p}{a}$$

Dove:

A_p è l'area di influenza del pozzo geotermico (in genere 9 m^2)

a è la diffusività media del terreno, intesa come il rapporto tra la conduttività e la capacità termica volumetrica $[m^2 / s]$.

Conoscendo, da dati sperimentali, il tempo di transitorio della macchina (9 giorni) e sapendo la conduttività termica dei differenti terreni, si è arrivati a sapere, grazie a una media pesata sulla lunghezza degli strati, la capacità termica volumetrica del terreno. I valori di capacità volumetrica sono risultati i massimi possibili.

A_p	9m2					
t	9d			0,000104s		
$a=l/pc$	7,52E-07m2/s					
	min	max	m	a max	a min	
$pc(J/(m3K))$	1,30E+06	1,60E+06	5	2,88E-06	4,69E-07	
	2,20E+06	2,90E+06	15	3,19E-05	1,61E-06	
	1,50E+06	1,60E+06	40	2,51E-05	5,88E-07	
	1,60E+06	3,40E+06	20	2,94E-05	6,91E-07	
			media	2,60E-05	7,98E-07	

Conosciuti questi dati, si sono tabellate tutte le possibili variazioni di conduttività, che influiscono sulla temperatura nel terreno e di conseguenza sulle prestazioni della macchina. In raffrescamento, infatti, maggiore è la temperatura in entrata alla pompa di calore (in condizioni stazionarie), maggiore è l'energia elettrica spesa per la condensazione del fluido refrigerante.

Si riportano di seguito le tabelle excel per il caso dell'argilla ed i grafici risultanti dai calcoli. Per ognuno di essi, si riporta la variazione della ipotetica temperatura del suolo e del fluido sul lato sonda in funzione della variazione della conduttività di ognuno dei quattro strati di terreno.

Nel caso mostrato della variazione dei valori di conduttività dell'argilla, si considerano i valori di conduttività di limo, sabbia secca e sabbia satura costanti e pari al valore minimo, medio e massimo.

Conduttività termica λ (W/mK)			lunghezza(m)	Profondità(m)	q geot (W/m)	T geot (K/m)	T totale(K)
			0	0			
0,3	0,4	0,8	5	5	0,065	0,22	1,08
1,7	2,4	5	15	20	0,065	0,04	0,57
0,4	0,5	1	40	60	0,065		
0,9	1,7	2,3	20	80	0,065	0,07	1,44

λ argilla	T(°C)	R argilla	R sabbia secca	R sabbia satura	R limo	R terreno	R	P (W)	T fluido
0,4	20,60	1,33E-03	1,42E-02	8,33E-04	1,18E-03	4,72E-04	3,25E-03	7000	43,36
0,5	19,30	1,06E-03	1,42E-02	8,33E-04	1,18E-03	4,72E-04	3,25E-03	7000	42,06
0,6	18,43	8,86E-04	1,42E-02	8,33E-04	1,18E-03	4,72E-04	3,25E-03	7000	41,19
0,7	17,82	7,59E-04	1,42E-02	8,33E-04	1,18E-03	4,72E-04	3,25E-03	7000	40,57
0,8	17,35	6,64E-04	1,42E-02	8,33E-04	1,18E-03	4,72E-04	3,25E-03	7000	40,11
0,9	16,99	5,90E-04	1,42E-02	8,33E-04	1,18E-03	4,72E-04	3,25E-03	7000	39,75
1	16,70	5,31E-04	1,42E-02	8,33E-04	1,18E-03	4,72E-04	3,25E-03	7000	39,46

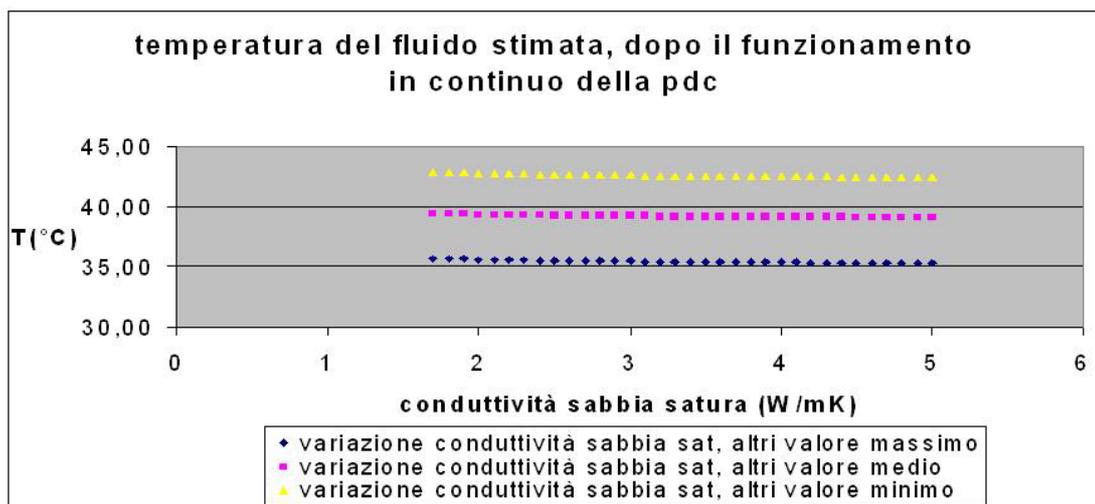
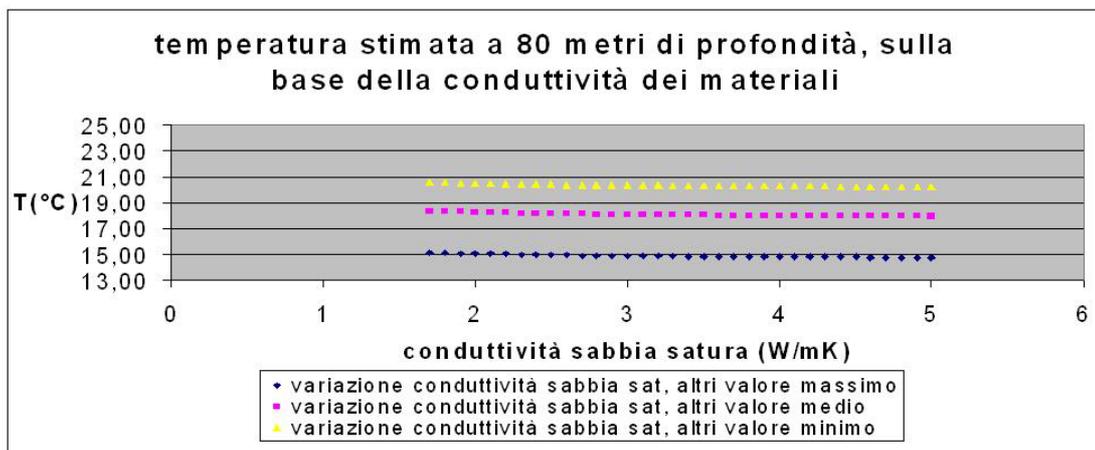
Conduttività termica λ (W/mK)			lunghezza(m)	Profondità(m)	q geot (W/m)	T geot (K/m)	T totale(K)
			0	0			
0,3	0,4	0,8	5	5	0,065	0,16	0,81
1,7	2,4	5	15	20	0,065	0,03	0,41
0,4	0,5	1	40	60	0,065		
0,9	1,7	2,3	20	80	0,065	0,04	0,76

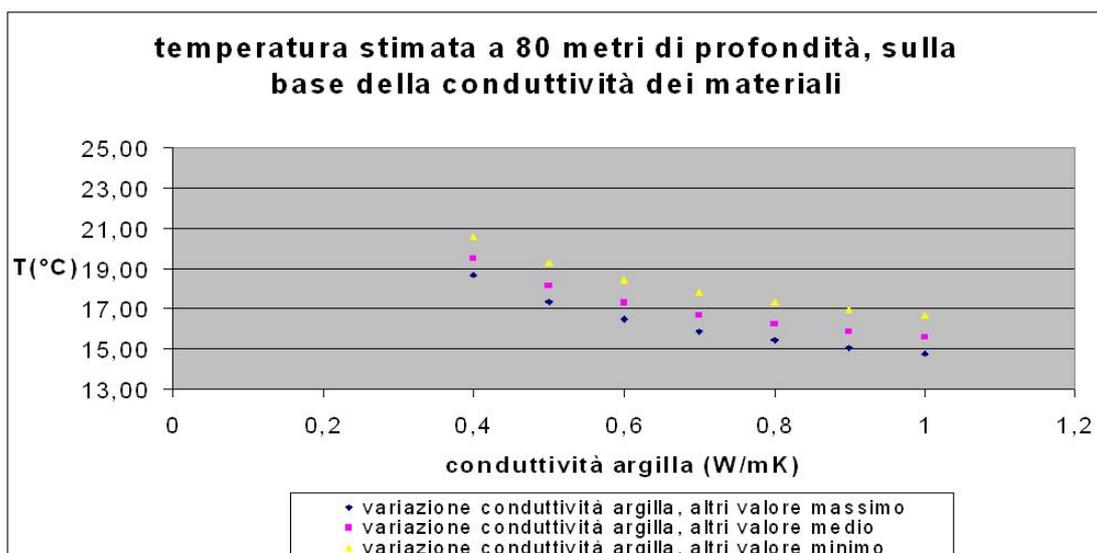
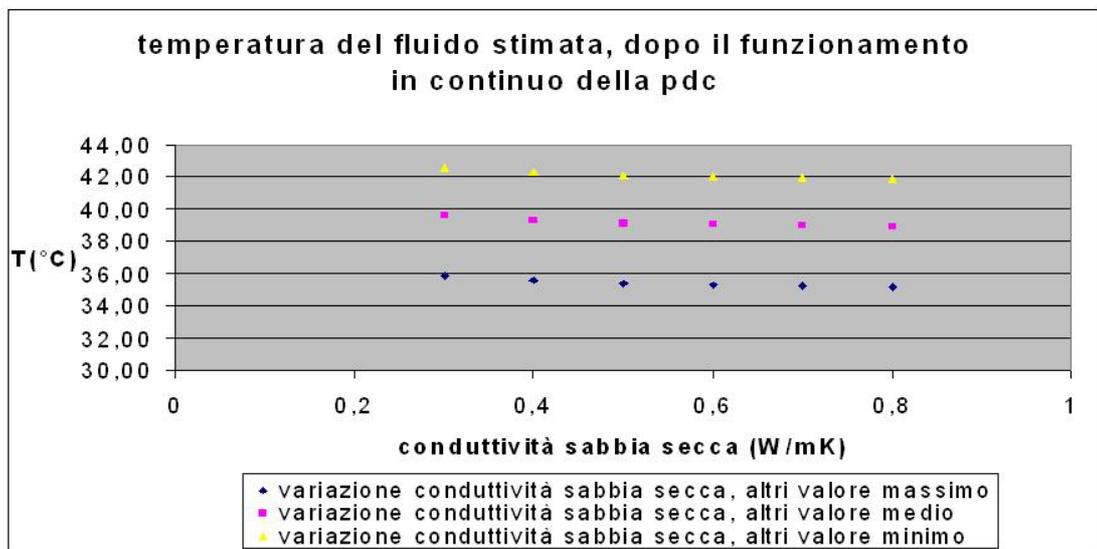
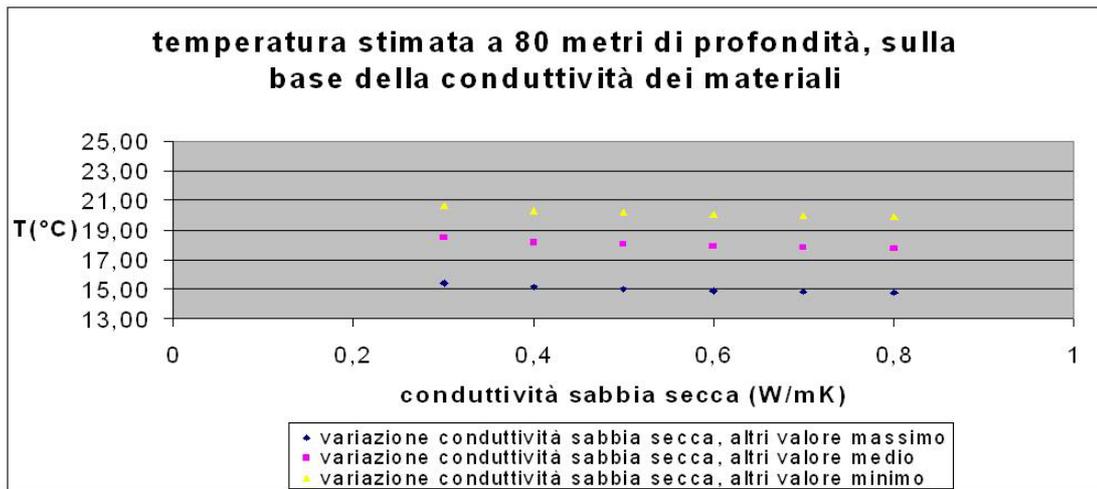
λ argilla	T(°C)	R argilla	R sabbia secca	R sabbia satura	R limo	R terreno	R	P (W)	T fluido
0,4	19,48	1,33E-03	1,06E-02	5,90E-04	6,25E-04	2,95E-04	3,07E-03	7000	41,00
0,5	18,18	1,06E-03	1,06E-02	5,90E-04	6,25E-04	2,95E-04	3,07E-03	7000	39,70
0,6	17,32	8,86E-04	1,06E-02	5,90E-04	6,25E-04	2,95E-04	3,07E-03	7000	38,84
0,7	16,70	7,59E-04	1,06E-02	5,90E-04	6,25E-04	2,95E-04	3,07E-03	7000	38,22
0,8	16,23	6,64E-04	1,06E-02	5,90E-04	6,25E-04	2,95E-04	3,07E-03	7000	37,75
0,9	15,87	5,90E-04	1,06E-02	5,90E-04	6,25E-04	2,95E-04	3,07E-03	7000	37,39
1	15,58	5,31E-04	1,06E-02	5,90E-04	6,25E-04	2,95E-04	3,07E-03	7000	37,10

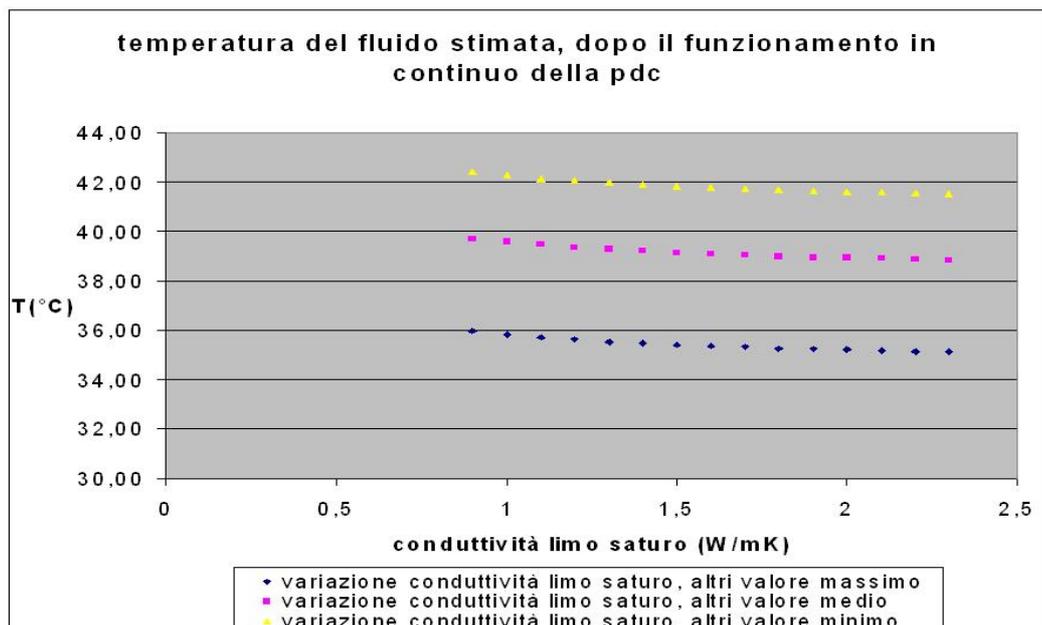
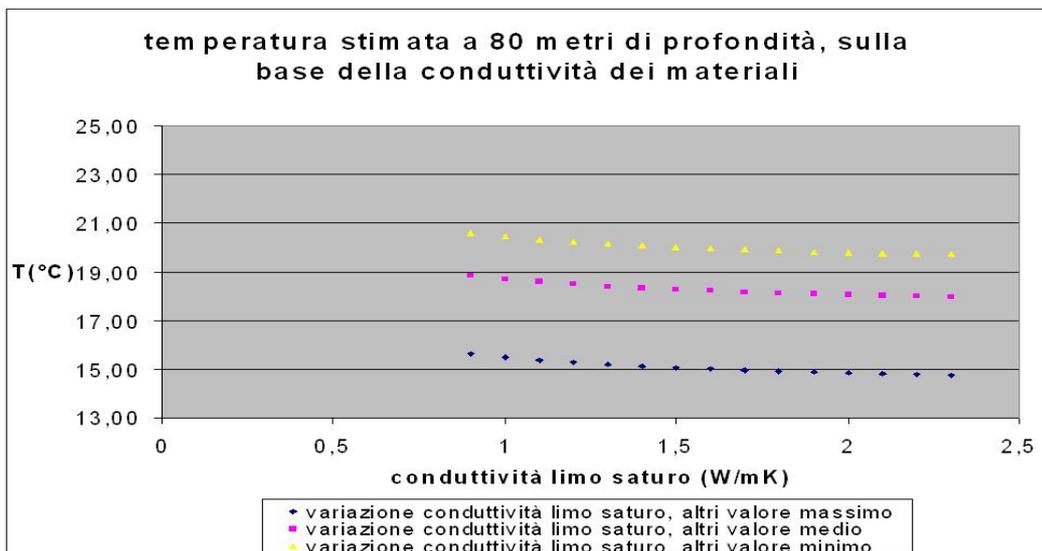
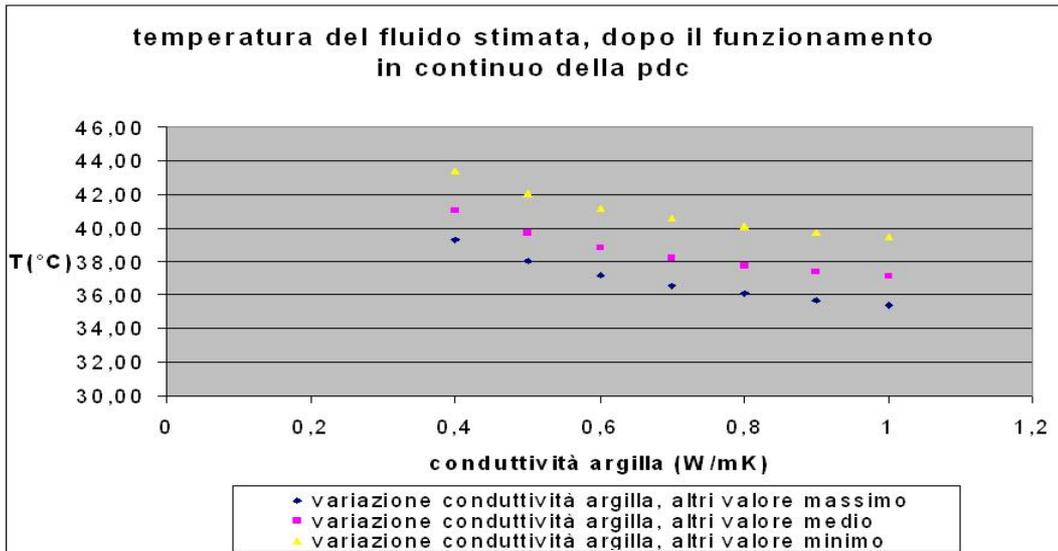
Conduttività termica λ (W/mK)			lunghezza(m)	Profondità(m)	q geot (W/m)	T geot (K/m)	T totale(K)
			0	0			
0,3	0,4	0,8	5	5	0,065	0,08	0,41
1,7	2,4	5	15	20	0,065	0,01	0,20
0,4	0,5	1	40	60	0,065		
0,9	1,7	2,3	20	80	0,065	0,03	0,57

λ argilla	T(°C)	Rargilla	R sabbia secca	R sabbia saturata	R limo	R terreno	R	P (W)	T fluido
0,4	18,67	1,33E-03	5,31E-03	2,83E-04	4,62E-04	1,70E-04	2,95E-03	7000	39,31
0,5	17,37	1,06E-03	5,31E-03	2,83E-04	4,62E-04	1,70E-04	2,95E-03	7000	38,01
0,6	16,50	8,86E-04	5,31E-03	2,83E-04	4,62E-04	1,70E-04	2,95E-03	7000	37,14
0,7	15,88	7,59E-04	5,31E-03	2,83E-04	4,62E-04	1,70E-04	2,95E-03	7000	36,52
0,8	15,42	6,64E-04	5,31E-03	2,83E-04	4,62E-04	1,70E-04	2,95E-03	7000	36,06
0,9	15,06	5,90E-04	5,31E-03	2,83E-04	4,62E-04	1,70E-04	2,95E-03	7000	35,70
1	14,77	5,31E-04	5,31E-03	2,83E-04	4,62E-04	1,70E-04	2,95E-03	7000	35,41

Di seguito si riportano i grafici per tutti i casi studiati. Si nota come sia la variazione di conduttività dell'argilla, soprattutto, a modificare la temperatura del terreno. Al contrario, la presenza di acqua tende a stabilizzare la temperatura



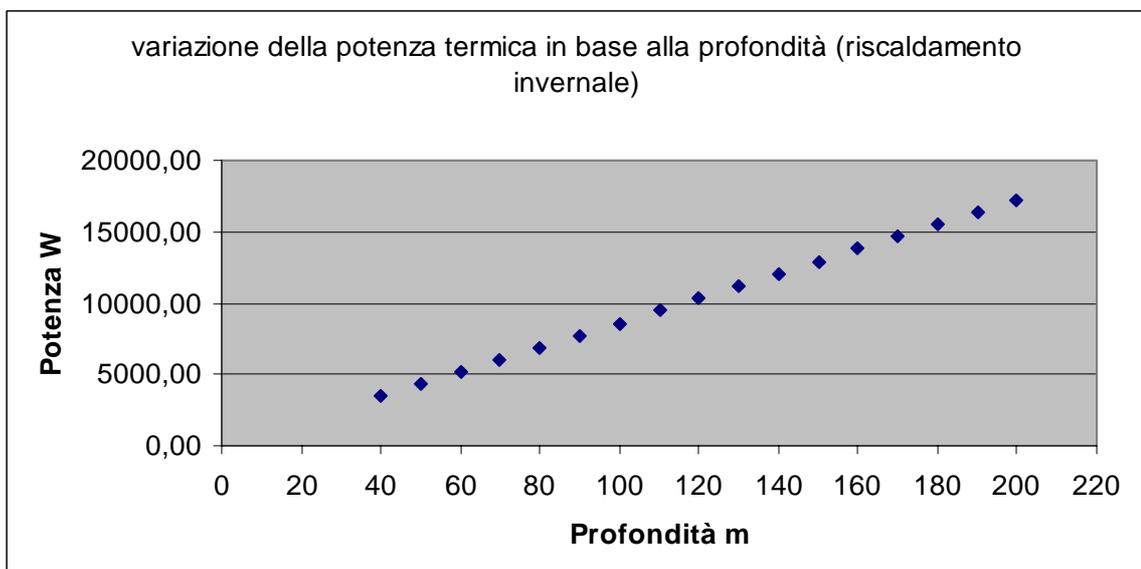
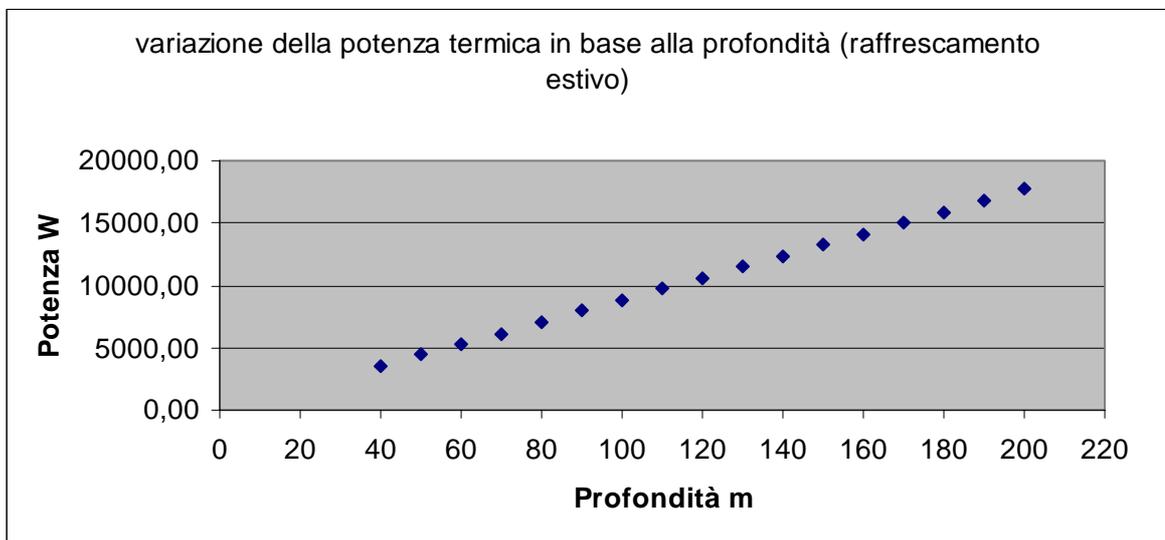




I grafici mostrano come l'andamento della temperatura vari a seconda della conduttività del terreno. Tale risultato evidenzia l'importanza, ai fini dell'efficienza, di sapere la successione stratigrafica del suolo ove si decide di perforare il pozzo e di individuare la presenza di una falda, che modifica la temperatura e gli scambi termici del terreno.

Il secondo punto analizzato riguarda i parametri costruttivi del pozzo.

E' stata innanzitutto studiata la variazione della potenza scambiata in base alla profondità del pozzo, e si è evidenziata una variazione quasi lineare, sia per quanto riguarda lo stoccaggio del calore nel sottosuolo in estate che l'estrazione del calore in inverno



Per l'impianto in questione, si può ipotizzare un'alternativa all'unica sonda da 80 metri: 2 sonde da 40 metri l'una spaziate otto metri l'una dall'altra (onde evitare interferenze nel flusso termico).

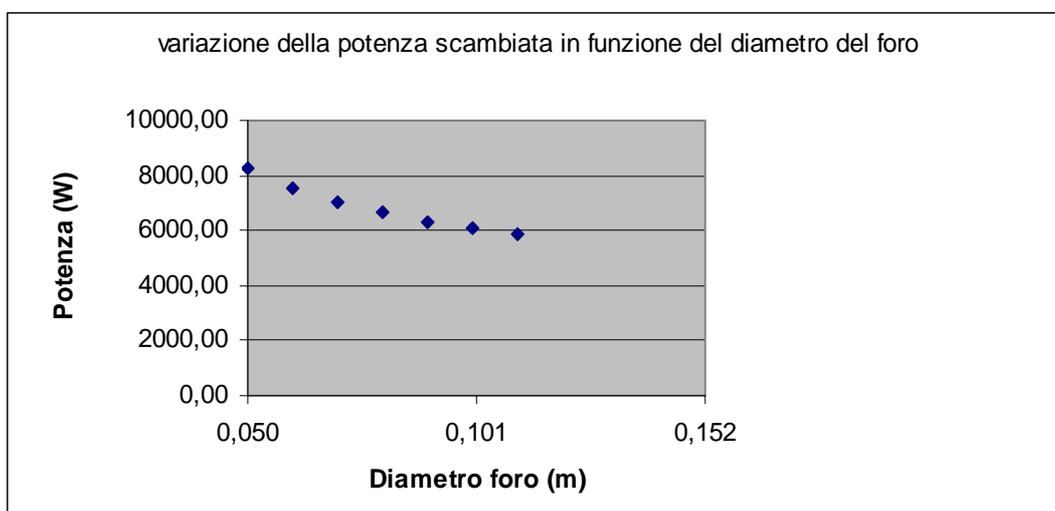
Tale ipotesi è stata simulata e si è arrivati al seguente risultato:

la temperatura a 40 metri di profondità non è influenzata dalle variazioni stagionali, ma è inevitabilmente più bassa (si è stimato intorno ai 13°C). Per ottenere la stessa potenza di all'incirca 7 kW occorrono 3,5 kW per ogni sonda e ciò comporta una minor variazione di temperatura del fluido. Dall'altro lato, però, la resistenza interna della sonda ha un valore superiore, il che limita gli scambi. In riscaldamento, in ogni caso, si nota un miglioramento dell'efficienza, poiché la temperatura media del fluido non supera i 33°C. Nemmeno per il raffreddamento si evidenzia una perdita di potenza essendo la temperatura minima raggiungibile pari a -15°C.

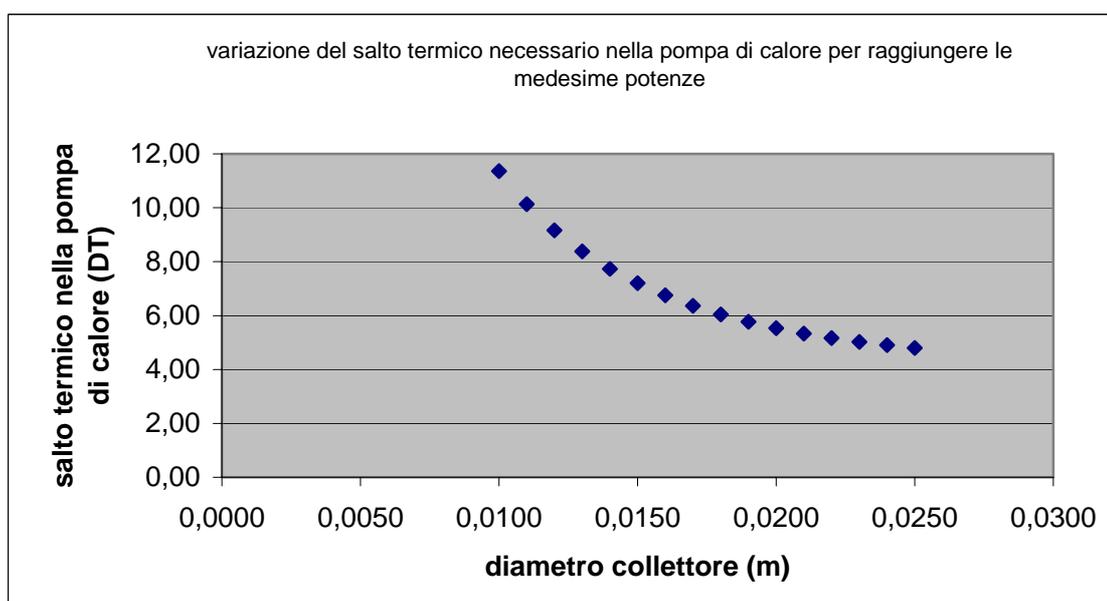
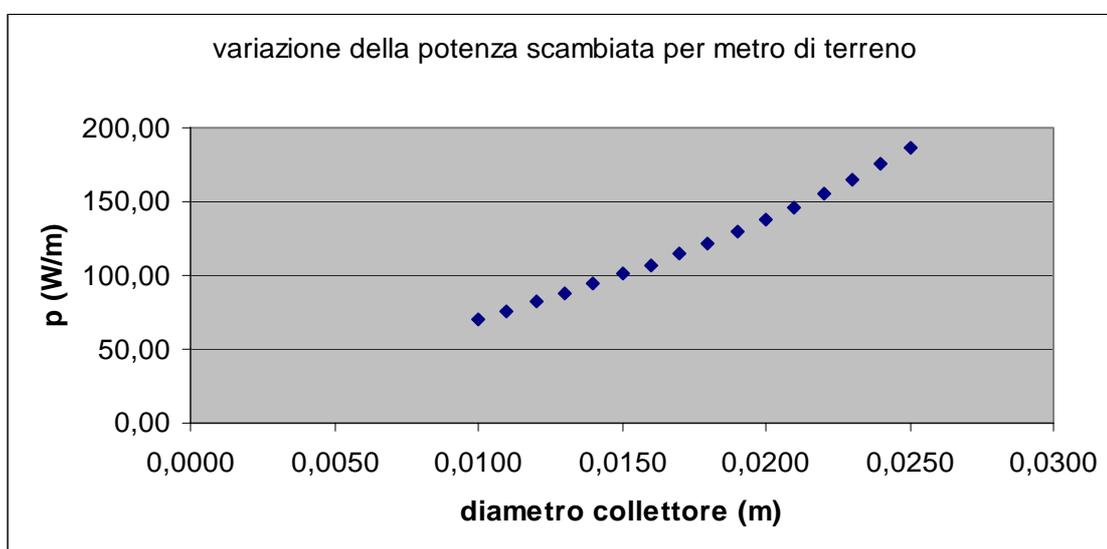
Analizzando i costi, la soluzione con due pozzi da 40 metri può risultare una possibile alternativa. Non dando però benefici apprezzabili, la soluzione più pratica risulta essere quella con un unico pozzo da 80 m. Ogni situazione deve comunque essere analizzata come un caso particolare, in quanto la stabilità della temperatura dipende anche e soprattutto dalla presenza di una falda. Con pozzi da 40 metri può infatti accadere che non se ne incontri alcuna.

Infine, è stata valutata la variazione della potenza in funzione del diametro del foro e della sonda.

Per quanto riguarda il foro, l'aumento di diametro provoca un aumento della resistenza termica interna e conseguentemente una diminuzione di potenza.



L'aumento del diametro interno del collettore provoca invece un aumento di potenza per unità di superficie di scambio, in quanto aumenta l'area di contatto tra fluido e parete del tubo. Inoltre, con un aumento di portata dovuto all'allargamento della sonda, è necessario un minor salto termico nel condensatore (o nell'evaporatore, a seconda del funzionamento in caldo o in freddo) della pompa di calore per ottenere la stessa quota di potenza scambiata. Una eccessiva potenza termica specifica, però, non è consigliabile, in quanto il terreno subirebbe uno shock termico troppo elevato e impiegherebbe più tempo a ritornare alle condizioni di partenza, una volta spenta la macchina. Di seguito si riportano i grafici relativi a questi risultati



11. L'analisi economica

Per quantificare i costi complessivi di un impianto di questo tipo occorre stabilire sia i costi di installazione e di esercizio, sia gli sgravi fiscali previsti dalla finanziaria per questo tipo di interventi ad alto risparmio energetico.

Per quanto riguarda i costi di installazione, essi sono piuttosto elevati, e questo è il principale deterrente per la diffusione sul territorio di questa tecnologia. In particolare, per il sistema acqua-acqua o acqua-salamoia, al costo della macchina e delle apparecchiature ausiliari, deve essere aggiunto il costo, non indifferente, della perforazione del pozzo (o dei pozzi in caso di un sistema multi - sonda).

Mediamente si considera un costo di perforazione di 50 €/m, mentre per quanto riguarda l'impiantistica, il prezzo della pompa di calore varia a seconda della potenza della macchina. L'impianto studiato, che deve soddisfare i bisogni di un'abitazione da 80 m², su due piani, ha avuto i seguenti costi di installazione:

Sonda geotermica, 80 metri di profondità: -4200 €

Pompa di calore e accumulo: -2480 €

Pannelli radianti: -3050 € su tutto il piano superiore, per un totale di 40 m².

Deumidificatore: -950 €

Regolazione: -781 €

Elettricista: -500 €

Totale: -11011 €

A tali costi bisogna sottrarre i risparmi sull'acquisto di un impianto tradizionale:

Caldaia: +2000 €

Split per il raffrescamento estivo: + 2000€

I radiatori sono presenti nella soluzione con pompa di calore e sarebbero presenti anche nella soluzione tradizionale. Il loro costo, nel raffronto, è dunque pari a zero.

Per quanto riguarda invece i costi di esercizio, tali sono i costi dell'energia elettrica consumata, a cui si possono aggiungere i costi di manutenzione.

L'impianto, considerando un COP medio di 3,5, permette di generare annualmente 7214,2 kWh termici utilizzando 2061,2 kWh elettrici, per il riscaldamento invernale, e 6027 kWh frigoriferi, utilizzando 1722 kWh elettrici, per il raffrescamento estivo, il che, considerando il costo dell'elettricità pari a 0,18 €/kWh, porta ad un costo annuo di circa 681 €

Con un analogo impianto a metano, considerando il costo del gas pari a 0,65 €/m³, con un rendimento massimo della caldaia a condensazione del 91%, si spenderebbero solo di riscaldamento circa 537 €, a cui occorre aggiungere la spesa per il raffrescamento con uno split, stimabile in 542 € (infatti per produrre 6027 kWh frigoriferi con tale tecnologia, occorrono 3013 kWh elettrici) , per un totale di 1079 €, la pompa di calore geotermica fa risparmiare dunque 398 €/anno, abbattendo di un 37% le spese.

I fabbisogni termici in questione sono stati calcolati con un programma apposito, e considerando la futura installazione sulla parete est del “cappotto”. Attualmente, senza cappotto, i fabbisogni energetici dell’edificio sono superiori, pari a 14813 kWh termici invernali e 1960 kWh frigoriferi estivi. In ogni modo, il rapporto percentuale del risparmio di energia elettrica sulla soluzione con la caldaia a metano rimane invariato, sul 37%.

Un altro futuro intervento, e una possibile soluzione per abbattere anche il rimanente 63% di costi di elettricità, è l’integrazione del sistema geotermico con un impianto fotovoltaico.

Poiché, considerando anche gli utilizzatori (luce, pc,..) il fabbisogno elettrico annuo dell’edificio è stato stimato essere pari a 6735, 2 kWh, ed avendo un pannello la potenza di 220 W, se ottimamente disposto a sud, sono previsti l’installazione di 25 pannelli, per un totale di 6600 kWh/anno.

Tale quantità permette di usufruire della modalità “scambio” del Conto Energia (Decreto 19 febbraio 2007): l’energia viene scambiata con il gestore locale dell’energia elettrica (che, in seguito alle liberalizzazioni del 1° luglio 2007, non è più obbligatoriamente l’Enel), al quale si deve pagare dunque solo la differenza tra energia consumata ed energia prodotta. Inoltre, è previsto un incentivo finanziario, della durata di 20 anni, garantito dal GSE – gestore dei servizi elettrici (ex GRTN), per ogni kWh prodotto con energia fotovoltaica, il cui valore è definito dalla seguente tabella:

Potenza nominale dell'impianto (kW)	Impianto non integrato (€)	Impianto parz. Integrato (€)	Impianto integrato (€)
P<3	0,40	0,44	0,49
3<P<20	0,38	0,42	0,46
P>20	0,36	0,40	0,44

La distinzione tra impianto integrato e non integrato si riferisce all'inserimento architettonico dell'impianto fotovoltaico nel paesaggio urbano, ed è definita dagli allegati 2 e 3 del Decreto.

L'impianto che si prevede di montare allo Studio Seta si pensa rientri tra gli impianti parzialmente integrati, ed avendo una potenza nominale pari a 6,6 kW, l'incentivo previsto è di 0,42 €/kWh per 20 anni.

Gli utili ricavati da un'operazione del genere sono dunque il mancato esborso dovuto alla bolletta elettrica e l'incentivo statale, rispettivamente di 1188 e 3201 €/anno.

Per contro, l'esborso iniziale è piuttosto elevato; nello specifico, i costi sono i seguenti:

Costo di un pannello: 715 €

Costo dell'inverter (per trasformare la corrente continua in corrente alternata e poterla immettere in rete): 2500 €

Costo di installazione e manodopera: 3500 €

Costo complessivo: 21375 €

Per coprire tutto il fabbisogno elettrico, occorrono 25 pannelli da 1,6 X 0,8 m², il che equivale a coprire un'area di 32 m², che deve essere necessariamente disposta a sud, per funzionare con massimo rendimento.

Il Conto Energia prevede anche un "premio" per un intervento, successivo ai pannelli solari, che abbatta il fabbisogno termico di un edificio; tale fabbisogno si concretizza con l'aumento dell'incentivo di una percentuale pari alla metà del risparmio energetico provocato dall'intervento.

Il posizionamento del cappotto produce un risparmio di energia pari al 30%.

Per tale lavoro, che riduce il fabbisogno termico dell'edificio di un valore superiore al 20%, è previsto inoltre uno sgravio fiscale del 55% da dividere nei 3 anni successivi all'installazione.

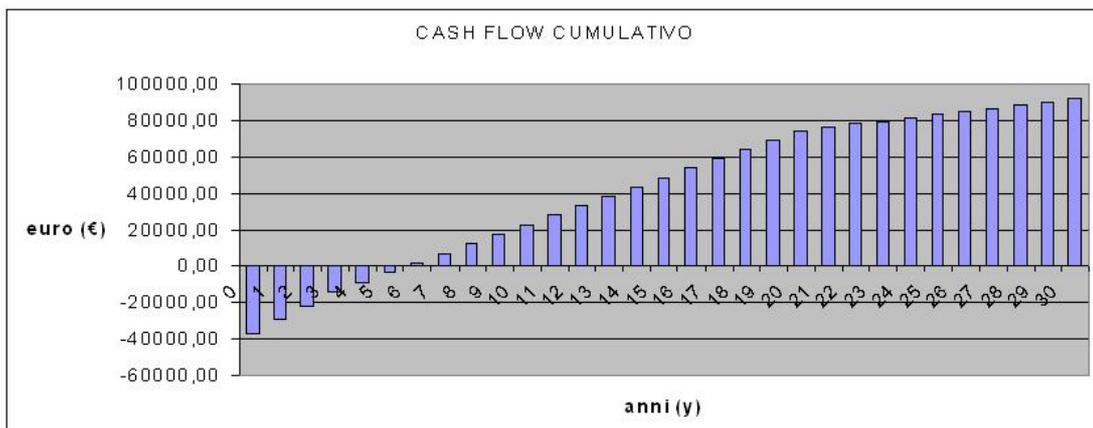
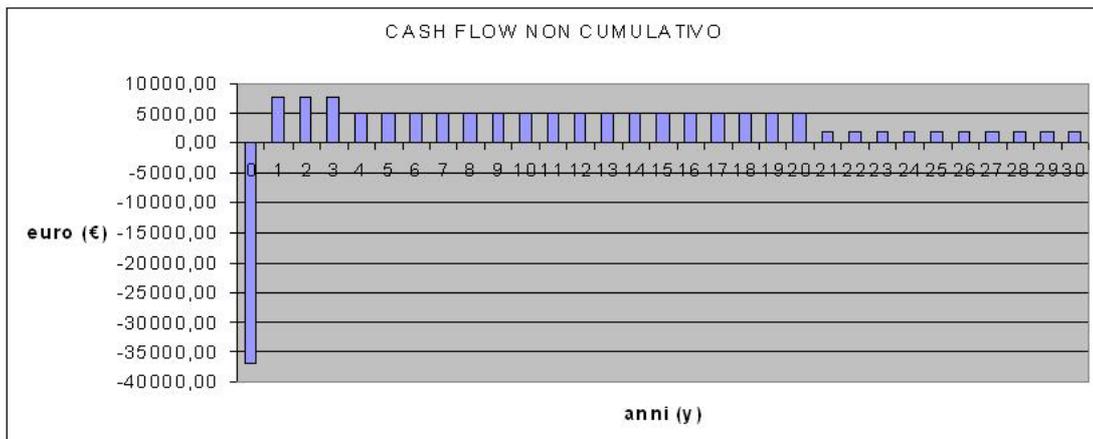
Vista la Circolare 31/05/2007 n° 32, anche la pompa di calore, seppure non diminuendo il fabbisogno termico, bensì quello elettrico, rientra tra questi interventi e dispone della riduzione del 55%. Inoltre, anche il suo contributo è sommabile al premio previsto dal conto energia. Tale premio, ha come quota massima 30. La pompa di calore, infatti, risparmia in estate un 42% di

elettricità su uno split, mentre per calcolare la percentuale di risparmio energetico su una caldaia occorre confrontare per il calcolo i m³ di metano all'energia elettrica consumata. Le specifiche per questo calcolo vengono date dal Decreto legislativo 311 29/12/2006 allegato I comma 4 D: dato il rendimento del 91%, occorrono 825,8 m³ di gas per ottenere i 7214 kWh termici necessari. Il loro consumo in caldaia corrisponde invece a 7927 kWh. Per quanto riguarda l'energia elettrica, per trasformarla in kWh termici, occorre dividere i 2061 kWh elettrici per il 36%: tale è la percentuale di rendimento delle centrali italiane. Si ottiene 5725 kWh termici, che confrontati con i 7927 kWh precedenti, danno un risparmio del 27,8%. Riportando, con una media pesata, i risparmi della pompa di calore e del cappotto ad un unico valore di kWh termici necessari, si ha che, dopo tutti gli interventi, si è passati dai 21580 kWh iniziali a 10508 kWh, con un risparmio complessivo del 51,3%. L'incentivo del conto energia viene dunque "premiato" di un 25,6%, passando così da 0,42 a 0,53.

Si può dunque constatare come una soluzione integrata per il risparmio energetico, a fronte di una senza dubbio cospicua spesa iniziale, sia oltremodo vantaggiosa a lungo termine, in quanto i vari sistemi si integrano tra loro sia tecnicamente che finanziariamente.

Per un fabbricato di 80 m², adibito ad uffici (che non necessita dunque né di acqua calda sanitaria né di gas per la cucina), una soluzione comprendente: pompa di calore geotermica, cappotto ed impianto fotovoltaico, dall'analisi economica effettuata, risulta essere conveniente già dopo appena 7 anni dall'installazione. In tale analisi economica, è stato valutato il cash flow, cioè il flusso di cassa anno per anno. Gli esborsi ed i guadagni sono stati prima valutati nel periodo di ogni anno e successivamente cumulativamente con gli anni precedenti. Nel cash flow è stato preso come costo iniziale, all'anno 0, il costo dell'intera ristrutturazione, pari a 36886 euro, e come guadagni annuali, i guadagni derivati dagli sgravi fiscali su tre anni, dagli incentivi su vent'anni e dal mancato esborso dovuto a energia elettrica e gas su trent'anni.

y	0	1	2	3	4	5	6	7
€	-36886,00	7593,232	7593,232	7593,232	5207,882	5207,882	5207,882	5207,882
€	-36886,00	-29292,77	-21699,54	-14106,30	-8898,42	-3690,54	1517,34	6725,23
y	8	9	10	11	12	13	14	15
€	5207,882	5207,882	5207,882	5207,882	5207,882	5207,882	5207,882	5207,882
€	11933,11	17140,99	22348,87	27556,76	32764,64	37972,52	43180,40	48388,29
y	16	17	18	19	20	21	22	23
€	5207,882	5207,882	5207,882	5207,882	5207,882	1724,771	1724,771	1724,771
€	53596,17	58804,05	64011,93	69219,82	74427,70	76152,47	77877,24	79602,01
y	24	25	26	27	28	29	30	
€	1724,771	1724,771	1724,771	1724,771	1724,771	1724,771	1724,771	
€	81326,78	83051,55	84776,32	86501,10	88225,87	89950,64	91675,41	



Il grafico mostra che la spesa iniziale di 3886 euro viene ripagata tra il sesto ed il settimo anno di funzionamento degli impianti. Inoltre, al decimo anno, vi è un guadagno di 17000 euro, mentre al ventesimo anno, al termine dell'incentivo del conto energia, si ha raggiunto la cifra di 69000 euro.

Considerato un tasso di interesse i molto basso, pari al 2%, dovuto al limitato rischio del mercato dell'energia elettrica, il valore attualizzato netto,

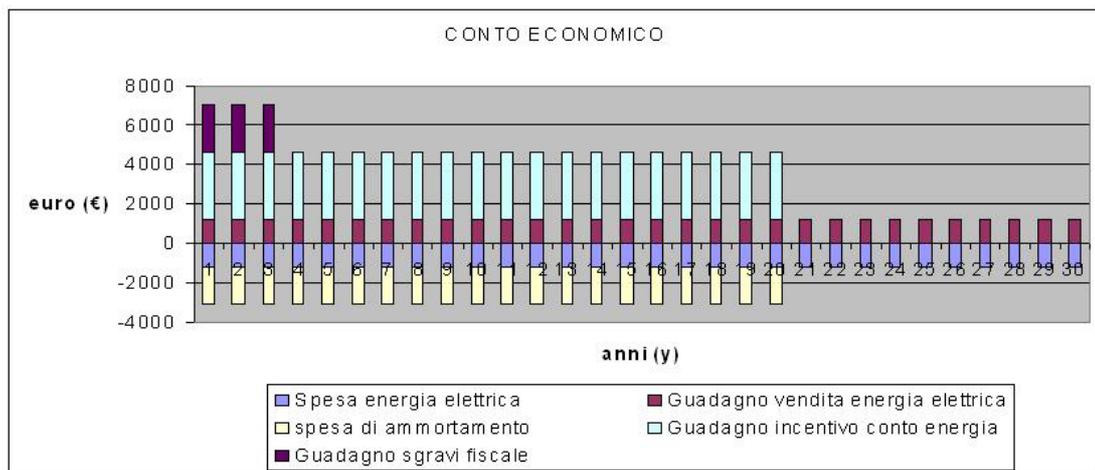
$$VAN = -C_0 + \sum_j \frac{C_j}{(1+i)^j}$$

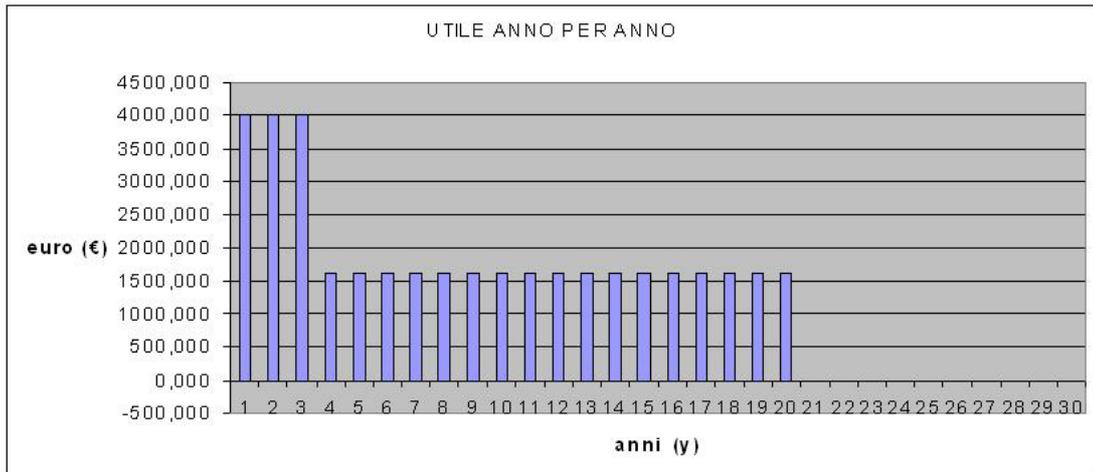
risulta essere positivo e pari a 65575,7 €. Il rispettivo

TIR (tasso interno di rendimento), cioè il tasso di interesse che annulla il VAN, risulta essere così molto alto e pari a 15,87%.

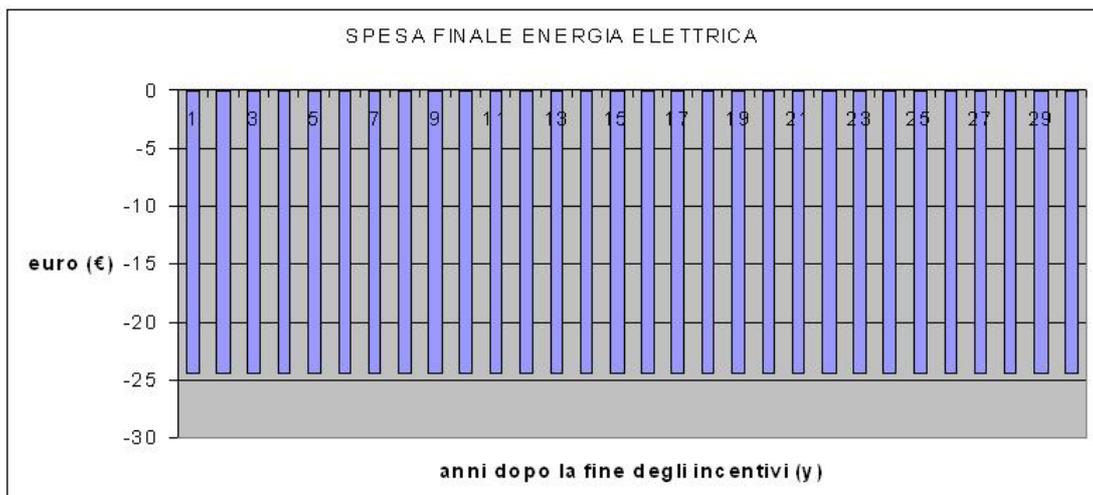
L'analisi mostra che il trend è in crescita anche al termine dei vent'anni di incentivi. Questo è dovuto al fatto che vengono considerati guadagni le mancate spese dovute al gas ed all'elettricità.

Per mostrare l'evoluzione effettiva delle spese nei trent'anni, è stato valutato anche il conto economico. In tale conto, l'investimento iniziale è ammortato in vent'anni, e vengono analizzati i guadagni e le spese dovute alla modalità scambio del conto energia, oltre agli incentivi e agli sgravi fiscali.





In termini pratici, dal ventesimo anno, ci si troverà a non avere più né ricavi né spese, a meno della differenza tra elettricità consumata ed elettricità generata, che, nel caso in esame, è pari a circa 24 euro all'anno.



La soluzione di produrre più energia elettrica di quanta se ne necessiti non è stata presa in considerazione, in quanto si cambierebbe la modalità di contratto, passando dallo “scambio” alla “vendita” di energia elettrica.

In tale situazione, non è previsto alcun incentivo, e l'energia elettrica può essere venduta a 0,1 €/kWh, pari circa alla metà della cifra alla quale la si possa comprare.

Questa soluzione non risulta perciò conveniente a un edificio di questo tipo, il cui consumo di energia elettrica è continuo durante tutto l'anno.

Al contrario la soluzione “vendita” risulta conveniente per impianti adibiti a questo scopo, per cui il consumo annuale di energia elettrica sia basso.

12. Gli aspetti ambientali

Il principale argomento a favore dell'uso della pompa di calore geotermica è la minor produzione di CO_2 rispetto ad un impianto di condizionamento tradizionale a olio o gas. Come già accennato nei precedenti capitoli, la pompa di calore assorbe come energia utilizzabile tutta energia elettrica. Per tale motivo, deve essere tenuto in conto l'intero processo di produzione di energia nella conta delle emissioni. L'impianto presso lo Studio Seta permette di generare i 13.421,2 kWh termici annuali utilizzando 3.783,2 kWh elettrici. Con un valore medio per il parco elettrico di produzione italiano di $550 \text{ gCO}_2/\text{kWh}$ (fonte ENEA 2006) si ottiene una produzione di circa $2.080,76 \text{ kgCO}_2/\text{anno}$, rispetto ai $5.457,43 \text{ kgCO}_2/\text{anno}$ di un sistema tradizionale ($3.800 \text{ kgCO}_2/\text{anno}$ di una caldaia a metano e $1.657 \text{ kgCO}_2/\text{anno}$ di uno split a parete). L'abbattimento complessivo delle emissioni si aggira dunque intorno al 61%.

La circolare M.I.C.A. n°219 del 2 marzo 1995 indica l'equivalente energetico dei principali prodotti combustibili, indicando le modalità di conversione delle varie grandezze in TEP.

Prodotto	Equivalenza in TEP
<i>Combustibili liquidi</i>	
Gasolio	1 t = 1,08 TEP
Olio combustibile	1 t = 0,98 TEP
GPL	1 t = 1,1 TEP
Benzine	1 t = 1,2 TEP
<i>Combustibili solidi</i>	
Carbon fossile	1 t = 0,74 TEP
Carbone di legname	1 t = 0,75 TEP
Antracite	1 t = 0,7 TEP
Legna da ardere	1 t = 0,45 TEP
Lignite	1 t = 0,25 TEP
<i>Combustibili gassosi</i>	
Gas naturale	1000 Nm ³ = 0,82 TEP
<i>Elettricità</i>	
fornita in alta e media tensione	1 MWh = 0,23 TEP
fornite in bassa tensione	1 MWh = 0,25 TEP

Il condizionamento con pompa di calore consuma dunque 0,93 TEP/anno, mentre il condizionamento tradizionale ne consuma 0,75 di raffrescamento e 0,68 di riscaldamento, per un totale di 1,43 TEP/anno. Il risparmio è dunque di 0,50 TEP. Altro fattore ambientale da tenere in conto è la mancata emissione dei fumi, quali il CO , l' NO_x , ed in particolare le PM10.

Solo per quanto riguarda il riscaldamento invernale, una stima generale degli impianti a pompa di calore geotermica mostra che tale sistema risparmia un 30-45% di energia rispetto a una caldaia ad olio, ed un 35% rispetto ad una caldaia a gas, con una riduzione di 45-55% di emissioni di CO_2 per la caldaia ad olio e di 15-30% per quella a gas. Tali percentuali inoltre, in seguito alla tendenza attuale verso l'efficienza energetica nella produzione di elettricità, sono destinate ad aumentare.

In aggiunta, l'integrazione di questi sistemi con le attuali tecnologie di produzione locale di elettricità può ridurre la dipendenza dalle importazioni estere di energia primaria.

Per quanto riguarda il fluido refrigerante, anche in questo senso la ricerca spinge verso l'adozione di fluidi a sempre minore HGWP (halocarbon global warming potential), fino anche a ricorrere a refrigeranti naturali, quali il propano R 290. (che però presenta problemi di infiammabilità).

L'impatto ambientale più significativo causato da una pompa di calore geotermica, ed il punto ove occorre fare più attenzione, riguarda la variazione termica del sottosuolo, a seguito del funzionamento della macchina in continuo. Per il caso dei collettori verticali, in particolare, deve essere assicurato l'equilibrio termico del suolo a lungo termine, soprattutto in caso di sistemi con numerose sonde geotermiche ravvicinate. Oltre al puro scambio di calore della sonda geotermica (in W/m), deve essere monitorata quindi anche la quota di estrazione annuale (in $kWh/(m \cdot a)$)

La rigenerazione delle temperature nel sottosuolo inizialmente avviene molto velocemente; successivamente, la temperatura tende a tornare asintoticamente al valore iniziale. In questa fase, il processo rallenta, e l'impreciso dimensionamento della sonda potrebbe provocare un ulteriore rallentamento.

Diverso è il discorso per pompe di calore che utilizzano direttamente acqua di falda. Poiché il fronte di calore muove a velocità dimezzata rispetto al flusso d'acqua, e il contributo della variazione della temperatura decresce nella

direzione del flusso, la variazione termica del sottosuolo è in genere inferiore rispetto al caso precedente, e la temperatura della falda si mantiene grosso modo costante. Particolare attenzione deve però essere rivolta al bilancio volumetrico di estrazione-iniezione del fluido, per non creare depressioni nell'acquifero e fenomeni di subsidenza. In seguito a perdite di volume, dovute al riutilizzo dell'acqua estratta anche per altri scopi oltre che per il funzionamento della pompa di calore, si può arrivare anche al prosciugamento dell'acquifero.

Fino a quando si mantiene l'equilibrio tra il pozzo di estrazione e quello di iniezione, la variazione spaziale della falda è limitata.

Nella costruzione del pozzo, anche per l'installazione di un collettore verticale a U, le condizioni del flusso d'acqua possono subire variazioni in seguito alla perforazione di due o più falde separate. In tal caso, ci si può aspettare la possibilità di un incontrollato scambio di acqua tra gli strati attraverso il pozzo. A tale scopo, occorre posizionare efficacemente la malta cementizia di riempimento per scongiurare tale fenomeno.

Durante la perforazione, occorre poi prendere tutti gli accorgimenti necessari onde evitare l'inquinamento del terreno.

Concludendo, si può affermare che, a seguito di una corretta progettazione, la pompa di calore geotermica è un sistema di riscaldamento a impatto bassissimo sull'ambiente.

13. Conclusioni

Riepilogando il lavoro svolto, e criticando i dati trovati, si può affermare che la pompa di calore geotermica è, ad oggi, un sistema di condizionamento ad altissima efficienza energetica, ambientale ed economica.

Dalle analisi svolte, infatti, si evince che la pompa di calore è energeticamente più efficiente della migliore delle caldaie, e può funzionare anche in raffrescamento.

Per quanto riguarda le emissioni, inoltre, esse non sussistono, e l'anidride carbonica emessa proviene dalla produzione di elettricità, considerando la media del parco elettrico nazionale. Producendo l'energia elettrica in loco, si ha un abbattimento ideale della CO_2 a zero.

Economicamente, infine, il sistema risulta infine conveniente, in quanto il costo dell'energia elettrica necessaria, annualmente, è inferiore al costo del gas.

Per contro, la sua resa è fortemente influenzata dalle sorgenti esterne di cui necessita; quindi, in fase di progettazione del sistema di sonde, sarebbe auspicabile una corretta conoscenza delle caratteristiche idrogeologiche del sito interessato. In particolare, come evidenziato dalle indagini svolte, la disomogeneità del terreno influenza la temperatura, e di conseguenza l'efficienza, del sistema. Le ricerche effettuate si materializzano in una corretta scelta e progettazione della pompa di calore, che non sia né sottostimata, cioè incapace di generare la potenza termica necessaria, né sovrastimata, il che comporterebbe un inutile spreco di fondi. D'altro canto, vi è ancora un grosso margine di miglioramento, in quanto i parametri progettuali, di cui si è occupato questo lavoro, possono ancora essere meglio definiti, grazie a indagini accurate sulla natura del terreno e sulla presenza di acqua.

In ogni caso, un sistema con pompa di calore geotermica risulta abbastanza efficiente anche senza una approfondita conoscenza delle caratteristiche del suolo; ciò ha permesso l'iniziale diffusione del sistema nell'Italia del Nord, basandosi su conoscenze empiriche e trovando riscontro nei risultati. Solo di recente l'attenzione si è spostata sulla possibilità di migliorare i rendimenti

grazie a una più corretta progettazione, e si è potuto notare negli ultimi sei mesi un interesse crescente per questo sistema di condizionamento.

I fattori che, nonostante la conoscenza almeno ventennale di tale tecnologia, ne hanno fino ad ora frenato lo sviluppo sul suolo nazionale sono:

- la mancata pubblicizzazione del sistema da parte delle amministrazioni pubbliche, unita alla difficoltà a far recepire la tecnologia al grande pubblico
- gli indubbi costi iniziali di installazione dell'impianto;
- la mancanza di una regolamentazione nazionale sui pozzi geotermici di limitata profondità, classificati ad ora insieme ai pozzi per acqua. (o non regolamentati affatto, come nel caso delle serpentine orizzontali)

Negli ultimissimi anni, ed in particolare nel 2007, tali lacune si sono andate via a via colmando, grazie ad una sempre maggior presa di coscienza delle istituzioni e dell'opinione pubblica sul tema dell'efficienza energetica; date tali premesse, e sulla scia della notevole crescita nei paesi confinanti, si prevede e si auspica una uguale diffusione delle Geothermal Heat Pumps nel territorio italiano.

14. Allegato: Misure termiche in situ (estratto da “Laboratorio di Tesi”)

Nel mercato italiano, nonostante una affermata conoscenza tecnica dell'argomento, si è incominciato a parlare di pompe di calore geotermiche effettivamente solo dal 2005, con un effettivo sviluppo a partire dal 2007, in seguito anche agli articoli riguardanti le ristrutturazioni dell'attuale legge finanziaria e al crescente interesse mondiale sui problemi attinenti al riscaldamento globale. La realizzazione di questi impianti, comunque, sul piano normativo trova ancora delle difficoltà in quanto non sono ancora in essere dei provvedimenti specifici che favoriscano, attraverso procedure sufficientemente chiare, lo sfruttamento termico del sottosuolo con impianti a pompa di calore. Nel quadro normativo attuale, il riferimento assimilabile alla soluzione prevista nel progetto è costituito dalla realizzazione di pozzi ad acqua.

Tralasciando le regioni autonome, una tra le prime imprese ad occuparsi di questo tema è stata Geotermia SRL, un'impresa mantovana di perforazione di pozzi artesiani, riadattata e votata alla ricerca di risorse geotermiche, dopo un periodo di studio e ricerca su questi sistemi in Germania.

Con tale impresa, ho seguito la realizzazione di alcuni pozzi in località Grassano (FI), facenti parte di un sistema geotermico integrato per il riscaldamento di una villa di campagna. 11 pozzi, spaziati di circa 8 metri l'uno dall'altro, e dalla profondità standard di 100 m, sono stati realizzati in una porzione di terreno attorno alla villa, e, a lavoro finito, avrebbero alimentato una pompa di calore di una potenza di oltre 40 MW. I pozzi sono stati realizzati da una macchina perforatrice, attrezzata con un sistema automatizzato di inserimento dei tubi, il che semplifica di molto le operazioni. Durante la creazione di ogni pozzo, è stata aspirata l'acqua di falda riscontrata, grazie a una pompa esterna. A lavoro terminato sono state inserite due sonde geotermiche a U singolo per il passaggio del fluido, e il tutto è stato in seguito sigillato iniettando una miscela di bentonite e sabbia. I tecnici presenti erano due.



Figura 33 cancello di entrata della villa



Figura 34 sistema automatizzato di inserimento dei tubi



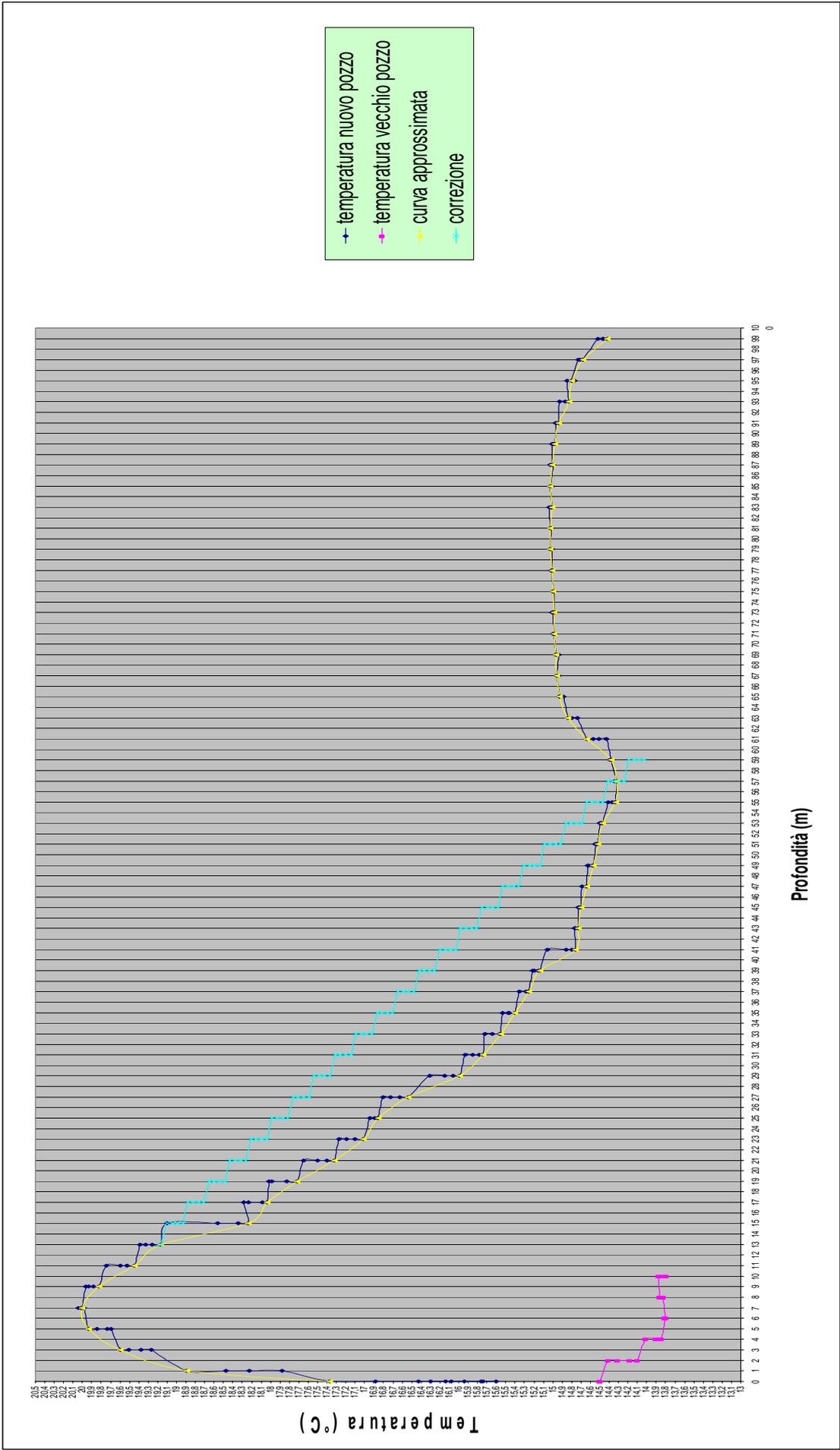
Figura 35 operazioni di perforazione



Figura 36 sistema di inserimento dei collettori geotermici in pozzo

Dopo la realizzazione di un pozzo (il terzo) e prima dell'inserimento delle sonde, ho effettuato una misura di temperatura in pozzo, grazie a una sonda di temperatura e conduttività idraulica del DICMA. Purtroppo, tale log si è rivelato inadatto per la misurazione della temperatura del sottosuolo, in quanto, essendo un log pensato per pozzi d'acqua, e non essendo aderente alle pareti, le misure ottenute sono in realtà le misure di temperatura dell'aria circolante, influenzate inoltre dai flussi convettivi caldi ancora presenti a seguito dei lavori di perforazione.

Viene comunque riportato il risultato di tale esperienza, che dà un'indicazione del veloce abbassamento della temperatura e della sua stabilizzazione a una profondità relativamente limitata.



15. Bibliografia

- Lazzarin, R.(1982) – *Intervista sulle Pompe di Calore*. Muzzio e co. Editore, Padova
- Cocchi, A.(1990) – *Elementi di Termofisica Generale e Applicata*. Società editrice Esculapio, Bologna
- Kreith, F. (2002)– *Principi di Trasmissione del Calore*. Liguori Editore
- Sommaruga, C., Verdini G., (1995)– *Geotermia. Principi, Ricerca, Produzione. La Nuova Italia Scientifica*, Roma
- Doninelli, M. (1993) – *Le Reti di Distribuzione*. Quaderni Califfi
- Gianni C., Giovanni C., (2001) – *Energetica Generale*, SGE editoriali, Padova.
- Pahl, G., (2006) – *Riscaldamento Naturale della Casa*, Franco Muzzio Editore, Roma.
- Enea – *Rapporto Energia e Ambiente 2006*
- Legge Finanziaria Legge 27 dicembre 2006 numero 26*
- Conto Energia Decreto 19 febbraio 2007*
- Euroobserver – *Etat des lieux de la Géothermie dans l’Ue et dans le Monde*, 2005
- Pilesim 2 – *Simulation Tool for Heating/Cooling Systems with Energy Piles or Multiple Borehole Heat Exchangers, User Manual*, 2007
- Legambiente – *Comuni Rinnovabili 2007*.
- servizi.it.cnr.it/unionegeotermica
- iga.igg.cnr.it
- www.supsi.ch
- www.groundreach.eu
- www.geocool.net
- www.geotermiasrl.it
- www.studioseta.it

