

POLITECNICO DI TORINO



Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

Simulazione Numerica di sistemi Borehole Thermal Energy Storage (BTES)

Candidato:

Stefano Baretta

Relatori:

Ing. Alessandro Casasso

Prof. Rajandrea Sethi

Ing. Simone Della Valentina

Aprile 2018

Indice

Prefazione.....	3
1 Introduzione.....	7
1.1 Bilancio termico del terreno.....	7
1.2 Sistemi geotermici a bassa entalpia.....	11
1.3 La sonda geotermica.....	15
1.4 La pompa di calore.....	19
1.5 Accumulo di calore nel sottosuolo.....	23
1.5.1 BTES.....	24
2 Metodologia.....	27
2.1 Trasporto di calore nei mezzi porosi.....	27
2.1.1 meccanismi di scambio termico.....	27
2.1.2 equazione di conservazione del calore.....	29
2.2 Il software FEFLOW 7.0.....	32
2.2.1 Caratteristiche del sistema.....	32
2.2.2 Condizioni al contorno e iniziali – flusso.....	33
2.2.3 Condizioni al contorno e iniziali - calore.....	33
2.2.4 Parametri sonde geotermiche.....	34
2.3 Input termico.....	34
2.3.1 Caso studio.....	35
2.3.2 Campo solare.....	35
2.3.3 Serie temporali.....	38
2.4 Mesh.....	40
2.5 Campo sonde.....	49
3 Risultati e discussione.....	53
3.1 Profili di temperatura.....	54

3.1.1	Campo sonde	56
3.1.2	Conducibilità termica del terreno	57
3.1.3	Capacità termica del terreno.....	59
3.1.4	Temperatura indisturbata del terreno	61
3.1.5	Profondità sonde	63
3.1.6	Distanza sonde.....	65
3.1.7	Tipologia campo sonde.....	67
3.1.8	Gradiente idraulico.....	68
3.1.9	Conducibilità idraulica	73
3.1.10	Soggiacenza	76
3.2	Efficienza stoccaggio termico e COP	77
3.2.1	Campo sonde	79
3.2.2	Conducibilità termica del terreno	81
3.2.3	Capacità termica del terreno.....	82
3.2.4	Temperatura indisturbata del terreno	84
3.2.5	Profondità sonde	88
3.2.6	Distanza sonde.....	90
3.2.7	Tipologia campo sonde.....	92
3.2.8	Gradiente idraulico.....	93
3.2.9	Conducibilità idraulica	95
3.2.10	Soggiacenza	98
	Conclusioni	100
	Bibliografia.....	106

Prefazione

Nell'odierno panorama della produzione energetica mondiale è possibile riscontrare una rapida crescita della domanda, dovuta sia all'aumento della popolazione globale¹, sia al crescente stile di vita di carattere consumistico osservato nei paesi industrialmente più avanzati. Dunque le società attuali possono essere a tutti gli effetti considerate come “energivore”, fatto che rende centrale il tema della produzione energetica, del suo consumo e il conseguente aumento di inquinanti a livello atmosferico. A questo proposito l'Unione Europea si è posta come obiettivo la riduzione delle emissioni di gas serra del 20% (con riferimento ai valori calcolati nel 1990) entro il 2020², ed un successivo decremento pari al 80-95% entro il 2050³.

Per contrastare il deperimento delle risorse fossili tradizionali, dominanti nel settore produttivo, e mitigare i cambiamenti climatici derivanti dallo sfruttamento incontrollato delle stesse, il contributo delle fonti rinnovabili diviene di interesse strategico. In aggiunta alla maggior compatibilità ambientale, le fonti rinnovabili mostrano vantaggi quali la diversificazione del mercato energetico, la diminuzione della dipendenza dalle importazioni⁴, lo sviluppo di quello che potrebbe essere un florido mercato del lavoro e dell'indotto economico che ne deriverebbe. Per il rovescio della medaglia si ha che la diffusione capillare delle fonti rinnovabili è contrastata da fattori di non trascurabile rilevanza, come l'elevato costo di investimento⁵ (fig. 1), la necessità di prevedere una rete di distribuzione maggiormente flessibile per l'energia elettrica⁶ e il carattere intermittente tipico di gran parte di queste fonti (solare termico, solare fotovoltaico, eolico, maree etc.).

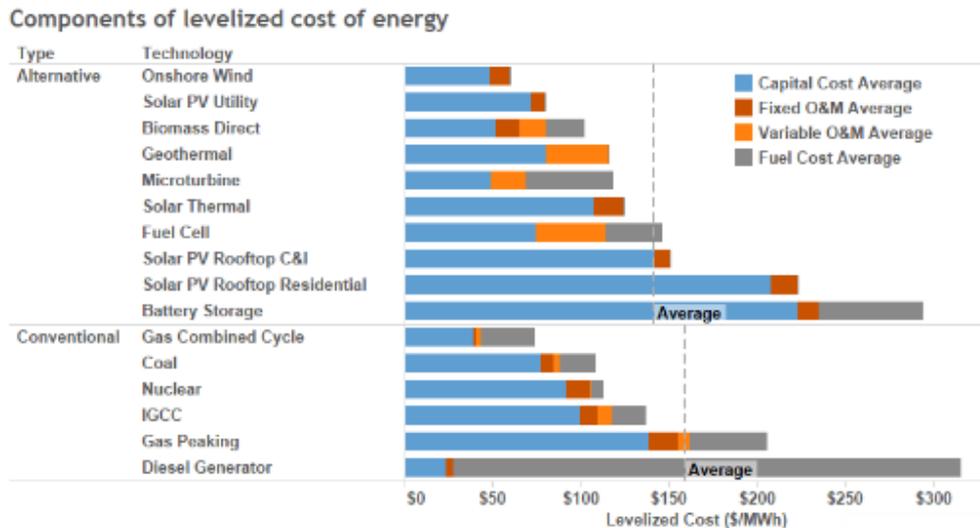


Fig. 1 – Confronto tra i costi delle diverse fonti energetiche.

Uno degli esempi di fonti rinnovabili più promettenti a livello mondiale è rappresentato dalla geotermia a bassa entalpia⁷. A livello europeo le applicazioni a bassa entalpia ricoprono quasi il 70% della capacità totale installata per il settore dell'energia geotermica⁸.

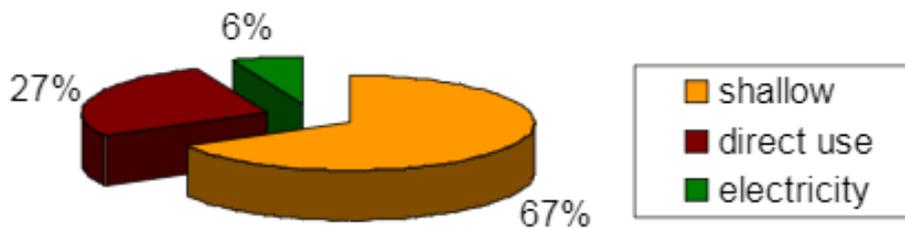


Fig. 2 – Suddivisione, per campo di impiego, della risorsa geotermica in Europa.

A differenza delle più diffuse fonti rinnovabili, la geotermia a bassa entalpia gode di due fondamentali vantaggi: il primo riguarda la possibilità di installare il sito impiantisco praticamente ovunque, in quanto non necessita di anomalie termiche importanti e la temperatura del terreno, pur non essendo elevata, è sufficiente ad alimentare la pompa di calore; il secondo vantaggio è la possibilità di far lavorare l'impianto in condizioni di funzionamento continuo, senza che la produttività sia minata dall'intermittenza della sorgente, che inoltre viene considerata come inesauribile. L'integrazione di sistemi a bassa entalpia nel settore residenziale, che si basa per circa il 75% sulla produzione da parte di impianti di tipo tradizionale⁹, rappresenta una delle prospettive più interessanti per la diffusione capillare di

questa tecnologia. Oltre alla realizzazione di nuovi siti impiantistici, che seguono le specifiche di efficienza energetica più recenti e restrittive, un maggiore impatto sul risparmio di energia primaria si otterrebbe andando ad intervenire su edifici storici o di più vecchia costruzione¹⁰. Considerando che in Italia, la quota di energia richiesta per la climatizzazione degli edifici si aggira intorno al 40%¹¹ del fabbisogno energetico totale (dato consono anche per quanto riguarda la media europea) e che di questa porzione il 30÷60% è rappresentato dai sistemi di climatizzazione HVAC¹², risulta spontaneo giungere alla conclusione che un miglioramento in questo campo potrebbe portare ad enormi risultati, fondendo insieme le opportunità offerte dalle “nuove” soluzioni da una parte, con l’ottimizzazione delle prestazioni energetiche degli edifici dall’altra.

Quando si parla di fonti rinnovabili un concetto di fondamentale importanza è rappresentato dalle tecnologie di accumulo energetico. La previsione di sistemi di accumulo permette di osteggiare alcuni degli aspetti negativi visti in precedenza, ottenendo così un miglior sfruttamento della risorsa e una miglior stabilità della rete di distribuzione (caratteristica essenziale per grandi impianti produttivi). Anche in questo caso, il settore della geotermia a bassa entalpia offre un ottimo punto di riflessione, poiché con la previsione di un accumulo si può sopperire alle necessità di riscaldamento/raffrescamento degli edifici, in modo parziale o totale, realizzando un risparmio energetico non indifferente. Inoltre la flessibilità di questi sistemi ne permette l’integrazione con altri sorgenti (come altre fonti rinnovabili o il calore di scarto) al fine di migliorare le prestazioni dell’impianto.

Lo scopo della seguente trattazione è quello di valutare l’effettivo incremento delle potenzialità di un impianto di tipo geotermico per il settore residenziale, dovuto all’integrazione di un campo di collettori solari con il campo sonde. Il campo sonde è costituito da sonde geotermiche verticali dette *Boreholes Heat Exchangers*, spesso abbreviato con la sigla BHE. Al fine di eseguire l’analisi è stato utilizzato il software FEFLOW 7.0 (Finite Element subsurface Flow system), procedendo con la realizzazione di circa 120 simulazioni. Con FEFLOW 7.0 si è eseguito uno studio di sensibilità, osservando il comportamento dinamico dei profili di temperatura media del fluido circolante all’interno delle sonde, al variare di un set di parametri

selezionati. Le simulazioni sono state suddivise in base a tre configurazioni di sistema:

- impianto senza campo solare (senza accumulato)
- impianto con campo solare (accumulo)
- impianto con campo solare e campo sonde ottimizzato (accumulo ottimizzato¹)

La presente tesi si compone di 3 capitoli generali suddivisi in Introduzione, Metodologia e per ultimo Risultati e discussione.

Nel Capitolo 1, dopo una prima analisi del bilancio termico del terreno (paragrafo 1.1), si passerà all'introduzione delle principali caratteristiche dei sistemi geotermici a bassa entalpia (paragrafo 1.2), delle sonde geotermiche (paragrafo 1.3) e della pompa di calore (paragrafo 1.4). In conclusione, saranno mostrati i principali impianti a sonde verticali presenti in circolazione (paragrafo 1.5).

Nel Capitolo 2 verrà illustrata nello specifico la metodologia utilizzata, partendo dallo studio del trasporto di calore nel terreno (paragrafo 2.1), procedendo poi con la definizione delle impostazioni del software utilizzato (paragrafo 2.2). Successivamente si andrà a studiare la curva dei carichi termici gestita dal campo (paragrafo 2.3). Per ultimo si analizzerà la procedura per la costruzione della mesh 2D e 3D (paragrafo 2.4) e l'iter di design del campo sonde (paragrafo 2.5).

Nel Capitolo 3 verranno esposti e analizzati i risultati ottenuti mediante le simulazioni effettuate con FEFLOW 7.0. Nel paragrafo 3.1, verranno analizzati i profili di temperatura, con lo scopo di osservare l'influenza dei parametri osservati sulla temperatura media del fluido. Nel paragrafo 3.2, verranno studiate le prestazioni dell'impianto nelle diverse configurazioni, valutando dal punto di vista energetico l'impatto dell'implementazione dell'accumulo termico. Parallelamente verrà proposto l'andamento del COP per le varie simulazioni eseguite.

¹ Con il termine "ottimizzato" si vuole intendere un campo sonde soggetto allo stesso regime di carichi della seconda configurazione, ma con un numero di sonde inferiore. Questo quantitativo di sonde è stato ricavato utilizzando il metodo di design proposto dall'ASHRAE attraverso l'utilizzo di un foglio di calcolo.

1 Introduzione

La geotermia è la disciplina che si occupa di tutte quelle tematiche legate allo studio dell'energia, sotto forma di calore, naturalmente prodotta all'interno della Terra. L'energia geotermica (detta anche calore endogeno) presente sotto la superficie terrestre si forma principalmente per reazioni di tipo nucleare, ovvero per il decadimento radioattivo di alcuni elementi instabili quali l'uranio, il torio e il potassio, oppure per il calore generatosi nel nucleo terrestre e poi successivamente distribuito in direzione più o meno radiale. Questa distribuzione dipende fortemente dalle caratteristiche del terreno, che molto spesso non sono né omogenee né isotrope, e dalla circolazione di fluidi tra i vari strati. Considerando la geometria della Terra, è stato possibile elaborare una stima del calore trasportato dagli strati più profondi del suolo fino alla superficie. Questo valore di flusso geotermico che raggiunge la porzione superiore del mantello terrestre viene attestato intorno ai 0.03 W/m^2 . L'energia termica che raggiunge la superficie terrestre, pur essendo in quantità tale da risultare interessante, presenta una temperatura molto simile a quella ambiente per la zona considerata. Conseguentemente, la possibilità di estrarre il calore gratuitamente fornito dal terreno non è energeticamente efficiente, a patto di non effettuare perforazioni molto più in profondità. Per sopperire a questa limitazione, l'introduzione di pompe di calore consente di sfruttare il calore a bassa temperatura per la realizzazione di impianti ai fini della climatizzazione degli edifici, per usi agricoli e zootecnici, per processi industriali e per uso termale¹³. Nei prossimi paragrafi saranno affrontati gli argomenti introduttivi che stanno alla base di questa tecnologia.

1.1 Bilancio termico del terreno

Il terreno può essere schematizzato in modo semplificato come un sistema termodinamico. Ipotizzando di isolare una porzione di terreno di forma cubica, posta sulla superficie della crosta terrestre, è possibile identificare i flussi energetici che vengono scambiati attraverso le facce del cubo:

- Dalla superficie superiore si ha lo scambio con il sistema atmosfera; qui sono localizzati i fenomeni come l'irraggiamento solare, eventi di carattere meteorologico, scambio di calore tramite convezione, scambio termico con strutture o vegetazione presenti sulla superficie;
- Dalle superfici laterali si hanno i contributi legati alla presenza e alle caratteristiche degli acquiferi, mediante la movimentazione dei fluidi all'interno della matrice porosa;
- Dalla superficie inferiore vi è il contributo del flusso geotermico e lo scambio dovuto al moto dei fluidi in direzione verticale (filtrazione e percolazione).

Anche se è possibile identificare idealmente i precedenti flussi, nella realtà il bilancio termico del sottosuolo non è di facile previsione. Non è sufficiente applicare la sovrapposizione degli effetti, dal momento che per stabilire il comportamento dei precedenti contributi non sempre si segue un processo di valutazione di tipo deterministico, inoltre diversi parametri intrinseci dei termini del bilancio possono esercitare un'azione di mutua influenza. Stando alle precedenti osservazioni, vi è la necessità di sviluppare metodi semplificati per la determinazione consona e appropriata dei profili di temperatura, evitando l'implementazione di formulazioni matematiche molto complesse, con validità generale limitata a pochi casi generali. Tuttavia, tramite alcune semplificazioni, è possibile ottenere un andamento della temperatura che, seppur approssimato, risulta essere soddisfacente. Le semplificazioni generalmente adottate riguardano principalmente le condizioni del terreno, che viene considerato come uno spazio semi infinito omogeneo e isotropo e la trasmissione del calore, ipotizzata solo di tipo conduttivo. Viene inoltre stabilito che l'unica sorgente termica considerata sia l'atmosfera, rappresentata come una sinusoide con periodo fisso.

La temperatura del terreno può essere così determinata in funzione della profondità e del tempo:

$$T(z, t) = T_0 + A \cdot e^{-\beta \cdot z} \cdot \sin(\omega \cdot t - \beta \cdot z) \quad (1.1)$$

dove T_0 rappresenta la temperatura media del terreno, A la variazione dell'ampiezza dell'onda di calore sulla superficie, ω la frequenza dell'onda, z la profondità e β la costante di smorzamento, definita come:

$$\beta = \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot f}{\alpha}} \quad (1.2)$$

Il termine α rappresenta invece la diffusività termica del terreno. È possibile denotare che nella prima porzione del terreno, la temperatura oscilla con un'ampiezza che va diminuendo, fino a diventare praticamente costante per profondità pari 15÷30 [m]. Nella parte superiore abbiamo quindi che la temperatura è influenzata dalle condizioni atmosferiche, fino ad arrivare ad un valore pressappoco costante. Se si aumenta ancora la profondità, il termine del flusso geotermico diventa più importante, dunque è possibile riscontrare un gradiente di temperatura in funzione della profondità pari a circa 3 [°C] ogni 100 [m]. Considerando un valore di energia termica di 0.03 [W/m²] che mediamente raggiunge la superficie terrestre e supponendo un dato di conducibilità efficace (mediata sui vari strati del sottosuolo) pari a 1 [W/(mK)], si può utilizzare la legge di Fourier per la conduzione:

$$q = \lambda \cdot \frac{\Delta T}{\Delta z} \quad (1.3)$$

Dove q è il flusso di calore specifico, λ la conducibilità termica, ΔT la differenza di temperatura tra due punti a quota differente e Δz è la differenza di quota tra i due punti considerati. Tralasciando per un momento il termine Δz e andando a sostituire i valori selezionati si trova:

$$\nabla T = \frac{q}{\lambda} = \frac{0.03 \text{ W m}^{-2}}{1 \text{ W (mK)}^{-1}} = 0.03 \text{ K m}^{-1} \quad (1.4)$$

Tuttavia, anche considerando questo incremento lineare di temperatura dovuto al flusso geotermico, se si considerano i moti di filtrazione, che hanno l'effetto di contrastare il gradiente geotermico, la porzione di terreno a temperatura costante tende ad espandersi fino a profondità maggiori.

Sulla base dell'equazione (1.1) si ottengono i profili di temperatura mostrati in Fig. 1.1 e Fig. 1.2.:

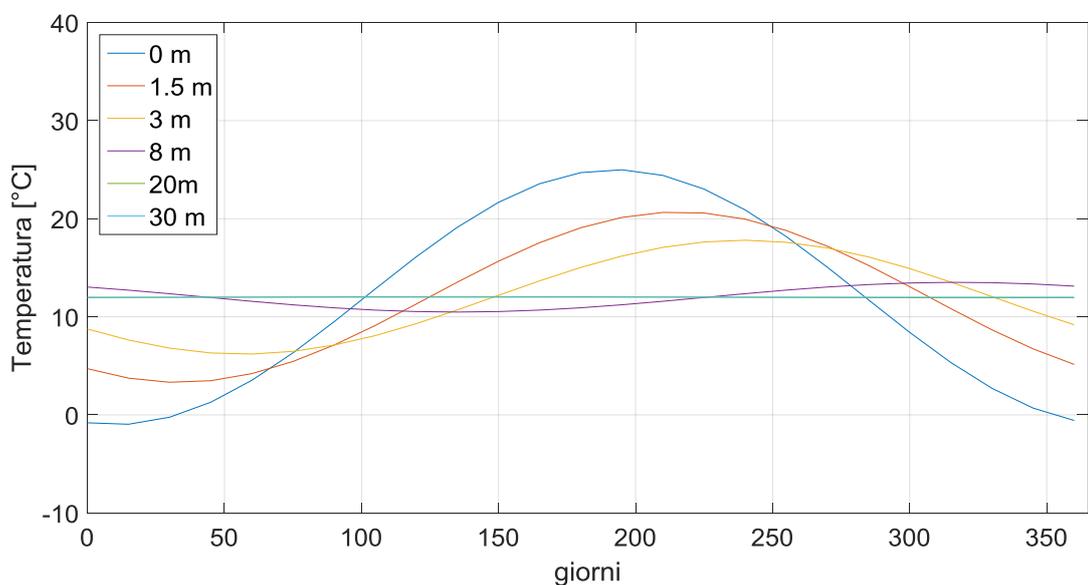


Fig. 1.1 - Temperatura annuale del terreno, a differenti profondità.

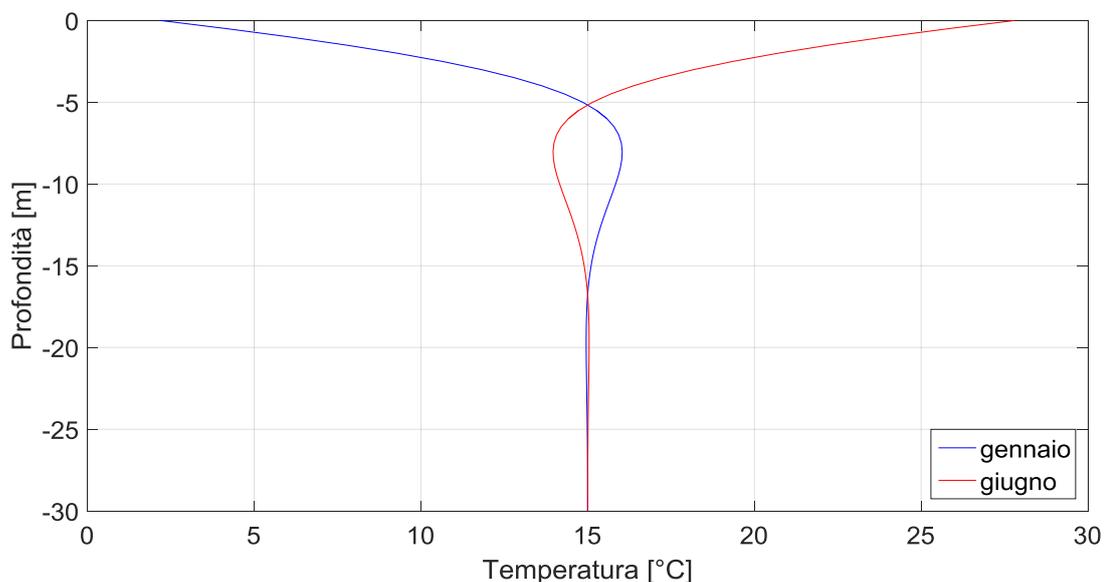


Fig. 1.2 - Temperatura del terreno al crescere della profondità. Confronto gennaio-giugno.

Dall'osservazione delle due precedenti figure, si può notare come all'aumentare della profondità diminuisca l'ampiezza delle curve di temperatura. Ad una profondità di circa 20 [m] questa è pressoché nulla. In aggiunta, i profili mostrati per regimi climatici molto differenti, tendono a convergere allo stesso valore di temperatura (circa 15 [°C]). In conclusione, si può asserire che oltre una certa profondità la temperatura del terreno sia costante, e che non subisca l'influenza delle variazioni di temperatura imposte alla superficie. Le considerazioni appena fatte risultano di notevole importanza, poiché gettano le basi il possibile sfruttamento della risorsa terreno, per mezzo dei sistemi a sonde geotermiche.

1.2 Sistemi geotermici a bassa entalpia

Come preannunciato in precedenza, vi è la possibilità di sfruttare il calore a bassa entalpia naturalmente contenuto nel sottosuolo, attraverso l'utilizzo di un sistema a pompa di calore. La peculiarità di questa macchina termica, è la possibilità di lavorare in due configurazioni opposte, ovvero in regime di riscaldamento o di raffreddamento, solamente invertendo il senso di percorrenza del ciclo. Il suo compito è quello di accrescere il potenziale termico di un flusso in ingresso, proveniente da una sorgente "fredda", e di convogliarlo successivamente verso un pozzo "caldo" a temperatura più elevata rispetto alla sorgente di partenza. Per poter rendere possibile questo processo, è necessaria una certa quota di lavoro che deve essere fornito alla pompa di calore, generalmente sotto forma di energia elettrica. I flussi che vengono gestiti dalla pompa di calore in seguito andranno a scambiare calore con il circuito di un'utenza, al fine di sopperire parzialmente o completamente ad uno o più dei seguenti fabbisogni:

1. Climatizzazione invernale degli ambienti (riscaldamento)
2. Climatizzazione estiva degli ambienti (raffrescamento)
3. Produzione di acqua calda sanitaria (DHW)

Oltre alle finalità appena citate, l'energia geotermica viene utilizzata in processi di vario tipo nei settori più disparati dell'industria, oppure per la produzione diretta dell'energia elettrica (impianti di grandi dimensioni), i quali necessitano

tuttavia di anomalie termiche importanti. Entrambi gli ultimi casi citati non verranno esaminati nella seguente trattazione, in quanto esulano dagli obiettivi della seguente trattazione.

In ogni sistema geotermico a bassa entalpia possono essere riconosciuti tre elementi caratteristici che sono comuni a tutti gli impianti:

1. Pompa di calore
2. Circuito di scambio termico con il terreno
3. Circuito di distribuzione del calore all'utenza

Nello specifico caso degli scambiatori a terreno, è presente una classificazione proposta dall'ASHRAE nella quale si differenzia la tipologia di sorgente atta ad alimentare la pompa di calore. Si distinguono generalmente tre tipologie:

- SWHP (“*Surface Water Heat Pump*”): rappresentano le pompe di calore che utilizzano le acque superficiali tramite il prelievo diretto da corso d'acqua, oppure per semplice immersione delle sonde nella sorgente, dove vengono lambite dal fluido;
- GWHP (“*Ground Water Heat Pump*”): in questo caso l'acqua adoperata è quella di falda, nuovamente con ciclo estrazione-immissione direttamente dalla falda, oppure estrazione dalla falda e scarico in un corso d'acqua in superficie;
- GCHP (“*Ground-Coupled Heat Pump*”): scambio di calore con terreno tramite sonde geotermiche (verticali o orizzontali) interrato nel sottosuolo e percorse da un fluido termovettore.

Le prime due categorie sopracitate sono prevalentemente a ciclo aperto, mentre la terza è tipicamente caratterizzata da un circuito chiuso. Due esempi di configurazione a ciclo aperto e chiuso sono mostrate in Fig. 1.3 e Fig. 1.4:

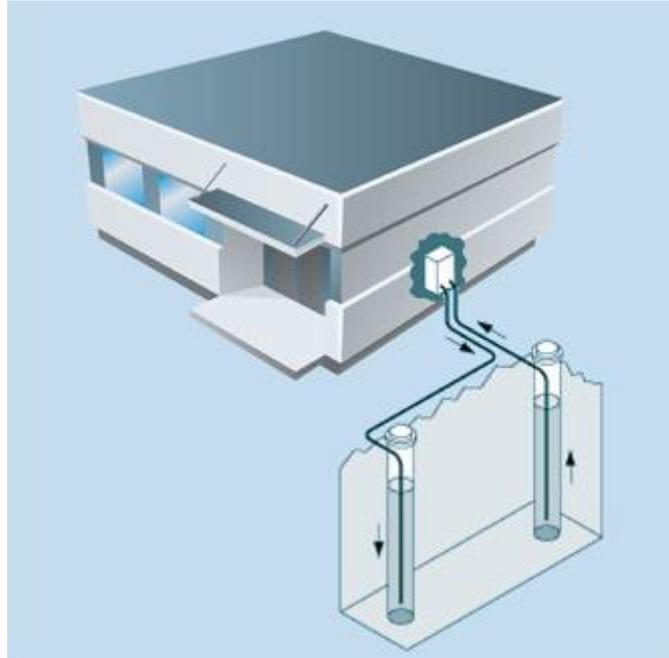


Fig. 1.3 – Schema sistema GHSP, open-loop (Fonte: DOE).

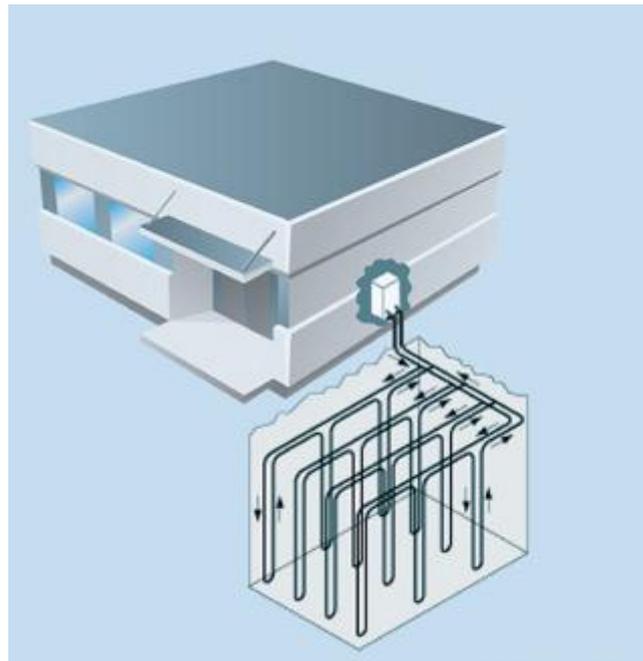


Fig. 1.4 - Schema sistema GHSP, closed-loop (Fonte: DOE).

La scelta della configurazione ottimale dipende essenzialmente dalle necessità progettuali e dal contesto idrogeologico del territorio in cui questi impianti andranno ad essere realizzati.

Per quanto riguarda gli impianti open-loop, esistono diverse problematiche relative al loro utilizzo, prima fra tutte è la necessità di reimmettere l'acqua prelevata;

questo tipo di operazione risulta essere molto delicata, in quanto devono essere valutati molteplici fattori. I rischi che si incorrono in una scorretta reimmissione dell'acqua prelevata possono essere di carattere termico, ovvero vi è la possibilità di instaurare un fenomeno di cortocircuito termico tra il pozzo di prelievo ed immissione, andando ad influenzare negativamente le prestazioni dell'intero sistema. Questa problematica può essere ovviata mediante una modellizzazione del plume ed una successiva opera progettazione ad hoc. Vi è inoltre il rischio di compromettere l'equilibrio della risorsa idrica utilizzata, sia dal punto di vista quantitativo (depauperamento della falda o del bacino), che qualitativo (modifica delle condizioni geochimiche, inquinamento della risorsa). Inoltre, soprattutto nel caso in cui l'impianto si appoggi ad un acquifero, è necessario uno studio che permetta di caratterizzare in modo accurato le condizioni idrodinamiche; normalmente questo tipo di studio richiede tempo sia per quanto riguarda la realizzazione dello stesso, sia per quanto concerne l'iter procedurale di approvazione. Il risultato ultimo è un aumento delle spese, fattore che spinge i progettisti a scegliere questo tipo di soluzione esclusivamente per impianti di dimensioni tali da giustificare uno sforzo di questo tipo.

Gli impianti closed-loop presentano delle semplificazioni in merito alle condizioni idrodinamiche, determinate dal fatto che non necessitano di un acquifero produttivo. In questo modo si viene a limitare tutte quelle difficoltà che si incontrano per un impianto di tipo open-loop, inoltre possono essere installati in modo molto più capillare, essendo slegati dalla necessità di essere in prossimità di acquiferi o bacini idrici con determinate caratteristiche. Per il rovescio della medaglia si hanno invece costi di installazione maggiori; si stima che il sistema per lo scambio termico con il terreno costituisca una quota pari al 40÷75% dei costi complessivi dell'impianto¹⁴, dovuti soprattutto alle operazioni di trivellazione e movimentazione del terreno, fatto che rende molto importante il corretto dimensionamento. Gli impianti a circuito chiuso più noti sono quelli a sonde geotermiche verticali, sonde geotermiche orizzontali e pilastri energetici. I primi sono degli scambiatori a sviluppo verticale, costituiti da particolare tubazioni inserite in un foro di trivellazione e cementati per garantirne l'accoppiamento termico tra sonda e terreno. Lo scambio termico avviene principalmente per conduzione e convezione. Il medesimo principio vale per le sonde geotermiche

orizzontali, con la differenza che il circuito di scambio termico si sviluppa poco in profondità a favore di una più ampia superficie di installazione. Queste sonde essendo sotterrate poco in profondità al di sotto del piano campagna, risentono maggiormente dell'irraggiamento solare e delle precipitazioni atmosferiche rispetto al calore endogeno terrestre. Durante l'opera di posizionamento è dunque necessario tenere in conto la precedente dichiarazione, dal momento che uno scorretto collocamento (zone ombreggiate, zone impermeabili, presenza di asfalto ecc.) potrebbe portare ad un crollo dell'efficienza del sistema. I pilastri energetici si presentano come le sonde di tipo verticale, ma si differenziano da esse in quanto sono pensate per edifici di nuova costruzione, in modo da evitare i costi di perforazione. Le tubazioni atte allo scambio termico vengono infatti annegate nelle fondamenta di un edificio, facendo attenzione a non minare la stabilità strutturale delle stesse. Seppur concettualmente molto simili alle sonde verticali, questo tipo di soluzione consente di ottenere rese termiche inferiori dovute a due fattori: in primis i materiali utilizzati per le fondamenta devono garantire certi standard di prestazioni meccaniche e non termiche (non vi è ottimizzazione a livello termico), e in secondo luogo perché il sito di costruzione di un edificio presenta generalmente delle condizioni geologiche non favorevoli per lo scambio termico (terreni a granulometria fine e dunque poco permeabili).

Gli impianti di tipo geotermico possono quindi essere utilizzati come alternativa ai sistemi più tradizionali in virtù della loro potenzialità, ma anche e soprattutto per l'ottima compatibilità ambientale che possono offrire. D'altro canto un freno alla diffusione di questa tecnologia è posto dagli alti costi di installazione, seppur considerando un tempo di recupero dell'investimento non proibitivo e una vita media dell'impianto relativamente lunga. Infine, ma non meno importante, è la mancanza di un iter burocratico comune al livello nazionale; la regolamentazione in genere varia da provincia a provincia e la normativa risulta essere frammentaria e incompleta¹⁵.

1.3 La sonda geotermica

Come abbiamo visto in precedenza il terreno può essere considerato come una sorta di "motore termico" in grado di poter fornire calore, seppur con alcuni accorgimenti di carattere tecnico. Il componente attraverso il quale si effettua lo scambio di

calore con il terreno è appunto la sonda. La tipologia di sonde più diffusa sul mercato è sicuramente rappresentata da quelle a sviluppo verticale, in particolare le BHE. Si tratta di una tubazione fabbricata con materiale polimerico e costituente un circuito chiuso, che viene inserita all'interno di perforazioni nel terreno della profondità compresa tra circa 50 e 250-300 [m]. Profondità maggiori non sono consigliate, in quanto aumentano notevolmente i costi di installazione e le difficoltà tecniche dell'opera di perforazione ed installazione. L'insieme delle componenti di una sonda verticale è mostrato in Fig. 1.5¹⁶:

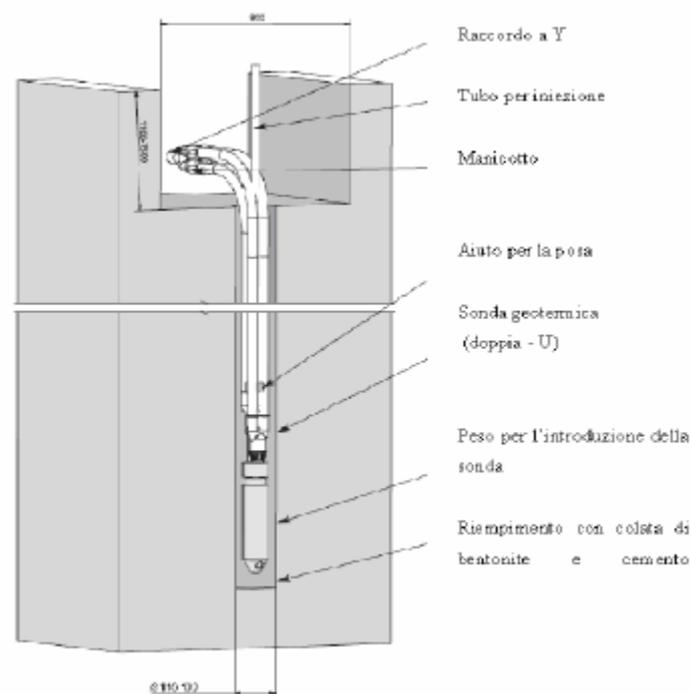


Fig. 1.5 – Sonda geotermica verticale (BHE), componenti principali.

La tubazione è fabbricata in polietilene ad alta densità (HDPE), materiale che ha dato prova di buone proprietà termiche e meccaniche, nonché di una distinta resistenza in ambiente corrosivo. Anche in questo caso bisogna trovare un compromesso tra proprietà termiche e meccaniche: per quanto riguarda le proprietà termiche, è auspicabile uno spessore della tubazione non eccessivamente elevato, in modo da ostacolare il meno possibile lo scambio termico, soprattutto in virtù del fatto che l'HDPE possiede una bassa conducibilità termica (0.38-0.40 [W/(mK)]). D'altro canto le tubazioni non possono essere troppo sottili, altrimenti non resisterebbero allo stress meccanico imposto dal materiale di riempimento e

del terreno. La stabilità strutturale è necessaria per garantirne il funzionamento attraverso gli anni, considerando inoltre che il processo di installazione oltre ad essere laborioso è economicamente dispendioso e che quindi le sonde non devono subire danni durante gli anni di esercizio. Il connubio ottimale tra proprietà termiche e meccaniche si ottiene con le tubazioni PN16¹³ (pressione nominale 16 [bar]).

Dopo essere state inserite nella perforazione, le sonde vengono cementate mediante l'utilizzo di un materiale di riempimento apposito detto *grout*, che ha il compito di garantire la stabilità strutturale della sonda e l'accoppiamento termico con il terreno. La sonda non occupa completamente il volume della perforazione, dunque senza il materiale cementante si interporrebbe uno strato di aria tra il terreno e la sonda, con conseguente declino delle potenzialità di scambio termico. I materiali di riempimento si dividono in due principali categorie ovvero i materiali sciolti e le malte cementizie. Durante le operazioni di posa vengono inoltre effettuati dei test per verificare la corretta tenuta delle tubazioni prima dell'entrata in funzione dell'impianto.

Per quanto riguarda la vita media delle sonde, ci si aspetta che esse siano in grado di garantire un periodo di funzionamento relativamente lungo (decine di anni), in ogni caso abbastanza lungo da essere economicamente competitive rispetto ad altri sistemi più tradizionali. Allo stesso tempo devono essere garantite determinate prestazioni durante la vita dell'impianto, come la resistenza ad agenti chimici aggressivi, resistenza meccanica, buona conducibilità termica, possibilità di lavorare anche a temperature sotto i 0 [°C] (-10÷-12 [°C]).

I range di pressione e temperatura che generalmente vengono previsti per questo tipo di sonde sono rispettivamente:

- 10 ÷ 15 [bar] (le sonde sono comunque progettate per resistere a pressioni maggiori, per evitare che fluttuazioni di pressione o sollecitazioni di tipo meccanico anomale possano portare a rottura della tubazione)
- -10 ÷ 40 [°C] per la temperatura (temperature minori di -10 [°C] possono portare a criticità impiantistiche per quanto riguarda la possibilità di congelamento del fluido all'interno delle sonde)

I diametri esterni delle tubazioni possono essere di diverse misure, seppur i maggiormente diffusi siano i 25 [mm], 32 [mm] e 40 [mm], sempre a seguito di considerazioni di tipo termomeccanico.

All'interno della perforazione le tubazioni possono essere disposti secondo differenti schemi, rispettivamente denominati *single U-pipe*, *double U-pipe* e *Coaxial* (Fig. 1.6¹⁷):

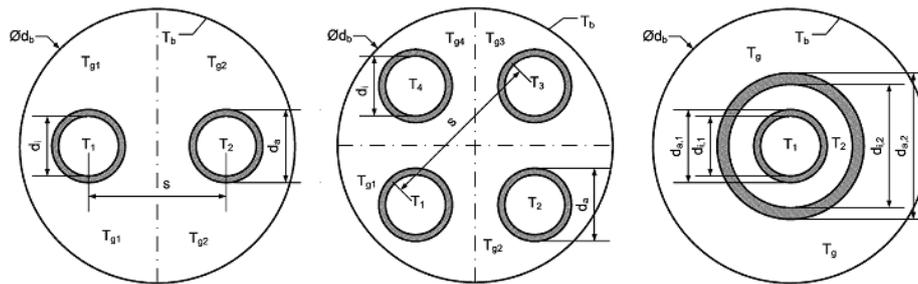


Fig. 1.6 – Configurazioni tipiche per disposizione tubi: single U-pipe, double U-pipe e coassiale.

Il fluido circolante all'interno della sonda geotermica rappresenta il mezzo attraverso il quale si ha l'interazione termica tra sonda e terreno. L'acqua pura rappresenta una delle soluzioni più semplici, ma in caso vi siano problematiche legate alla possibilità di congelamento del fluido all'interno delle tubazioni (soprattutto durante il periodo invernale), si opta per una miscela formata da acqua e una sostanza antigelo, generalmente glicole etilenico o propilenico. Le quantità delle sostanze coinvolte nella miscela sono determinate in base alle proprietà chimico-fisiche e termiche desiderate e influenzano il funzionamento della sonda. Particolare attenzione viene riservata alle potenziali perdite di fluido all'interno della falda, con conseguenti rischi portati da una sua diffusione e dal contatto con gli esseri viventi.

Gli ultimi componenti facenti parte della sonda geotermica sono il piede di sonda, la zavorra e i distanziali (la zavorra e i distanziali sono considerati non come componenti veri e propri, ma come ausiliari alla posa). Il piede di sonda, è la parte di tubazione posta più in profondità e funge da collegamento tra i tubi di mandata e di ritorno. Al piede di sonda viene collegata la zavorra, utilizzata per favorire il posizionamento della sonda all'interno del sito di scavo. Infine si hanno i

distanziali, sostegni che vengono inseriti tra i tubi di mandata e ritorno della sonda per evitare scorrimenti orizzontali dei tubi dal proprio asse. Prevedono un numero di bracci ad incastro pari al numero di tubazioni inserite all'interno del foro.

1.4 La pompa di calore

Per pompa di calore (o termopompa) si intende quella macchina termica che, operando similmente ad un ciclo frigorifero, trasferisce una certa quantità di calore attraverso due pozzi. Il trasporto di calore si ottiene tramite una serie di trasformazioni di tipo ciclico, a spese di una certa quantità di energia (tipicamente elettrica), con lo scopo di ottenere una quota di calore ad exergia maggiore di quella di partenza: si ha infatti il passaggio da una sorgente “fredda” ad una “calda”. In ambito geotermico si utilizza l'acronimo *GSHP* (Ground Source Heat Pump) per indicare la tipologia di pompa di calore utilizzata per lo scambio termico tra lato suolo e lato edificio. Lo schema impiantistico più basilare consta in quattro elementi caratteristici: un condensatore, un evaporatore, una valvola di laminazione e un compressore. In base alla disposizione di questi elementi è possibile ottenere due modalità di funzionamento opposte, dette di raffrescamento e riscaldamento, rappresentate in Fig. 1.7¹⁸.

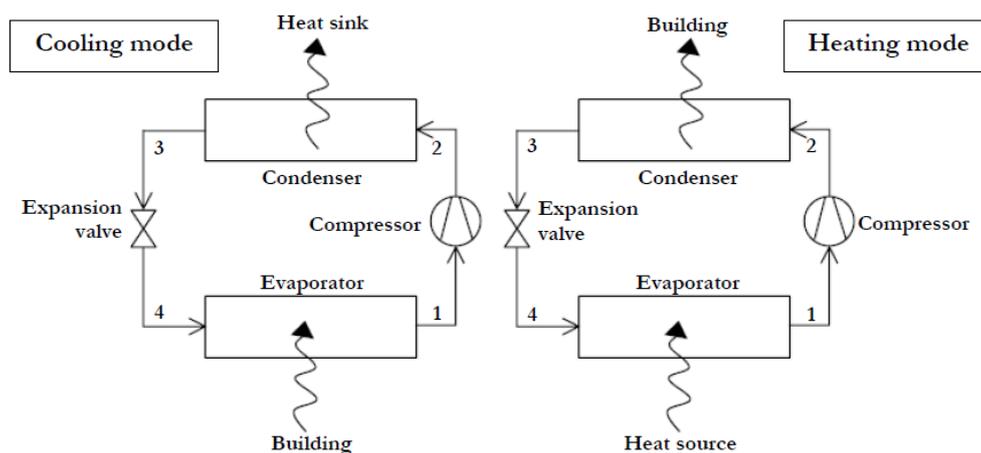


Fig. 1.7 – Circuito di funzionamento pompa di calore, raffrescamento e riscaldamento.

Una configurazione è ottenibile partendo dalla sua complementare tramite inversione del senso di percorrenza del fluido, mediante l'utilizzo di una valvola di inversione. Cambiando il senso di percorrenza del ciclo il condensatore lavora ora

come evaporatore e vice versa. Questa caratteristica si presta molto bene per gli utilizzi di tipo residenziale, dove sono presenti entrambi i fabbisogni di raffrescamento e riscaldamento. In assenza di valvole di inversione, con alcune modifiche sul circuito idraulico si scambiano le sorgenti con cui evaporatore e condensatore lavorano, permettendo al sistema di operare in entrambe le configurazioni.

Il ciclo termodinamico della pompa di calore in modalità di riscaldamento viene rappresentato generalmente su un diagramma termodinamico temperatura-entropia (Fig. 1.8).

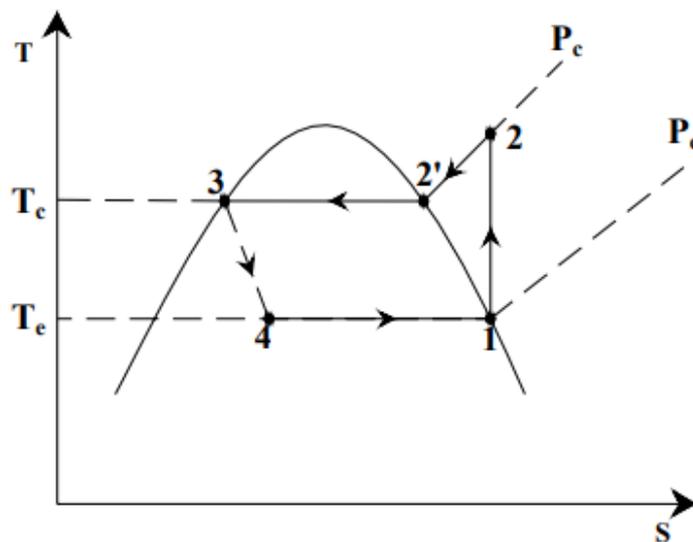


Fig. 1.8 – Diagramma temperatura-entropia per pompa di calore.

Il ciclo si compone di quattro trasformazioni elementari:

- Fase di compressione (1 - 2) tramite compressore, dalla pressione dell'evaporatore a quella del condensatore. In questa fase abbiamo un dispendio energetico per azionare il compressore
- Il fluido compresso viene inviato al condensatore (2 - 3), dove cederà calore al pozzo caldo condensandosi
- Una valvola di laminazione (3 - 4) permette di tornare alla pressione di partenza
- Il ciclo si chiude con il passaggio del fluido attraverso l'evaporatore (4 - 1), dove abbiamo la somministrazione di calore

Per valutare l'efficienza del ciclo termodinamico presentato, si ricorre alla definizione del coefficiente di prestazione o *Coefficient Of Performance* (COP). Il limite massimo di COP raggiungibile viene espresso attraverso le considerazioni sull'efficienza di Carnot:

$$COP = \frac{T_1}{T_1 - T_0} \quad (1.5)$$

Facendo riferimento alle diverse modalità di funzionamento della pompa di calore, si suddivide la precedente equazione nei rispettivi casi relativi al riscaldamento e al raffrescamento:

$$COP_{risc} = \frac{T_{calda}}{T_{calda} - T_{fredda}} \quad (1.6)$$

$$COP_{raff} = EER = \frac{T_{fredda}}{T_{calda} - T_{fredda}} \quad (1.7)$$

Dove *EER* è l'acronimo di *Energy Efficiency Ratio*, mentre T_{calda} e T_{fredda} rappresentano rispettivamente la temperatura della sorgente calda e della sorgente fredda, entrambe espresse in [°K].

Tuttavia l'equazione (1.5) rappresenta l'efficienza di un ciclo ideale, dunque si aggiunge il pedice *id* per identificarla come tale. Per quanto riguarda i cicli reali invece, il COP_{re} si definisce come:

$$COP_{re} = \frac{Q_h}{Q_{el}} \quad (1.8)$$

Dove Q_h rappresenta il calore utile reso disponibile dalla pompa di calore, mentre a denominatore abbiamo Q_{el} , che rappresenta l'energia elettrica consumata dal compressore. Una considerazione degna di nota è che il COP della pompa di calore aumenta al diminuire della differenza di temperatura delle due sorgenti e diminuisce invece quando i due livelli termici si allontanano reciprocamente. Per

questo motivo si cerca di operare in condizioni tali per cui la sorgente termica a bassa temperatura abbia un livello termico più alto possibile, mentre la temperatura del sistema di riscaldamento dell'edificio deve essere la più bassa possibile, come si può evincere intuitivamente dalla Fig. 1.8: seguendo i criteri sopracitati abbiamo una diminuzione del tratto (1–2), che rappresenta il lavoro del compressore, e un allungamento del tratto (2–3), che invece è il calore utile rilasciato, ottenendo così un aumento del COP. In Fig. 1.9¹⁹ è possibile apprezzare un esempio di andamento del COP in funzione della differenza di temperatura condensatore-evaporatore.

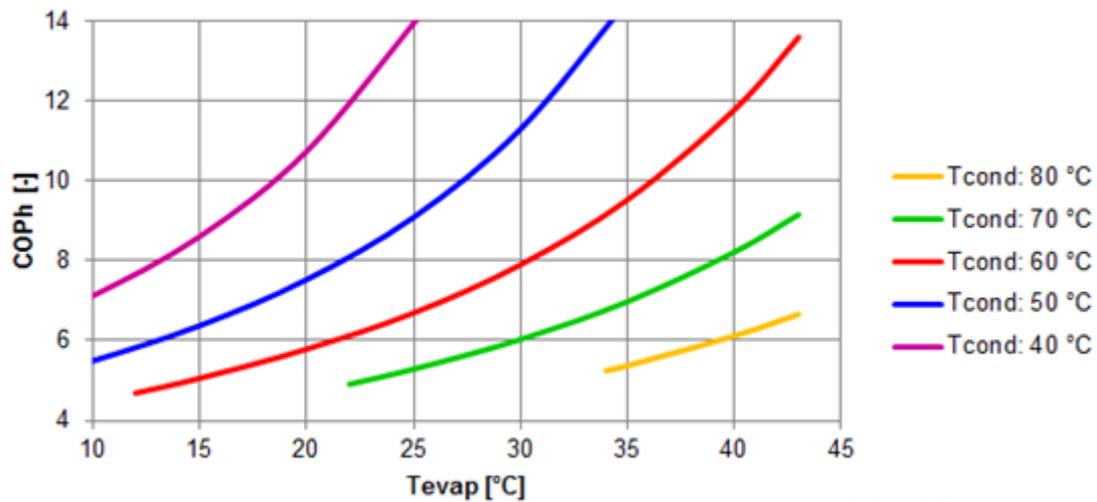


Fig. 1.9 – Andamento COP in funzione della temperatura del compressore e dell'evaporatore.

Il COP_{re} viene inoltre correlato con il COP_{id} attraverso l'espressione:

$$COP_{re} = COP_{id} * \mu_{II} \quad (1.9)$$

Dove il termine μ_{II} rappresenta l'efficienza del sistema o efficienza di secondo principio, che racchiude al suo interno tutti i termini di irreversibilità. Normalmente il range di efficienza del sistema varia approssimativamente tra il 30% e il 50% per pompe di calore più tradizionali, mentre si attesta tra 50% e il 70% per pompe di calore molto performanti.

1.5 Accumulo di calore nel sottosuolo

Esistono diverse applicazioni tecnologiche per immagazzinare l'energia termica nel sottosuolo. L'insieme delle soluzioni che si basano su questo principio viene classificato come *Underground Thermal Energy Storage* (UTES). Ad oggi, passati all'incirca cinquant'anni dall'introduzione del concetto di accumulo termico nel terreno, le principali famiglie di UTES sono:

- aquifer thermal energy storage (ATES)
- borehole thermal energy storage (BTES)
- cavern thermal energy storage (CTES)
- pit storage e water tank

Gli ATES utilizzano un sistema di pozzi, detti di estrazione ed iniezione, per scambiare calore con l'acquifero nel quale vengono installati. Il mezzo per il trasporto del calore è costituito dall'acqua di falda. Rappresentano la soluzione più economica tra le varie tipologie di UTES e quella che fino ad ora ha mostrato le migliori prestazioni²⁰.

I BTES si basano sull'inserimento nel terreno di sonde geotermiche verticali che, in accoppiamento con pompe di calore, permettono lo scambio di calore con il sottosuolo. L'elevata compatibilità delle sonde verticali con differenti tipologie di terreni le rende una delle tecnologie più largamente diffuse in questo campo²¹.

I CTES sono delle cavità sotterranee, generalmente di grandi dimensioni, contenenti acqua. Questi bacini interrati possono essere artificiali o ricavati da strutture geologiche naturali, come ad esempio ex riserve di petrolio o gas. Per quanto non richiedano procedure di installazione proibitive, il loro impiego rimane fortemente limitato dalla scarsità di siti preposti a questo scopo²².

I sistemi Pit storage e water tank sono essenzialmente dei serbatoi artificiali, interrati poco in profondità. La vicinanza con la superficie permette di contenere i

costi per lo scavo²³, tuttavia deve essere previsto un isolamento nella parte superiore e sulle superfici laterali per diminuire le perdite attraverso il terreno.

Le quattro categorie descritte rappresentano grossomodo le soluzioni per l'accumulo geotermico maggiormente diffuse. La scelta tra le diverse tipologie deve essere ponderata in base al ciclo carica-scarica dell'accumulo e alle caratteristiche geologiche e idrogeologiche del sito preposto alla costruzione dell'impianto²⁴.

1.5.1 BTES

Abbiamo visto nel paragrafo (1.1), che al di sotto di una certa profondità (circa 15-20 [m]), la temperatura del terreno rimane costante per tutto l'anno ed è pari alla temperatura media dell'aria in superficie. Questo comporta che durante la stagione invernale, il terreno si trova ad una temperatura maggiore di quella dell'atmosfera e viceversa. Il calore viene estratto o iniettato nel terreno in base alle necessità dell'utenza, e questo ci permette di considerare il sistema come un vero e proprio accumulo termico, dal momento che una modalità di funzionamento (estrazione o iniezione) agirà come ricarica per la modalità opposta. Sebbene sia possibile sfruttare il funzionamento ciclico di questi sistemi come strategia di accumulo, il bilanciamento energetico lato terreno non viene quasi mai raggiunto, soprattutto nelle aree geografiche caratterizzate da climi freddi. Tuttavia è proprio in quest'ultimi che trovano maggior spazio le applicazioni di questo genere. Numerosi infatti sono gli impianti presenti in Canada e in Europa centro-settentrionale²⁵.

Il Canada si posiziona ai primi posti per quanto riguarda lo sviluppo e la costruzione di BTES. Recentemente infatti sono stati realizzati due impianti di notevoli dimensioni. Il primo è stato realizzato nella sede dell'*Ontario Institute of Technology*, con un campo sonde composto da 370 boreholes per 200 [m] di profondità ciascuna²⁶. Il secondo è stato installato a Okotoke, nella provincia di Alberta. Il campo sonde comprendente 144 boreholes per 35 m di profondità è asservita ad una utenza costituita da 52 abitazioni mono familiari²⁷. La peculiarità di questa installazione è quella di rappresentare il primo impianto a coprire circa il 90% del fabbisogno di riscaldamento, sfruttando l'accumulo geotermico in accoppiamento con il solare termico²⁸.

Per quanto riguarda il versante europeo, spiccano per importanza paesi come la Germania, la Svezia e la Norvegia. In Germania il primo impianto pilota venne realizzato nella città di Neckarsulm²⁹. A partire dal 1997, e passando per tre successive modifiche dell'impianto, la configurazione finale del sistema collega circa 300 abitazioni (appartamenti), e prevede un campo composto 528 boreholes. Altri esempi presenti sul suolo tedesco sono l'impianto situato a Crailsheim³⁰ e quello di Attenkirchen³¹. In Svezia il mercato delle tecnologie UTES è dominato dalle categorie ATES e BTES³². Con il più elevato numero di sistemi BTES detiene il primato a livello europeo³³. Ad oggi sono presenti all'incirca 400 impianti BTES di grandi dimensioni, con un dato di crescita pari al 10% annuo³⁴. Alcuni esempi degni di nota sono l'impianto di Anneberg³⁵, il sito del KTH Royal Institute of Technology di Stoccolma³⁶ e il sistema della *Karlstad University*, che ad oggi rappresenta l'installazione BTES di maggiori dimensioni³⁷. La Norvegia infine, rappresenta un proficuo mercato per i sistemi BTES, favoriti dalle condizioni geologiche del sottosuolo rispetto ad altri sistemi; ad oggi, il numero di impianti realizzati è pari a 90³⁸.

La tipologia di accumulo geotermico analizzata nel seguente lavoro è un sistema BTES in accoppiamento con un campo di collettori solari. Questa scelta permette di limitare il gap energetico che si viene a creare nell'accumulo, con il passare degli anni, in presenza di un bilanciamento lato terreno non completo. Una sorgente secondaria può essere utilizzata per riversare energia nello storage, con l'obiettivo di bilanciare il processo iniezione-estrazione. Il solare termico si presta molto bene a questo scopo, in quanto il picco di produzione si ha nei mesi estivi, esattamente quando l'impianto geotermico lavora in modalità raffrescamento. L'azione congiunta dei due sistemi può contribuire parzialmente o totalmente al bilancio energetico lato terreno. In conclusione, più il bilancio lato terreno tende a zero, minore sarà la perdita in termini di prestazioni per quanto riguarda la pompa di calore.

Il bilancio energetico lato terreno, imposto nelle varie simulazioni effettuate è pari a zero, su base annuale. In questo modo è stato possibile valutare le prestazioni

dell'impianto nelle due configurazioni di sistema opposte, ovvero con e senza accumulo. Non sono stati considerati casi intermedi in cui il bilanciamento risulta essere parziale.

2 Metodologia

Il modello rappresenta la base per effettuare le simulazioni e deve descrivere il sistema studiato. In questa sezione vengono trattati tutti quegli aspetti che concorrono alla definizione dei vari modelli e che verranno in seguito implementati attraverso il software FEFLOW 7.0.

2.1 Trasporto di calore nei mezzi porosi

Dal momento che FEFLOW 7.0 permette di simulare i processi di flusso e trasporto in matrici porose, e in accordo con lo scopo del lavoro, è utile andare ad analizzare quali sono le equazioni che governano i fenomeni rappresentati. La trattazione non risulta essere delle più semplici, in quanto il sistema analizzato è complesso e influenzato da vari parametri, e i processi coinvolti in molti casi di mutua influenza. Di seguito saranno presentati i processi di trasmissione del calore utilizzati, in modo da fornire una più chiara comprensione del modello fisico rappresentato.

2.1.1 meccanismi di scambio termico

Conduzione: è il meccanismo di trasporto di calore più classico, dovuto al trasferimento dell'energia termica da zone a temperatura più elevata verso quelle a temperatura inferiore. Non essendo legato ad un trasporto di materia vero e proprio è particolarmente adeguato per lo studio del trasporto di calore nei corpi solidi. Il flusso di energia termica viene descritto dall'equazione di *Fourier* per la conduzione in mezzi solidi:

$$Q = -\lambda_{cond}A \frac{\partial T}{\partial n} \quad (2.1)$$

Dove Q è il flusso di calore, λ_{cond} la conducibilità termica, $\partial T/\partial n$ il gradiente di temperatura nella direzione considerata, A l'area di riferimento attraverso la quale si ha lo scambio di calore. La conducibilità termica varia nelle tre direzioni generalmente, ed è funzione della temperatura, ma per quando riguarda lo scopo

della seguente trattazione può essere considerata indipendente dalla temperatura e costante nelle tre direzioni (condizione di isotropia).

Convezione: è il meccanismo di trasporto di calore dovuto al movimento delle particelle di fluido. Può riguardare lo scorrimento di un fluido su una superficie solida, oppure mediante lo scorrimento relativo tra due fluidi non miscibili o ancora tra un fluido e un gas. Il flusso di energia termica viene descritto dall'equazione di *Newton*:

$$q = h \cdot (t_s - t_f) \quad (2.2)$$

Dove q è il flusso di calore per unità di superficie, h il coefficiente di scambio convettivo, t_s la temperatura della superficie coinvolta nel processo, t_f la temperatura del fluido. Il coefficiente convettivo non è una caratteristica propria dei materiali ma viene influenzata da parametri quali le caratteristiche del fluido, le temperature in gioco, la velocità relativa, le superfici di scambio prese in esame.

Irraggiamento: è il meccanismo di trasporto legato alla propagazione di onde elettromagnetiche attraverso un mezzo. Questo fenomeno interessa tutti gli stati della materia e può avvenire anche attraverso il vuoto. Le radiazioni vengono emesse e assorbite da tutti i corpi reali; quest'ultimi possono essere eccitati a loro volta dalla radiazione proveniente da altre sorgenti e divenire emettitori.

La legge che regola l'emissione di energia da un corpo, in tutte le direzioni e per tutte le lunghezze è rappresentata dall'equazione di *Stefan-Boltzman*:

$$E = \varepsilon \cdot c_n \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4 \quad (2.3)$$

Dove E è l'energia termica emessa, ε è l'emissività (che rappresenta il rapporto tra la radiazione del corpo grigio e quella del corpo nero), T la temperatura del corpo emittente, c_n è la costante di *Stefan-Boltzman* (pari a $5.67\text{E-}08$ [W/(m²K⁴)]). Questo

fenomeno ha interesse limitato per il sistema esaminato, in quanto influenza principalmente solo la parte superiore del terreno.

Dispersione: fenomeno legato ai mezzi porosi in generale, dovuto ad una non uniforme distribuzione del campo di velocità all'interno dei pori. Questa distribuzione non uniforme deriva dall'eterogeneità delle caratteristiche del mezzo. Il meccanismo nel suo insieme è dato dall'unione del fenomeno di conduzione termica e dalla dispersione termica cinematica. Considerando la similitudine con il fenomeno della conduzione, è possibile utilizzare un'equazione della stessa forma, del tipo:

$$Q_{disp} = -\lambda_{disp} \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial n} \quad (2.4)$$

Come si vede la relazione è della medesima forma di quella canonica della conduzione. La differenza risiede nel fatto che la conducibilità termica è espressa in funzione della dispersività, secondo l'equazione (2.5):

$$\lambda_{disp} = \rho_w \cdot c_w \cdot \alpha \cdot v \quad (2.5)$$

Dove ρ_w è la densità dell'acqua, c_w il calore specifico dell'acqua, α la diffusività termica, v la velocità del fluido.

2.1.2 equazione di conservazione del calore

Sulla base di quanto è stato detto nel paragrafo precedente, è ora interessante andare a studiare l'equazione che nel suo complesso descrive il trasporto di calore attraverso il mezzo poroso. I meccanismi che hanno maggior influenza sono la conduzione e la convezione e possono essere espressi mediante l'equazione di bilancio termico a livello del sottosuolo, utilizzando la formulazione dell'equazione di conservazione del calore. In principio si definisce l'equazione per il trasporto di calore in una generica fase definita dall'equazione (2.6):

$$\frac{\delta}{\delta t}(\varepsilon_\alpha \cdot \rho_\alpha \cdot E^\alpha) + \frac{\delta}{\delta x}(\varepsilon_\alpha \cdot \rho_\alpha \cdot v_{i,\alpha} \cdot E^\alpha) + \frac{\delta}{\delta x}(j_{iT}^\alpha) = \varepsilon_\alpha \cdot \rho_\alpha \cdot Q_T^\alpha \quad (2.6)$$

Dove ε è la porosità totale, Q_T (J/m³) il calore che viene estratto o iniettato per unità di volume che rappresenta il termine di bilancio, j_{iT}^α (W/m²) il flusso di calore per la dispersione termica. L'apice α rappresenta l'insieme delle fasi. Il termine E^α può essere approssimato con il prodotto $c^\alpha dT^\alpha$, trascurando la variazione di densità del soluto considerata costante durante il periodo di tempo analizzato. Viene dunque riscritta come da equazione (2.7):

$$\frac{\delta}{\delta t}(\varepsilon_\alpha \rho_\alpha c_\alpha T_\alpha) + \frac{\delta}{\delta x}(\varepsilon_\alpha \rho_\alpha c_\alpha v_{i,\alpha} T_\alpha) + \frac{\delta}{\delta x}(j_{iT}^\alpha) = \varepsilon_\alpha \rho_\alpha Q_T^\alpha \quad (2.7)$$

Inoltre, come semplificazione, le varie fasi del sistema vengono considerate in equilibrio termico tra loro, fatto che permette di confondere il termine T^α con la temperatura T comune a tutte le fasi. In questo modo si ottiene che le uniche due temperature che andranno ad essere considerate durante la definizione dei modelli saranno quella del fluido termovettore, circolante all'interno delle sonde, e la temperatura del mezzo considerato. Rielaborando si ottiene:

$$\frac{\delta}{\delta t}(\varepsilon_\alpha \rho_\alpha c_\alpha T) + \frac{\delta}{\delta x}(\varepsilon_\alpha \rho_\alpha c_\alpha v_{i,\alpha} T) + \frac{\delta}{\delta x}(j_{iT}^\alpha) = \varepsilon_\alpha \rho_\alpha Q_T^\alpha \quad (2.8)$$

Il flusso di calore per la dispersione termica viene descritto dall'equazione (2.9):

$$j_{iT}^\alpha = -(\lambda_{ij}^{cond\alpha} + \lambda_{ij}^{disp\alpha}) \cdot \frac{\partial T_\alpha}{\partial x_j} \quad (2.9)$$

Come si può denotare la formulazione appena riportata presenta una forte analogia con l'espressione della legge di Fourier, con l'unica differenza che in questo caso vengono espresse le conducibilità termiche per la conduzione e per la dispersione. Il termine di conducibilità termica per un mezzo saturo può ancora essere esplicitato nei termini per le diverse fasi considerate:

$$\lambda_{ij} = \lambda_{ij}^{cond_s} + \lambda_{ij}^{cond_f} + \lambda_{ij}^{disp_f} \quad (2.10)$$

L'apice s riguarda la fase solida, mentre l'apice f la fase liquida. Si hanno dunque due termini per la conduzione (rispettivamente uno per la fase solida e uno per la fase liquida) ma solamente uno per la dispersione, dal momento che il termine di dispersione è funzione della velocità della fase studiata. Per un acquifero la velocità della fase solida è nulla e di conseguenza viene eliminato il termine di dispersione corrispondente. Nello specifico i precedenti termini possono essere espressi più nel dettaglio come segue:

$$\lambda_{ij}^{cond_s} = (1 - \varepsilon) \cdot \lambda^s \cdot \delta_{ij} \quad (2.11)$$

$$\lambda_{ij}^{cond_f} = \varepsilon \cdot \lambda^f \cdot \delta_{ij} \quad (2.12)$$

$$\lambda_{ij}^{disp_f} = \rho^f \cdot c^f \cdot \left[\alpha_T \cdot V_q^f \cdot \delta_{ij} + (\alpha_L - \alpha_T) \cdot \frac{q_i^f \cdot q_j^f}{V_q^f} \right] \quad (2.13)$$

Dove δ_{ij} è il delta di Kronecker, i due termini α_L e α_T rappresentano rispettivamente la dispersività longitudinale e trasversale (entrambi espresse in m), V_q^f la velocità di Darcy (m s^{-1}), q la direzione della velocità di Darcy.

Per quanto riguarda la conducibilità termica conduttiva, i termini per le due fasi possono essere racchiusi all'interno di un unico parametro detto conducibilità termica effettiva:

$$\lambda_{eff} = \lambda_f \cdot \varepsilon + \lambda_s \cdot (1 - \varepsilon) \quad (2.14)$$

A questo punto, partendo dall'equazione di conservazione del calore in un mezzo poroso e tenendo conto di tutte le considerazioni che sono state fatte precedentemente, si possono distinguere le equazioni per le fasi solida e liquida.

Sostituendo i relativi termini e con le dovute semplificazioni si ottiene la nuova formulazione per la fase solida:

$$\frac{\delta}{\delta t} [(1 - \varepsilon)\rho_s c_s T] + \frac{\delta}{\partial x_j} \left(\lambda_{ij}^{cond_s} \cdot \frac{\delta T}{\partial x_j} \right) = (1 - \varepsilon)\rho_s Q_T^s \quad (2.15)$$

E la corrispondente scrittura per la fase liquida:

$$\frac{\delta}{\delta t} (\varepsilon \rho_f c_f T) + \frac{\delta}{\partial x_i} (\rho_f c_f q_i T) + \frac{\delta}{\partial x_i} \left[\left(\lambda_{ij}^{cond_f} + \lambda_{ij}^{disp_f} \right) \frac{\delta T}{\partial x_j} \right] = \varepsilon \rho_f Q_T^f \quad (2.16)$$

2.2 Il software FEFLOW 7.0

FEFLOW 7.0 rappresenta uno strumento di calcolo agli elementi finiti, utilizzato per la modellazione di sistemi presentanti processi di flusso e trasporto di massa e calore attraverso una matrice porosa, mediante la costruzione di mesh in 2D e 3D. Sfruttando le opportune specifiche proposte, il software permette di rappresentare il trasporto di soluti, ad esempio per lo studio della diffusione degli inquinanti, oppure la trasmissione del calore, o una combinazione di entrambi i fenomeni. Le potenzialità del software permettono di studiare i sistemi geotermici, nelle sue componenti idrauliche e termiche, studiare la dispersione e diffusione degli inquinanti, e realizzare studi di fattibilità o analisi di sensibilità. Si possono riprodurre sistemi in configurazione open-loop e closed-loop, e la grande varietà di parametri modificabili costituisce l'elemento di forza per le analisi condotte con questo strumento.

2.2.1 Caratteristiche del sistema

Il sistema è stato studiato considerando il modello come composto da due zone principali: una zona superficiale rappresentante la zona vadosa e una sezione sottostante rappresentante il mezzo poroso saturo. Le simulazioni sono state eseguite partendo da un primo step in condizioni stazionarie, quindi senza carichi termici, per far sì che i parametri del sistema siano settati in modo corretto al tempo iniziale. Questo sarà poi il punto di partenza per il successivo step di

simulazione in transitorio, per il flusso di falda e il trasporto del calore. L'acquifero scelto è di tipo naturale con falda freatica. Il time-step varia da un valore iniziale pari a 1E-10 [giorni] fino ad un massimo di 1 [giorni].

2.2.2 Condizioni al contorno e iniziali – flusso

Le condizioni al contorno di questo tipo riguardano principalmente il carico idraulico (condizione al contorno di Dirichlet). Esso è stato settato rispettivamente sul lato sinistro e destro della mesh, al fine di ottenere il gradiente idraulico desiderato; per tutte le simulazioni il lato sinistro della mesh è stato considerato come quello di monte, in modo da ottenere un flusso di falda in movimento dal lato sinistro verso quello destro. La condizione sul lato sinistro della mesh è stata dunque fissata pari a 225 m, mentre sul lato destro ad un valore pari 222 m (gradiente idraulico caso base pari al 1% su mesh 300x300 m). Per le simulazioni con gradiente idraulico differente si è andato a scalare di conseguenza caso per caso.

2.2.3 Condizioni al contorno e iniziali - calore

Come prima condizione al contorno è stata fissata quella sulla temperatura, anch'essa di Dirichlet. Per questa fase sono state prese in considerazione due configurazioni differenti: la prima più semplicistica con l'assenza di un gradiente geotermico e dunque con la temperatura costante su tutti i layer della mesh, mentre nella seconda si è voluto includere questo fenomeno, considerando un aumento di temperatura lineare con il crescere della profondità del terreno. Nei casi in cui viene considerato il gradiente geotermico, la profondità di partenza alla quale viene impostata la comparsa di questo fenomeno è stata considerata pari a 15 m. In questo modo si ha la distinzione tra la zona superiore del mezzo, ovvero quella a contatto con l'atmosfera e influenzata dalle oscillazioni di temperatura di quest'ultima, e la zona più profonda, che si considera essere indisturbata.

La temperatura iniziale di ogni layer è pari alla temperatura imposta sul bordo dello stesso in entrambe le configurazioni. Per il caso base questa temperatura è stata fissata pari a 12°C.

L'ultima condizione al contorno prevista per il modello riguarda l'inserimento della sonda geotermica che funge da sorgente/posso per lo scambio termico.

2.2.4 Parametri sonde geotermiche

Per quanto riguarda le caratteristiche della sonda geotermica, che rappresenta lo scambiatore a terreno, esse sono riportate in Fig. 2.1:

Property	Value
BHE Geometry	Double U-shape
Name	ghost
Borehole Diameter (D)	0.15 [m]
Pipe Distance (w)	0.04 [m]
Inlet Pipe Diameter (d-in)	0.032 [m]
Inlet Pipe Wall Thickness (b-in)	0.0029 [m]
Outlet Pipe Diameter (d-out)	0.032 [m]
Outlet Pipe Wall Thickness (b-out)	0.0029 [m]
Computational Method	Quasi-stationary (Eskilson & Claesson)
Heat-transfer coefficients	Computed
Inlet Pipe Thermal Conductivity (tc-in)	0.42 [J/m/s/K]
Outlet Pipe Thermal Conductivity (tc-out)	0.42 [J/m/s/K]
Grout volume thermal conductivity (tc-grout)	2 [J/m/s/K]
Pipes-in to grout	0.2575 [m s K/J]
Pipes-out to grout	0.2575 [m s K/J]
Grout to grout (1)	0.06004 [m s K/J]
Grout to grout (2)	0.2067 [m s K/J]
Grout to soil	0.1641 [m s K/J]
Refrigerant volumetric heat capacity (Ref. heat cap.)	4 [10+6 J/m ³ /K]
Refrigerant thermal conductivity (Ref. cond.)	0.48 [J/m/s/K]
Refrigerant dynamic viscosity (Therm. visc.)	3 [10-3 kg/m/s]
Refrigerant density (Ref. mass dens.)	1.052 [10+3 kg/m ³]

Fig. 2.1 – Caratteristiche BHE.

La sezione della sonda viene mostrata in Fig. 2.2.

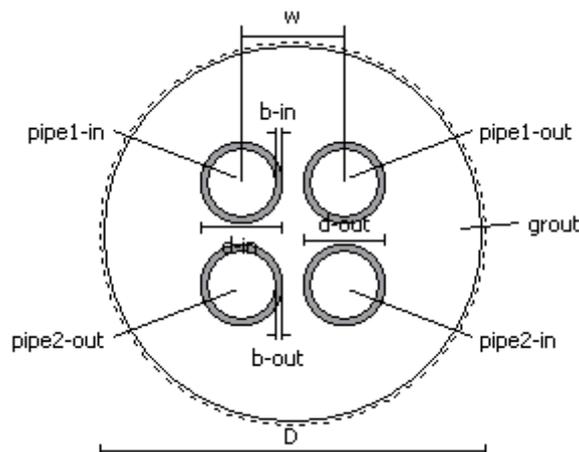


Fig. 2.2 – Sezione BHE double U-pipe utilizzata per le simulazioni.

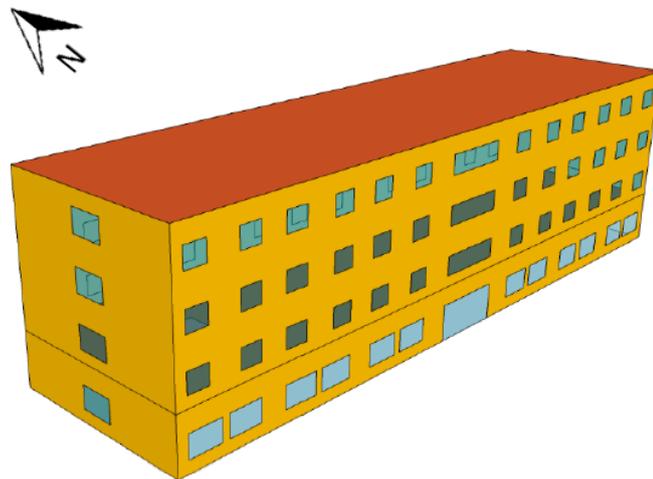
2.3 Input termico

In questo paragrafo verrà presentata la definizione della serie temporale che il software FEFLOW 7.0 andrà ad utilizzare come input termico per il sistema

terreno- campo sonde. La serie temporale è definita su 365 giorni e viene supposta costante durante tutto il periodo di simulazione, venendo riproposta ciclicamente al termine di ogni anno.

2.3.1 Caso studio

L'edificio preso in esame è un hotel suddiviso in due porzioni. La prima riguarda la parte inferiore, comprendente gli ambienti comuni tipici di questa tipologia di edificio, come le cucine, la zona ristorante e l'atrio. La seconda è formata da tre piani al di sopra dell'area comune, costituita da 78 stanze per gli ospiti della struttura. Il modello 3D è mostrato in Fig. 2.3:



Building	Floor area [m ²]	Gross volume [m ³]	S/V ratio ¹ [m ⁻¹]
Hotel	2840	15620	0,18

Fig. 2.3 – Hotel: modello 3D.

La suddivisione della struttura è stata adottata in quanto i due domini si comportano come due zone termiche differenti, e dunque differenti sono i rispettivi fabbisogni di riscaldamento e di raffrescamento. I valori numerici per la costruzione delle serie temporali sono stati presi dal lavoro di Matteo Revoire³⁹.

2.3.2 Campo solare

In aggiunta al caso studio presentato nel precedente paragrafo, si è deciso di inserire un campo collettori solari. La scelta della superficie totale del campo è

stata stimata tramite il software TRNSYS 16, con l'obiettivo di soddisfare due requisiti di massima:

1. Soddisfacimento totale del fabbisogno di acqua calda sanitaria dell'utenza durante tutto l'anno
2. Produzione di energia termica in quantità tale da rendere nullo il bilancio annuale di estrazione-iniezione con il terreno

Queste due condizioni hanno portato ad una sovrastima della superficie captante del campo solare, rispetto ai design tipici per questi impianti⁴⁰. Il surplus di produzione energetica termica da parte del campo solare, concentrato soprattutto nei mesi più caldi dell'anno, sarà inviato direttamente al campo sonde e stoccato insieme al calore derivante dal sistema di raffrescamento dell'edificio. Il calore stoccato verrà poi convogliato verso l'edificio nei mesi invernali.

L'inclinazione e l'orientamento ottimali dei collettori solari sono stati determinati per la località di Torino mediante il *Photovoltaic Geographical Information System* (PVGIS).

I risultati ottenuti mediante le librerie del software sono riportate in Fig. 2.4:

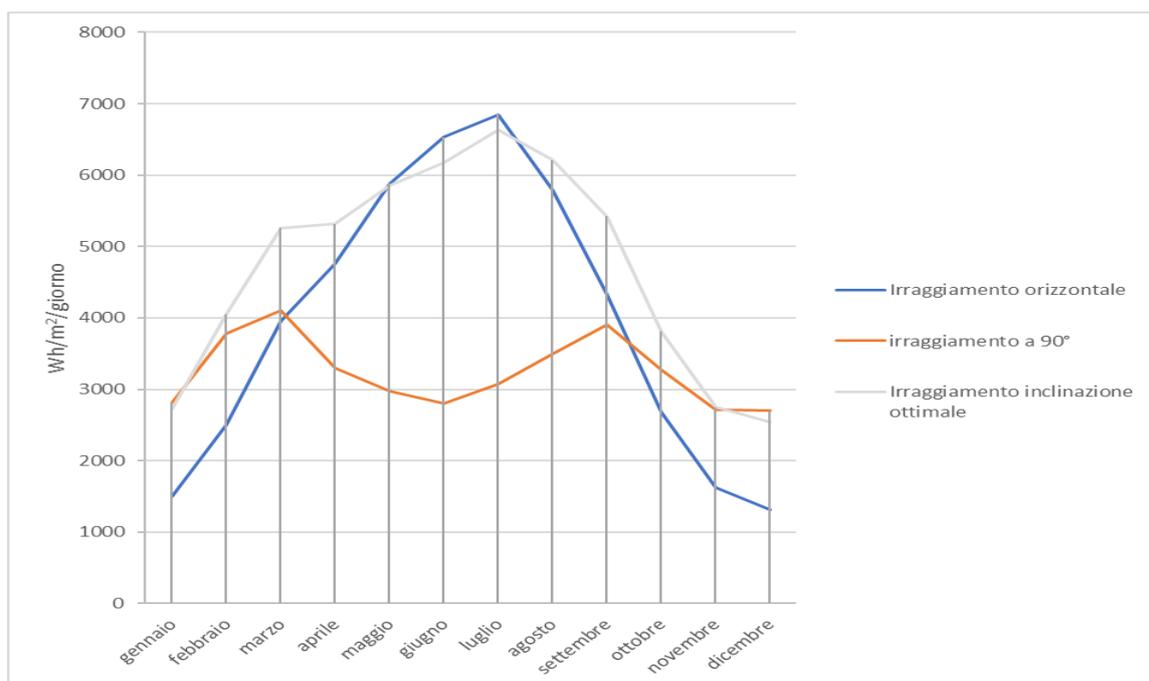


Fig. 2.4 – Andamento annuale irraggiamento sul piano orizzontale, a 90° e per inclinazione ottimale selezionata (38°).

L'inclinazione ottimale risulta essere pari a 38°.

Per ottemperare agli obiettivi sopra elencati, la superficie del campo solare è stata impostata pari a 145 m². I collettori solari utilizzati (Fig. 2.5) sono di tipo “flat-plate” e provengono dalla libreria contenuta in TRNSYS.

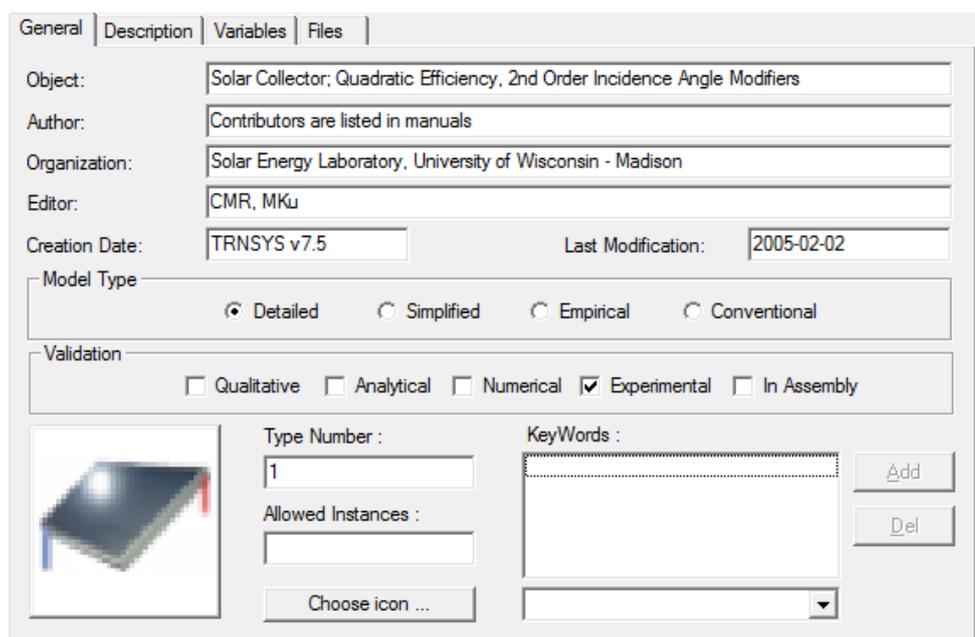


Fig. 2.5 – Collettore solare utilizzato per modello TRNSYS.

Viene riportato in Fig. 2.6 lo schema implementato su TRNSYS.

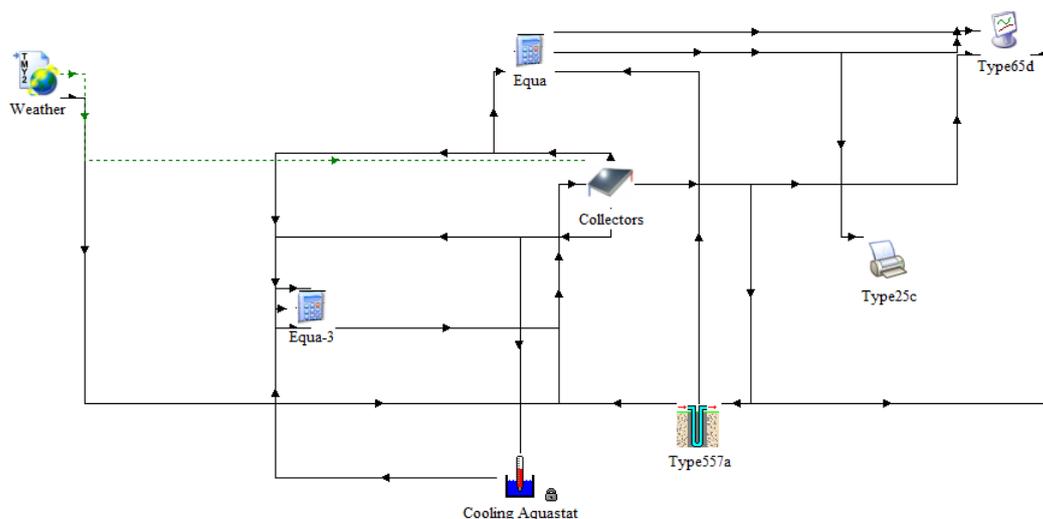


Fig. 2.6 – Schema TRNSYS per collettori solari.

Uno schema impiantistico tipico, per la sola produzione di acqua calda sanitaria viene mostrato in Fig. 2.7⁴¹.

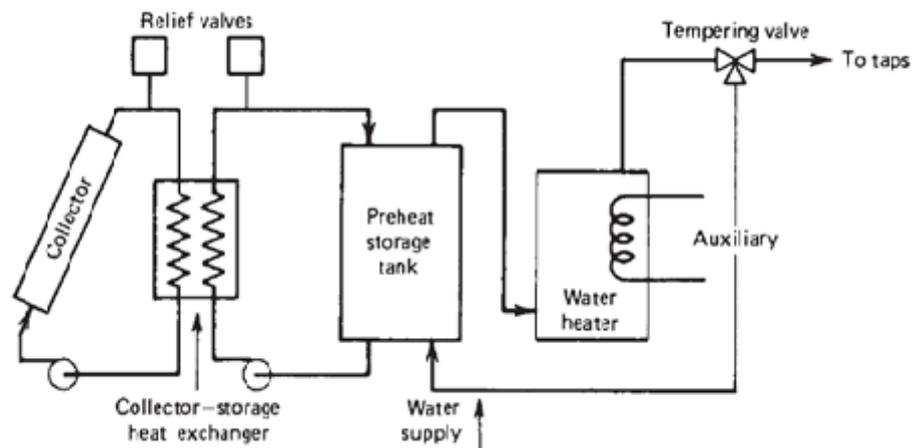


Fig. 2.7 – Sistema a collettori solari per la sola produzione dell'ACS.

Il fluido termovettore circolante all'interno del circuito passa attraverso il collettore solare, che ha il compito di trasferire l'energia termica raccolta sotto forma di radiazione solare al fluido stesso. Attraverso uno scambiatore il calore viene trasferito ad un serbatoio di accumulo. Il serbatoio invia l'acqua in arrivo dai collettori direttamente al circuito dell'acqua riscaldata tramite i sistemi convenzionali. I due flussi ora riuniti, transitano all'interno di un secondo serbatoio, dove uno scambiatore a serpentina porterà l'acqua alla temperatura di mandata desiderata. In uscita al secondo scambiatore viene posta una valvola per limitare la temperatura massima dell'acqua in uscita dal sistema.

Lo schema impiantistico presentato tuttavia non è stato implementato su TRNSYS, in quanto ai fini della trattazione non risulta interessante tanto il funzionamento orario, quanto invece la quota di energia netta prodotta dal sistema su base giornaliera.

2.3.3 Serie temporali

Le serie temporali inerenti al caso studio presente nel paragrafo 2.4.1, sono state leggermente modificate per passare da un campionamento di tipo orario ad uno giornaliero. Le serie temporali ottenute sono presentate in Fig. 2.8 e Fig. 2.9:

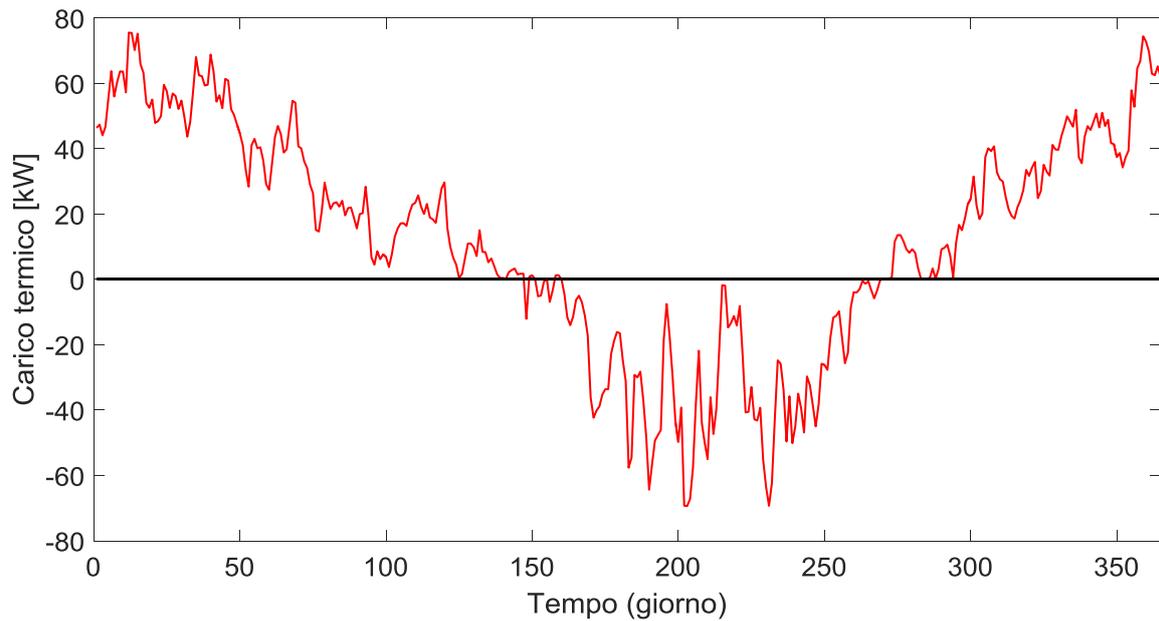


Fig. 2.8 – Andamento annuale carichi termici applicati nelle simulazioni, caso senza accumulo.

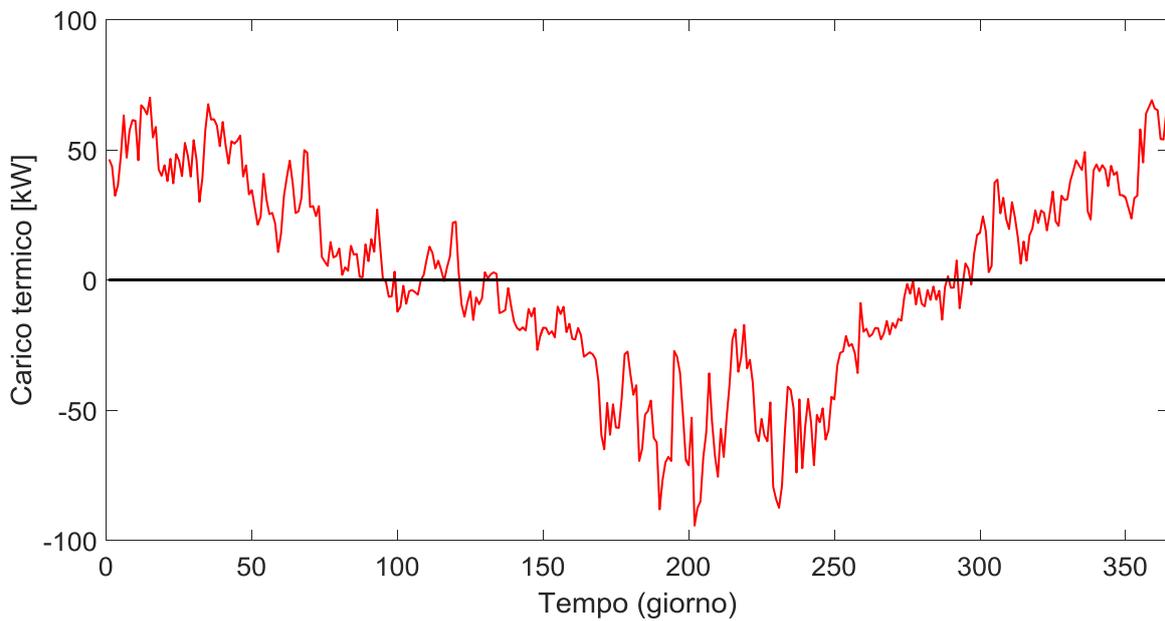


Fig. 2.9 - Andamento annuale carichi termici applicati nelle simulazioni, caso con accumulo.

Le porzioni di curva positive rappresentano la richiesta dell'edificio in termini di energia termica, al contrario delle porzioni negative che rappresentano una sovrapproduzione della stessa, che sarà dunque destinata al campo sonde. Si può notare dall'osservazione dei due profili, che il secondo tende ad essere maggiormente "spostato" al di sotto della linea dei 0 [kW]. Questo fatto è

determinato proprio dall'introduzione dell'accumulo, sul quale si è cercato di lavorare per ottenere una situazione di bilancio su base annuale. Nel primo caso abbiamo una propensione verso la domanda ed infatti il bilancio risulta essere in negativo (calore estratto maggiore di quello iniettato), mentre nel secondo caso è stato verificato che si attua il bilancio su base annuale (quota della domanda e dell'offerta equiparabili, con offerta leggermente superiore alla domanda). Le due serie temporali sono state quindi utilizzate nelle rispettive configurazioni per le simulazioni.

2.4 Mesh

La definizione e la successiva realizzazione della mesh rappresenta un elemento critico per l'analisi, in quanto deve essere studiata al fine di sopperire a due necessità prioritarie, al fine di ottenere il perfetto connubio tra accuratezza della soluzione e tempo computazionale di calcolo. Una mesh poco raffinata può portare ad instabilità del metodo numerico, oppure generare dei risultati eccessivamente grossolani, non adatti ad essere presi in considerazione. Al contrario, una mesh eccessivamente raffinata allunga notevolmente il tempo di calcolo e in alcuni casi impedisce il raggiungimento della convergenza del metodo numerico utilizzato. L'ideale sarebbe dunque trovare una via di mezzo, che possa bilanciare questo processo. Solitamente questo tipo di studio richiede molto tempo ma è essenziale, poiché la generazione di una mesh inopportunamente calibrata, può portare a vanificare l'intera simulazione, dato non trascurabile considerando che questo tipo di simulazioni possono richiedere diverse ore per essere portate a termine, soprattutto quando il tempo di analisi si estende per diversi anni. La raffinatezza di una mesh si determina in base al numero di nodi che essa presenta; i nodi sono i punti del dominio dove il software risolve le equazioni che sono alla base del modello. L'infittimento della mesh può infine non essere omogeneo, in base alle necessità del programmatore; può essere prevista infatti una mesh più fitta in zone di maggior interesse per la simulazione, in modo da avere risultati più accurati dove ci interessa sapere con maggior precisione la soluzione del problema. Nel caso studiato, i punti di interesse riguardano le posizioni delle sonde, quindi bisogna garantire che ci sia un nodo della mesh in corrispondenza della posizione della

sonda, e che nell'introno della stessa ci sia un infittimento più o meno elevato del numero di nodi.

La mesh adottata per le simulazioni è a base quadrata di dimensione 300x300 metri, poi successivamente sviluppata verticalmente per generare un parallelepipedo rappresentante una porzione di terreno. Un particolare non indifferente, risiede nel prevedere correttamente l'estensione della mesh, per evitare di incorrere in problematiche dovute all'interferenza tra zona di interesse e bordi, ove sono imposte le condizioni al contorno. Per quanto riguarda la posizione delle sonde, esse sono state disposte in corone circolari, aumentando progressivamente il raggio di un valore pari a 5.1 metri. Inoltre si è cercato di posizionare un numero di sonde per ogni singola corona in modo che esse risultino distanziate una dall'altra per un valore pari a 5.1 metri. In questo passaggio alcune approssimazioni sono state fatte sull'ampiezza dell'angolo, data l'impossibilità di ottenere un numero intero di sonde per corona. Per evitare di generare un elevato numero di mesh per ogni diversa configurazione della simulazione si è pensato di crearne una che potesse andare bene per tutti i casi (esclusi quelli per cui è previsto un cambio della geometria). Il risultato ottenuto è una mesh circolare composta da un nodo centrale e cinque corone via via con raggio crescente; il numero di posizioni totale è di 95, anche se non per forza esse verranno occupate da un sonda. Vi è dunque una sovrapposizione tra la griglia della mesh e quella del campo sonde, corrispondente alla simulazione corrente.

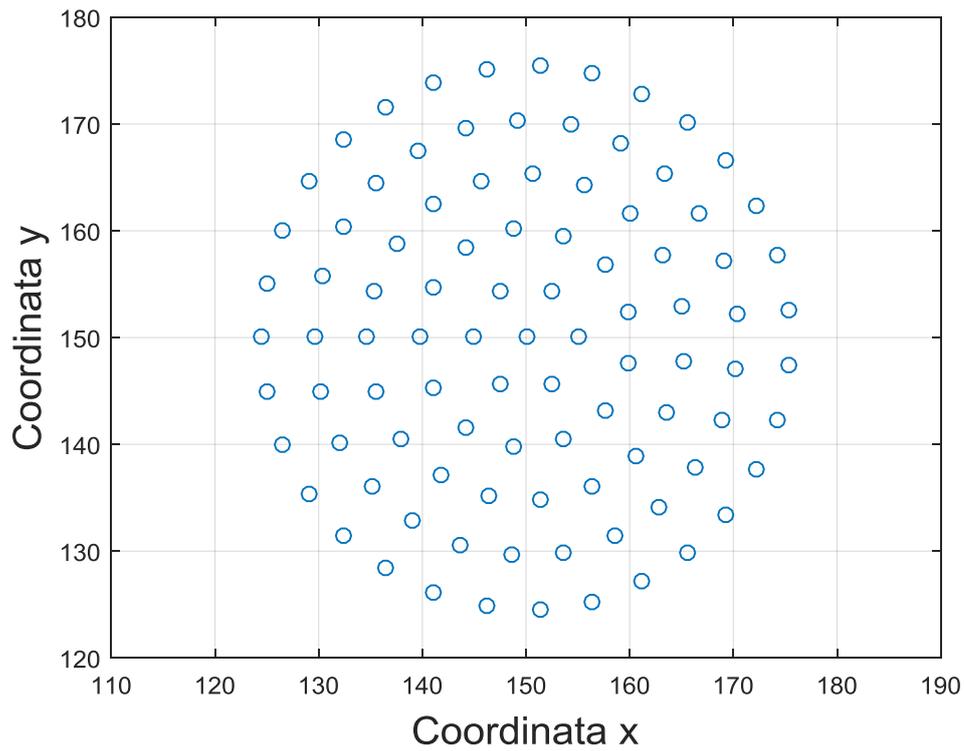


Fig. 2.10 – Distribuzione spaziale delle posizioni delle sonde, mesh circolare.

Per le simulazioni in cui il numero di sonde non è tale da riempire la corona corrispondente in modo ottenere una situazione di simmetria, si è deciso di sistemarle nelle posizioni non occupate sulla sinistra, partendo dalla posizione centrale e procedendo simmetricamente nelle due direzioni, come mostrato in Fig. 2.11:

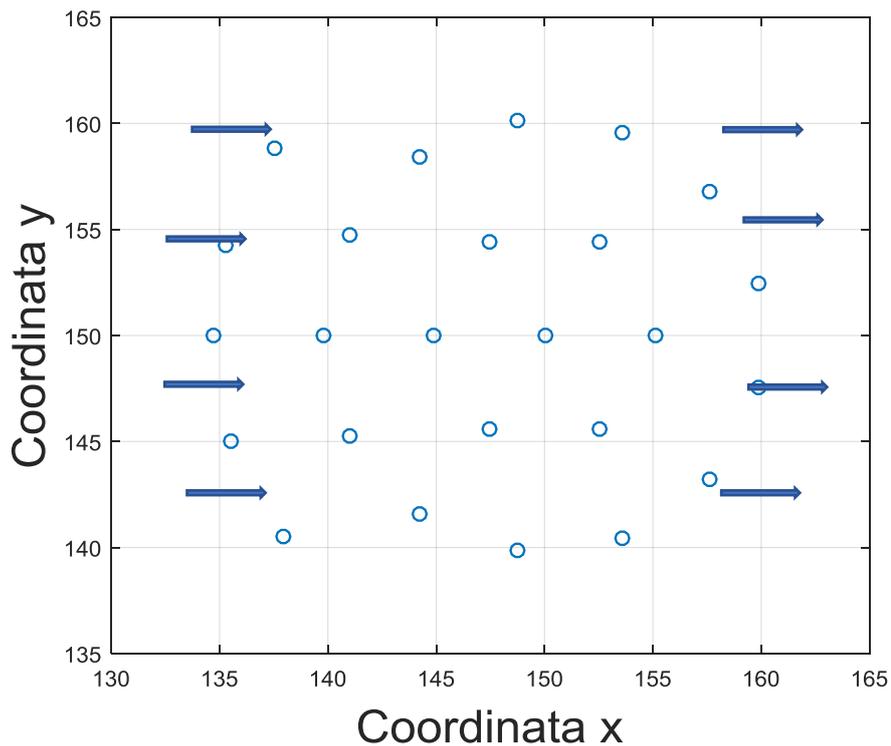


Fig. 2.11 – Disposizione preferenziale sonde, rispetto al flusso di falda.

Questa soluzione è stata adottata considerando che tra le condizioni al contorno settate (paragrafo 2.2.2), vi è quella del carico idraulico, imposto a valori differenti per il lato sinistro e destro rispettivamente, in modo da riprodurre una condizione di flusso di falda. Per come è stata generata la mesh vi è dunque la migrazione del “plume” termico da sinistra verso destra, poiché quella è la direzione del flusso di falda. Concentrando le sonde sul versante di monte si può attenuare leggermente la perdita per deriva termica.

Per quanto riguarda il numero di nodi previsti per la mesh, il totale si aggira indicativamente sui 5000 per ogni layer del modello 3D, e considerando che i layer sono dieci in totale, abbiamo poco meno di 50000 nodi.

È stato dimostrato inoltre che introducendo una discretizzazione spaziale, utile ad ottenere una rifinitura ottimale della mesh intorno alla posizione della sonda, porta ad avere risultati più accurati rispetto ad una mesh con una rifinitura molto spinta⁴². Il raggio che intercorre tra il nodo centrale e i punti orbitanti attorno ad esso viene rappresentato da un “raggio virtuale”, che viene definito dal parametro Δ . La formula per determinare Δ è determinata in modo ottimale mediante le formule qui sotto presentate:

$$\Delta = a \cdot r_b \quad a = \begin{cases} 4.81 \text{ per } n = 4 \\ 6.13 \text{ per } n = 6 \\ 6.66 \text{ per } n = 8 \end{cases} \quad (2.17)$$

Dove n rappresenta il numero di nodi che fungono da vertici del poligono costruito attorno al nodo centrale e r_b è il raggio della sonda. Per la seguente trattazione si è deciso di adottare un valore di n pari a 6, ottenendo così una mesh esagonale intorno ad ogni posizione delle sonde, come mostrato in Fig. 2.12:

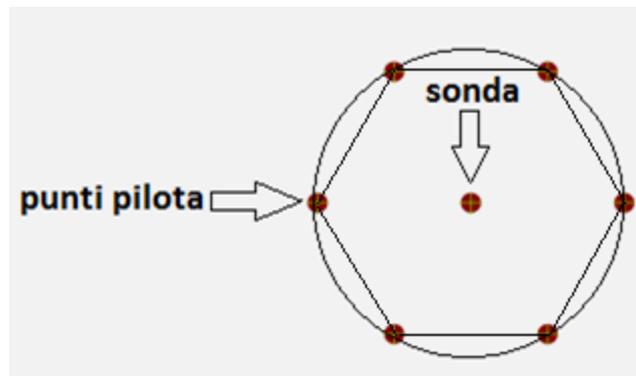
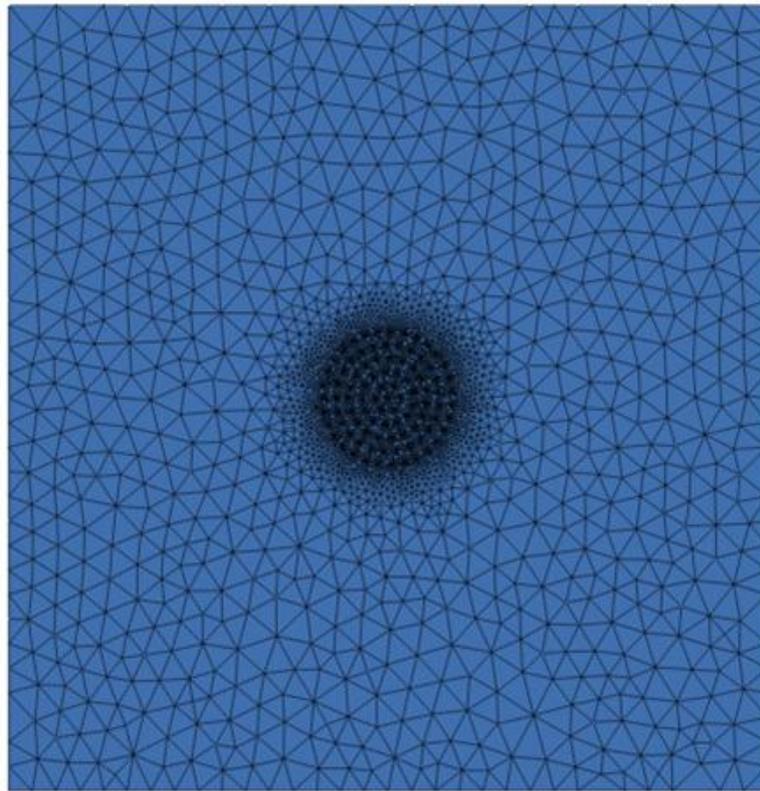


Fig. 2.12 – Disposizione punti pilota intorno alle posizioni delle sonde.

Inoltre viene imposta anche un'ulteriore rifinizione dei nodi nell'intorno dei punti pilota, sempre cercando di rispettare il bilancio tra tempo computazionale e accuratezza della soluzione, come detto in precedenza.

Al termine di tutte le precedenti considerazioni la mesh su ogni singolo layer presenta la configurazione mostrata in Fig. 2.13:



0 [d] 0 25 50
[m]
Fig. 2.13 – Mesh 2D, campo sonde circolare.

In Fig. 2.14 possiamo notare la rifinitura esagonale sopra citata:

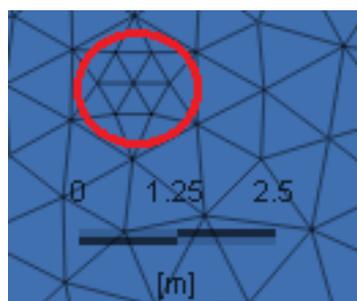


Fig. 2.14 – Mesh 2D, punti pilota.

Come ultimo step, prima di considerare terminata la costruzione della mesh in 2D, occorre eseguire una procedura detta “smoothing 2D della mesh”. Questa operazione consiste nel forzare la disposizione dei triangoli che costituiscono la mesh, allo scopo di ottenere più triangoli equilateri possibili, attraverso l’utilizzo di un algoritmo di smoothing. Questo permette di migliorare la fluidità della

simulazione e in generale di rendere più omogenea la soluzione. Questa operazione viene ripetuta fino a quando una nuova applicazione dell'algoritmo non porta ad un cambiamento significativo nella disposizione dei triangoli della mesh. È possibile monitorare la distribuzione degli angoli interni ai triangoli, che ne determinano dunque la tipologia, tramite un apposito parametro nella schermata *data* di FEFLOW 7.0. L'obiettivo limite è quello di ottenere tutti triangoli equilateri, dunque avere una distribuzione statistica degli angoli interni con un massimo in corrispondenza dei 60°; più ci si avvicina a questo risultato, più lo smoothing è stato efficace. Normalmente è quasi impossibile ottenere solamente triangoli equilateri, soprattutto quando nella mesh vengono introdotte delle singolarità quali sonde, pozzi o particolari configurazioni geometriche imposte dall'operatore. Per la mesh circolare realizzata la distribuzione degli angoli interni è mostrata in Fig. 2.15:

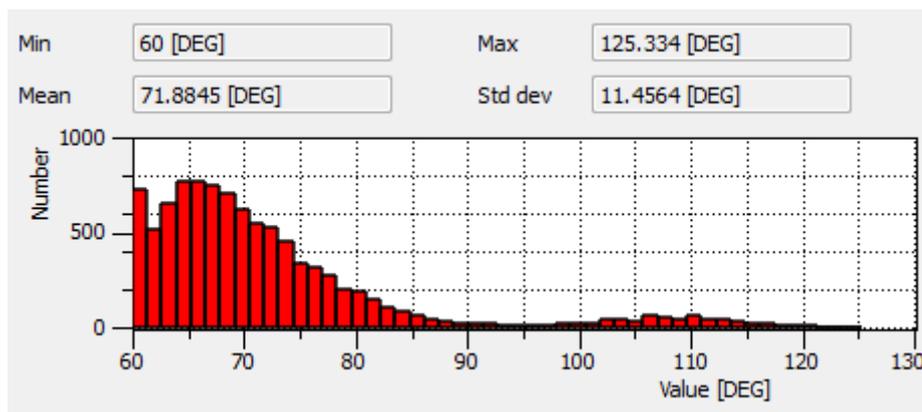


Fig. 2.15 – Distribuzione elementi della mesh in base all'ampiezza degli angoli interni, campo sonde circolare.

La distribuzione ottenuta presenta il massimo tra i 60° e i 70°, ed è quindi un buon risultato.

Nel corso delle simulazioni effettuate è stato considerato anche un altro caso particolare di mesh, ovvero quando il campo sonde presenta geometria rettangolare; la mesh è stata generata seguendo le stesse direttive precedentemente elencate, ottenendo la configurazione in Fig. 2.16:

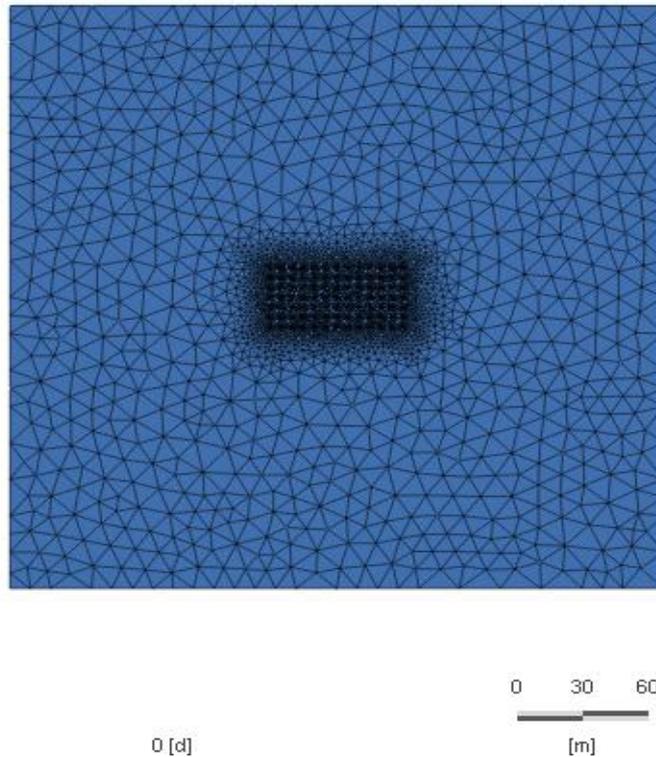


Fig. 2.16 – Mesh 2D, campo sonde rettangolare.

In questo caso la distribuzione degli angoli interni risulta essere leggermente meno omogenea. Viene inserito il risultato dello smoothing su campo sonde rettangolare per completezza della trattazione (Fig. 2.17).

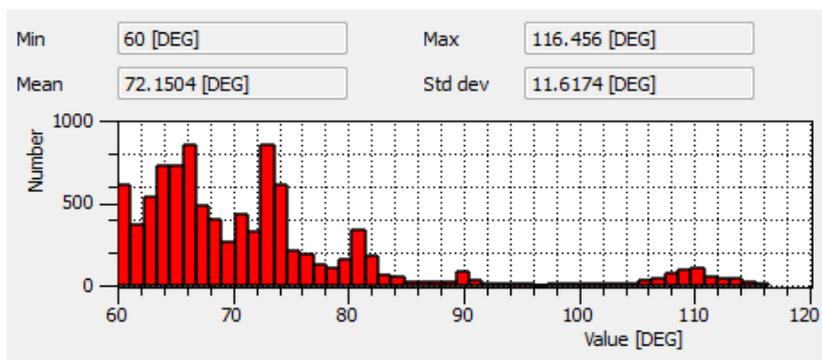


Fig. 2.17 - Distribuzione elementi della mesh in base all'ampiezza degli angoli interni, campo sonde rettangolare.

Nelle simulazioni eseguite per valutare l'influenza della sezione del campo sonde sulla temperatura media del fluido (paragrafo 3.1.8) non è stata riscontrata una differenza apprezzabile rispetto ai due differenti gradi smoothing. Un'ultima accortezza durante il procedimento di smoothing della mesh consta nel fatto di

eseguire questa operazione solo ed esclusivamente sui nodi non riguardanti le posizioni delle sonde e i punti pilota. L'algoritmo di smoothing durante la nuova disposizione dei triangoli varia alcune posizioni dei nodi cambiandone le coordinate spaziali sul piano e che possono dunque non corrispondere più alla posizione reale delle sonde; questa discrepanza genera un errore quando si va a sovrapporre il campo sonde e rende impossibile procedere con la simulazione.

Il passaggio successivo è la creazione della mesh 3D che viene ottenuta per semplice estrusione della mesh 2D. Si procede inserendo i successivi layer sopra o sotto a quello della mesh 2D; si è scelto di procedere posizionando i layer al di sotto di quello già presente, considerando quest'ultimo come piano campagna. La conformazione ottenuta è quella della Fig. 2.18:

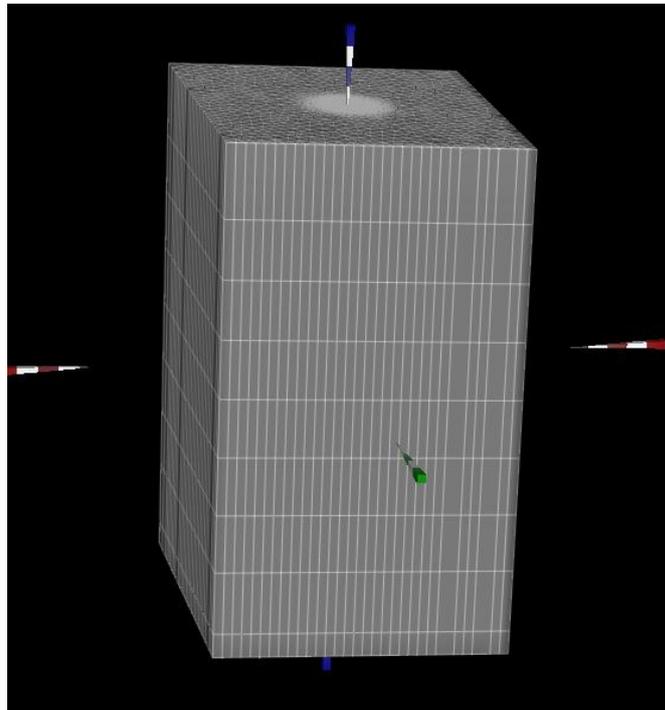


Fig. 2.18 – Mesh 3D, campo sonde circolare.

Mentre in Fig. 2.19 è mostrata la suddivisione in layer per quota:

Slice	Elevation [m]	Class
▲ Slices		
Slice 1	238.5	Moveable
Slice 2	223.5	Moveable
Slice 3	211.5	Moveable
Slice 4	199.5	Moveable
Slice 5	187.5	Moveable
Slice 6	175.5	Moveable
Slice 7	163.5	Moveable
Slice 8	151.5	Moveable
Slice 9	138.5	Moveable
Slice 10	133.5	Moveable

Fig. 2.19 – Elevazione layer della mesh 3D.

Qui è stata fatta una semplificazione a livello di stratigrafia del terreno, supponendo la presenza di un layer superiore rappresentante lo strato in contatto con l'atmosfera (zona vadosa), otto layer di zona satura e l'ultimo con specifiche riconducibili ad uno strato impermeabile, caratterizzato da conducibilità idrauliche molto basse. Dato che i vari strati del terreno risultano essere inclinati è consigliabile imporre un'elevazione sulla prima slice prima di procedere con l'estrusione, in modo che anche le slice che verranno posizionate in seguito avranno la stessa inclinazione. Questo passaggio può essere eseguito mediante il parametro elevation presente nella finestra data di FEFLOW. Si impongono le quote desiderate sui bordi a monte e a valle della mesh e poi si procede con una interpolazione "Akima" di tipo lineare.

2.5 Campo sonde

Il design del campo sonde è stato eseguito attraverso il metodo proposto da ASHRAE⁴³, che permette di stimare la lunghezza totale delle sonde, che verrà poi distribuita su un numero di sonde designate dal progettista in base alle esigenze progettuali. La lunghezza totale delle sonde viene calcolata tramite l'equazione:

$$L = \frac{q_h \cdot R_b + q_y \cdot R_{10y} + q_m \cdot R_{1m} + q_h \cdot R_{6h}}{T_m - (T_g + T_p)} \quad (2.18)$$

Dove L è appunto la lunghezza totale che ci si aspetta debba avere il campo sonde, T_m è la temperatura media all'interno della sonda, T_g è la temperatura indisturbata del sottosuolo, mentre T_p rappresenta invece una "temperature penalty", un parametro di correzione sulla temperatura indisturbata del suolo. Vi è necessità di questa correzione in seguito alla presenza di interferenze di tipo termico tra le varie sonde (questo parametro ovviamente ha senso per campi sonde con più di una sonda). I termini q_y, q_m e q_h sono invece dei carichi termici che si riferiscono a diversi intervalli temporali, dunque abbiamo il carico medio su scala annuale, su scala mensile e infine il carico di picco orario. Tutti i precedenti parametri si riferiscono a carichi termici lato terreno e non lato edificio. I restanti tre termini sono resistenze termiche del terreno anche queste riferite a tre diversi step temporali; gli step corrispondono ad uno scenario che viene solitamente adoperato per il design dei campi sonde, ove sono presenti tre impulsi termici successivi a sei ore (R_{6h}), un mese (R_{1m}) e infine a dieci anni (R_{10y}). Con R_b ci si riferisce invece alla resistenza termica effettiva della sonda. La formula per il calcolo di L è stata ricavata ipotizzando una semplificazione, ovvero assumendo che il processo di scambio termico nel sottosuolo avvenga solo ed esclusivamente tramite il fenomeno della conduzione, mentre si considerano trascurabili i processi legati all'evapotraspirazione e con flussi di falda con velocità tendenti allo zero. Il risultato è frutto di una serie di iterazioni, utilizzando funzioni apposite e parametri di fitting.

Il procedimento è stato effettuato mediante un foglio di calcolo Excel dedicato, mentre l'iter concettuale viene espresso in Fig. 2.20⁴⁴:

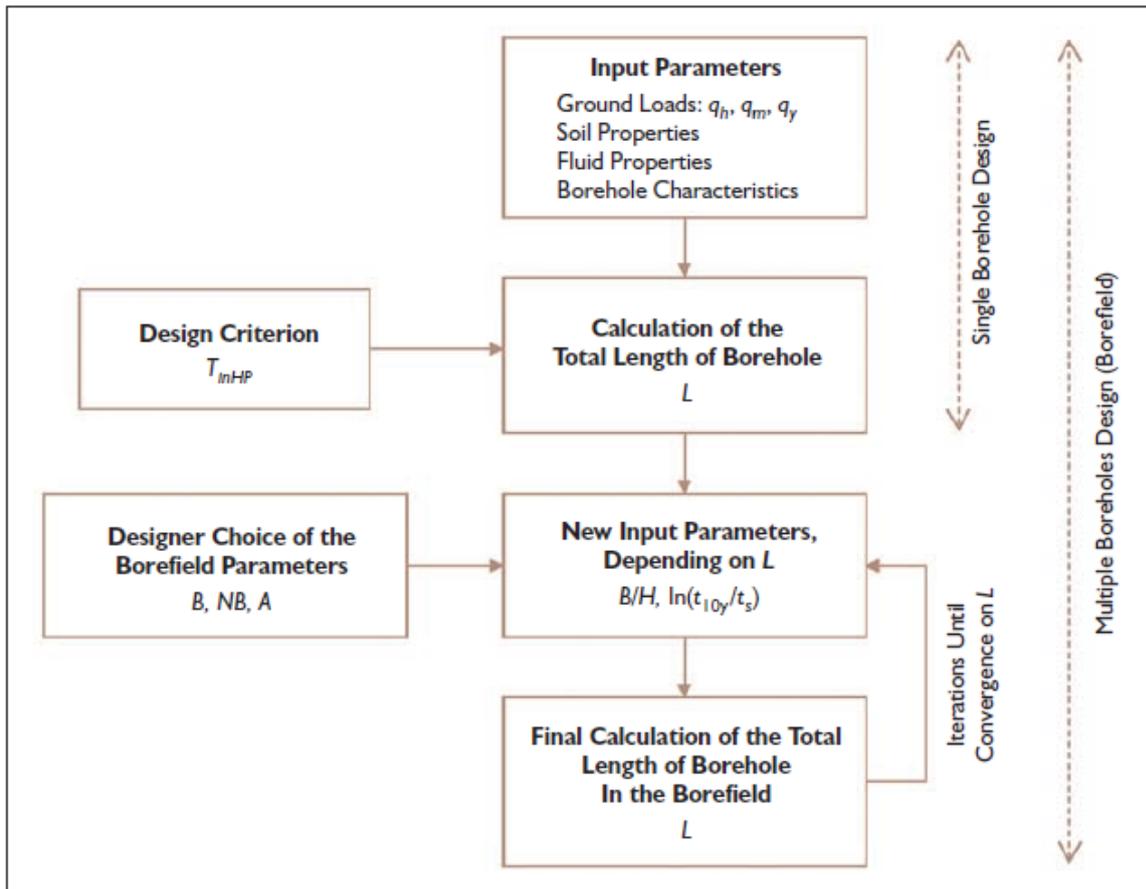


Fig. 2.20 – Iter procedurale di calcolo utilizzato nel metodo ASHRAE, per la determinazione della lunghezza totale delle sonde.

Si può distinguere un processo pressappoco analogo nel caso in cui si voglia eseguire il design di un impianto a singola sonda o con sonde multiple, salvo qualche lieve modifica.

Solitamente in sede di progetto si conosce a priori la lunghezza della singola sonda desiderata e il volume che l'impianto dovrebbe occupare. Questo comporta che una volta ricavata la lunghezza totale delle sonde, l'operatore va a modificare quello che è il numero di sonde in base alla lunghezza fissata per la singola. La lunghezza utilizzata per eseguire le simulazioni nel seguente lavoro è stata fissata pari a 100 metri, e mantenuta costante al variare dei parametri studiati.

Una volta ottenuto il numero totale di sonde per le diverse configurazioni, rimane da impostare il collegamento tra di esse. Con FEFLOW 7.0 vi è la possibilità di generare degli array di sonde con diverse caratteristiche di carico e funzionamento. per quanto riguarda la seguente trattazione è stato impostato un unico array, all'interno del quale le sonde sono state collegate in parallelo. Il parametro studiato

per l'esercizio delle sonde è la potenza scambiata con il terreno (estratta e iniettata), che segue l'andamento presentato delle serie temporali nel paragrafo 2.3.3.

Essendo presente un unico array con le sonde collegate in parallelo, si ha un solo nodo di input e uno di output con il carico termico distribuito equamente su tutte le sonde. La configurazione dei collegamenti tra sonde è mostrata in Fig. 2.21:

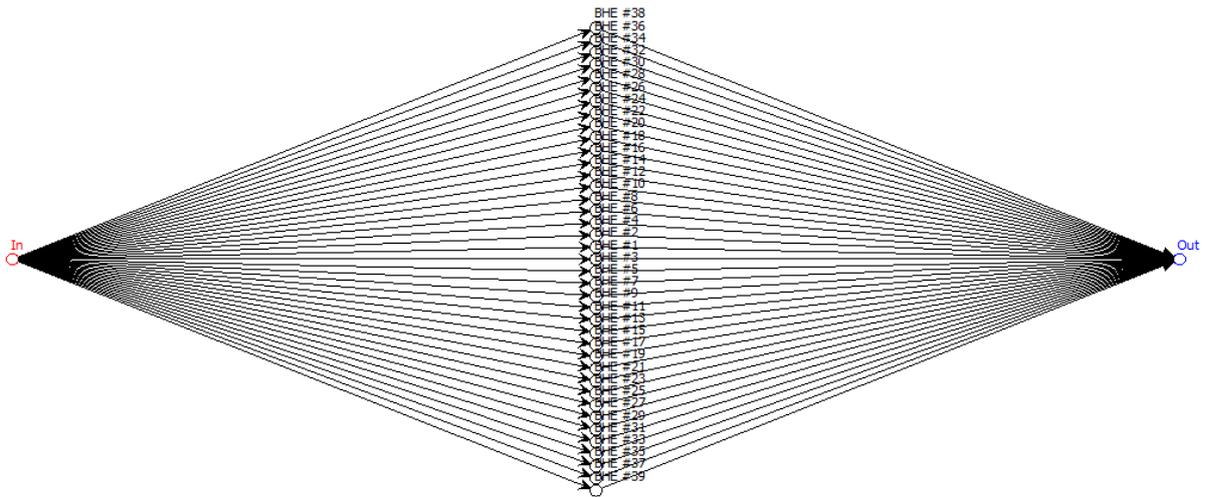


Fig. 2.21 – Collegamento array di sonde utilizzato nelle simulazioni.

3 Risultati e discussione

In questa sezione verranno presentati i risultati ottenuti durante la stesura del presente lavoro di ricerca. Gli obiettivi sono suddivisi in tre categorie e sono rispettivamente:

1. Valutazione della temperatura media del fluido circolante all'interno delle sonde geotermiche;
2. Valutazione dell'efficienza dello stoccaggio termico tramite confronto dei casi con e senza accumulo;
3. Valutazione delle prestazioni della pompa di calore in termini di COP.

Un'analisi di sensitività è stata condotta al fine di osservare il comportamento del sistema al variare dei parametri dello stesso. I parametri selezionati vengono catalogati in tre classi di appartenenza:

- *Proprietà del terreno*: conduttività termica e capacità termica della fase solida, temperatura indisturbata del terreno con e senza gradiente geotermico;
- *Geometria campo sonde*: lunghezza sonde, distanza tra sonde, pianta campo sonde;
- *Proprietà idrauliche del terreno*: gradiente idraulico, conducibilità idraulica, soggiacenza.

Nel paragrafo 3.1 si andranno ad analizzare i profili di temperatura delle varie simulazioni considerando gli scenari senza accumulo, con accumulo e infine con accumulo ottimizzato. Infine nel paragrafo 3.2 verrà valutata l'efficienza dello stoccaggio termico considerando le configurazioni con e senza accumulo, e l'andamento di COP della pompa di calore.

3.1 Profili di temperatura

Per profilo di temperatura si intende l'andamento della temperatura media del fluido termovettore (T_f), circolante all'interno delle sonde. La temperatura media considerata è stata calcolata come media aritmetica tra il dato di temperatura in ingresso e in uscita dall'array di sonde. La descrizione del sistema in questi termini risulta essere legittima, in quanto la differenza di temperatura tra sonde con diversa dislocazione spaziale non è molto elevata, inoltre permette una maggior chiarezza di esposizione dovuta alla minor mole di dati da analizzare.

In Fig. 3.1 vengono mostrati gli andamenti di temperatura per le configurazioni con e senza accumulo.

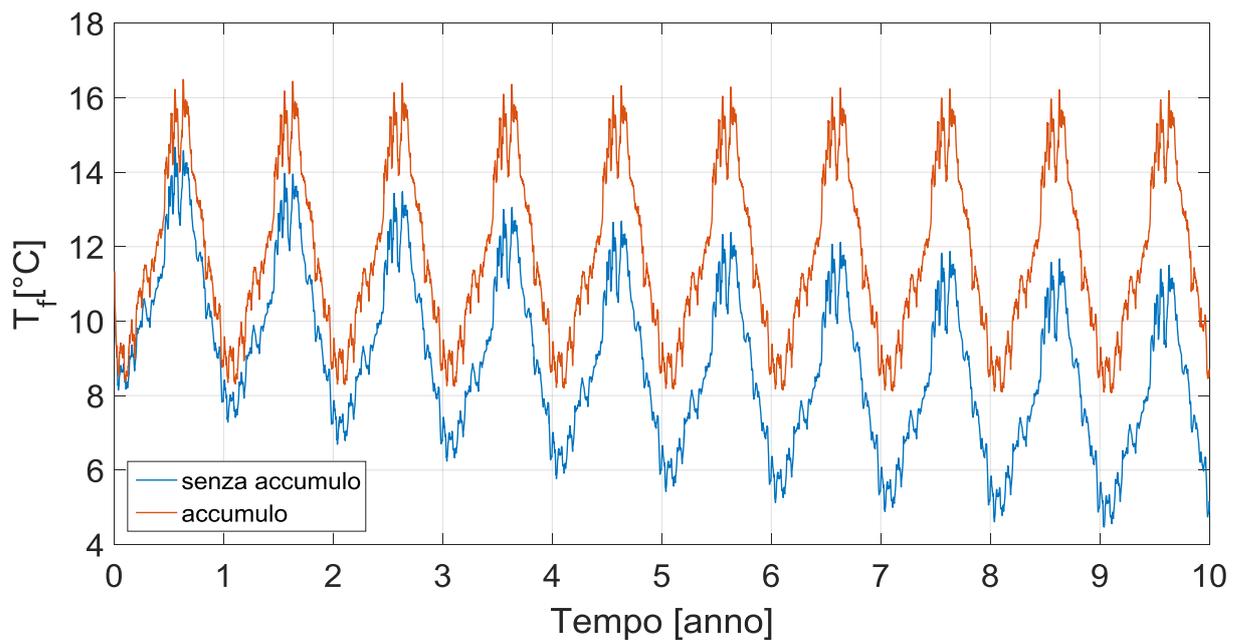


Fig. 3.1 – Temperatura media del fluido termovettore; confronto tra caso con e senza accumulo.

Si può osservare come nella configurazione senza accumulo la temperatura media del terreno vada diminuendo nel corso degli anni, con un decremento di quasi 4°C dopo 10 anni. Di conseguenza la temperatura del fluido termovettore segue lo stesso andamento e le prestazioni dell'impianto geotermico vanno peggiorando con il progredire del tempo di simulazione, a svantaggio del rendimento dell'impianto e dei costi di gestione.

L'applicazione del sistema di accumulo geotermico + collettori solari consente di contrastare la diminuzione di temperatura attraverso gli anni, ottenendo in questo modo un andamento di temperatura ciclico. Si denota infatti come al termine di ogni anno di simulazione, la temperatura media del terreno rimane invariata rispetto al ciclo precedente.

La differenza di temperatura tra le due curve tende quindi ad aumentare con il passare degli anni.

Nei paragrafi 3.1.1 – 3.1.10 verranno riportati gli andamenti di temperatura in funzione di tutti i parametri studiati. Per comodità rappresentativa le curve saranno esposte sotto forma di cumulate della temperatura relative ai soli giorni del periodo convenzionale di riscaldamento per la zona climatica E (15 ottobre – 15 aprile).

Una tabella riassuntiva, contenente tutti i parametri analizzati e il numero di simulazioni effettuate per ogni parametro, è riportata qui di seguito:

Tabella 3.1 – Tabella riassuntiva delle simulazioni effettuate con FEFLOW 7.0.

Parametro	Valori	n° Simulazioni		
		Senza Accumulo	Accumulo	Accumulo Ott.
Caso Base	\	1	1	1
Conducibilità termica [W/(mK)]		5	5	5
Capacità termica [MJ/(m³K)]	1-2.2-3	3	3	3
Temperatura indisturbata del terreno, con e senza gradiente geotermico [°C]	7.5-9-12-13.5-15	10	10	10
Profondità sonde [m]	60-70-80-90	4	4	4
Distanza sonde [m]	4.1-5.1-6.1	3	3	3
Tipologia campo sonde	Circolare - Rettangolare	2	2	2
Gradiente idraulico [%]	0.05-0.1-0.2-0.5-1-1.25-1.5-2	8	8	8
Conducibilità idraulica [m/s]	1(E-05) - 2(E-05) - 5(E-05) - 1(E-04) - 2(E-04) - 5(E-04)	6	6	6
Soggiacenza [m]	5-10-15-20	4	4	4
Totale	\	46	46	46

3.1.1 Campo sonde

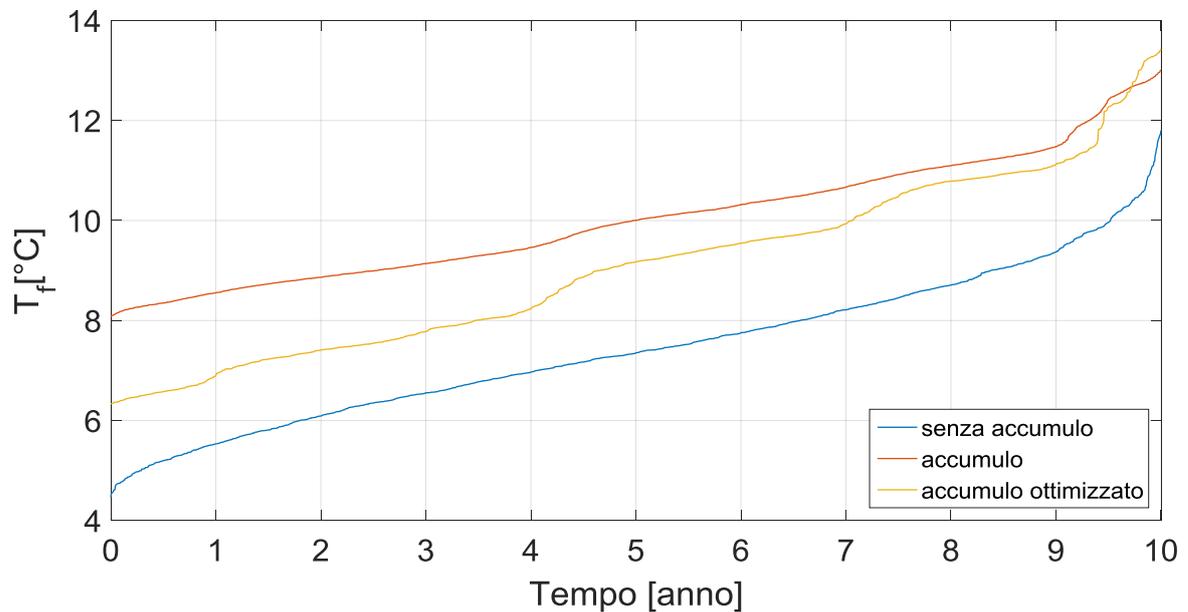


Fig. 3.2 – Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per le diverse configurazioni di simulazione.

La principale differenza che si desume è che la curva di temperatura inerente al sistema con accumulo è più elevata rispetto alla configurazione senza accumulo. La ricarica termica del terreno realizzata nel periodo estivo, consente di ottenere una temperatura del terreno più elevata e di conseguenza la temperatura del fluido segue lo stesso andamento. La differenza si attesta intorno ai $2\div 2.5^{\circ}\text{C}$.

La situazione intermedia è rappresentata dalla configurazione con accumulo ottimizzato; il livello di temperatura è più elevato rispetto alla configurazione senza accumulo in quanto si sfrutta il principio di ricarica termica dovuto alla presenza dell'accumulo. Confrontando le configurazioni con accumulo si osserva come la curva dell'accumulo ottimizzato segua intuitivamente l'andamento della curva con accumulo, tuttavia il livello di temperatura è più basso: questo fatto è dovuto alla minor lunghezza totale delle sonde che tuttavia sono sottoposte agli stessi carichi termici. In conclusione, questo comportamento si ripercuote sulla temperatura del fluido termovettore, ottenendo una minor temperatura del fluido termovettore durante la stagione di riscaldamento e specularmente una maggior temperatura durante il periodo di raffrescamento.

3.1.2 Conducibilità termica del terreno

La conducibilità termica (λ) è il parametro che descrive la tendenza di un materiale a trasferire il calore tra due zone a temperatura differente. In generale, bassi valori di λ portano ad avere una concentrazione di energia termica intorno alle posizioni delle sonde, mentre con valori più elevati questo calore tende a “muoversi” all’interno del terreno.

Il valore di λ dunque influenza il sistema sonda-terreno, più precisamente il processo di scambio termico tra pozzo e sorgente, e per questo motivo deve essere valutato con attenzione.

La scelta di questo parametro può essere effettuata mediante due differenti approcci:

1. Raccolta dei direttamente dalla letteratura
2. Test di risposta termica (TRT)

Per gli scopi del seguente studio è stato considerato il primo approccio, in quanto l’interesse di ricerca si concentra sul comportamento del sistema terreno. Per la simulazione e/o realizzazione di impianti reali di dimensioni importanti (potenza maggiore di 50 [kW]⁴⁵) è preferibile optare per il secondo approccio.

I profili di temperatura mostrati in questa sezione sono stati ottenuti mediante imposizione di valori di conducibilità termica presenti in letteratura, in un range compreso tra 1-3 [W/(mK)]. Questi valori rappresentano la conducibilità termica della fase solida, mentre per ottenere il dato caratteristico dell’insieme delle fasi bisogna definire la porosità della matrice terreno, come mostrato nell’equazione 2.14. Per la fase liquida il valore di conducibilità è fissato pari a 0.591 [W/(mK)].

Il valore di porosità del mezzo ϵ è stato scelto pari a 0.3 [-]. In tabella 3.2 sono riportati i valori di conducibilità effettiva utilizzati:

Tabella 3.2 – Conducibilità effettive utilizzate nelle simulazioni, con ϵ pari a 0.3 [-].

λ_s [W/(mK)]	λ_f [W/(mK)]	ϵ [-]	λ_{eff} [W/(mK)]
1	0,591	0,3	0,877
1,5	0,591	0,3	1,227
2	0,591	0,3	1,577
2,5	0,591	0,3	1,927
3	0,591	0,3	2,277

I valori riportati in tabella sono presi dalla letteratura come suggerito dalla normativa tedesca VDI 4640⁴⁶.

Gli andamenti di temperatura vengono mostrati nelle Fig. 3.3 e Fig. 3.4:

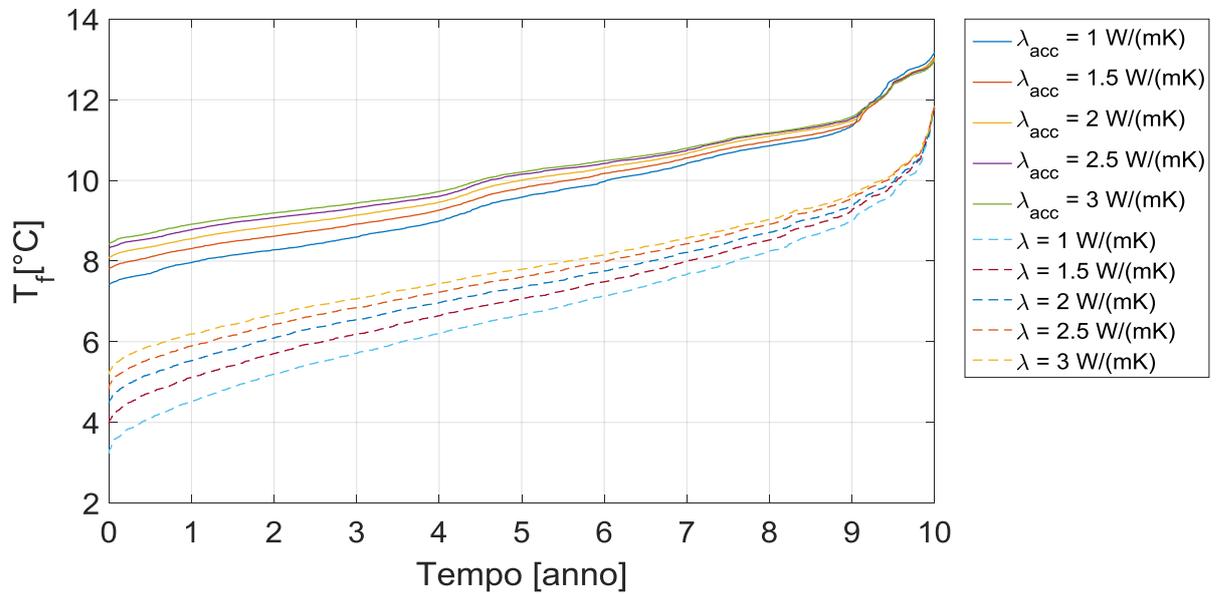


Fig. 3.3 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di conducibilità termica, confronto tra caso con e senza accumulo.

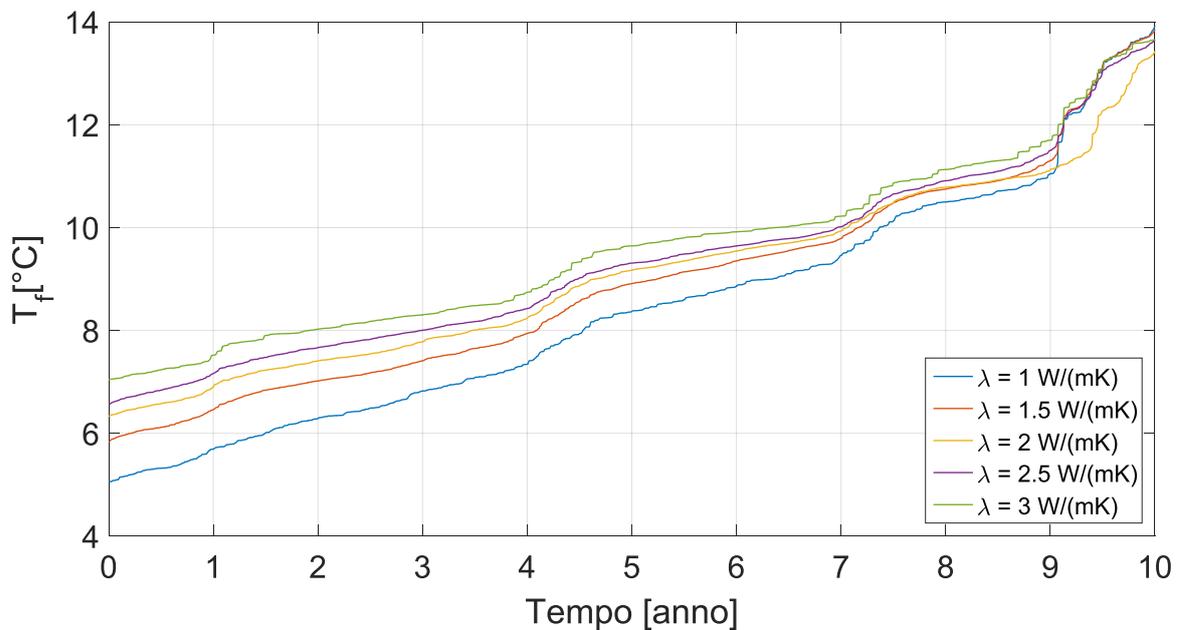


Fig. 3.4 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di conducibilità termica, caso con accumulo ottimizzato.

Dal confronto dell'andamento delle curve, si può vedere come al crescere della conducibilità termica del terreno la temperatura media del fluido tenda ad aumentare. Come detto in precedenza, bassi valori di λ fanno sì che si venga a concentrare il calore nella zona circostante alle posizioni delle sonde. Di conseguenza questa porzione di terreno tende ad essere a temperatura più elevata man mano che λ decresce. Questo processo rende meno efficiente il trasferimento di calore tra sonda e terreno, dato che la differenza di temperatura va riducendosi. Un incremento di questo parametro porta dunque ad un miglioramento dello scambio termico con il terreno, con un conseguente "guadagno" di temperatura; l'effetto utile presenta andamento asintotico con il crescere della conducibilità, come si può notare dall'avvicinamento progressivo delle cumulate di temperatura.

3.1.3 Capacità termica del terreno

La capacità termica del terreno è il parametro che descrive la variazione di temperatura di un corpo, in base al calore che esso scambia con l'ambiente circostante. Ai fini della valutazione delle prestazioni di un accumulo termico, la capacità termica assume dunque concettualmente un interesse pratico, poiché idealmente può essere correlata con la quantità di calore che il terreno può immagazzinare.

Le simulazioni sono state effettuate scegliendo valori di capacità termica compresa tra 1 e 3 [MJ/(m³K)].

Gli andamenti di temperatura vengono mostrati nelle Fig. 3.5 e Fig. 3.6:

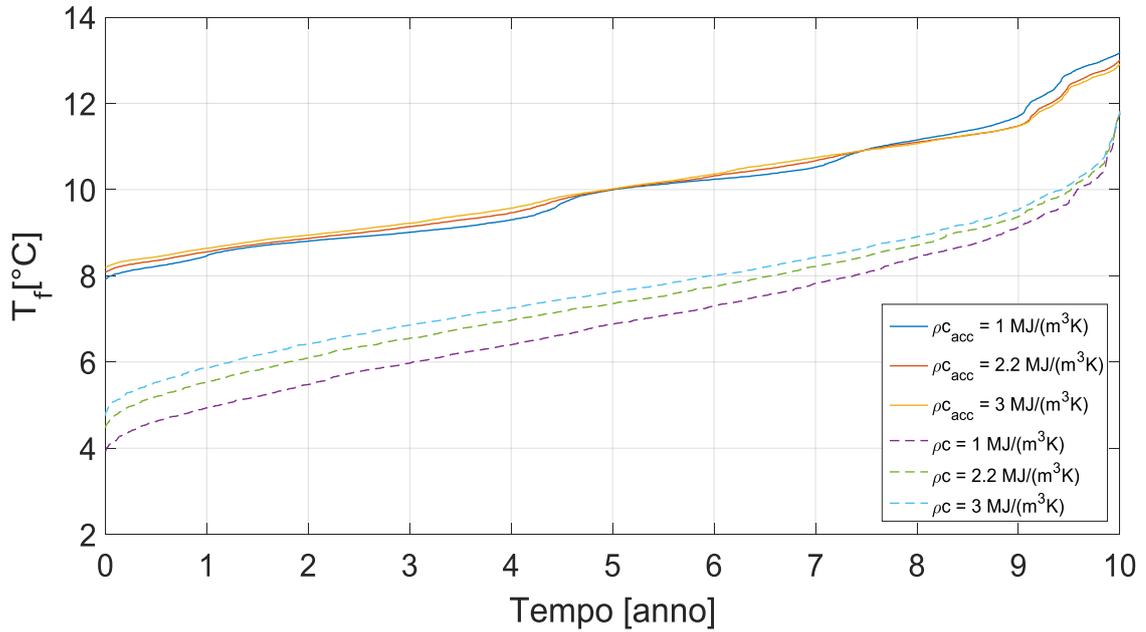


Fig. 3.5 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di capacità termica, confronto tra caso con e senza accumulo.

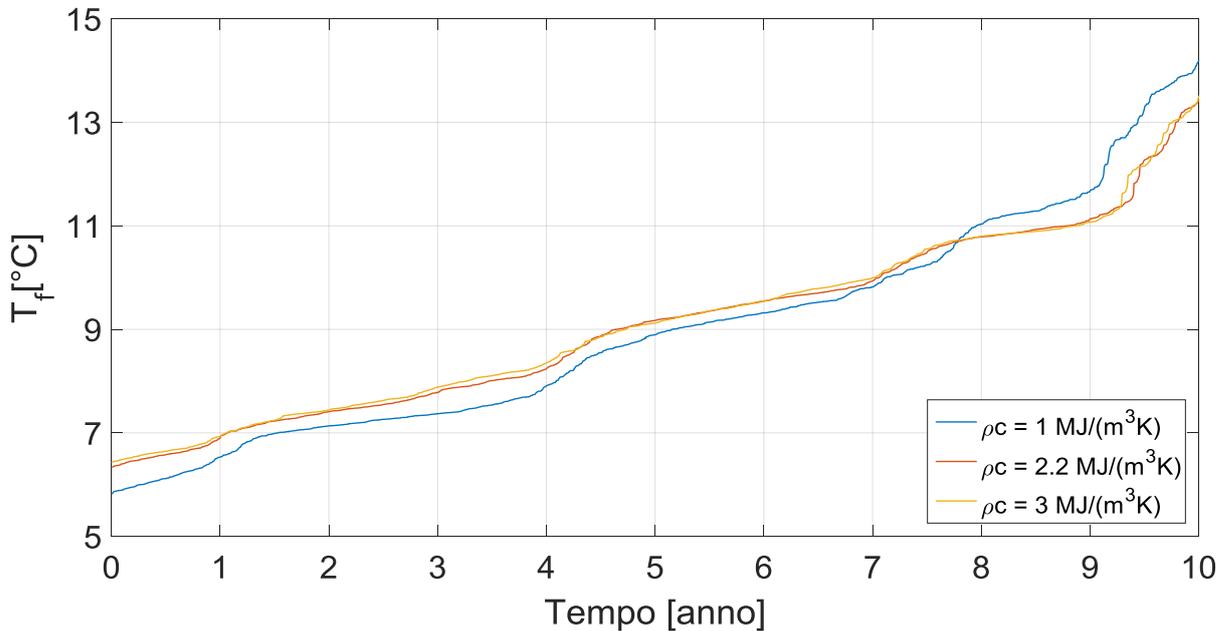


Fig. 3.6 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di capacità termica, caso con accumulo ottimizzato.

Osservando le cumulate di temperatura, esse risultano essere molto vicine per la configurazione senza accumulo, mentre sono praticamente sovrapposte per le altre due configurazioni con accumulo. Dai risultati ottenuti se ne deduce che il

parametro di capacità termica, nel range considerato, non influenza particolarmente la distribuzione di temperatura.

3.1.4 Temperatura indisturbata del terreno

La temperatura indisturbata del terreno rappresenta il livello termico del terreno prima dell'inizio del transitorio. I modelli per le simulazioni descritte in questo paragrafo, presentano una temperatura uniforme del mezzo. La stessa temperatura è stata fissata come condizione al contorno sui bordi della mesh. La temperatura indisturbata si modifica durante il funzionamento dell'impianto, ed in generale aumenta durante le fasi di ricarica dell'accumulo (stagione di raffrescamento) e diminuisce durante il periodo di prelievo (stagione di riscaldamento).

Successivamente i modelli sono stati riproposti con l'imposizione di un gradiente termico, al fine di valutarne l'influenza. La differenza in questo caso risiede nel fatto che ad ogni layer del modello 3D è stato assegnato un valore di temperatura differente, in accordo con il gradiente geotermico. All'aumentare della profondità si riscontra un aumento di temperatura di circa 3[°C] ogni 100 [m]⁴⁷. Il gradiente è stato impostato a partire da una profondità pari a 15 metri, ovvero al termine dello strato di terreno influenzato dalle condizioni di temperatura dell'atmosfera. Lo stesso procedimento è stato applicato per le condizioni al contorno.

In fase di elaborazione dei risultati, si è riscontrato che il comportamento delle tre configurazioni è il medesimo al variare del parametro T_{ind} . Per semplicità di esposizione viene dunque riportato esclusivamente il confronto eseguito sul modello senza accumulo.

Gli andamenti di temperatura vengono mostrati in Fig. 3.7:

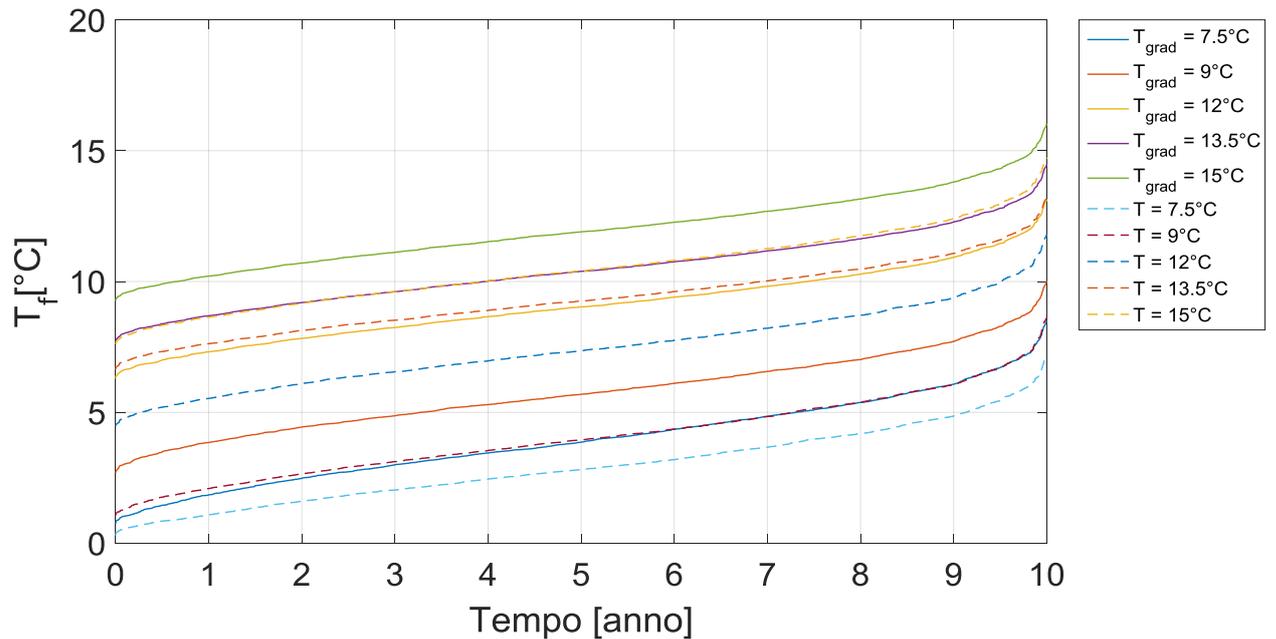


Fig. 3.7 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di temperatura indisturbata del terreno con e senza gradiente geotermico, caso con accumulo.

I risultati mostrano come un aumento della temperatura di partenza dell'acquifero, porti ad un incremento della temperatura media del fluido, fenomeno del tutto normale considerando che le sonde sono immerse in più ambiente più caldo. La disposizione delle curve è la medesima in tutte le configurazioni.

L'incremento di temperatura media del fluido riscontrato è lineare ed è proporzionale al gradiente geotermico, in accordo con quanto idealmente ci si potrebbe aspettare.

Analizzando nello specifico il solo caso di temperatura indisturbata del terreno a 12 [°C] con e senza l'imposizione del gradiente geotermico (Fig. 3.8), si riscontra una differenza di temperatura media di 1.6 [°C] su tutto il periodo considerato. Questo risultato è comune per tutte le configurazioni.

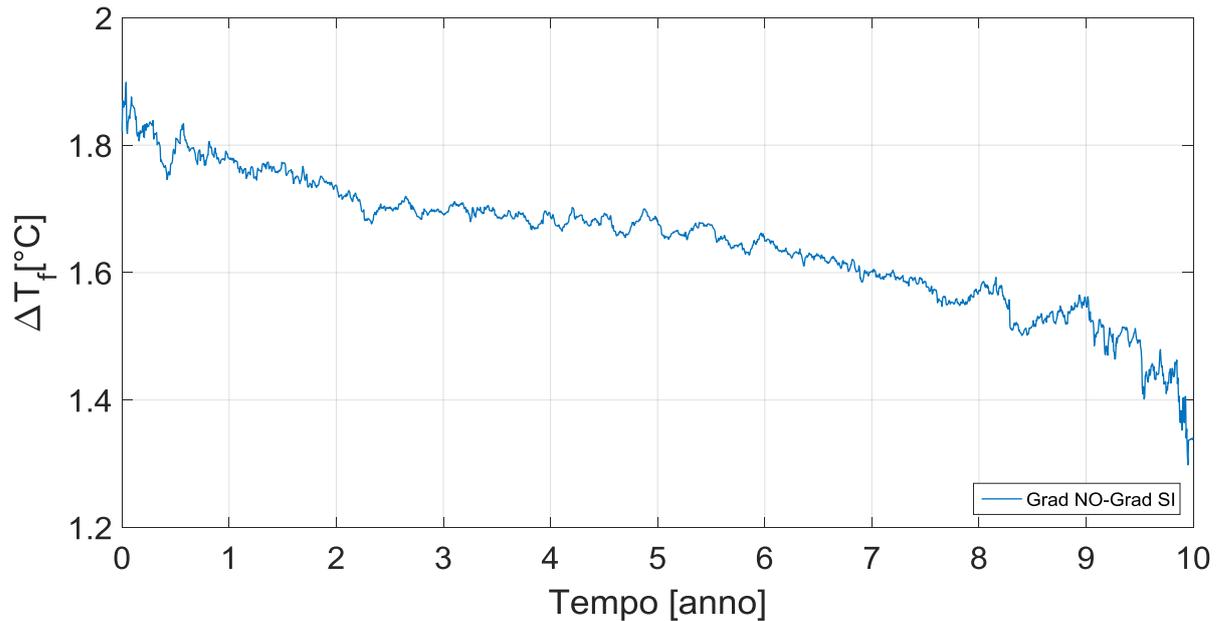


Fig. 3.8 - Differenza di temperatura media del fluido termovettore con $T_{ind} = 12^{\circ}\text{C}$, confronto tra caso con e senza gradiente geotermico.

3.1.5 Profondità sonde

La profondità delle sonde è uno dei parametri di maggior importanza e sta alla base della procedura di design del campo sonde. In particolare è quello di maggior influenza tra gli aspetti geometrici considerati. Inversamente proporzionale al numero di sonde da installare, la profondità delle sonde influenza notevolmente sia gli aspetti di carattere economico sia il funzionamento del sistema stesso. Si è deciso di eseguire 4 simulazioni con altrettanti valori di profondità delle sonde. Il numero delle sonde viene mantenuto costante, con un Δh di 10 [m] di differenza tra una simulazione e l'altra.

Generalmente, all'aumentare della lunghezza della sonda diminuisce la quantità di calore che la singola sonda deve scambiare con il terreno in accordo con l'equazione (3.1)⁴⁸, di conseguenza viene a diminuire la variazione di temperatura del terreno attorno alle sonde.

$$T_f - T_b = q \cdot R_b \quad (3.1)$$

Dove R_b [Km/W] rappresenta la resistenza termica tra il fluido termovettore e la superficie di contatto tra sonda e terreno, T_f [K] la temperatura del fluido, T_b [K]

la temperatura della superficie di contatto e q [W/m] il calore scambiato tra sonda e terreno.

Gli andamenti di temperatura ottenuti vengono mostrati in Fig. 3.9:

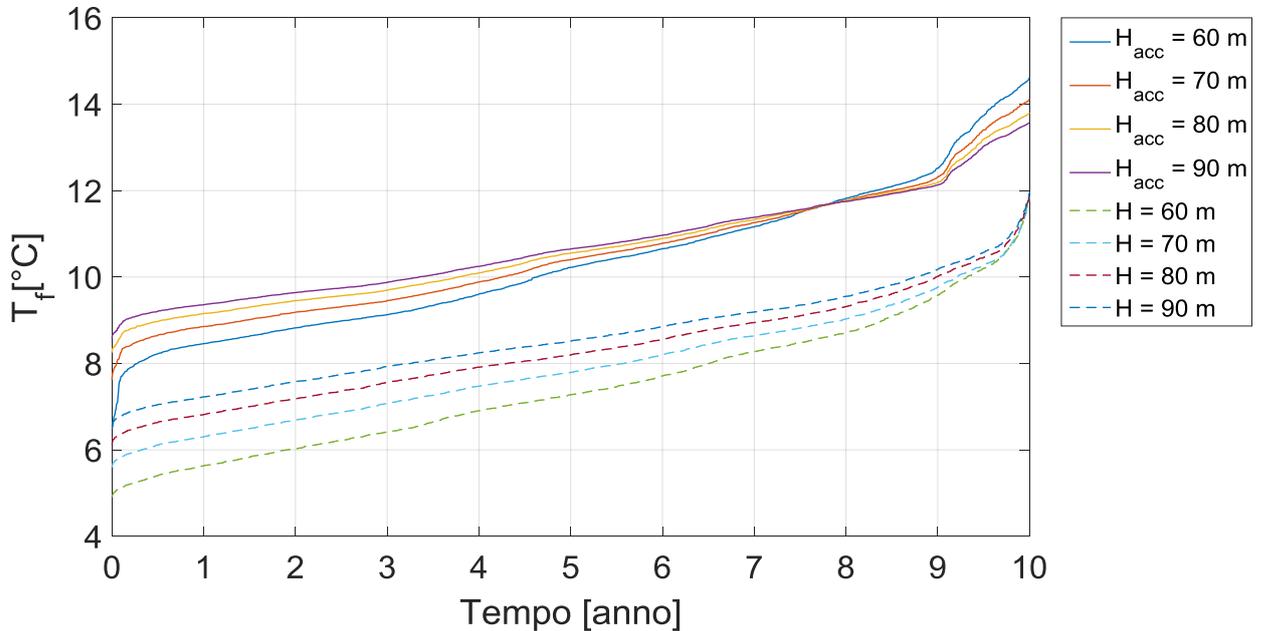


Fig. 3.9 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di profondità sonde, confronto tra caso con e senza accumulo.

Sulla base di queste considerazioni si osserva che nella configurazione con accumulo, la differenza di temperatura è leggermente inferiore rispetto alla configurazione senza accumulo. La serie temporale della configurazione con accumulo presenta un flusso termico inferiore, di conseguenza viene a diminuire la differenza di temperatura nelle diverse simulazioni.

In Fig. 3.10 vengono mostrate le differenze di temperatura per tutte le configurazioni:

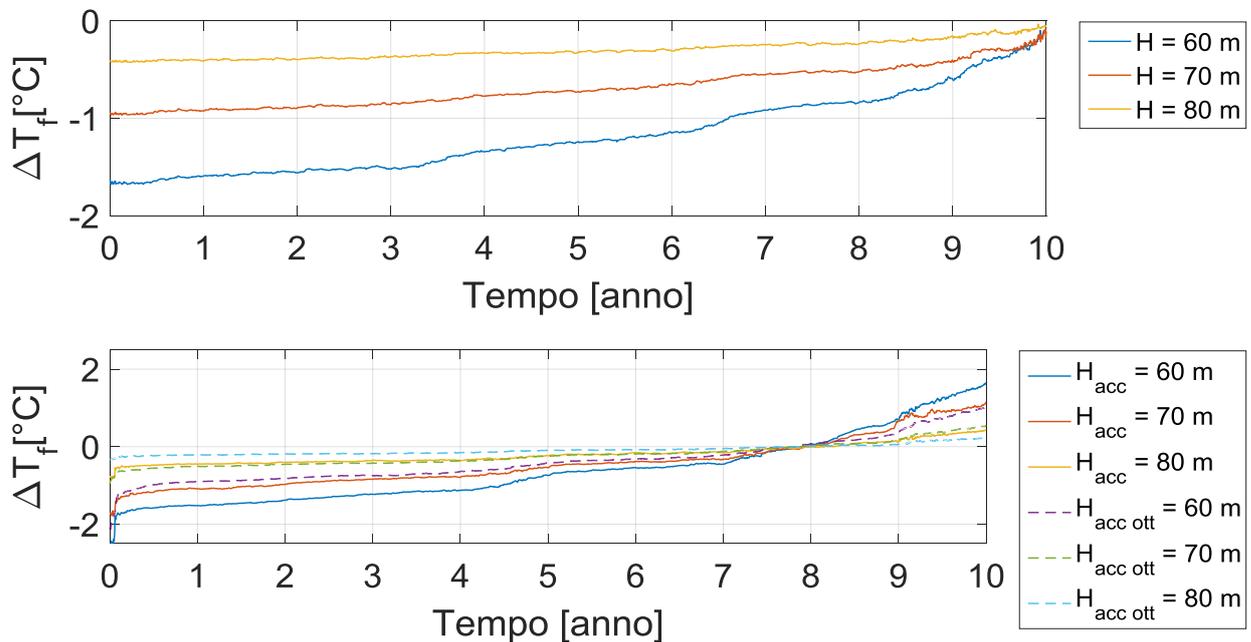


Fig. 3.10 – Differenza di temperatura del fluido termovettore. Configurazione senza accumulo (sopra), confronto tra configurazione con accumulo e accumulo ottimizzato (sotto).

3.1.6 Distanza sonde

La distanza tra le sonde definisce il grado di impaccamento del campo sonde. L'interesse nel valutare questo parametro, dipende dalla necessità di ottimizzare il campo sonde in termini di prestazioni, specialmente quando vi è un funzionamento di tipo ciclico⁴⁹, e in secondo luogo per esigenze costruttive. Nello specifico le sonde non possono essere posizionate ad una distanza relativa troppo bassa, per evitare che esse possano influenzarsi mutuamente, mentre con una distanza troppo elevata il calore verrà distribuito su un volume maggiore con conseguente peggioramento dell'efficienza dello stoccaggio della risorsa calore. L'ottimizzazione della distanza relativa tra sonde dipende inoltre da aspetti differenti, come ad esempio il livello massimo di temperatura che si vuole raggiungere all'interno del volume di accumulo o le necessità pratiche in fase di perforazione⁵⁰.

Le sonde sono state disposte su una griglia circolare formata da diverse corone; il raggio di ogni corona è stato aumentato progressivamente del valore corrispondente alla distanza relativa studiata. Allo stesso tempo si è cercato di posizionare un

numero di sonde su ogni corona in quantità tale da essere distanziate una dall'altra dello stesso valore di distanza relativa.

Gli andamenti di temperatura vengono mostrati in Fig. 3.11:

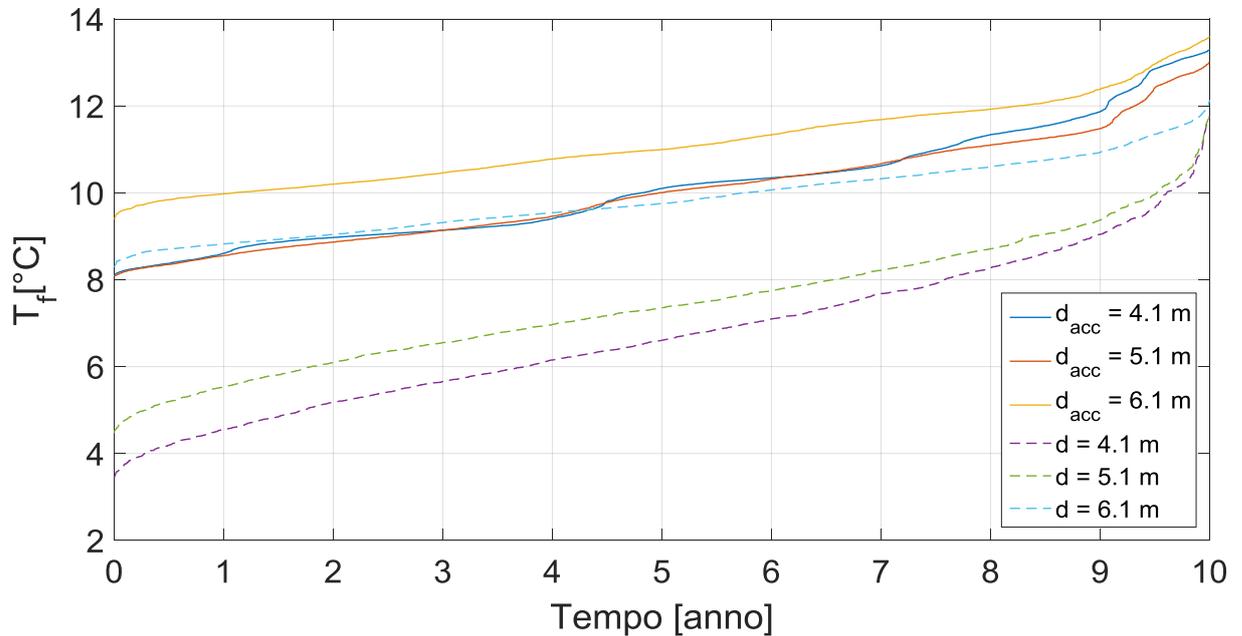


Fig. 3.11 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di distanza tra le sonde.

Mentre in Fig. 3.12 sono riportate le differenze di temperatura per le configurazioni con e senza accumulo:

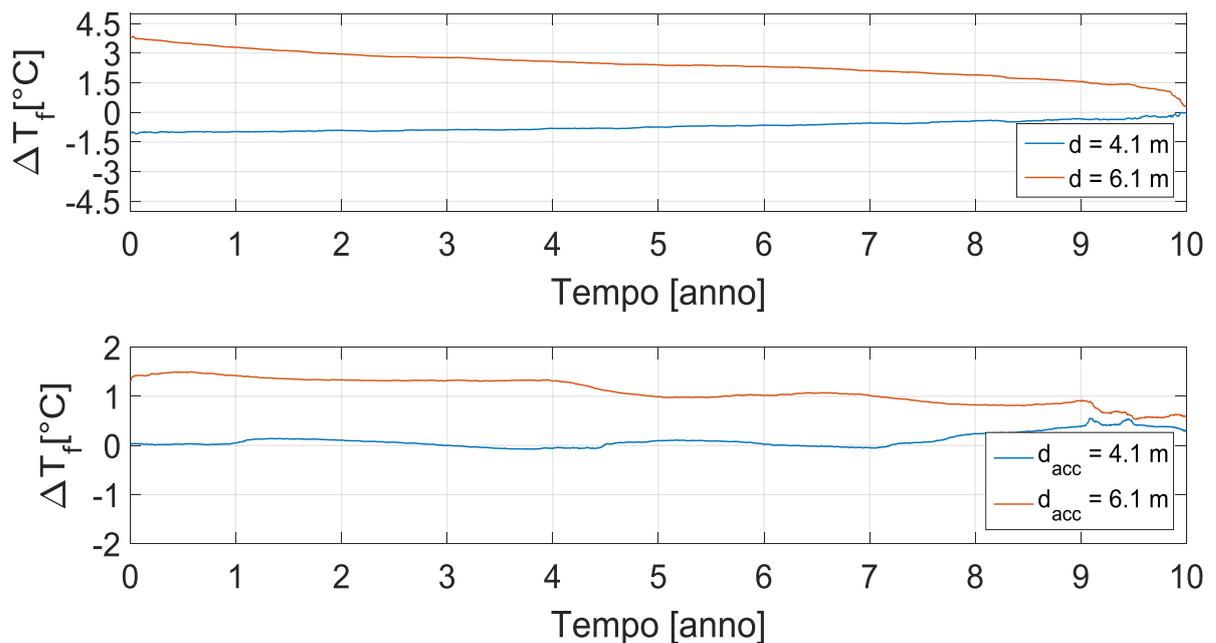


Fig. 3.12 - Differenza di temperatura del fluido termovettore. Configurazione senza accumulo (sopra) e con accumulo (sotto).

In tutti e tre i grafici la disposizione delle curve è la medesima, con le curve relative a 4.1 [m] e 5.1 [m] più ravvicinate e un salto di temperatura maggiore con la curva a 6.1 [m] a conferma di quanto espresso in precedenza. Tuttavia all'aumentare della distanza tra le sonde aumenta anche il volume necessario per l'installazione del sistema. La volumetria del sistema rappresenta un aspetto da non sottovalutare, soprattutto ove vi sia necessità di compattezza del campo sonde, come ad esempio i centri urbani. La variazione di volume del campo sonde (caso con accumulo) in base alla distanza tra sonde è mostrata in tabella 3.3:

Tabella 3.3 – Volume occupato del campo sonde in funzione della distanza tra le stesse.

Distanza [m]	Volume [m³]
4,1	132.025
5,1	204.282
6,1	292.247

3.1.7 Tipologia campo sonde

La disposizione delle sonde può assumere diverse configurazioni. In generale, rappresenta un parametro di design influenzato dalla disponibilità di superficie. Alcune conformazioni caratteristiche⁵¹ sono quelle mostrate in Fig. 3.13, e rappresentano le piante selezionate per l'analisi.

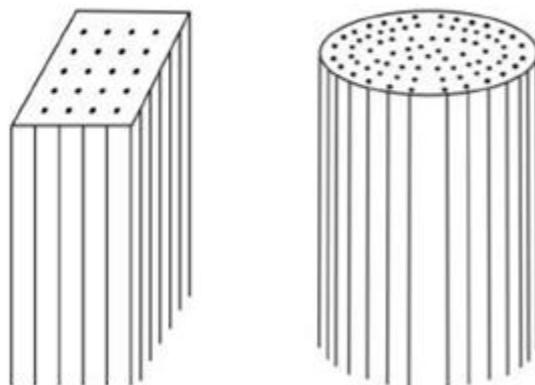


Fig. 3.13 – Pianta campo sonde rettangolare e circolare.

Gli andamenti di temperatura vengono mostrati in Fig. 3.14:

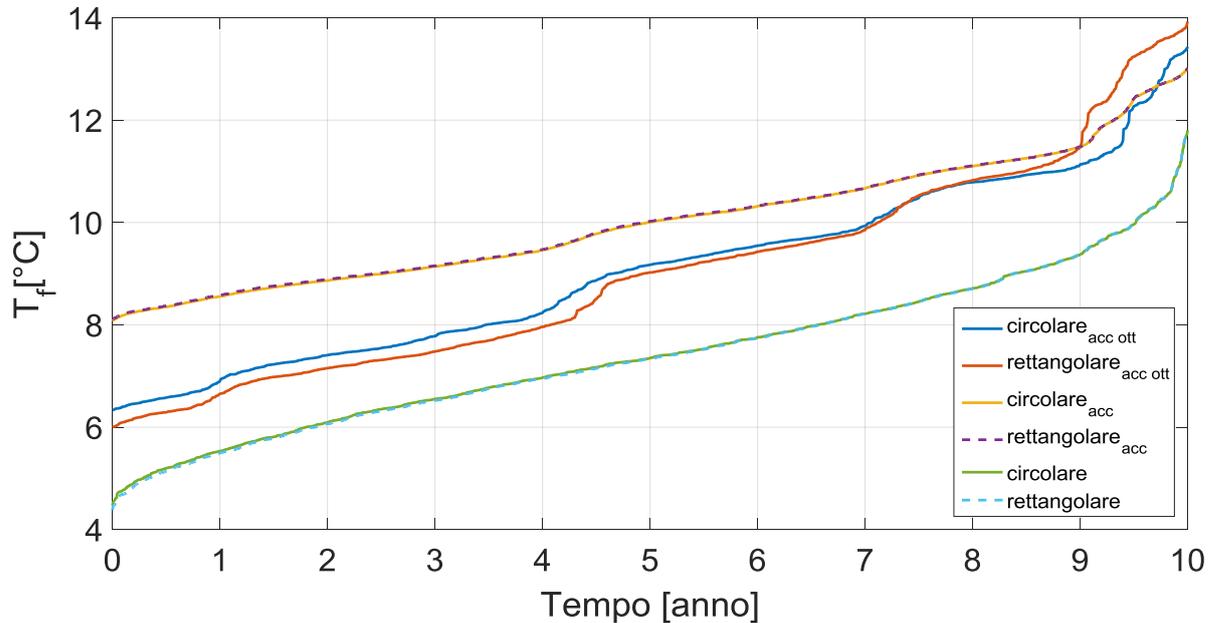


Fig. 3.14 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore in funzione della tipologia del campo sonde.

Nelle prime due configurazioni, si ha che la distribuzione di temperatura è la medesima, mentre nella terza i due profili differiscono leggermente (circa $0.4[^\circ\text{C}]$ nel punto di massimo discostamento). Con le assunzioni fatte per la costruzione dei modelli, non vi è differenza tra l'adozione di una tipologia o l'altra per le configurazioni con e senza accumulo, mentre per la terza configurazione un leggero miglioramento può essere ottenuto con il campo sonde a pianta circolare.

3.1.8 Gradiente idraulico

Il gradiente idraulico è il parametro che descrive la perdita di carico in seguito a fenomeni dissipativi dovuti alla viscosità, alle perdite per attrito lungo le pareti, alla presenza di discontinuità del mezzo poroso o per variazione della sezione dell'acquifero. Per gli acquiferi a falda libera, il gradiente idraulico viene rappresentato come la differenza di quota tra due punti del dominio presi in esame. Il carico totale (o altezza totale) viene definito dai componenti del trinomio di Bernoulli:

$$H = \frac{v_A^2}{2g} + \frac{u_A}{\gamma_A} + z_A \quad (3.2)$$

I tre termini che definiscono l'altezza totale (H) rappresentano tre contributi energetici espressi sotto forma di altezza. Nello specifico descrivono:

- $\frac{v_A^2}{2g}$ o *altezza di velocità*, il fenomeno di risalita di un fluido all'interno di una condotta per effetto della velocità;
- $\frac{u_A}{\gamma_A}$ o *altezza di pressione*, il fenomeno di risalita di un fluido all'interno di una condotta per effetto della pressione;
- z_A o *altezza geometrica*, la quota relativa del fluido.

Tutti e tre i precedenti termini hanno dimensione di un'altezza e sono espressi in metri. L'acquifero modellizzato è a falda freatica, quindi è possibile rivedere la precedente equazione al fine di ottenerne una semplificazione. La superficie della falda è a pelo libero, dunque non essendo soggetta a pressione è possibile considerare il termine di altezza di pressione pari a zero; allo stesso modo si può trascurare il termine di altezza di velocità, in quanto la velocità del fluido all'interno del mezzo poroso è molto bassa; rimane solamente il contributo dell'altezza geometrica. In questo modo si può confondere il termine di *altezza totale* con quello di *altezza geometrica* senza commettere un grande errore.

$$H \cong z_A \quad (3.3)$$

I valori di gradiente idraulico presi in esame variano dal 0.05% al 2% e sono stati selezionati all'interno di un range proposto dall'USEPA⁵². In tabella 3.4 vengono riportati i valori del numero di Péclet (equazione 3.4), che rappresenta il rapporto tra scambio termico per avvezione e scambio per conduzione.

$$Pe = \frac{\rho \cdot C \cdot L \cdot q}{\lambda_{eff}} \quad (3.4)$$

Tabella 3.4 – Numero di Péclet al variare del gradiente idraulico.

i	k [m/giorno]	λ_{eff} [W/(mK)]	ρC [MJ/(m³K)]	L [m]	q [m/giorno]	Pe [-]
0,0005	0,864	1,5773	2,7958	0,3	4,3200E-04	0,0002
0,001	0,864	1,5773	2,7958	0,3	8,6400E-04	0,0005
0,002	0,864	1,5773	2,7958	0,3	1,7280E-03	0,0009
0,005	0,864	1,5773	2,7958	0,3	4,3200E-03	0,0023
0,01	0,864	1,5773	2,7958	0,3	8,6400E-03	0,0046
0,0125	0,864	1,5773	2,7958	0,3	1,0800E-02	0,0057
0,015	0,864	1,5773	2,7958	0,3	1,2960E-02	0,0069
0,02	0,864	1,5773	2,7958	0,3	1,7280E-02	0,0092

Il numero di Péclet è relativamente basso e ciò suggerisce una preponderanza del fenomeno di scambio termico conduttivo rispetto a quello convettivo.

Al variare del gradiente idraulico sono stati modificati anche i valori delle condizioni al contorno riguardanti il carico idraulico sui bordi della mesh, che vengono riportati in tabella 3.5:

Tabella 3.5 – Condizioni al contorno di carico idraulico.

i [%]	Carico draulico monte [m]	Carico draulico valle [m]
0,05	225	224,85
0,1	225	224,7
0,2	225	224,4
0,5	225	223,5
1	225	222
1,25	225	221,25
1,5	225	220,5
2	225	219

Gli andamenti di temperatura vengono mostrati in Fig. 3.15, Fig. 3.16 e Fig. 3.17:

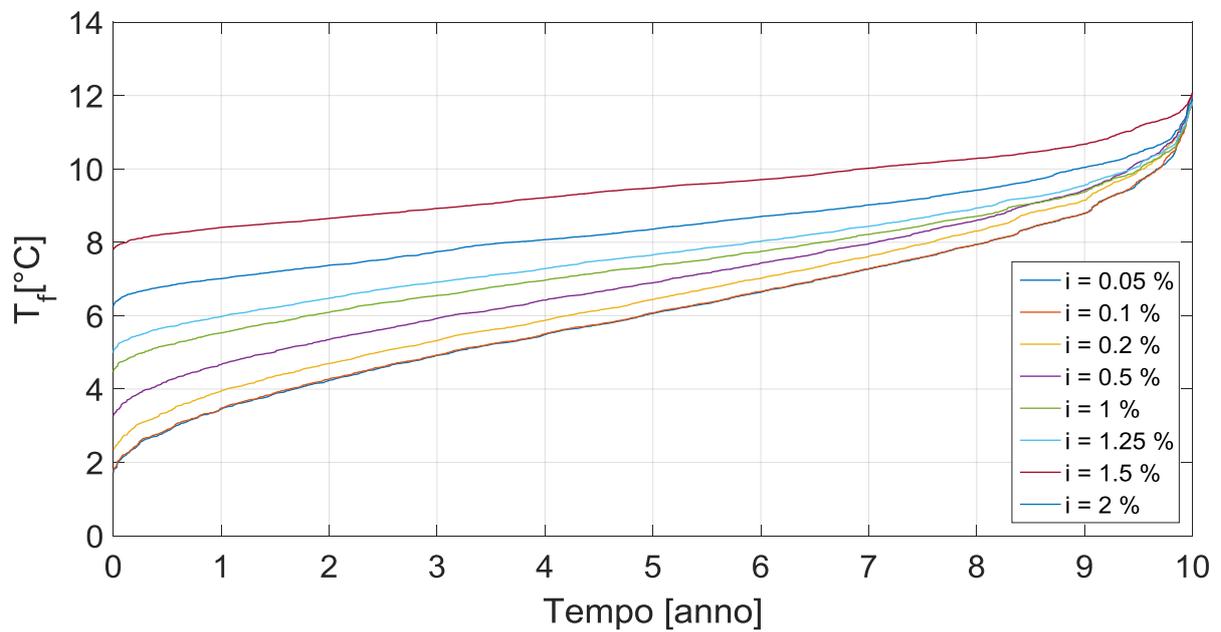


Fig. 3.15 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di gradiente idraulico, caso senza accumulo.

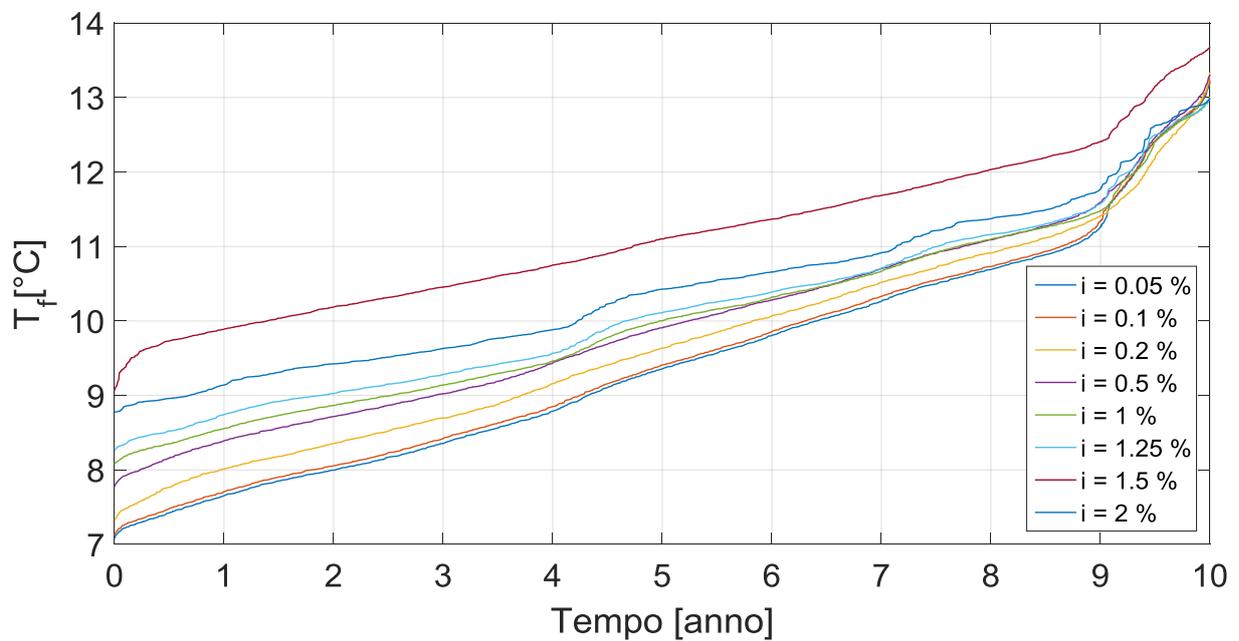


Fig. 3.16 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di gradiente idraulico, caso con accumulo.

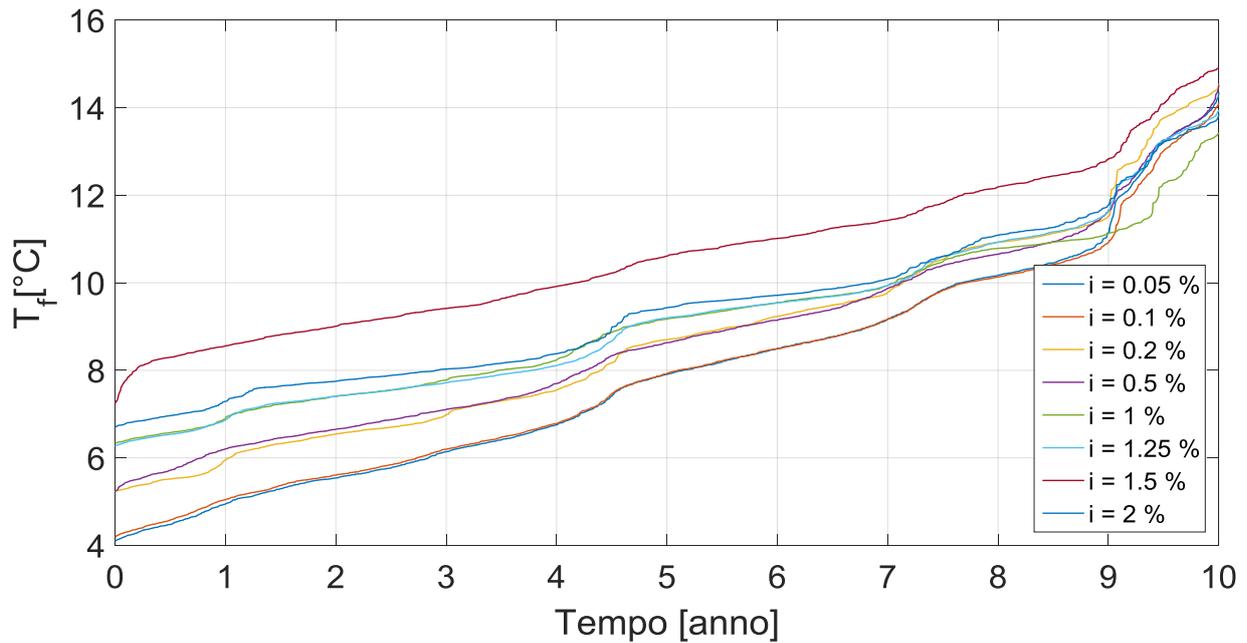


Fig. 3.17 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di gradiente idraulico, caso con accumulo ottimizzato.

Gli andamenti di temperatura sono simili per le tre diverse configurazioni del sistema. Nello specifico, un aumento del gradiente idraulico corrisponde ad una maggior inclinazione dell'acquifero e dunque si va ad incrementare la velocità del flusso di falda a parità di condizioni dell'acquifero. Considerando una superficie di passaggio come riferimento, aumenta la portata di acqua che lo attraversa. Durante la stagione invernale, quando l'impianto funziona in modalità di riscaldamento, l'impianto geotermico raffredda la porzione di terreno entro la quale è installato. Considerando un flusso di falda più o meno intenso, il fluido circolante all'interno del terreno (ora raffreddato) tende a muoversi verso valle, venendo rimpiazzato da una corrente a temperatura più elevata, proveniente dalla sezione di monte. In questo caso la corrente entrante nell'elemento di volume considerato esercita un'azione di "ricarica termica" del terreno. Per il comportamento estivo vale il ragionamento inverso. Se da una parte si ha quindi un effetto di deriva termica del plume per effetto del flusso di falda, con conseguente perdita di efficienza dell'impianto, d'altra parte lo stesso flusso di falda proveniente da monte può potenzialmente "ricaricare" parzialmente la zona del campo sonde. Dai grafici si può osservare come all'aumentare del gradiente piezometrico dell'acquifero, la temperatura media del fluido tenda a crescere, e che

questo incremento cresca all'aumentare dell'inclinazione dell'acquifero. Dai risultati ottenuti l'inclinazione che corrisponde alla più alta temperatura del fluido all'interno delle sonde è quella per $i = 1.5\%$. Si può presumere che questa inclinazione rappresenti una sorta di punto di ottimo tra i due fenomeni descritti precedentemente.

Anche in questo caso, le considerazioni effettuate sono di tipo semplicistico, dato che non sempre le caratteristiche idrauliche dell'acquifero sono note in sede di progettazione.

3.1.9 Conducibilità idraulica

La conducibilità idraulica (K) è un parametro caratteristico dell'acquifero e descrive la tendenza di quest'ultimo ad essere attraversato da un fluido. La conducibilità idraulica dipende principalmente dalla composizione e dalle caratteristiche del fluido in movimento, e infine dal mezzo poroso che il fluido attraversa.

Alcuni valori rappresentativi per la conducibilità idraulica in differenti tipologie di terreni⁵³ sono riportati in Fig. 3.18:

Unconsolidated Sedimentary Materials	
Material	Hydraulic Conductivity (m/sec)
Gravel	3×10^{-4} to 3×10^{-2}
Coarse sand	9×10^{-7} to 6×10^{-3}
Medium sand	9×10^{-7} to 5×10^{-4}
Fine sand	2×10^{-7} to 2×10^{-4}
Silt, loess	1×10^{-9} to 2×10^{-5}
Till	1×10^{-12} to 2×10^{-6}
Clay	1×10^{-11} to 4.7×10^{-9}
Unweathered marine clay	8×10^{-13} to 2×10^{-9}
Sedimentary Rocks	
Rock Type	Hydraulic Conductivity (m/sec)
Karst and reef limestone	1×10^{-6} to 2×10^{-2}
Limestone, dolomite	1×10^{-9} to 6×10^{-6}
Sandstone	3×10^{-10} to 6×10^{-6}
Siltstone	1×10^{-11} to 1.4×10^{-8}
Salt	1×10^{-12} to 1×10^{-10}
Anhydrite	4×10^{-13} to 2×10^{-8}
Shale	1×10^{-13} to 2×10^{-9}

Fig. 3.18 – Valori di conducibilità termica.

I valori di conducibilità idraulica selezionati per le simulazioni variano in un range compreso tra $1E-05$ e $5E-04$ [m/s]. Questi valori sono stati considerati costanti sul piano xy , mentre rispetto alla direzione z sono stati adottati gli stessi valori, ma considerando un ordine di grandezza inferiore, in modo da rendere meno favorito il flusso di falda in direzione verticali rispetto a quello sul piano orizzontale.

Gli andamenti di temperatura vengono mostrati in Fig. 3.19, Fig. 3.20 e Fig. 3.21:

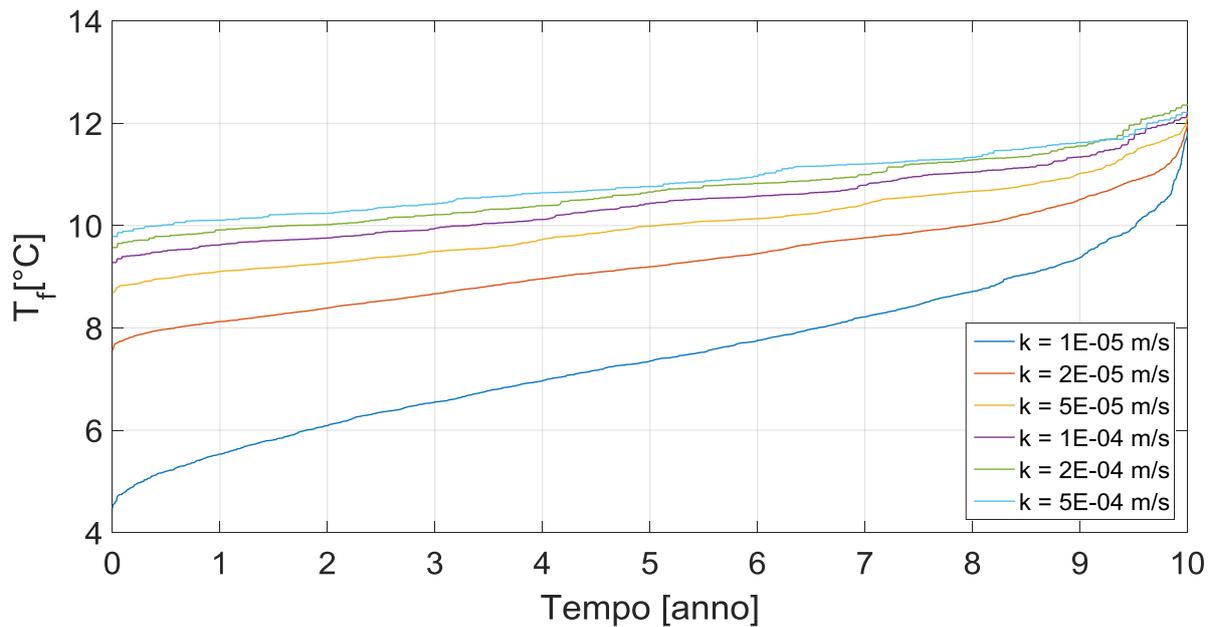


Fig. 3.19 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di conducibilità idraulica, caso senza accumulo.

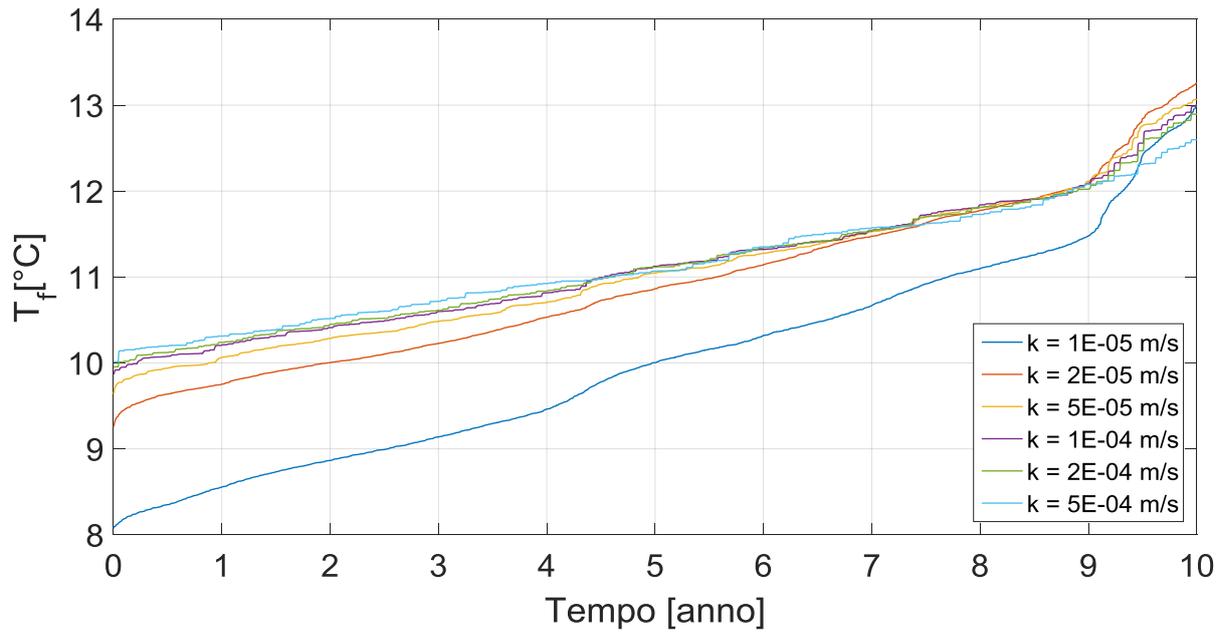


Fig. 3.20 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di gradiente idraulico, caso con accumulo.

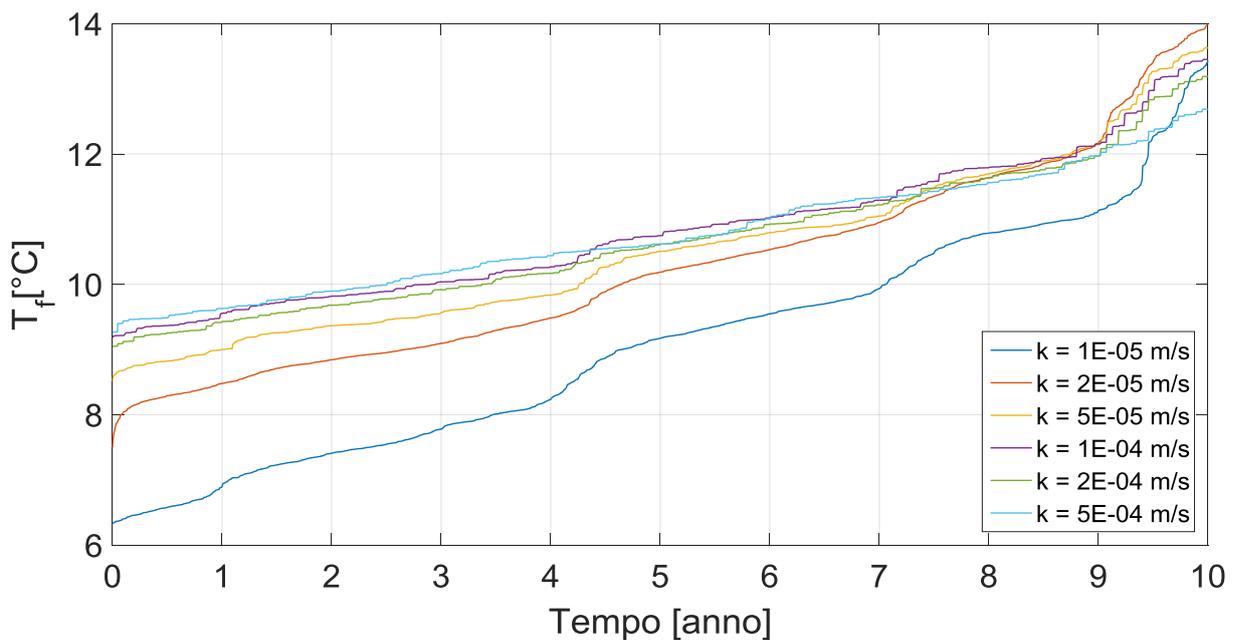


Fig. 3.21 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di gradiente idraulico, caso con accumulo ottimizzato.

Gli andamenti mostrano come all'aumentare della conduttività idraulica la temperatura del fluido aumenti. Questa considerazione trova dunque riscontro con quanto espresso in precedenza, rispetto al fenomeno di ricarica termica dovuto al movimento del flusso di falda. Le curve si avvicinano al crescere del parametro K , riscontrando una diminuzione della sua influenza sulla temperatura media.

Un'ulteriore osservazione riguarda l'influenza di elevati valori di K ($K = 5E-04$ m/s), che portano ad avere un andamento di temperatura molto simile per le diverse configurazioni del sistema. Questo fatto non avviene per valori di K inferiori. In conclusione, si può asserire che al crescere di K , la temperatura nelle tre configurazioni tende ad essere la stessa, in quanto il flusso di falda è tale da ripristinare le condizioni di temperatura indisturbata del terreno indipendentemente dalla configurazione adottata.

3.1.10 Soggiacenza

La soggiacenza è la quota che rappresenta la posizione in profondità della falda. La superficie presa come riferimento è quella del piano campagna. Essendo le sonde inserite verticalmente nel terreno, al variare del parametro soggiacenza si ha una maggior o minor estensione degli scambiatori attraverso la porzione di terreno saturo, ove avviene gran parte dello scambio termico.

In questo paragrafo i valori di soggiacenza presi come riferimento variano da 5 [m] a 20 [m].

Gli andamenti di temperatura vengono mostrati in Fig. 3.22:

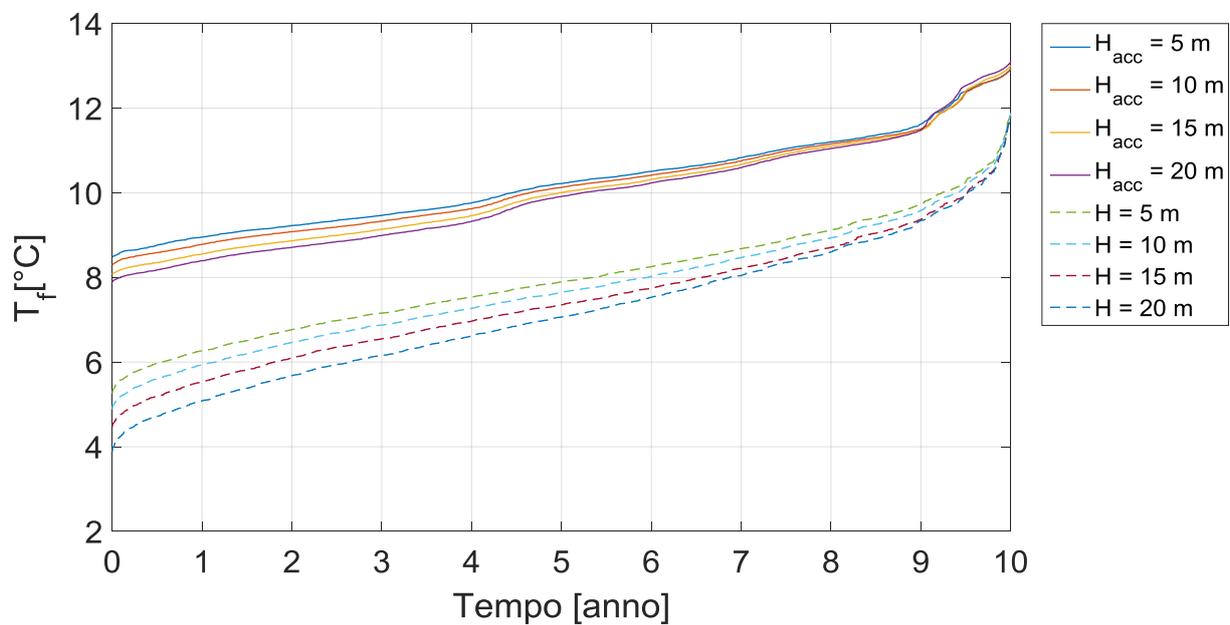


Fig. 3.22 - Distribuzione cumulata di temperatura media del fluido termovettore per diversi valori di soggiacenza, confronto tra caso con e senza accumulo.

Coerentemente con quanto espresso in precedenza, si osserva che all'aumentare dello spessore della soggiacenza la temperatura media del fluido tende a diminuire,

poiché il flusso termico viene distribuito su una lunghezza delle sonde maggiore. Tuttavia la differenza di temperatura massima tra le curve si aggira intorno al mezzo grado Celsius; considerando una lunghezza totale di 100 m per singola sonda, tra i diversi casi la percentuale di scambiatore a contatto con il mezzo saturo varia secondo step del 5%. Essendo una percentuale ridotta, la differenza di temperatura non risulta essere così diversificata da una simulazione ad un'altra. Per i casi di estremo, ovvero 5 m e 20 m, abbiamo una differenza di temperatura massima pari a circa 1°C. Riducendo il valore di soggiacenza varia di conseguenza la quota dello strato saturo.

3.2 Efficienza stoccaggio termico e COP

In questa seconda sezione verrà studiato il comportamento del sistema tramite la definizione di un indicatore di efficienza dello stoccaggio termico, atto a verificare se l'implementazione dell'accumulo termico nel sottosuolo possa portare effettivamente ad una miglioria delle prestazioni, confrontando le configurazioni del modello con e senza accumulo. A differenza del paragrafo 3.1, il lasso temporale analizzato non si limiterà più esclusivamente al solo periodo di riscaldamento, ma comprenderà l'intero arco temporale (10 anni). Ad ogni anno viene dunque assegnato un valore di efficienza mediato su 365 giorni.

L'indicatore utilizzato, denominato μ_{BTES} , viene definito come rapporto tra il guadagno termico del campo sonde (Q_{BHE}) e l'energia stoccata tramite l'impianto geotermico derivante dal campo solare (Q_{sol}). L'espressione di μ_{BTES} è espressa dall'equazione 3.5:

$$\mu_{BTES} = \frac{Q_{BHE}}{Q_{sol}} \cdot 100 \quad (3.5)$$

Dove Q_{sol} viene preso direttamente da un file di output di TRNSYS, mentre Q_{BHE} viene ricavato tramite l'equazione 3.6:

$$Q_{BHE} = \dot{V} \cdot cp_f \cdot \rho \cdot \Delta T \quad (3.6)$$

Dove V [m³/s] è la portata volumetrica circolante all'interno del campo sonde, cp_f [kJ/(kgK)] il calore specifico del fluido termovettore, ρ [kg/m³] la densità del fluido e ΔT [°K] la differenza di temperatura tra i profili considerati. Si vuole inoltre sottolineare come il termine μ_{BTES} rappresenti un parametro per la valutazione esclusivamente energetica del sistema.

Nei seguenti paragrafi verranno presentati gli andamenti per l'indice di efficienza μ_{BTES} per tutti i parametri studiati in precedenza, mentre il confronto sarà effettuato esclusivamente tra le configurazioni di sistema 1 e 2 (senza accumulo e con accumulo). Saranno fatte alcune considerazioni per gli scenari più interessanti, mentre per gli altri casi ci si limiterà ad esporre i risultati ottenuti in modo da evitare la ridondanza dei commenti. Non viene considerato il terzo scenario dal momento che presenta un numero di sonde inferiore rispetto agli altri due casi.

Parallelamente ai risultati relativi all'indice μ_{BTES} , verranno infine analizzate le performance della pompa di calore, tramite la valutazione del COP. Le prestazioni della pompa di calore vengono studiate poiché forniscono un indice di valutazione per la determinazione dell'impatto economico dei diversi parametri. Un miglioramento dell'efficienza della pompa di calore si traduce in una diminuzione dell'energia richiesta per il suo funzionamento e, come diretta conseguenza, una diminuzione dei costi operativi.

Il COP viene calcolato mediante una correlazione di tipo lineare:

$$COP = a \cdot T_f + b \quad (3.7)$$

Dove a e b sono parametri caratteristici della pompa di calore², mentre T_f è la temperatura del fluido termovettore presentata nel paragrafo 3.1.

Come terminali di riscaldamento sono stati utilizzati pannelli radianti in quanto, grazie alle loro basse temperature di funzionamento, permettono di ottenere prestazioni della pompa di calore più elevate.

² $a = 0.1125$, $b = 4.8$

Nel paragrafo 3.2.1 verranno analizzati i risultati per tutti e tre gli scenari, al fine di presentare un quadro generale dell'andamento delle curve di COP. Per i paragrafi successivi al 3.2.1 non saranno riproposte le configurazioni con accumulo ottimizzato, onde evitare di cadere nella ripetitività. L'andamento di queste curve infatti è il medesimo della configurazione con accumulo semplice, con valori di COP leggermente più bassi, in accordo con i profili di temperatura visti nel paragrafo 3.1.

Con le assunzioni fatte nella costruzione dei modelli con accumulo, verrà dimostrato come il valore di COP rimanga pressappoco costante durante tutto l'arco temporale di simulazione. Per quanto riguarda le simulazioni che non prevedono l'accumulo invece ci si aspetta una diminuzione del COP.

In conclusione, ad ogni set di simulazioni verranno accostate tabelle riassuntive contenenti le variazioni percentuali di COP a 10 anni (fine tempo di simulazione).

3.2.1 Campo sonde

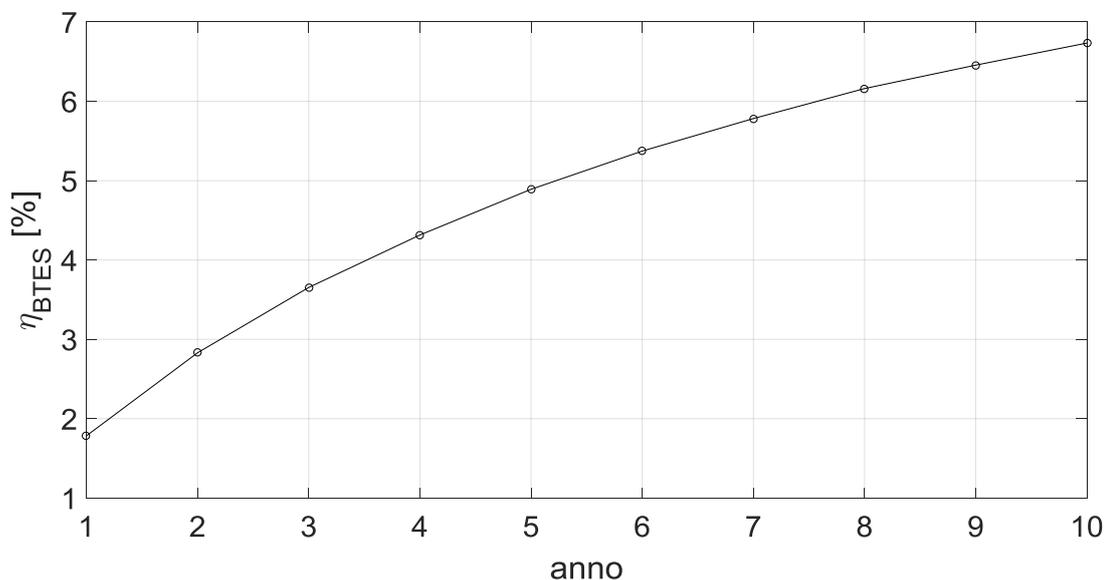


Fig. 3.23 – Curva di efficienza dell'accumulo termico, caso base.

Per il caso base si osserva come l'efficienza dello stoccaggio termico aumenti di circa l'1% per i primi cinque anni, poi lentamente tenda a diminuire fino ad assestarsi intorno al 7% al termine del tempo di simulazione. L'inclinazione della curva diminuisce nel corso degli anni dal momento che anche la curva di

temperatura senza accumulo non decresce con lo stesso ritmo, ma sembra tendere ad una situazione di stazionarietà con il crescere del tempo di simulazione.

Questa considerazione vale per tutti i grafici del paragrafo 3.2.

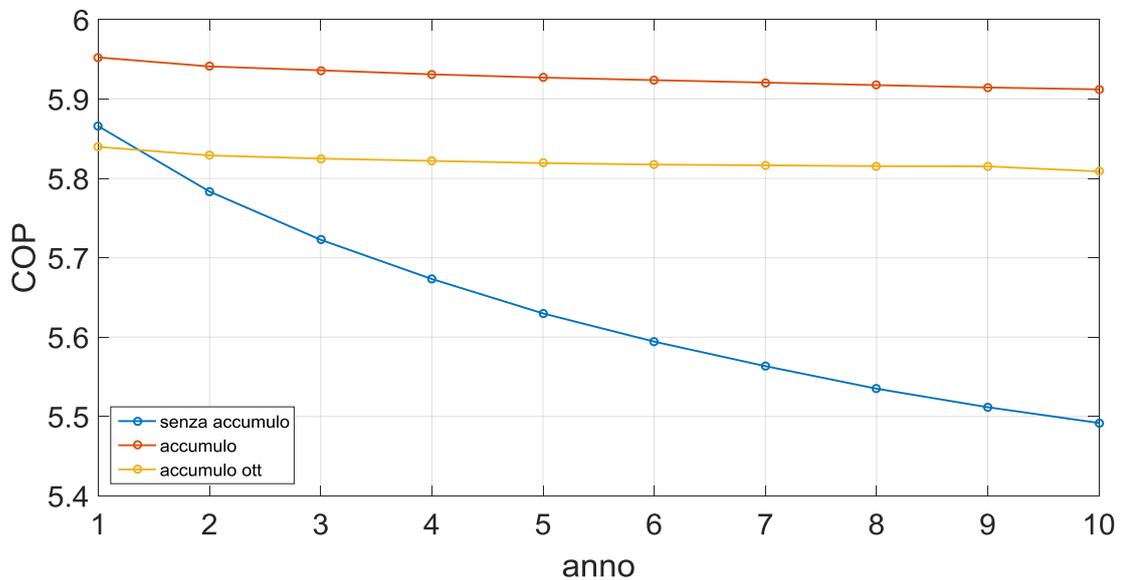


Fig. 3.24 – Andamento COP, caso base.

Tabella 3.6 -

10 y	COP	diff [%]
senza accumulo	5,492	0,0
accumulo	5,912	7,6
accumulo ott.	5,809	5,8

Le tre curve mostrano che le migliori prestazioni, per quanto riguarda la pompa di calore, si ottengono con la configurazione numero 2. Un’ottimizzazione dal punto di visto energetico richiederebbe dunque una scelta di questo tipo, con un conseguente risparmio sui costi di funzionamento attraverso gli anni. Con la configurazione numero 3 si otterrebbe un sistema leggermente meno performante, ma con un investimento iniziale fortemente ridimensionato, considerato il minor numero di sonde previsto per i due casi (il costo variabile delle sonde si aggira intorno ai 50÷60 € per metro lineare di perforazione⁵⁴).

3.2.2 Conducibilità termica del terreno

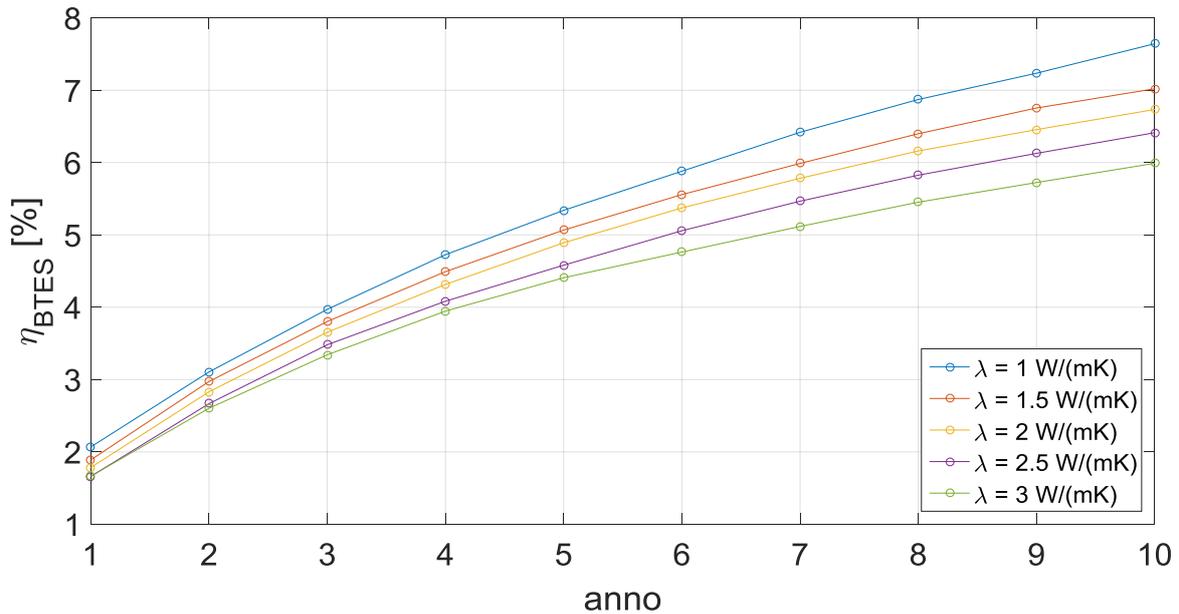


Fig. 3.25 - Curve di efficienza dell'accumulo termico per diversi valori di conducibilità termica.

Secondo quanto presentato nel paragrafo 3.1.2, si osserva come all'aumentare della conducibilità termica, vada a diminuire la differenza tra curve che condividono il medesimo valore del parametro studiato. Questo fatto si presenta in entrambe le configurazioni di sistema, dando luogo alla disposizione presentata in Fig. 3.25.

Simili conclusioni possono essere fatte anche per i paragrafi 3.2.5, 3.2.8 e 3.2.10.

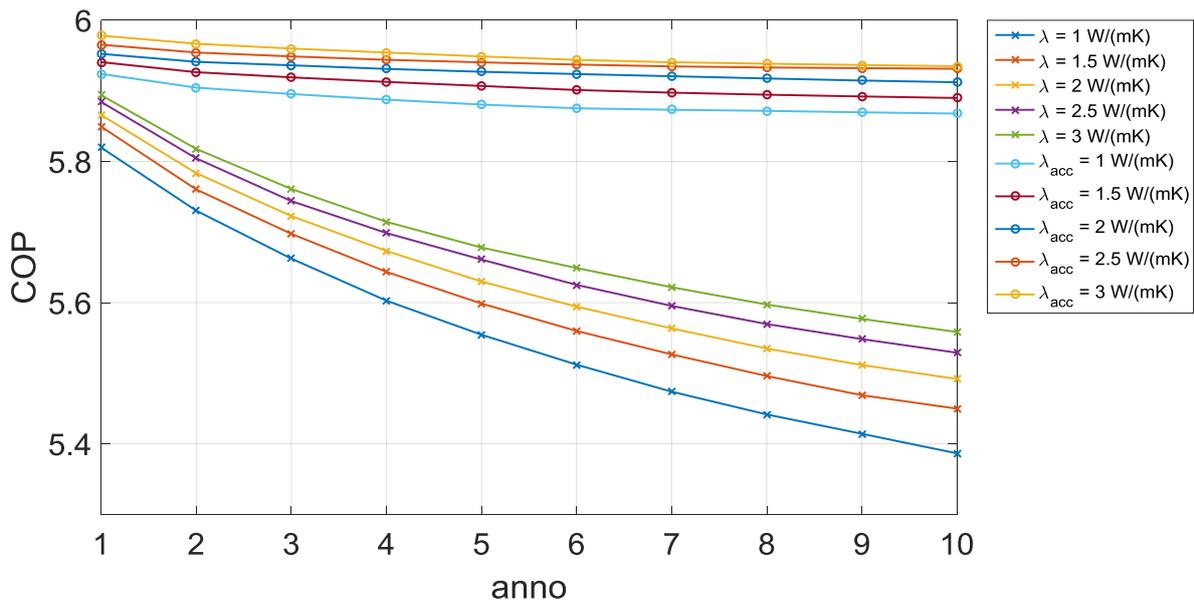


Fig. 3.26 - Andamento COP per diversi valori di conducibilità termica, confronto tra i casi con e senza accumulo.

Tabella 3.7 – Differenza di COP tra le configurazioni con e senza accumulo, per diversi valori di conducibilità termica.

10 y	Senza accumulo	Accumulo	diff [%]
λ_s [W/(mK)]	COP		
1	5,387	5,868	8,9
1,5	5,450	5,890	8,1
2	5,492	5,912	7,6
2,5	5,529	5,931	7,3
3	5,558	5,935	6,8

3.2.3 Capacità termica del terreno

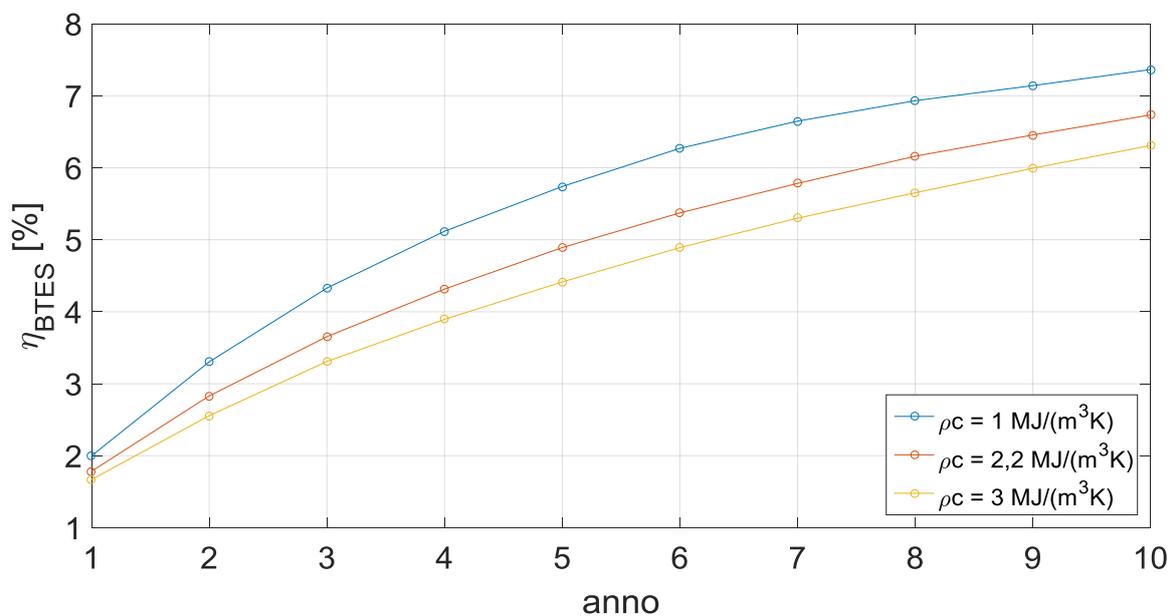


Fig. 3.27 - Curve di efficienza dell'accumulo termico per diversi valori di capacità termica.

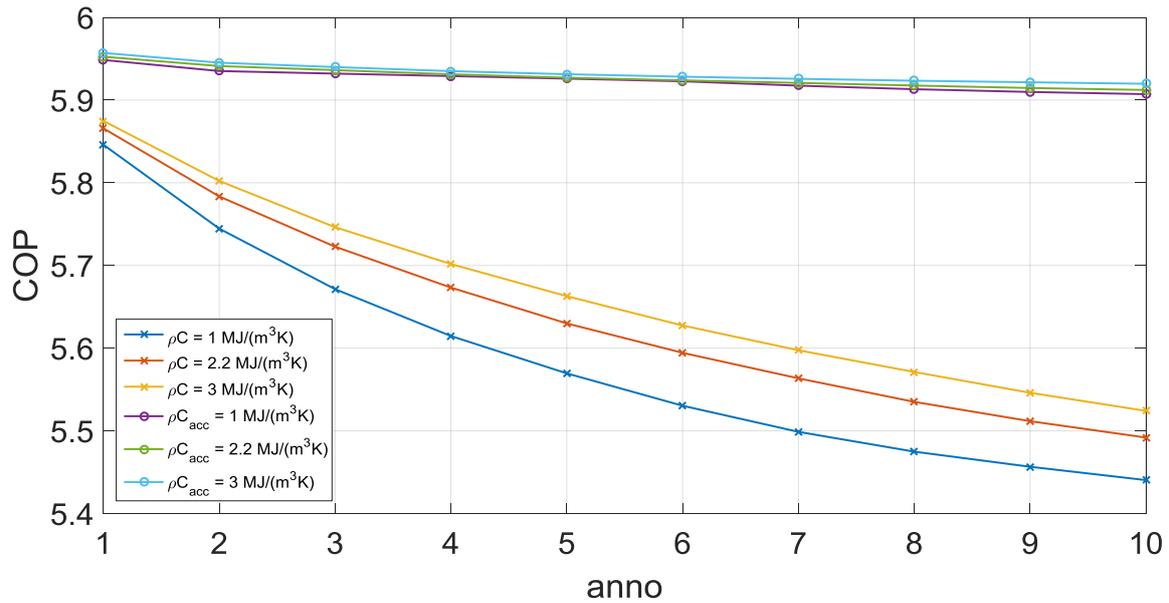


Fig. 3.28 - Andamento COP per diversi valori di capacità termica, confronto tra i casi con e senza accumulo.

Tabella 3.8 - Differenza di COP tra le configurazioni con e senza accumulo, per diversi valori di capacità termica.

10 y	Senza accumulo	Accumulo	diff [%]
ρ_C s [MJ/(m ³ K)]	COP		
1	5,440	5,907	8,6
2,2	5,492	5,912	7,6
3	5,524	5,920	7,2

Dalla Fig. 3.28 si denota come la variazione di capacità termica del terreno non abbia influenza per quanto riguarda l'impianto con accumulo, mentre una variazione leggermente più pronunciata si riscontra nel caso senza accumulo. La variazione di COP tra le diverse simulazioni con la medesima configurazione di sistema risulta essere la seconda per minor variazione relativa, preceduta solamente dalla sezione del campo sonde (paragrafo 3.2.8). In conclusione ne emerge lo scarso interesse per uno studio approfondito in merito a questo parametro.

3.2.4 Temperatura indisturbata del terreno

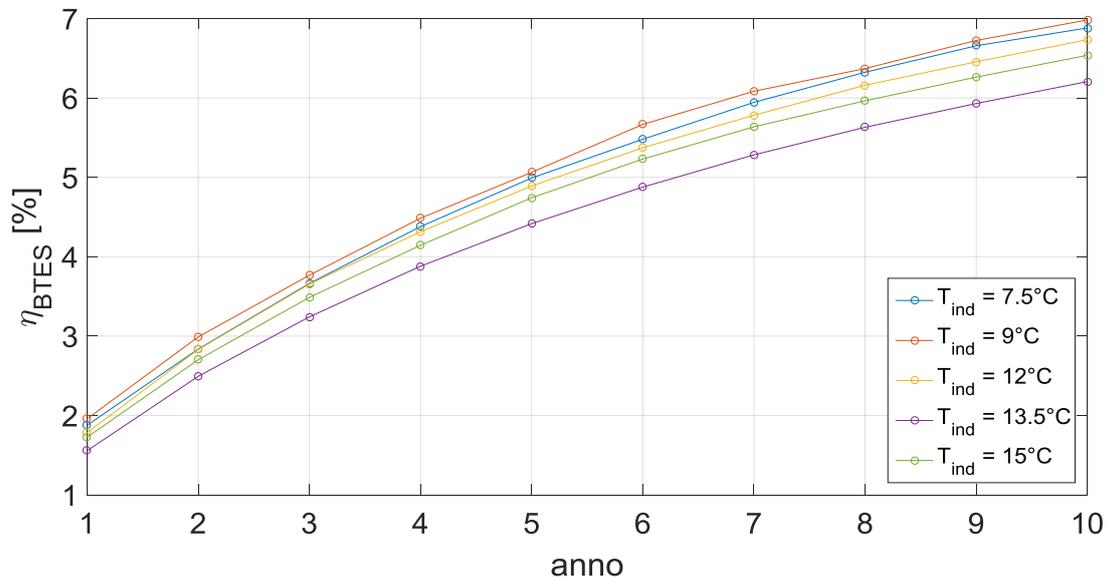


Fig. 3.29 - Curve di efficienza dell'accumulo termico per diversi valori di temperatura indisturbata del terreno.

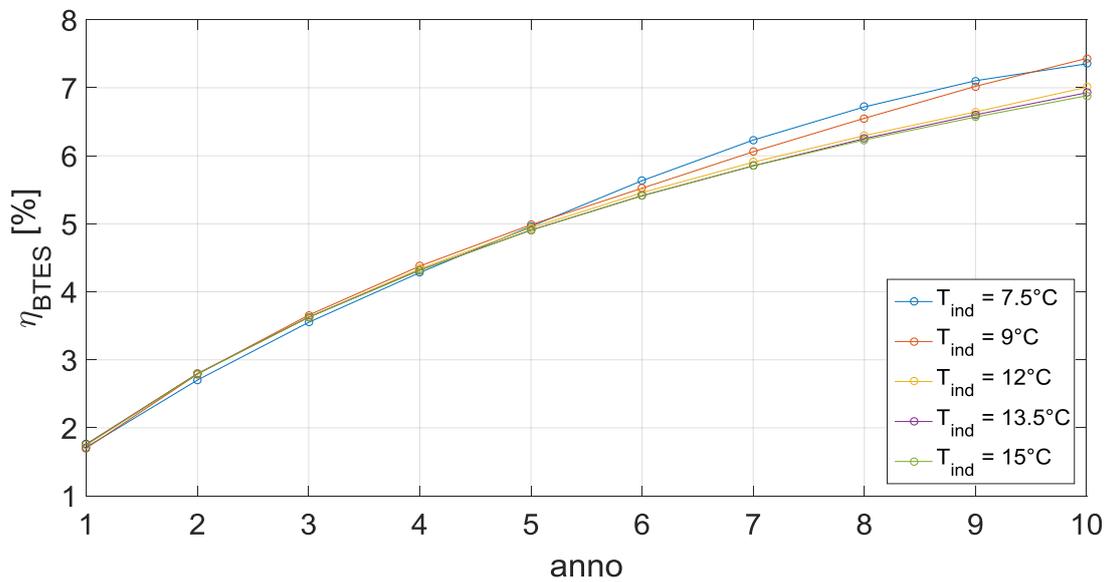


Fig. 3.30 - Curve di efficienza dell'accumulo termico per diversi valori di temperatura indisturbata del terreno, caso con gradiente geotermico.

Osservando lo scenario con e senza gradiente geotermico (Fig. 3.29 e Fig. 3.30), si riscontra che l'andamento di efficienza non varia molto, in accordo con quanto visto per i profili di temperatura. La presenza del gradiente tende a traslare le curve di temperatura a valori di temperatura maggiori, ed ha effetto in egual modo nelle

configurazioni con e senza accumulo, di conseguenze anche le curve di efficienza si assomigliano molto. Nello specifico si può apprezzare questo fatto in Fig. 3.31, dove viene mostrato come gli andamenti di temperatura con e senza gradiente a $T=12^{\circ}\text{C}$ risultino essere praticamente sovrapponibili:

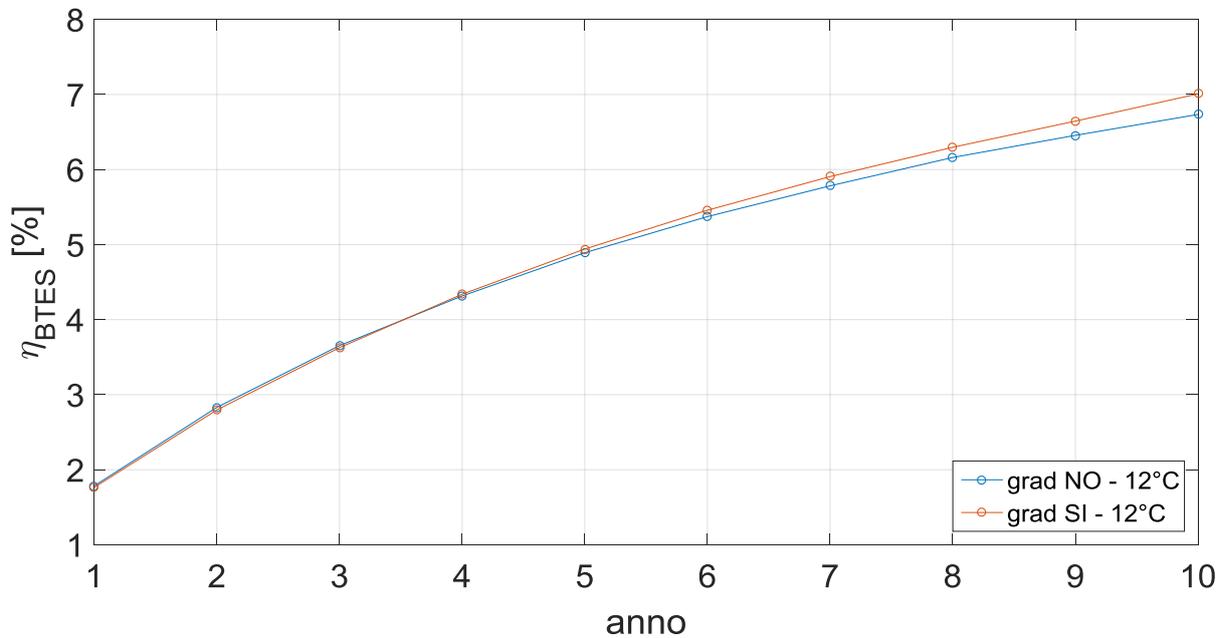


Fig. 3.31 - Confronto curve di efficienza dell'accumulo termico tra i casi con e senza gradiente geotermico a $T_{\text{ind}} = 12^{\circ}\text{C}$.

Gli andamenti di COP sono mostrati in Fig. 3.32-Fig. 3.35:

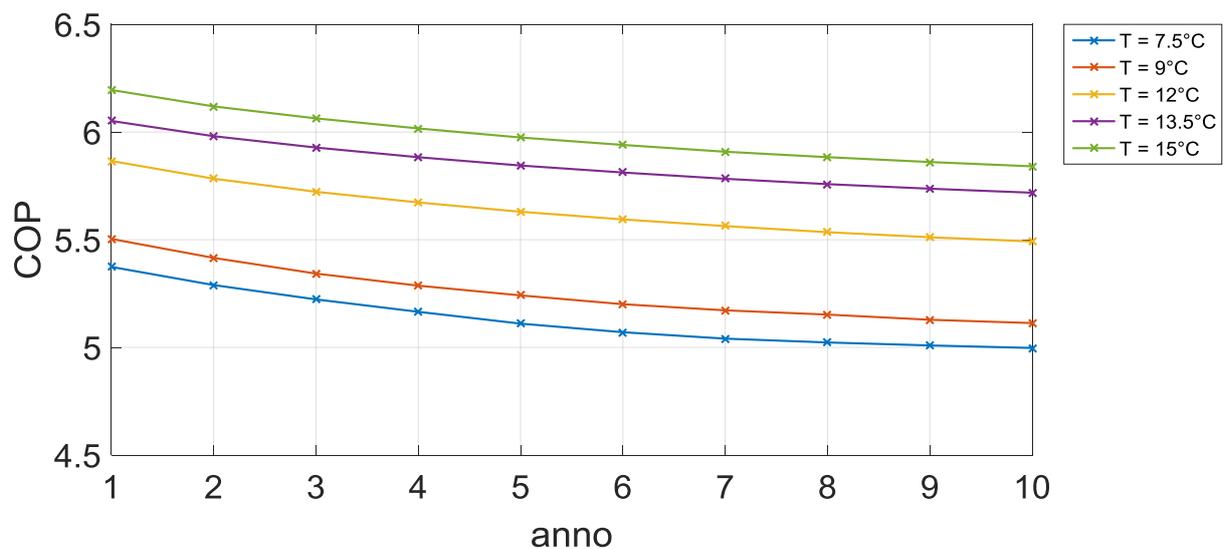


Fig. 3.32 - Andamento COP per diversi valori di temperatura indisturbata del terreno, caso senza accumulo.

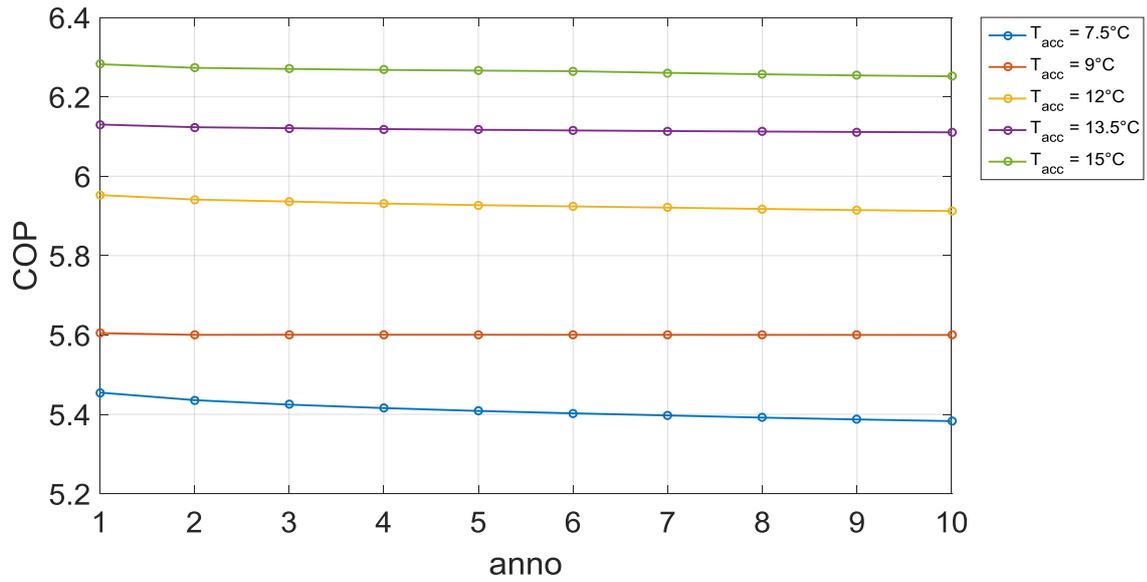


Fig. 3.33 - Andamento COP per diversi valori di temperatura indisturbata del terreno, caso con accumulo.

Tabella 3.9 - Differenza di COP tra le configurazioni con e senza accumulo, per diversi valori di temperatura indisturbata del terreno.

10 y	Senza accumulo	Accumulo	diff [%]
T _{ind} [°C]	COP		
7,5	4,998	5,383	7,7
9	5,203	5,600	7,6
12	5,492	5,912	7,6
13,5	5,718	6,111	6,9
15	5,841	6,252	7,0

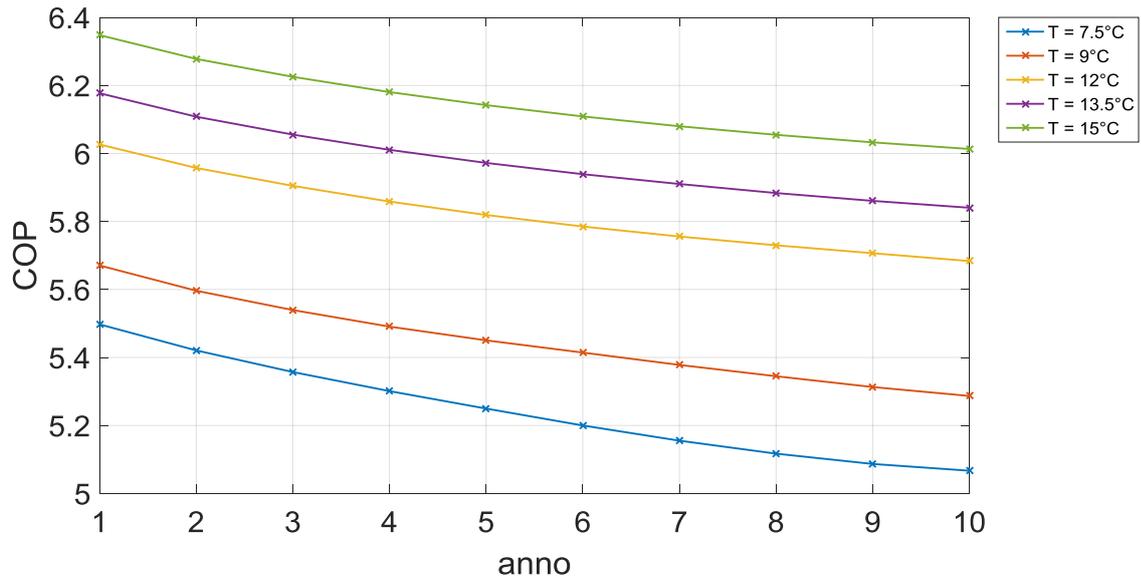


Fig. 3.34 - Andamento COP per diversi valori di temperatura indisturbata del terreno con gradiente geotermico, caso senza accumulo.

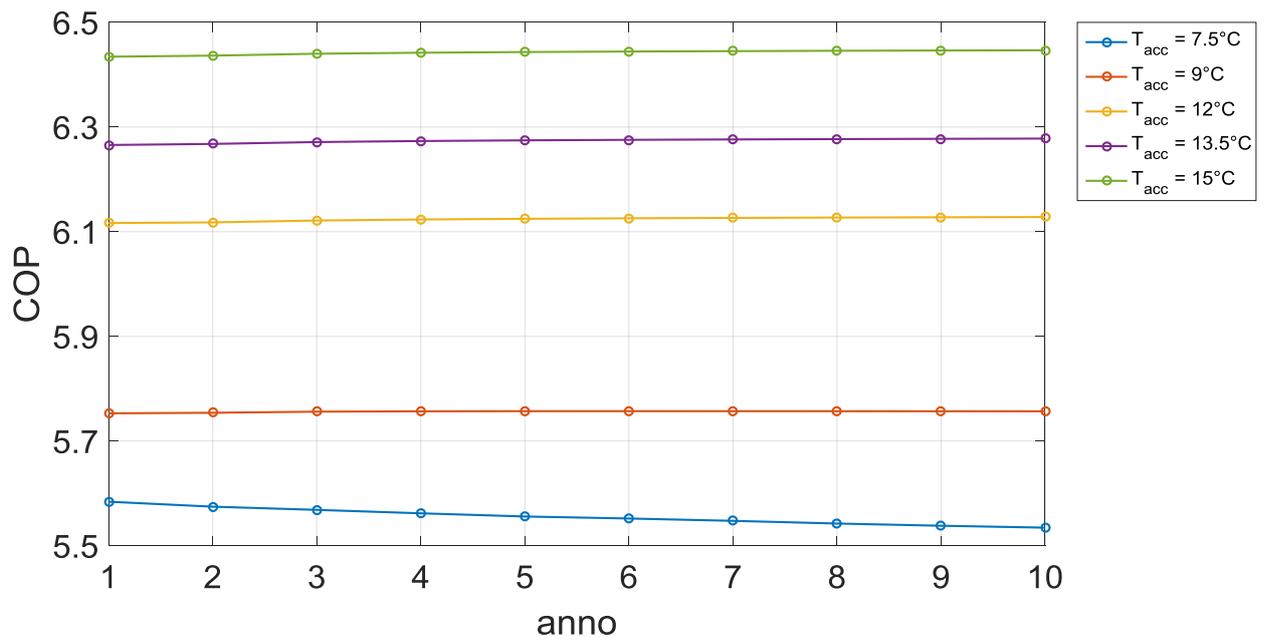


Fig. 3.35 - Andamento COP per diversi valori di temperatura indisturbata del terreno con gradiente geotermico, caso con accumulo.

Tabella 3.10 - Differenza di COP tra le configurazioni con e senza accumulo, per diversi valori di temperatura indisturbata del terreno con gradiente geotermico.

10 y	Senza accumulo	Accumulo	diff [%]
T _{ind_grad} [°C]	COP		
7,5	5,067	5,534	9,2
9	5,287	5,757	8,9
12	5,684	6,128	7,8
13,5	5,840	6,278	7,5
15	6,013	6,447	7,2

Nell'arco delle simulazioni condotte, quelle riguardanti la temperatura indisturbata del terreno, presentano il maggior range di variazione relativa delle curve di COP. Senza l'influenza del gradiente geotermico questa variazione (tra 7.5°C e 15°C) è di circa 15 punti percentuale, mentre nello stesso range di temperatura ma considerando il gradiente geotermico, si attesta intorno ai 17 punti percentuale. Il range di variazione di COP tra le due configurazioni è il medesimo e raggiunge un massimo scarto di 2÷2.5 punti percentuale. La temperatura indisturbata del terreno è dunque il parametro più influente per quanto riguarda le caratteristiche del terreno analizzate.

3.2.5 Profondità sonde

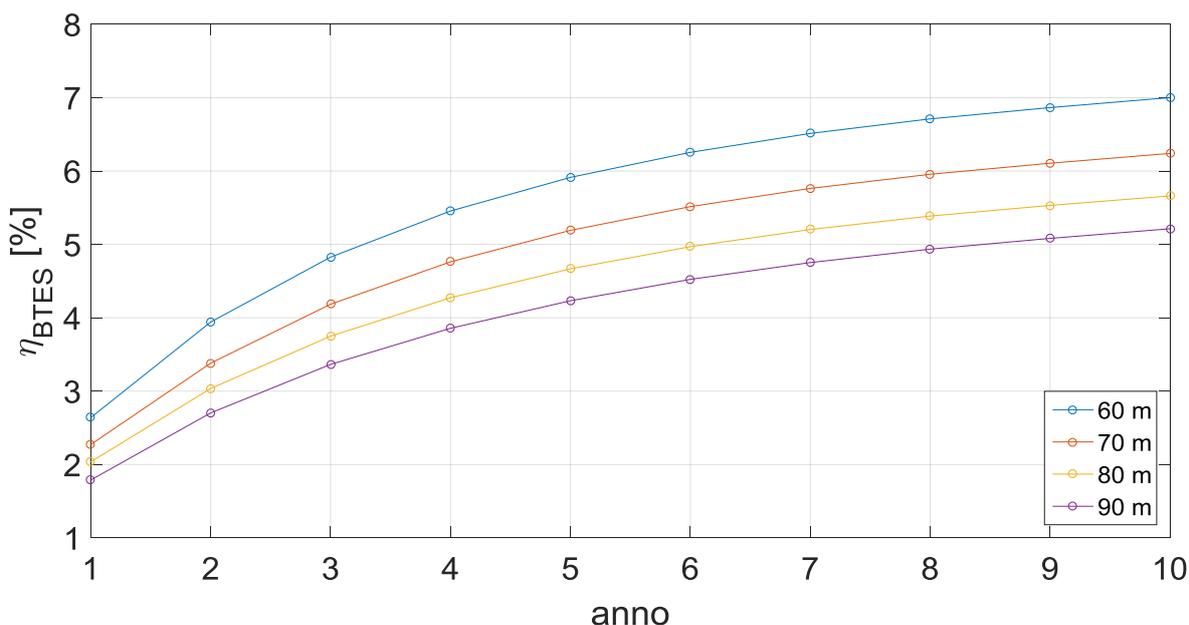


Fig. 3.36 - Curve di efficienza dell'accumulo termico per diversi valori di profondità delle sonde.

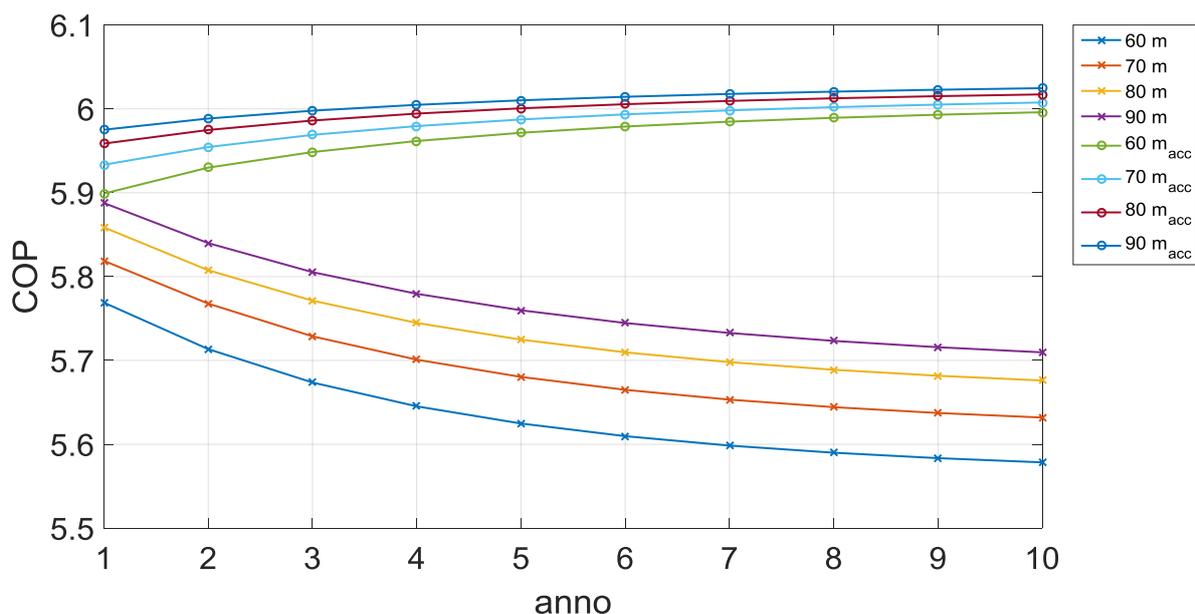


Fig. 3.37 - Andamento COP per diversi valori di profondità delle sonde, confronto tra i casi con e senza accumulo.

Tabella 3.11 - Differenza di COP tra le configurazioni con e senza accumulo, per diversi valori di profondità delle sonde.

10 y	Senza accumulo	Accumulo	diff [%]
H sonde [m]	COP		
60	5,579	5,996	7,5
70	5,632	6,008	6,7
80	5,676	6,017	6,0
90	5,710	6,025	5,5

Dalla Fig. 3.37 si possono fare le seguenti osservazioni:

1. Il COP per la configurazione con accumulo non varia apprezzabilmente al variare della profondità delle sonde;
2. Il COP per la configurazione senza accumulo aumenta all'aumentare della profondità delle sonde (circa 0.25 per ogni Δh di variazione);
3. In accordo con il punto 2, all'aumentare della profondità delle sonde diminuisce il guadagno sul COP che si ottiene implementando l'accumulo;
4. Sulla base del punto 3, si ipotizza che un'analisi di ottimizzazione sulla lunghezza delle sonde, avrebbe come risultato la determinazione di una profondità (H), tale per cui ci sia un punto di minimo sulla curva dei costi totali.

3.2.6 Distanza sonde

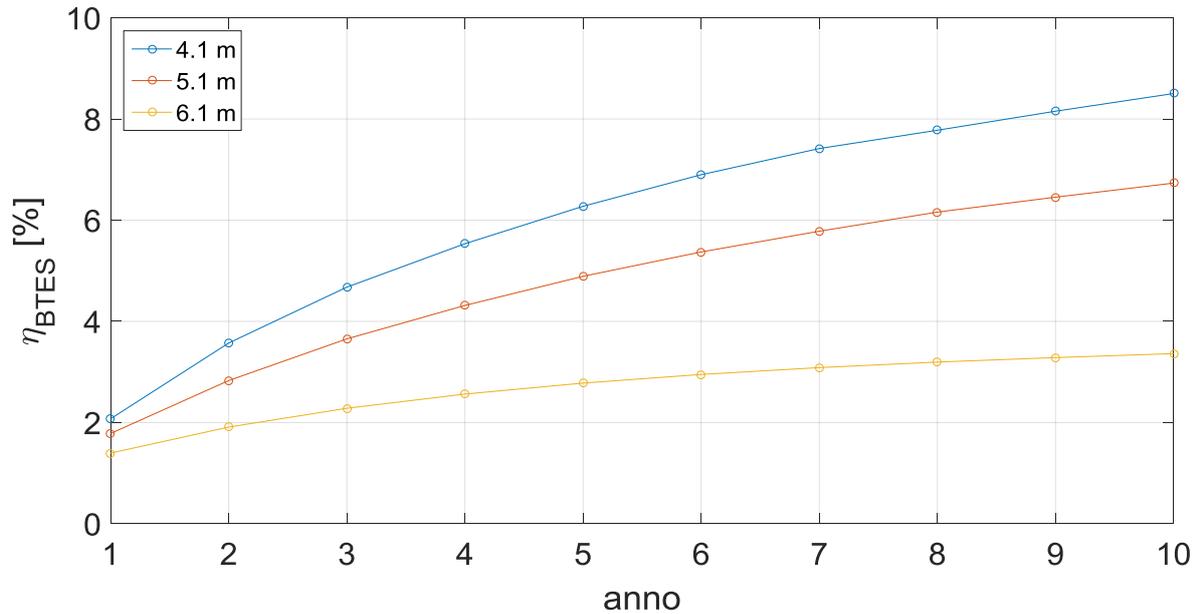


Fig. 3.38 - Curve di efficienza dell'accumulo termico per diversi valori di distanza tra le sonde.

In Fig. 3.38 si può osservare come all'aumentare della distanza tra sonde il guadagno termico delle sonde diminuisca, in particolare nella configurazione con distanza tra sonde pari a 6.1 m, dove l'incremento di efficienza non è più apprezzabile dopo circa sei anni. Per valori più elevati ci si aspetta di raggiungere una condizione di plateau già nei primi anni di simulazione.

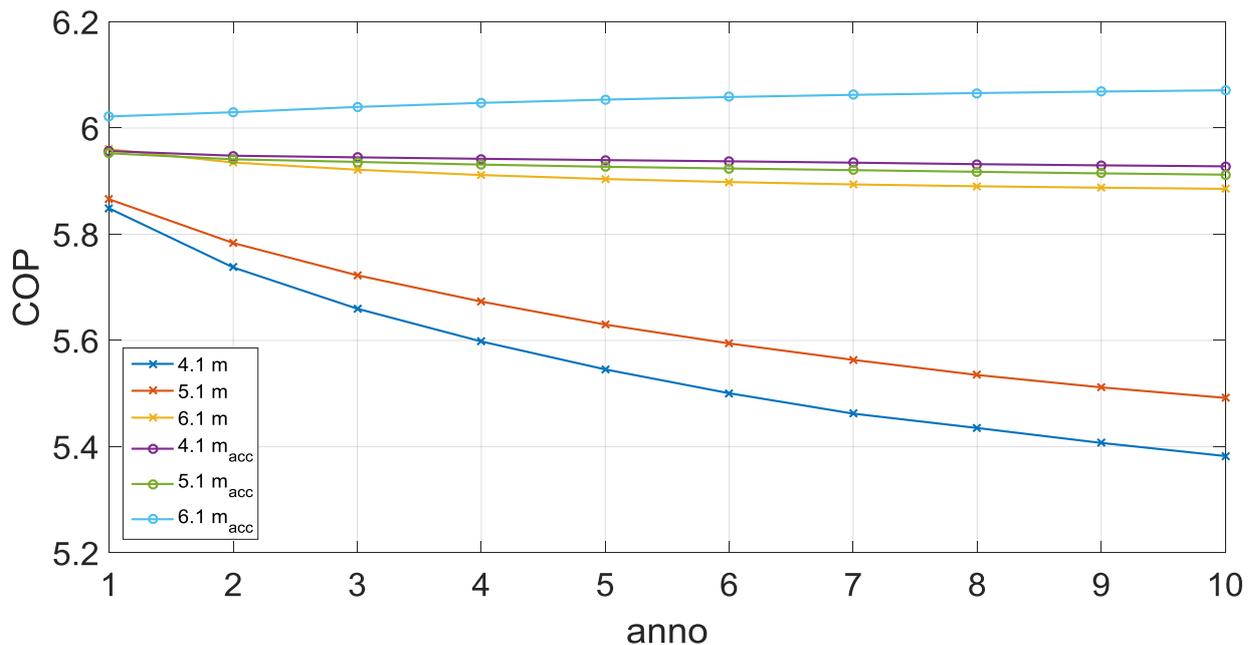


Fig. 3.39 - Andamento COP per diversi valori di distanza tra le sonde, confronto tra i casi con e senza accumulo.

Tabella 3.12 - Differenza di COP tra le configurazioni con e senza accumulo, per diversi valori di distanza tra le sonde.

10 y	Senza accumulo	Accumulo	diff [%]
d sonde [m]	COP		
4,1	5,382	5,928	10,1
5,1	5,492	5,912	7,6
6,1	5,886	6,071	3,1

Osservando la distribuzione delle curve con accumulo (Fig. 3.39), si denota come le prestazioni della pompa di calore non si modifichino sensibilmente al variare della distanza tra le sonde. Partendo da questa considerazione, si può dunque decidere di optare per una distanza inferiore ai 6.1 m, in modo che il campo sonde non richieda un volume eccessivamente grande rispetto all'effettivo guadagno in termini di prestazione. Generalmente infatti il range di valori che viene maggiormente preso in considerazione è compreso tra 2.5 e 5 m⁵⁵. Tuttavia risulta interessante osservare il caso senza accumulo con distanza pari a 6.1, dove l'andamento di COP è molto simile alle curve d=4.1m e d=5.1m con accumulo. I risultati ottenuti suggeriscono che in assenza di accumulo termico sia auspicabile optare per un maggior distanziamento tra le sonde e viceversa. Per accumuli parziali ci si aspetta che la distanza ottimale sia in una situazione intermedia.

3.2.7 Tipologia campo sonde

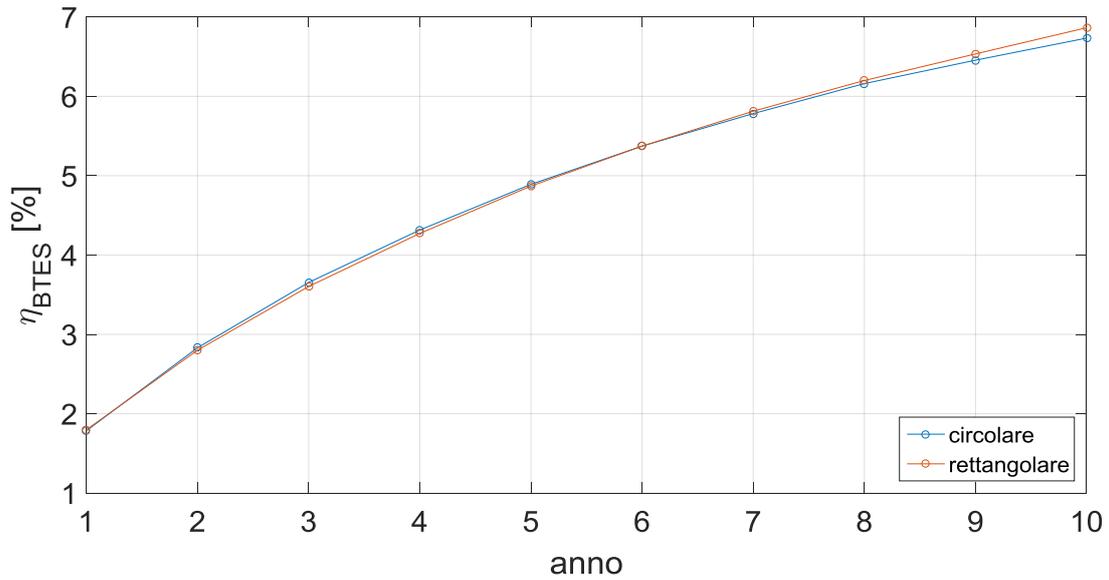


Fig. 3.40 - Curve di efficienza dell'accumulo termico in funzione della tipologia del campo sonde.

In accordo con quanto visto per gli andamenti di temperatura nel paragrafo 3.1.8, si ottiene di conseguenza che l'andamento del guadagno termico delle sonde sia il medesimo.

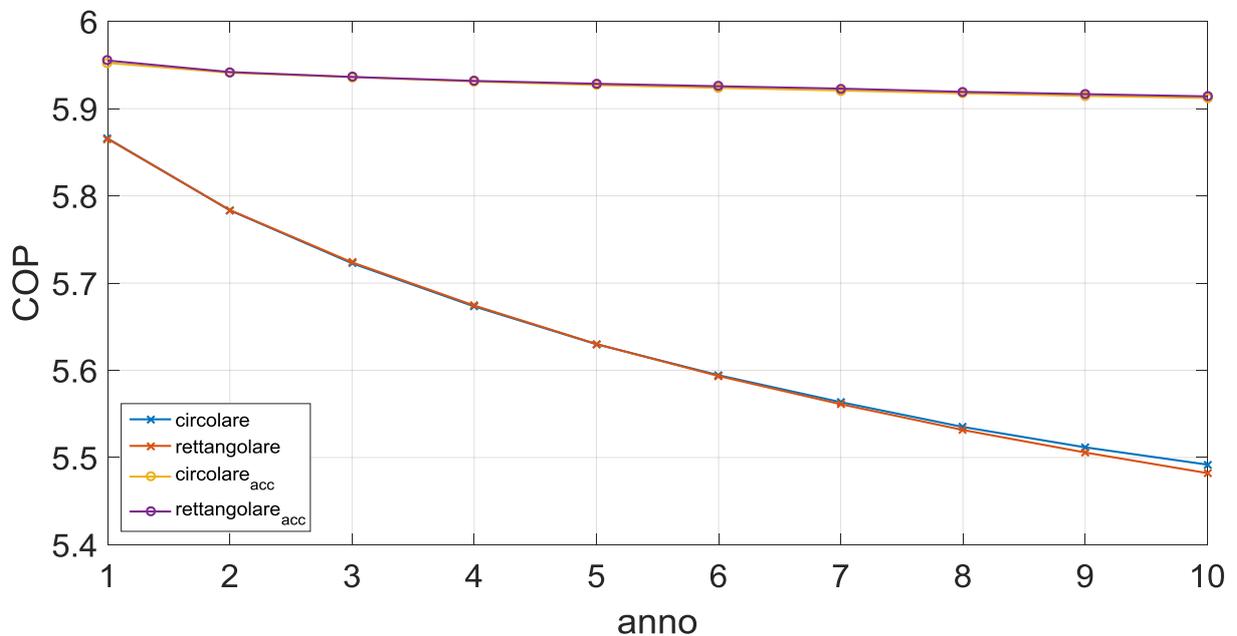


Fig. 3.41 - Andamento COP in funzione della tipologia del campo sonde, confronto tra i casi con e senza accumulo.

Tabella 3.13 - Differenza di COP tra le configurazioni con e senza accumulo, in funzione della tipologia del campo sonde.

10 y	Senza accumulo	Accumulo	diff [%]
sezione	COP		
circolare	5,492	5,912	7,6
rettangolare	5,482	5,914	7,9

Conformemente a quanto ottenuto nel paragrafo 3.1.8, la sezione del campo sonde nelle condizioni di simulazione non influenza in particolar modo il comportamento del sistema, inoltre risulta essere il parametro geometrico con meno rilevanza rispetto a profondità e distanza tra le sonde. La scelta di una tipologia di sezione rispetto ad un'altra risulta essere di interesse per aspetti puramente di carattere pratico, come la superficie e il volume disponibili per lo scavo.

3.2.8 Gradiente idraulico

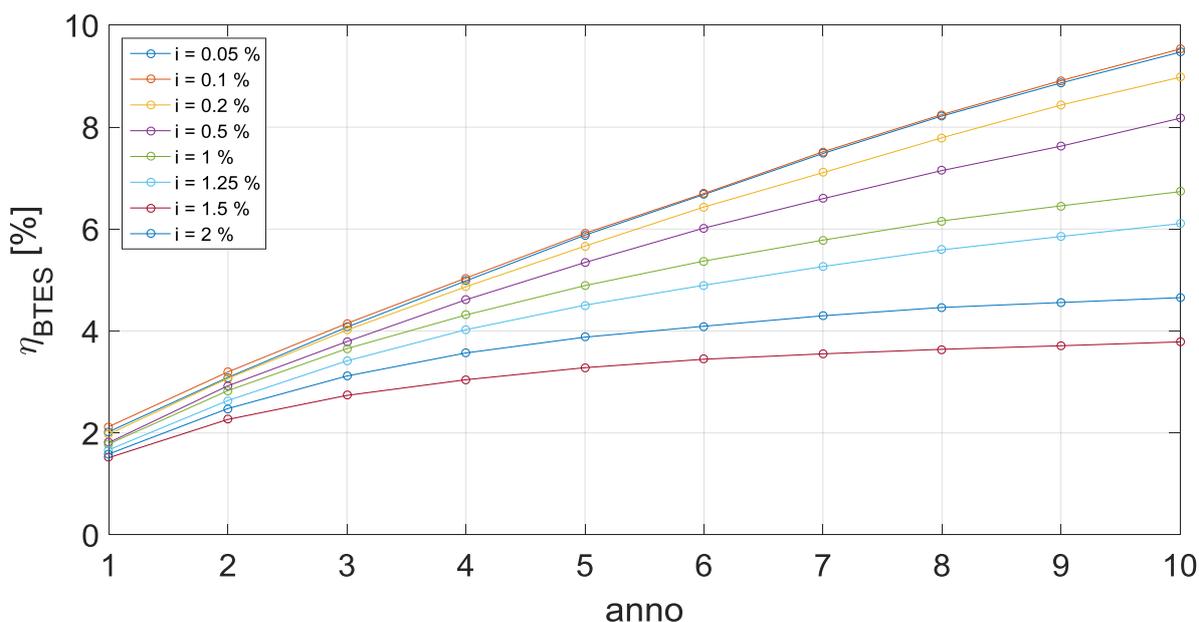


Fig. 3.42 - Curve di efficienza dell'accumulo termico per diversi valori di gradiente idraulico.

Il gradiente idraulico mostra il più ampio range di variazione del guadagno termico delle sonde (Fig. 3.42), passando da un 4% per $i=1.5\%$ a circa il 10% per le curve $i=0.05\%$ e $i=0.1\%$. Per il set di simulazioni proposto, il valore di efficienza del 10% rappresenta il limite superiore raggiungibile, osservando il progressivo avvicinamento delle curve al diminuire di i . All'aumentare del gradiente idraulico inoltre, il vantaggio di prevedere un accumulo diventa sempre meno

preponderante, e viene a saturare a cavallo tra il quinto e il sesto anno di simulazione.

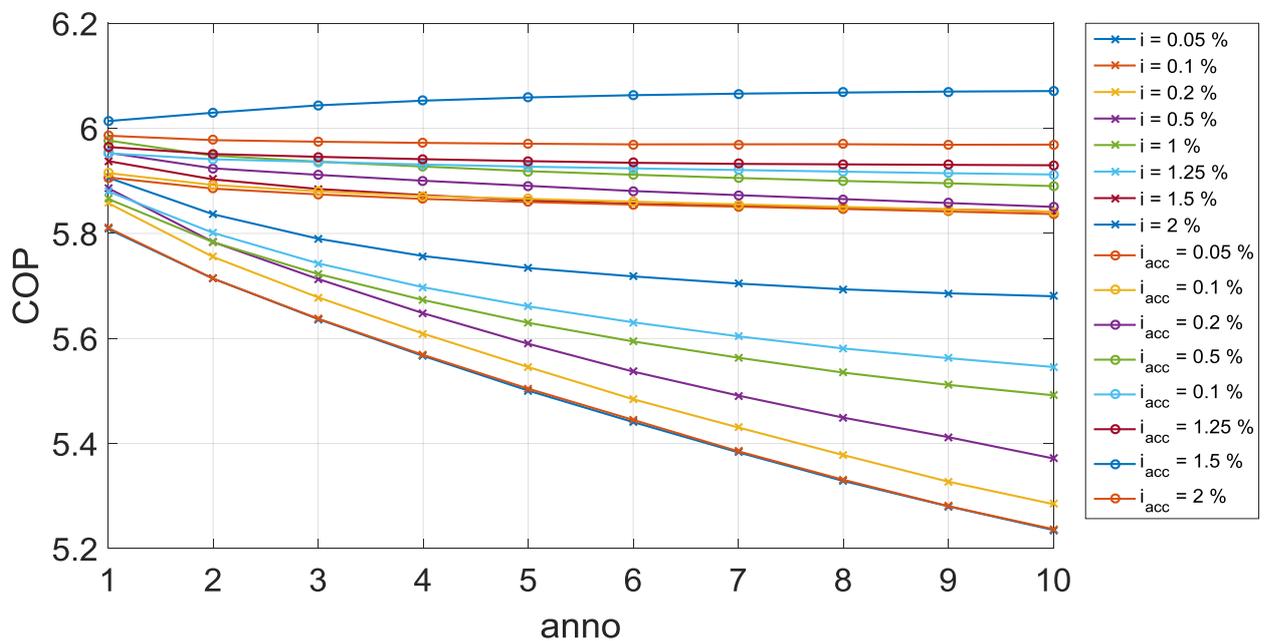


Fig. 3.43 - Andamento COP per diversi valori di gradiente idraulico, confronto tra i casi con e senza accumulo.

Tabella 3.14 - Differenza di COP tra le configurazioni con e senza accumulo, per diversi valori di gradiente idraulico.

10 y	Senza accumulo	Accumulo	diff [%]
i [%]	COP		
0,05	5,235	5,837	11,5
0,1	5,237	5,842	11,6
0,2	5,285	5,851	10,7
0,5	5,372	5,890	9,6
1	5,492	5,912	7,6
1,25	5,546	5,930	6,9
1,5	5,841	6,071	3,9
2	5,680	5,969	5,1

Lo studio del gradiente idraulico rivela che esso produce il maggior incremento di prestazioni tra le due configurazioni considerate, passando da un minimo di 3.9% ad un massimo di 11.5%.

Nel range di valori considerato e fissata una configurazione del sistema, si ha una variazione percentuale dell'11% tra le curve relative a $i=0.05\%$ (minimo scarto

negativo) e $i=1.5\%$ (massimo scarto positivo) rispetto al caso preso come riferimento ($i=1\%$).

Le velocità di Darcy corrispondenti alle simulazioni effettuate sono riportate in tabella 3.15.

Tabella 3.15 – Velocità di Darcy in funzione del gradiente idraulico.

i [%]	V_{darcy} [m/s]
0,05	5,00E-07
0,1	1,00E-06
0,2	2,00E-06
0,5	5,00E-06
1	1,00E-05
1,25	1,25E-05
1,5	1,50E-05
2	2,00E-05

3.2.9 Conducibilità idraulica

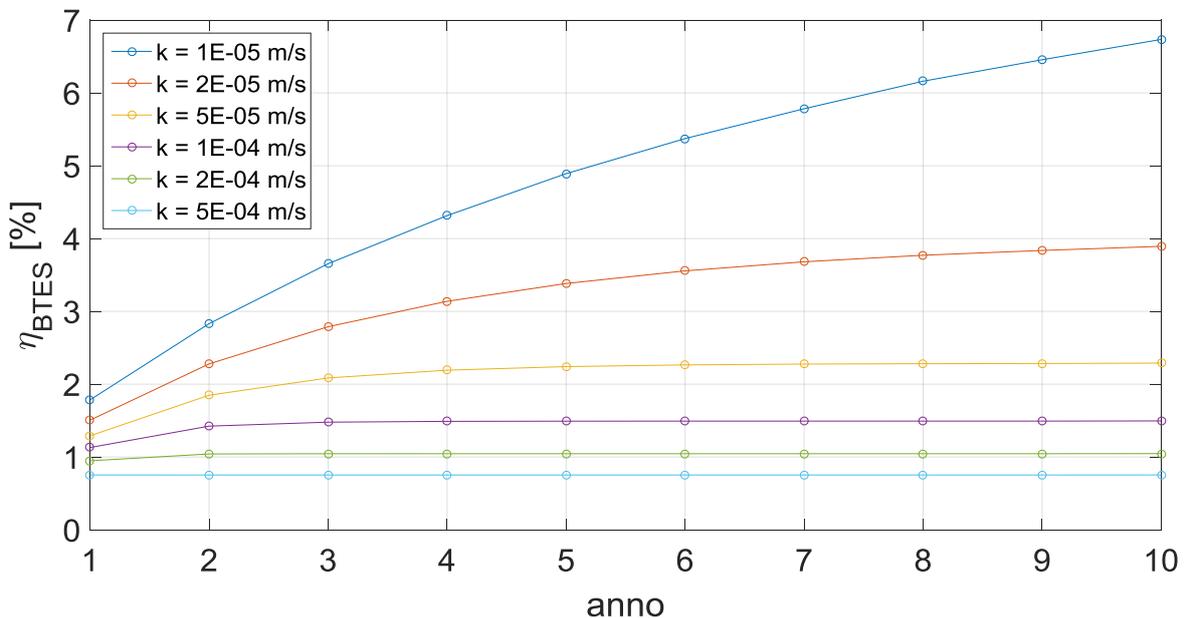


Fig. 3.44 - Curve di efficienza dell'accumulo termico per diversi valori conducibilità idraulica.

Nel paragrafo 3.1.9 si è visto come con maggiori valori di conducibilità idraulica i profili di temperatura tendano ad essere simili per tutte le configurazioni. Come ulteriore prova di questo fatto si osserva come le varie curve di efficienza tendano ad appiattirsi con il crescere di K . La curva per $K = 5E-04$ [m/s] rappresenta il caso

limite per questo set di simulazioni, come possiamo vedere dalla sua pendenza praticamente nulla. Si conclude che al diminuire del parametro di conducibilità idraulica il sistema accumulo termico diventi via via più efficiente.

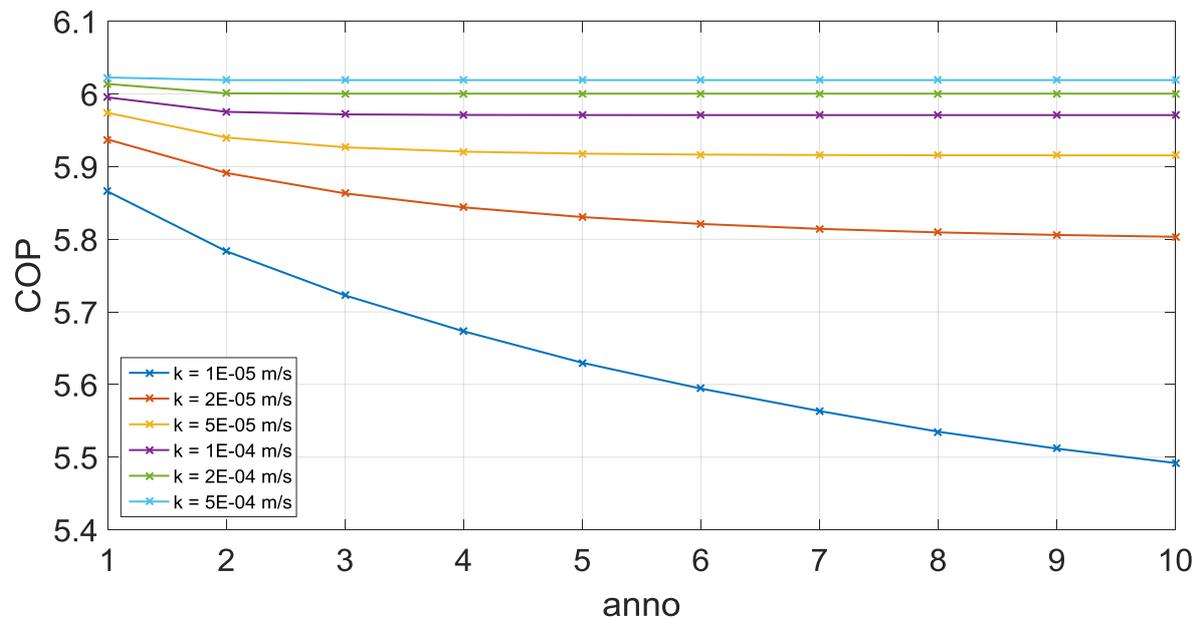


Fig. 3.45 - Andamento COP per diversi valori di conducibilità idraulica, caso senza accumulo.

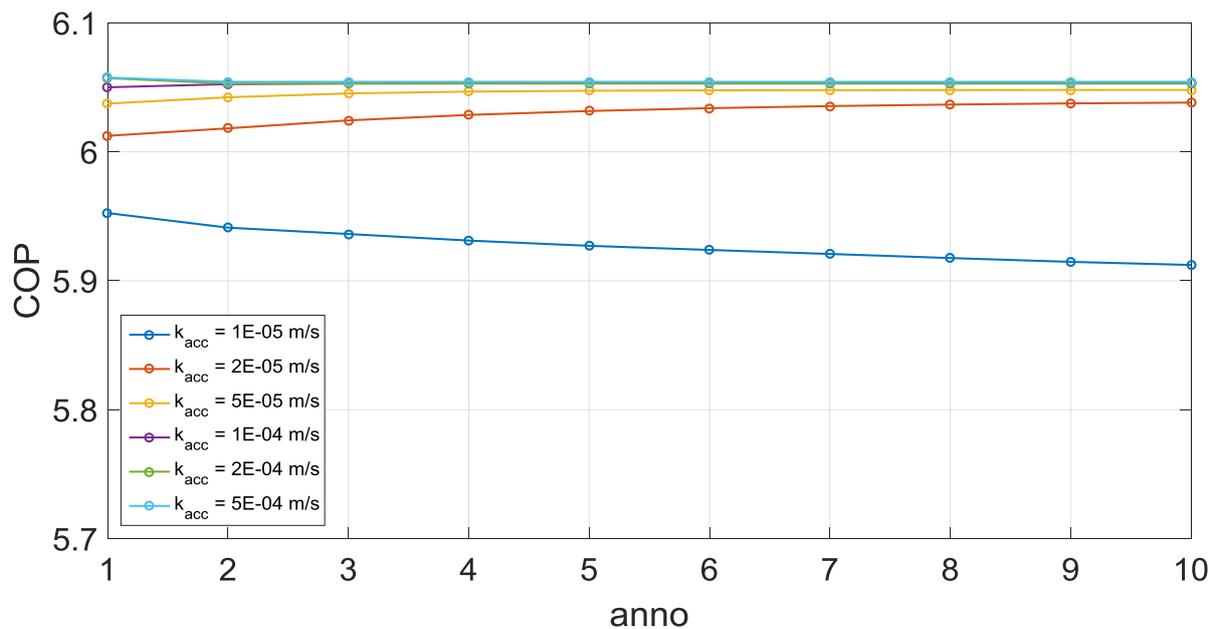


Fig. 3.46 - Andamento COP per diversi valori di conducibilità idraulica, caso con accumulo.

Tabella 3.16 - Differenza di COP tra le configurazioni con e senza accumulo, per diversi valori di conducibilità idraulica.

10 y	Senza accumulo	Accumulo	diff [%]
K [m/s]	COP		
1,00E-05	5,492	5,912	7,6
2,00E-05	5,803	6,038	4,0
5,00E-05	5,916	6,048	2,2
1,00E-04	5,971	6,053	1,4
2,00E-04	6,001	6,053	0,9
5,00E-04	6,019	6,054	0,6

Insieme al gradiente idraulico, la conducibilità idraulica è uno dei parametri che influenza maggiormente il comportamento del sistema. Si è visto come all'aumentare del termine K i profili di temperatura per le diverse configurazioni diventino via via più simili tra di loro e questo fatto è riscontrabile nella diminuzione dell'incremento di prestazioni della pompa di calore, che passa da una differenza di 7.6 punti percentuale nel caso di $K=1E-05$ [m/s] a 0.6 per $K=5E-04$ [m/s]. Al crescere della conducibilità idraulica le performance della pompa di calore nelle configurazioni con e senza accumulo tendono ad essere le stesse, mentre per quanto riguarda una sua diminuzione si ottiene un incremento dell'efficacia dell'accumulo termico. Infine, muovendosi verso una condizione teorica di flusso di falda assente, diventano sempre più influenti le caratteristiche termiche del terreno.

3.2.10 Soggiacenza

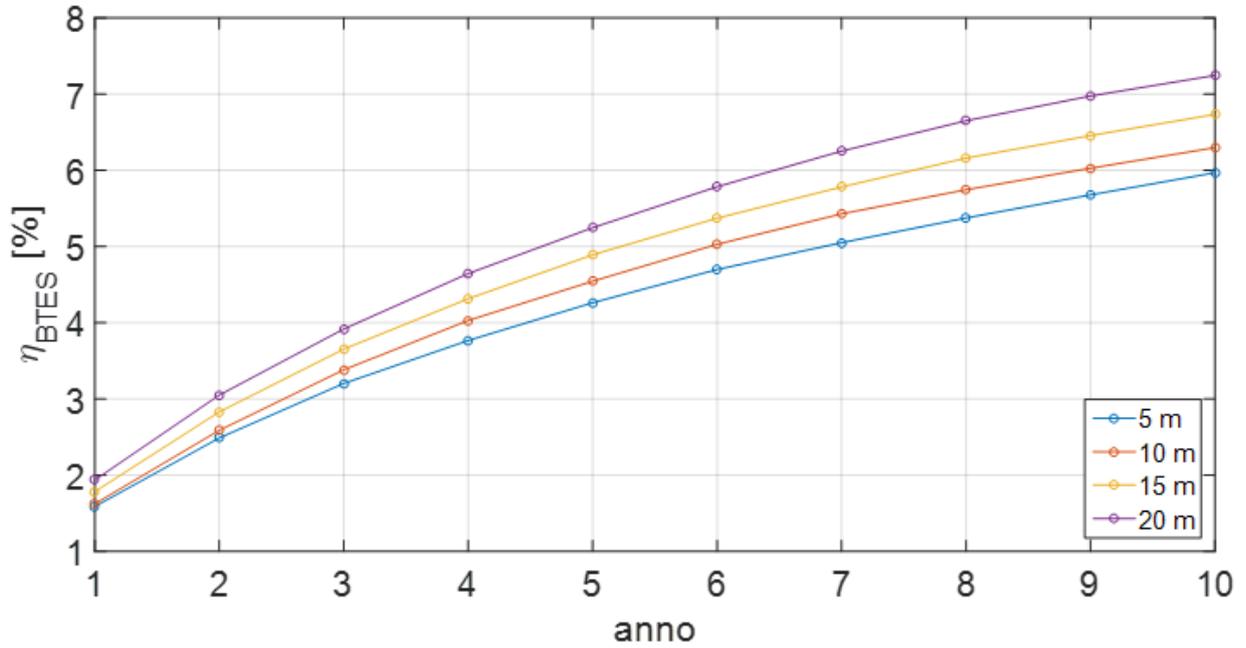


Fig. 3.47 - Curve di efficienza dell'accumulo termico per diversi valori di soggiacenza.

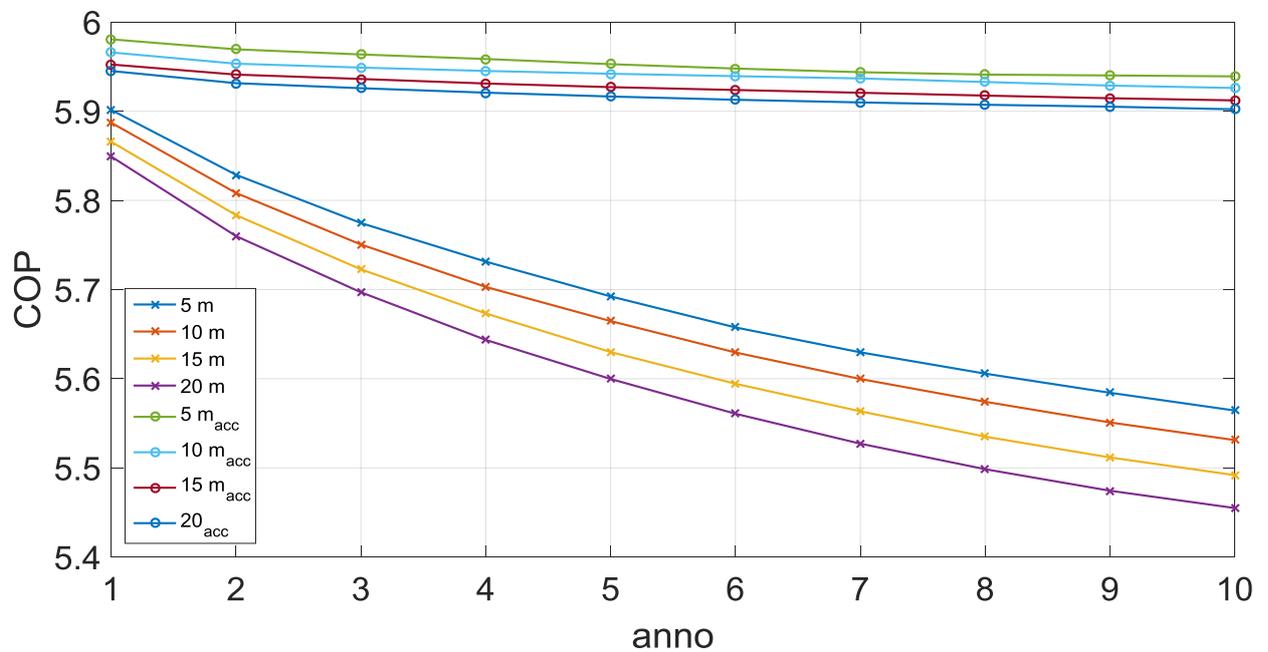


Fig. 3.48 - Andamento COP per diversi valori di soggiacenza, confronto tra i casi con e senza accumulo.

Tabella 3.17 - Differenza di COP tra le configurazioni con e senza accumulo, per diversi valori di soggiacenza.

10 y	Senza accumulo	Accumulo	diff [%]
soggiacenza [m]	COP		
5	5,564	5,939	6,7
10	5,531	5,926	7,1
15	5,492	5,912	7,6
20	5,455	5,902	8,2

In questo caso valgono intuitivamente le stesse considerazioni fatte nel paragrafo 3.2.5 per la profondità delle sonde. All'aumentare dello spessore della zona vadosa, diminuisce inversamente la porzione di sonda che partecipa allo scambio termico, che è l'equivalente di avere sonde di estensione minore, con la differenza che la soggiacenza non rappresenta un parametro di progetto ma una condizione imposta dal tipo di terreno.

Conclusioni

L'efficienza e il risparmio energetico rappresentano attualmente due degli obiettivi di maggior interesse nel campo dell'ingegneria energetica. La necessità di virare verso un futuro dove le fonti rinnovabili possano ricoprire un ruolo sempre più di maggior rilievo e funga da motore di ricerca in questo settore. Per far sì che questo accada, deve esserci un grande sforzo in questa direzione da parte di tutti i paesi europei e extraeuropei. In quello che, anno dopo anno, sta divenendo un panorama energetico sempre più diversificato, le applicazioni della geotermia a bassa entalpia diventano sempre più interessanti. Oltre a rendere possibile lo sfruttamento del calore endogeno dal terreno, l'utilizzo delle Ground Source Heat Pumps (GHSPs) in Europa permette di evitare ogni anno l'emissione in atmosfera di circa 5.5 Mton di CO₂⁵⁶. In questa prospettiva di maggior integrazione tra sostenibilità e innovazione, i sistemi di accumulo energetico sono uno degli punti cruciali su cui si basa l'efficacia delle fonti rinnovabili. Nello specifico i sistemi Borehole Thermal Energy Storage (BTES), ricoprono una posizione di rilievo. Nuovi impianti di grandi dimensioni stanno sorgendo nel corso degli ultimi anni, ma la vera sfida risiede nell'applicabilità e nella diffusione capillare di queste tecnologie, soprattutto nel settore degli impianti HVAC.

Il presente lavoro di tesi si inserisce in quest'ottica, andando ad analizzare il comportamento di un sistema BTES in accoppiamento con il solare termico, al fine di ottenere la copertura dei fabbisogni di climatizzazione interamente tramite fonti rinnovabili per il caso di un hotel ben isolato. A tale scopo sono state effettuate oltre un centinaio di simulazioni attraverso il software FEFLOW 7.0, verificando il comportamento del sistema sonde-terreno, sotto le ipotesi di terreno sciolto con acquifero superficiale, in funzione di un set di parametri prescelto nell'arco di 10 anni.

In primo luogo, è stata eseguita un'analisi di sensitività per determinare i profili di temperatura del fluido termovettore all'interno delle sonde, studiando l'influenza su quest'ultima dei parametri preposti per l'analisi. La temperatura del

fluido termovettore rappresenta un aspetto critico, in quanto incide direttamente sul rendimento dell'impianto. Osservando i profili termici per le varie simulazioni è possibile esporre le seguenti considerazioni:

- I profili delle cumulate per le configurazioni con accumulo, si trovano sempre a temperatura più alta rispetto alla configurazione senza accumulo, a testimonianza del fatto che la risorsa terreno non subisce un impoverimento nel corso del tempo di simulazione. In caso di bilanciamento parziale, il decremento di temperatura del terreno è presente ma risulta essere più lento;
- L'introduzione dell'accumulo termico porta ad una minor differenza di temperatura tra le curve in un stesso set di simulazioni. Si può quindi dedurre che con la strategia di accumulo termico proposto nel seguente lavoro, i parametri diventino meno influenti rispetto ai profili di temperatura, a favore di un range di temperature più "omogeneo";
- Una minor influenza dei parametri sui profili di temperatura, comporta che un accumulo come quello proposto giustifichi l'implementazione di questi impianti, anche dove le condizioni del sito possano risultare sfavorevoli per una configurazione senza accumulo. Un caso emblematico di quanto appena espresso è rappresentato dalle simulazioni effettuate per $i = 0.05\%$; nella configurazione con accumulo si ha una perdita considerevole in termini di prestazioni della pompa di calore, mentre nella configurazione con accumulo le curve di COP sono concentrate nel range tra 5.9 e 6.0.

In accordo con quanto appena espresso, la massima differenza di temperatura tra le varie simulazioni per uno stesso parametro, si ha per la configurazione senza accumulo. Nello specifico:

- Per i parametri riguardanti le caratteristiche del terreno, il più influente risulta essere la conducibilità termica, con un range di ΔT pari a 1°C tra i valori $\lambda = 1$ [W/(mK)] e $\lambda = 3$ [W/(mK)] a cinque anni;

- Per i parametri riguardamenti la geometria del campo sonde, il più influente risulta essere la distanza tra le sonde, con un range di ΔT pari a 3.3 [°C] tra i valori $d = 4.1$ [m] e $d = 6.1$ [m] a cinque anni;
- Per i parametri riguardamenti le proprietà idrauliche del terreno, il più influente risulta essere il gradiente idraulico, con un range di ΔT pari a 3.3 [°C] tra i valori $i = 0.05$ [%] e $i = 1.5$ [%] a cinque anni;
- Il parametro meno influente tra tutti quelli considerati è la forma del campo sonde (pianta), con un ΔT pari a 0.05 [°C], tra pianta circolare e rettangolare.

In seguito, le prestazioni del sistema di accumulo sono state valutate mediante lo studio di un indice di efficienza dell'accumulo termico, confrontando le configurazioni con e senza accumulo. Si è visto come al variare dei parametri studiati sia riscontrabile un incremento di efficienza media compresa tra 6 e 7 punti percentuale. Nello specifico, i valori più elevati dell'indice μ_{BTES} sono stati ottenuti analizzando la conducibilità termica del terreno, la distanza tra le sonde all'interno del campo e il gradiente idraulico.

Infine, l'analisi del COP dell'impianto ha permesso di dimostrare come la previsione di una strategia di accumulo, permetta di evitare il deperimento delle prestazioni dell'impianto nel corso degli anni. In seguito allo studio delle tre configurazioni di sistema proposte, ovvero sistema senza accumulo, con accumulo e con accumulo ottimizzato si può concludere che:

- Le massime prestazioni del sistema in termini di COP si ottengono con la configurazione con accumulo semplice;
- Entrambe le configurazioni con accumulo presentano un andamento di COP che può essere considerato come stazionario, in quanto la differenza di questo coefficiente dopo 10 anni è trascurabile;
- Lo scarto di COP tra configurazione con accumulo e accumulo ottimizzato è mediamente pari al 2%; questo comporta che le prestazioni dell'impianto con accumulo semplice siano superiori rispetto alle altre configurazioni, tuttavia l'impianto con accumulo ottimizzato presenta un

campo sonde composto da 39 borehole, contro le 72 previste per gli altri due casi. Dal punto di vista dei costi di funzionamento, la scelta di design dovrebbe ricadere sulla configurazione con accumulo semplice. Se si considerano invece i costi di investimento (che sono i più impattanti), la soluzione per la quale optare è senza ombra di dubbio quella con accumulo ottimizzato, dove troviamo una diminuzione dei costi fissi circa pari al 50%;

- La diminuzione di prestazioni dell'impianto senza accumulo dopo 10 anni, varia da un minimo di 0.2% (simulazione per $K = 5E-04$ [m/s]) ad un massimo di 11% (simulazione per $i = 0.05\%$);
- La minima differenza relativa di efficienza, tra configurazione con accumulo e senza accumulo è pari allo 0.6% (simulazione per $K = 5E-04$ [m/s]), mentre la massima è pari al 11.5% (simulazione per $i = 0.05\%$);

In questa ottica, possiamo affermare che i parametri che influenzano maggiormente il coefficiente di prestazioni sono la conducibilità idraulica e il gradiente piezometrico.

In conclusione, gli impianti BTES rappresentano una tecnologia con diversi punti di forza e la cui implementazione potrebbe portare a molteplici vantaggi quali:

- Risparmio energetico, con la possibilità di soddisfare completamente i fabbisogni di riscaldamento e di raffrescamento;
- Minori emissioni di gas dannosi per l'atmosfera (per gli impianti su scala residenziale l'impatto sull'atmosfera è praticamente nullo);
- *Payback time* di circa dieci anni, ma molto inferiore rispetto alla vita media dell'impianto;
- Nessun inquinamento acustico o problemi di estetica;
- Minimo rischio per quanto riguarda la contaminazione del terreno;
- Possibilità di installare l'impianto praticamente in ogni tipo di terreno;
- Ingombro in superficie dell'impianto ridotto;
- Minor iter procedurale rispetto ad altre soluzioni, ad esempio i sistemi ATES, per l'approvazione del progetto;

- Possibilità di integrazione con i terminali di riscaldamento e raffrescamento presenti nel settore residenziale; meglio se accoppiati a terminali con basse temperature di funzionamento, in quanto con temperature elevate diminuisce l'effetto utile (ad esempio i tradizionali radiatori possono essere asserviti da sonde geotermiche, ma la soluzione risulta non essere economicamente competitiva⁵⁷);
- Limitata manutenzione.

I principali svantaggi, e dunque limitazioni alla diffusione di questa tecnologia, sono:

- Elevato costo di investimento;
- Normativa frammentaria e incompleta.

Concludendo, i sistemi geotermici a bassa entalpia a sonde verticali, possono offrire una valida alternativa ai sistemi di tipo tradizionale. Grazie soprattutto alla presenza di incentivi, è possibile ammortare i costi di investimento, con tempi di ritorno economico che diventano competitivi (sono necessari all'incirca 10 anni, ma questo dato può diminuire se il sistema viene utilizzato in entrambe le configurazioni di riscaldamento e raffrescamento). Generalmente i costi per l'acquisto e l'installazione sono superiori del 20-40% rispetto ai sistemi di tipo tradizionale. Tuttavia per quanto riguarda i costi di esercizio, il geotermico mostra valori nettamente inferiori, consentendo un risparmio annuo pressappoco del 50% rispetto ad un sistema caldaia a metano + condizionatori, e del 70-80% rispetto ai sistemi a GPL o gasolio⁵⁸.

Considerando un costo dei collettori solari pari a 500 [€/m²]⁵⁹, il costo dell'elettricità di 0.22 [€/kWh]⁶⁰ e gli incentivi sul solare termico pari al 65%⁶¹, si ottengono i payback-time per le coppie di configurazioni con e senza accumulo:

Tabella 4.1 – Payback-time per il campo solare, configurazione con accumulo semplice.

λ		c_p		T_{ind}		T_{ind_grad}		H sonde	
[W/(mK)]	[anni]	[MJ/(m³K)]	[anni]	[°C]	[anni]	[°C]	[anni]	[m]	[anni]
1	15	1	15	7,5	14	7,5	14	60	15
1,5	15	2,2	15	9	14	9	15	70	16
2	15	3	15	12	15	12	16	80	16
2,5	15			13,5	16	13,5	16	90	16
3	16			15	16	15	17		
d sonde		pianta		i		K		soggiacenza	
[m]	[anni]	\	[anni]	[%]	[anni]	[m/s]	[anni]	[m]	[anni]
4,1	14	circolare	15	0,05	14	1,00E-05	15	5	16
5,1	15	rettangolare	15	0,1	14	2,00E-05	17	10	15
6,1	17			0,2	14	5,00E-05	18	15	15
				0,5	15	1,00E-04	18	20	15
				1	15	2,00E-04	19		
				1,25	15	5,00E-04	19		
				1,5	17				
				2	16				

I risultati ottenuti mostrano come il tempo di ritorno economico dell'investimento del campo solare oscilli tra 14 e 19 anni, al variare dell'influenza dei parametri dell'acquifero. L'investimento per l'installazione dell'impianto risulta conveniente, ma considerando cautelativamente una vita media dei collettori solari pari a 20 anni, in alcune condizioni risulta essere poco remunerativo. Per il sistema proposto, un costo dei collettori solari pari a 500 [€/m²] rappresenta un limite massimo, oltre il quale l'investimento risulta avere un tempo di ritorno economico molto più lungo. Il medesimo discorso è valido per gli incentivi sul solare termico: passando dal 65% al 50%, il payback-time aumenta in media di 3 anni per ogni simulazione. In assenza di incentivi, nessuna simulazione porta al recupero dell'investimento iniziale.

Bibliografia

-
- ¹ United Nations - Department of Economic and Social Affairs - Population Division, “*World Population 2015*,” United Nations publication, New York, (2015).
- ² Europe 2020: a strategy for smart, sustainable and inclusive growth, Brussels, 2010. 10.1007/s13398-014-0173-7.2.
- ³ Energy Roadmap 2050, Brussels, (2011).
- ⁴ G. Krajačić, N. Duić, Z. Zmijarević, B. Vad Mathiesen, A. Anić Vučinić and M. da Graça Carvalho, “*Planning for a 100% independent energy system based on smart energy storage for integration of renewables and CO₂ emissions reduction*,” Applied Thermal Engineering, vol. 31, p. 2073–2083, (2011).
- ⁵ www.theenergycollective.com.
- ⁶ M.B. Blarke, H. Lund, “*The effectiveness of storage and relocation options in renewable energy systems*,” Renewable Energy, vol. 33, p. 1499–1507, (2008).
- ⁷ Lund, J. W., “*Geothermal energy use compared to other renewables*”. Geo-Heat Center Quarterly Bulletin, 28(4), pp. 10-12, (2004).
- ⁸ Antics M., Bertani R., Sanner B., “*Summary of EGC 2016 Country Update Reports on Geothermal Energy in Europe*”.
- ⁹ International Energy Agency, “*Energy, Climate Change and Environment*,” IEA Publications, Paris, (2016).
- ¹⁰ Emmi G., Zarella A., De Carli M., Moretto S., Galgaro A., Cultrera M., Di Tuccio M., Bernardi A., “*Ground source heat pump systems in historical buildings: two Italian case studies*,” Energy Procedia 133 (2017) 183–194.
- ¹¹ V. Polesello and K. Johnson, “*Energy-efficient buildings for low-carbon cities*,” ICCG, (2016).
- ¹² Xiaohua Liu, Tao Zhang, Haida Tang, Yi Jiang “*IEA EBC Annex 59: High temperature cooling and low temperature heating in buildings*” Department of Building Science, Tsinghua University, Beijing.
- ¹³ www.enea.it.
- ¹⁴ Delmastro, R., and G. Noce. 2010. *GSHP - geotermia a sonde verticali*.
- ¹⁵ Tinti F., *Geotermia per la climatizzazione* (2011). 427.

-
- ¹⁶ De Carli M., Roncato N., Zarrella A., Zecchin R., “Energia dal terreno”, Dipartimento di Fisica Tecnica, Università degli Studi di Padova.
- ¹⁷ Bauer D., W. Heidemann, H. Müller-Steinhagen, and H.J.G. Diersch. (2010). “*Thermal resistance and capacity models for borehole heat exchangers,*” International Journal of Energy Research.
- ¹⁸ European Heat Pump Association, “*Heat Pumps - Technology and Environmental Impact,*” (2005).
- ¹⁹ industrialheatpumps.nl.
- ²⁰ Jongchan Kim, Youngmin Lee, Woon Sang Yoon, Jae Soo Jeon, Min-Ho Koo, Youngseuk Keehm, “*Numerical modeling of aquifer thermal energy storage system,*” Energy 35 (2010) 4955-4965.
- ²¹ Kun Sang Lee, *Underground Thermal Energy Storage*, (2013).
- ²² Zizzo R, “*Designing an optimal urban community mix for an aquifer thermal energy storage,*” (2009).
system. M.S. Thesis, University of Toronto, Toronto, Canada
- ²³ Amaya V. Novo, Joseba R. Bayon, Daniel Castro-Fresno, Jorge Rodriguez-Hernandez, “*Rewiev of seasonal heat storage in large basins: Water tanks and gravel-water pits,*” Applied Energy 87 (2010) 390–397.
- ²⁴ T. Schmidt, D. Mangold, H. Muller-Steinhagen, “*Central solar heating plants with seasonal storage in Germany,*” Solar Energy 76 (1–3) (2004) 165–174.
- ²⁵ J.O. Dalenback, “*Large-scale solar heating and cooling systems in Europe,*” Proceedings of ISES Solar World Congress 2007: Solar Energy and Human Settlement, Vols I–V, 2007, pp. 799–803.
- ²⁶ Wong B., Snijders A., McClung L., “*Recent inter-seasonal underground thermal energy storage applications in Canada,*” EIC Climate Change Technology, 2006 IEEE, Ottawa, ON, (2006).
- ²⁷ Ronglei Zhang, Ning Lu, Yu-shu Wu, “*Efficiency of a Community-Scale Borehole Thermal Energy Storage, Technique for Solar Thermal Energy,*” GeoCongress (2012).
- ²⁸ Bruce Sibbitt, Doug McClenahan, Reda Djebbar, Jeff Thornton, Bill Wong, Jarret Carriere, John Kokko, “*The perfomance of a high solar fraction seasonal storage district heating system – five years of operation,*” Energy Procedia 30 (2012) 856 – 865.

-
- ²⁹ D. Bauer, R. Marx, J. Nußbicker-Lux, F. Ochs, W. Heidemann, H. Müller-Steinhagen, “*German central solar heating plants with seasonal heat storage,*” *Solar Energy* 84 (2010) 612–623.
- ³⁰ T. Schmidt, D. Mangold, “*New steps in seasonal thermal energy storage in Germany,*” *Ecostock 2006, Tenth International Conference on Thermal Energy Storage,* (2006).
- ³¹ Reuss M., Beuth W., Schmidt M., Schoelkopf W., “*Solar District Heating with Seasonal Storage in Attenkirchen,*” Bavarian Center of Applied Energy Research, Garching, Germany, (2015).
- ³² M. Harris, “*Thermal Energy Storage in Sweden and Denmark,*” Thesis for the fulfilment of the Master of Science in Environmental Management and Policy Lund, Sweden, (September 2011).
- ³³ Nordell B., Grein, M., & Kharseh, M. “*Large-scale Utilisation of Renewable Energy Requires Energy Storage,*” *International Conference for Renewable Energies and Sustainable Development.* Lulea: Department of Architecture and Infrastructure Luleå University of Technology, (2007).
- ³⁴ S. Gehlin, O. Andersson, L. Bjelm, P.-G. Alm, J.-E. Rosberg, “*Country Update for Sweden*”, in *Proceedings World Geothermal Congress, Melbourne,* (2015).
- ³⁵ Lundh M., Dalenbäck J.-O., “*Swedish solar heated residential area with seasonal storage in rock: Initial evaluation,*” *Renew. Energy* (2008), 33, 703–711.
- ³⁶ Monzò P., Lazzarotto A., Mazzotti W., Acuña J., “*Borehole Thermal Energy Storage: First stages of a monitoring project in Sweden,*” *Geo Outlook*, 13(3): 14-20, (2016).
- ³⁷ Signhild Gehlin, Olof Andersson, “*Geothermal Energy Use, Country Update for Sweden,*” *European Geothermal Congress 2016 Strasbourg, France,* 19-24 (2016).
- ³⁸ Midttømme K., Hauge A., Grini R.S., Stene J., Skarphagen H., “*Underground thermal energy storage (UTES) with heat pumps in Norway*”. In: *Proceedings of Effstock 2009, Stockholm, Sweden,* June 15–17, (2009).
- ³⁹ Rivoire M., “*Dynamic simulation and economic analysis of geothermal HVAC systems in different climate zones,*” *Tesi di Laurea Magistrale,* (2017).
- ⁴⁰ www.nextville.it.

-
- ⁴¹ John A. Duffie, William A. Beckman, “*Solar Engineering Thermal Processes*,” Fourth Edition (2010).
- ⁴² White Papers Vol. V.
- ⁴³ *ASHRAE Handbook — HVAC Applications*, Chap. 32 (2007).
- ⁴⁴ Philippe M., Bernier M, Marchio D., “*Sizing Calculation Spreadsheet Vertical Geothermal Borefields*” (2010).
- ⁴⁵ www.egeoitalia.com.
- ⁴⁶ VDI. 2000. VDI 4640 - *Thermal use of underground*. In *Blatt 1: Fundamentals, approvals, environmental aspects*.
- ⁴⁷ Fridleifsson, Ingvar B.; Bertani, Ruggero; Huenges, Ernst; Lund, John W.; Ragnarsson, Arni; Rybach, Ladislaus, O. Hohmeyer and T. Trittin, “*The possible role and contribution of geothermal energy to the mitigation of climate change*,” Luebeck, Germany: 59–80. Retrieved 2013-11-03.
- ⁴⁸ Claesson, J., and Eskilson, P., (1988). “*Conductive Heat Extraction by a Deep Borehole, Thermal Analyses and Dimensioning Rules*”, *Energy*, Vol. 13, No. 6, pp. 509-527.
- ⁴⁹ Y.S. Yu, Z.L. Ma, X.T. Li, “*A new integrated system with cooling storage in soil and ground-coupled heat pump*,” *Appl. Therm. Eng.* 28 (11e12) (2008) 1450-1462.
- ⁵⁰ Lanini S., Delaleux F., Py X., Olivès R., Nguyen D., “*Improvement of borehole thermal energy storage design based on experimental and modeling results*”, *Energy and Buildings* 77 (2014) 393–400.
- ⁵¹ Nielsen K, “*Thermal energy storage. A state-of-the-art*”, NTNU, (2003), Trondheim.
- ⁵² Chiasson, A.C., S.J. Rees, and J.D. Spitler, “*A Preliminary Assessment of the Effects of Ground-Water Flow on Closed-Loop Ground-Source Heat Pump Systems*”. *ASHRAE Transactions* 106 no. 1: 380-393, (2000).
- ⁵³ Domenico P.A., Schwartz F.W., “*Physical and Chemical Hydrogeology*”, John Wiley & Sons, New York, (1990), 824 p.
- ⁵⁴ www.geotermicasaval.it.
- ⁵⁵ M. Lundh, J.O. Dalenback, “*Swedish solar heated residential area with seasonal storage in rock: initial evaluation*,” *Renewable Energy* 33 (4) (2008) 703–711.

⁵⁶ Bayer P, Saner D, Bolay S, Rybach L, Blum P., “*Greenhouse gas emission savings of ground source heat pump systems in Europe: a review,*” *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:1256-67.

⁵⁷ Macrì M., *Climatizzazione di edifici con pompe di calore geotermiche, Analisi termodinamica ed economica*, (2011).

⁵⁸ www.qualenergia.it.

⁵⁹ www.pannelli-solari24.it.

⁶⁰ www.consulente-energia.com.

⁶¹ www.eco-bonus.it.