Politecnico di Milano

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica, Dipartimento di Energia

Progettazione di un apparato di laboratorio per lo studio del Test di Risposta Termica del terreno in presenza di moto di falda

Relatore: Dott.ssa. Adriana Angelotti

Correlatore: Dott. Luca Molinaroli

Tesi di Laurea Magistrale di:

Lorenzo Gianoli Matr. 841661

Stefano Vacca Matr. 841282

Anno accademico 2016/2017

Ringraziamenti

Desideriamo ringraziare la nostra relatrice Adriana Angelotti per la sua disponibilità e per averci dato l'opportunità di collaborare nel laboratorio del Dipartimento di Energia, introducendoci nell'impegnativo e stimolante mondo della ricerca.

Un grazie anche al Professore Luca Molinaroli che è stato di supporto durante lo svolgimento del progetto.

Un pensiero al nostro collega Antonio con cui abbiamo condiviso momenti in laboratorio e al Sig. Paolo Grigatti, che ha permesso la costruzione dell'apparato sperimentale.

Ai miei genitori, Daniela e Valentino,
che mi hanno sempre supportato,
e a Matteo.

Alla mia mamma Nives,
e al mio papà Romano,
che mi hanno sempre supportato
con pazienza.

Indice

Sommario 8
Abstract 11
Capitolo 1 Gli impianti di climatizzazione basati sul geoscambio 15
1. 1 Introduzione 16
1.2 Sfruttamento dell'energia geotermica 18
1.3 Gli impianti di geoscambio 20
1.3.1 La Pompa di calore 22
1.3.2 I geoscambiatori 26
1.3.3 Il materiale di riempimento 35
1.3.4 Il fluido termovettore 37
1.4 Meccanismi di trasporto nel sottosuolo - Proprietà termofisiche ed idrauliche 38
1.4.1 Le falde acquifere nel sottosuolo 38
1.4.2 La legge di Darcy, la porosità e la permeabilità del mezzo 42
1.4.3 Il profilo termico nel terreno 45
1.4.4 Il trasporto di calore in un mezzo poroso 47
1.4.5 I metodi di dimensionamento dei geoscambiatori 50
1.4.6 Vantaggi e limiti di un impianto geotermico 53
Capitolo 2 Il Test di Risposta Termica (TRT) 57
2.1 Introduzione 58
2.2 L'apparato di prova in campo e l'esecuzione del TRT 63
2.3 l TRT in presenza di moto di falda 72
2.4 Soluzioni analitiche dell'equazione del calore per un mezzo infinito con sorgente termica 81
2.4.1 Infinite Line Source 82
2.4.2 Cylindrical Line Source 84
2.4.3 Finite Line Source 87
2.4.4 Moving Infinite Line Source 91
2.4.5 Moving Finite Line Source 92
2.4.6 Confronto tra le soluzioni analitiche 94
2.5 Le soluzioni numeriche al problema di scambio termico 109
Capitolo 3 Progettazione di un apparato per l'esecuzione di TRT in laboratorio (SandBox) 111
3.1 Introduzione 112
3.2 Stato dell'arte degli apparati del TRT in laboratorio 113

3.3 Misura della conducibilità termica della sabbia 125
3.4 Criteri di progettazione dell'apparato tipo SandBox 127
3.5 Dimensionamento della vasca 128
3.6 Il geoscambiatore in scala 142
3.7 Dimensionamento del circuito idraulico 144
3.8 Il sistema di misura 161
3.8.1 I sensori di temperatura e la relativa posizione 161
3.8.2 I misuratori di portata 173
3.8.3 Il sistema di acquisizione 176
3.9 Metodo di riempimento della vasca 176
Capitolo 4 Realizzazione e collaudo dell'apparato sperimentale 181
4.1 Caratterizzazione del materiale di riempimento 182
4.2 Realizzazione della vasca di contenimento e prova di tenuta all'acqua 188
Conclusioni e prospettive 196
Appendice 199
Indice delle figure 203
Indice delle tabelle 210
Simbologia 213
Bibliografia 217

Sommario

Gli impianti di climatizzazione a pompa di calore geotermica si basano sull'utilizzo di scambiatori interrati detti geoscambiatori. Rispetto ai sistemi convenzionali di condizionamento dell'aria, questa tecnologia presenta un'efficienza energetica maggiore e un impatto ambientale minore. Questi vantaggi stanno portando alla loro crescente diffusione in applicazioni di riscaldamento e raffrescamento per edifici ad uso commerciale e residenziale.

Per garantire un elevato COP/EER della pompa di calore geotermica è di fondamentale importanza eseguire un accurato dimensionamento del geoscambiatore, il quale si basa, come prescritto dalla Norma UNI 11466 [1], sia sulla conoscenza della conducibilità termica media del sottosuolo λ, sia sulla resistenza termica del pozzo R_{bh}. Poiché è difficile dedurre valori accurati di questi parametri da informazioni geologiche o dal profilo stratigrafico del terreno, si effettua, in fase preliminare, il cosiddetto Test di Risposta Termica (TRT) in situ.

Il metodo standard di esecuzione del TRT prevede l'iniezione di una potenza termica costante nel sottosuolo, mediante la circolazione in un geoscambiatore di un fluido termovettore, del quale vengono registrate le temperature alle sezioni di ingresso ed uscita per un intervallo di tempo stabilito. I dati ottenuti vengono interpretati mediante il modello analitico della Sorgente Lineare Infinita (ILS) il quale permette di ricavare i parametri λ e R_{bh}. Tuttavia tale modello presenta diversi limiti: trascura la lunghezza e la dimensione del raggio del pozzo geotermico; approssima il terreno come mezzo omogeneo ed isotropo; trascura il gradiente geotermico del sottosuolo; trascura lo scambio termico con il terreno in direzione assiale. Il principale difetto, però, è l'ipotesi di uno scambio termico per sola conduzione tra sorgente e sottosuolo. Infatti, in presenza di importanti acquiferi, il modello non considera gli effetti del flusso d'acqua sotterraneo e semplifica tutti i possibili processi di scambio termico del sottosuolo con il trasporto puramente conduttivo per mezzo di un parametro equivalente λ.

Il presente lavoro di ricerca, finanziato dal Fondo di Ateneo per la Ricerca di Base (FARB) in dotazione al Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano, nasce in risposta a quest'ultima problematicità del TRT in campo. Scopo ultimo della ricerca consiste nell'ottenere un nuovo metodo, sia esso una procedura interamente nuova, oppure una modifica migliorativa della

procedura attualmente in uso, per l'esecuzione e l'interpretazione di un TRT comprensivo degli effetti del moto di falda.

L'idea è di basare lo studio su un modello fisico in scala di un geoscambiatore immerso in un terreno poroso e permeato da acqua, per cui un apparato realizzabile in laboratorio, dove è possibile controllare e parametrizzare le condizioni del terreno e della falda, a differenza di quanto avviene durante l'esecuzione di un TRT in campo.

Io scopo del presente lavoro di tesi è quello di progettare e dimensionare i componenti fondamentali dell'apparato di prova (SandBox):

- il primo passo è consistito nel dimensionamento geometrico dello scambiatore e della vasca contenitiva del mezzo poroso, sulla base di un'analisi del fenomeno di propagazione del calore effettuata ricorrendo ad alcune soluzioni analitiche per sorgenti lineari descritte nel Capitolo 2, implementate in codici Matlab; si è scelta una geometria parallelepipeda di plexiglass trasparente nella quale il geoscambiatore viene inserito attraverso una faccia laterale, parallelo alla base della vasca. L'analisi dimostra che la necessità di scalare il geoscambiatore, senza mantenere la proporzione tra dimensione del raggio (che viene scalato di un fattore 10) e lunghezza dello scambiatore (che viene scalata di un fattore 100) per evitare un geoscambiatore filiforme, non preclude la possibilità di lavorare in similitudine con il caso di geoscambiatore reale. Ne è conseguita una riduzione dei tempi e delle velocità, per operare con gli stessi numeri di Fourier e Peclet del caso reale. La durata del TRT passa da 72 ore del caso reale a 0,72 ore in laboratorio, le velocità vengono invece moltiplicate per un fattore 10, ottenendo così un intervallo tra 10^{-7} m/s e 10^{-5} m/s.
- successivamente ci si è occupati di come riprodurre il moto naturale di falda, progettando l'impianto idraulico ed il relativo accoppiamento alla vasca; in particolare si sfrutta la gravità per ottenere la filtrazione dell'acqua attraverso la SandBox, raccogliendo l'acqua che percola sul fondo e immettendola nuovamente da sopra la vasca e mantenendo un battente idraulico al di sopra del terreno, grazie all'impianto idraulico. L'ampio intervallo di velocità determina un campo di portate tra 21 ml/min e i 2100 ml/min e quindi comporta lo sdoppiamento del circuito idraulico. I componenti che riescono a garantire il raggiungimento della portata minima, non soddisfano la portata massima, e viceversa. Inoltre è stato necessario pensare ad una soluzione che garantisse il più possibile l' uniformità della velocità dell'acqua in ingresso ed uscita dalla SandBox: si è pensato

quindi di predisporre uno strato uniformatore composto da filtrina e una lastra in acciaio preforata. Se la pompa del circuito idraulico deve vincere la perdita di carico delle tubazioni e dei componenti di raccordo, è il battente idraulico sopra il terreno, che deve vincere la perdita di carico introdotta dallo strato di sabbia, essa dipendente dalla permeabilità idraulica, stimata mediante relazioni empiriche.

- Infine si è progettato il sistema di acqusizione, relativamente ai sensori di temperatura e di portata: si è stabilito il posizionamento dei sensori di temperatura, si è selezionata la strumentazione adatta al rilevamento delle variabili di controllo e controllate specifiche di questo problema, ed il relativo sistema di acquisizione.

  La problematicità incontrata è relativa alla limitata estensione spaziale del fenomeno di propagazione del calore simulata numericamente, dell'ordine dei 20 cm, e alla sua rapida dinamica con variazioni pari a 1,1 °C/min. Questi aspetti comportano la necessità di reperire misuratori di temperatura che siano dotati della parte sensibile il più piccola possibile, in modo da poter posizionare i sensori ad una distanza minima di 1 cm, ottenendo una lettura il più puntuale possibile ed evitando che la presenza di materiale diverso dal terreno interferisca sensibilmente sul fenomeno di propagazione. Si è optato quindi per l'acquisto di 57 termocoppie di diametro 1 mm che garantiscono isolamento all'acqua.

Al termine della progettazione, si è proceduto alla caratterizzazione, in termini di proprietà fisiche (densità e porosità), del mezzo di riempimento scelto, alla realizzazione della vasca e al primo collaudo di tenuta idraulica dell'apparato. Gli esiti delle prove sulla sabbia, in particolare in relazione alla sua porosità, mostrano che essa è indipendente dal metodo di riempimento scelto per formare il campione di suolo: sia che si ottenga il campione per "pluviation techinique" della sabbia in aria, con successiva saturazione, sia per "pluviation" della sabbia in acqua (ottenendo il campione già saturato), la porosità risulta pari a 0,37. Le prove relative alla tenuta all'acqua mostrano che la colla e/o l'incollaggio non sono in grado di garantire il trattenimento dell'acqua all'interno della scatola, e che quindi è opportuno pensare ad altre soluzioni per il raggiungimento dell'obiettivo, ad esempio ricorrendo ad una intelaiatura metallica della SandBox.

Parole chiave: Pompa di calore geotermica; Geoscambiatori; Test di Risposta Termica; Velocità di falda; Sand Box.

Abstract

Groud Source Heat Pump working principle is based on the installation of buried heat exchangers into the ground, called borehole (or ground) heat exchangers. This technology shows an higher energy efficiency and a lower environmental impact than the traditional air conditioning systems. These advantages are leading to a growing spread of its application to heating and cooling solutions for commercial and residential buildings.

An accurate ground-heatexchanger design plays a fundamental role to guarantee an high value of the COP/EER parameter of the ground-source heat pump, and it is related to the knowledge of the mean ground thermal conductivity λ and of the thermal borehole resistance $R_{bh,}$ as ratified in the norm UNI 11466 [1]. Since it is difficult to obtain accurate values of these parameters analyzing the geological information or reading the ground stratigraphic profile, the so called Thermal Response Test (TRT) in situ is adopted at the preliminary stage.

The standard TRT procedure considers the injection of a constant thermal power into the ground, thanks to the circulation through an heat exchanger of an heat transfer fluid, whose temperatures at the inlet and outlet sections are recorded for a defined time period. Subsequently data are interpreted through the Infinite Line Source (ILS) analytical model, that let us obtain the parameters λ and $R_{bh.}$ However this model shows different limits: it neglects the length and the radial dimension of the borehole; it approximates the ground as an homogeneous and isotropic medium; it does not take into account the thermal heat transfer along the axial direction. The main lack is the hypothesis of purely conductive heat transfer between the heat source and the ground. In fact, in presence of significative ground water advective flows, the model does not consider the effects of the ground water flux, and simplifies all possible heat transfer mechanisms with one unique purely conductive heat transfer thanks to an equivalent parameter λ.

The present research, that is financed by “Fondo di Ateneo per la Ricerca di Base” (FARB) assigned to the Energy Department of Politecnico di Milano, stems from the last simplification that characterizes the TRT in situ. The ultimate goal of this work consists in obtaining a new method, which can be either a completely new procedure or an improvement of the actual TRT.

The leading idea is to found the research on a physical borehole heat exchanger model in scale, buried into a porous medium permeated by water, in other words an apparatus that can be built

inside the laboratory, where it is possible to control and parameterize the soil and groundwater flow conditions, unlike what happens during a TRT in situ.

The purpose of this thesis work is the design of the fundamental test apparatus components (SandBox):

- the first step is represented by the geometric dimensioning of the heat exchanger and of the box which contains the porous medium, on the basis of the analysis of the thermal transfer phenomenon. The analysis is lead thanks to the implementation on Matlab of some analytical models for line sources, that are described in Chapter 2. A parallelepiped trasparent plexiglass geometry is selected, where the heat exchanger is buried through one of the lateral face, parallel to box base.

  The necessity to reduce the heat exchanger dimension, without keeping the proportion between the radius (10 times scaled) and its length (100 times scaled) not to have a threadlike heat exchanger, is not a problem to keep on working in similitude with the real scale. The consequence is the time and velocity scale reduction, to keep the same Fourier and Péclet number as the real case. The TRT time period changes from 72 hr in the real case to 0,72 hr in the laboratory, instead the velocity is multiplied by a factor of 10 obtaining a range between 10^{-7} m/s e 10^{-5} m/s.
- at a later stage we take care of the way to reproduce the natural groundwater flow, designing an hydraulic system and the following connection with the box. Especially we take advantage of the acceleration due to gravity to obtain the water filtration through the SandBox, collecting the outcoming water and refilling the box from the top, thanks to the hydraulic circuit. The components that are suitable for the lowest flow rate, are not suitable for the highest flow rate and viceversa. In addition it is necessary to think about a solution to obtain the most uniform water velocity at the inlet and at the outlet of the SandBox: we decide to apply a nonwoven fabric layer and a steel perforated panel. If the pump has to win the pressure drop due to the tubes and small items, the pressure drop given by the ground has to be won by a layer of water, kept constant at the top of the box.
- finally we design the data acquisition system concerning the temperature and flow rate sensors: the displacement of the temperature sensors was decided, the data acquisition system and the appropriate instrumentations were selected to be able to measure and record the control and controlled variables of the problem. The problem encountered is

related to the limited spatial extension of the numerically simulated heat transfer (20 cm), and to its rapid dynamics characterized by variations of the order 1.1 ° C / min. These aspects involve the need to find temperature meters as small as possible, to be able to place the sensors at a minimum distance of 1 cm, obtaining as punctual measurements as possible, avoiding that the metal matter interferes on the heat transfer propagation. We decide to use 57 waterproof thermocouples (1 mm diameter).

At the end of the designing procedure we characterized the sand properties (density and porosity), we built the box and executed the first test related to the hydraulic seal. The box was built up, and its hydraulic seal was tested. The outcomes of the sand characterization, especially regarding the porosity, showed the sand porosity independence from the box filling technique: both the pluviation technique in air (saturated subsequently) and the pluviation technique in water gives a porosity value equal to 0,37. The hydraulic seal tests showed that the glue and/or the bonding can not keep water inside the box, hence it is necessary to think about different solutions, such as using a metal frame of the SandBox.

Keywords: Ground Source Heat Pump (GSHP); Ground Heat Exchanger (GHE); Thermal Response Test; Groundwater Velocity; SandBox.

Capitolo 1

Gli impianti di climatizzazione basati sul geoscambio

Il primo capitolo è d'aiuto nell'inquadrare l'ambito della climatizzazione all'interno del quale si inserisce il Test di Risposta Termica (TRT), il cui scopo è di determinare i parametri che descrivono globalmente lo scambio termico nei geoscambiatori, per poterne studiare il dimensionamento, come infatti viene descritto nella parte finale del capitolo. Sembra opportuno, quindi, descrivere le tipologie ed il principio di funzionamento degli impianti all'interno dei quali trovano applicazione i geoscambiatori, fornendo una panoramica anche degli altri componenti delle macchine che costituiscono l'impianto di geoscambio, oltre ad illustrare le ragioni che ne giustificano rispetto alle tecnologie convenzionali.

Inoltre viene dato rilievo alla sorgente (o pozzo), ovvero il terreno, sfruttata dall'impianto. Viene descritta la geologia del terreno in presenza di acqua nel sottosuolo, e si introducono i parametri che consentono di descrivere analiticamente la presenza del fenomeno di trasporto tra geoscambiatore e terreno, dovuto al moto di falda acquifera. Partendo dal modello di trasmissione del calore di tipo puramente conduttivo all'interno di un mezzo omogeneo, si arriva ad un'unica equazione (con le necessarie condizioni iniziali e al contorno) che rappresenta la compresenza di trasmissione del calore di tipo sia conduttivo sia convettivo.

1. 1 Introduzione

L'energia geotermica, dal greco γη (terra) e θερμοσ (calore), è l'energia, sotto forma di calore, che la Terra possiede al proprio interno. Il calore della Terra è del tutto naturale, di quantità molto elevata ed è sempre presente, non è intermittente e si esaurirà su in un arco di tempo talmente lungo per l'umanità da renderlo praticamente inesauribile: per tale motivo l'energia geotermica è considerata una fonte rinnovabile di energia. Essa deriva in parte dalla formazione originaria del pianeta (20 %) ed in parte dal decadimento radioattivo dei minerali costituenti il nucleo (80 %). Il nucleo della Terra, in stato magmatico, si trova ad una temperatura di 6000 °C, mentre il mantello ad una temperatura di 1200 °C; tale differenza sulla profondità costituisce il gradiente geotermico. Scendendo nel dettaglio, il gradiente termico medio nel mantello è di circa 30 °C per km (direzione positiva verso il centro della Terra) e, sino alle profondità raggiungibili con le odierne tecniche di perforazione, è pari, in media, a 2,5 – 3 °C per 100 m. La differenza di temperatura tra le zone profonde, più calde, e quelle superficiali, più fredde, dà origine ad un flusso di calore, dall'interno verso l'esterno della Terra, tendente a stabilire condizioni di uniformità. Il flusso di calore terrestre medio è 0,065 W/m^2 nelle aree continentali e 0,1 W/m^2 nelle aree oceaniche, con una media ponderale globale di 0,087 W/m^2. La temperatura del terreno è influenzata dall'andamento della temperatura dell'aria esterna ed in generale dal clima dal piano campagna fino a circa 10-20 m, come sarà illustrato nel paragrafo 1.3.5. Oltre tale profondità la temperatura assume un valore imperturbato, pari circa alla media annua dell'aria esterna (ovvero 15 °C in Italia). Al crescere della profondità tale valore imperturbato aumenta secondo il gradiente geotermico.

Un sistema geotermico può essere definito schematicamente come un sistema di acqua, che, in uno spazio confinato della parte superiore della crosta terrestre, trasporta il calore da una sorgente termica al luogo, generalmente la superficie, ove il calore stesso è assorbito (disperso o utilizzato) [2]. Un sistema geotermico è quindi formato da tre elementi: la sorgente di calore, il serbatoio ed il fluido, ovvero il mezzo che trasporta il calore (Figura 1.1). La sorgente di calore è il calore endogeno terrestre, mentre il serbatoio può essere rappresentato da un complesso di rocce calde permeabili nel quale i fluidi possono circolare assorbendo il calore. Il serbatoio è quindi generalmente connesso a zone di ricarica superficiali attraverso le quali le acque meteoriche possono sostituire, totalmente o parzialmente, i fluidi dispersi attraverso vie naturali (ad esempio sorgenti) o estratti mediante pozzi. Dunque in tutte le regioni sono presenti serbatoi

geotermici a bassa temperatura costantemente alimentati e relativamente accessibili che per la maggior parte dei casi, possiedono anche una circolazione idrica sotterranea significativa [3]. Il più comune criterio di classificazione delle risorse geotermiche si basa sull'entalpia dei fluidi, che trasferiscono il calore dalle rocce calde profonde alla superficie. L'entalpia, che si considera approssimativamente proporzionale alla temperatura, è usata per esprimere il contenuto termico (energia termica) dei fluidi. Si usa in genere classificare risorse a bassa, media ed alta entalpia (o temperatura), secondo diversi criteri. La Tabella 1.1 riporta le classificazioni proposte da alcuni autori. Quando si parla di fluidi geotermici è bene, comunque, indicare la loro temperatura, o almeno un intervallo di temperatura, perché i termini bassa, media o alta possono avere significati diversi e creare errori di interpretazione.

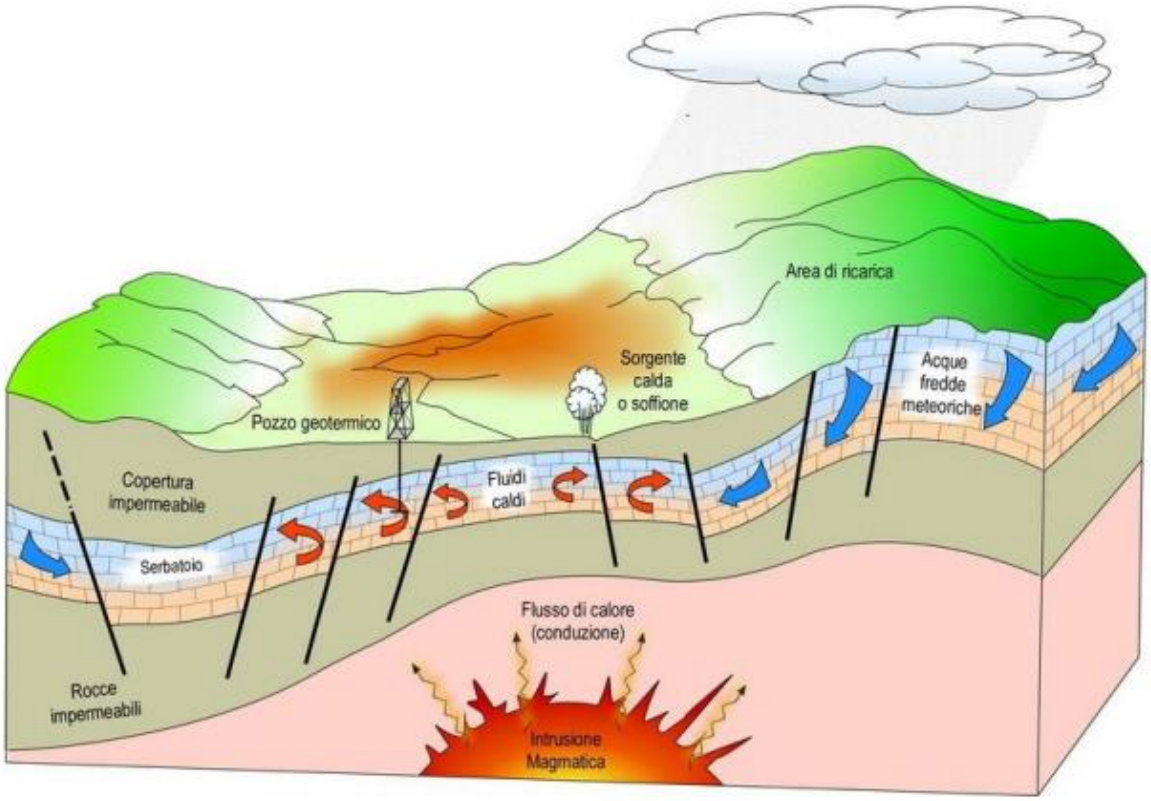


Figura 1.1 - Rappresentazione di un sistema geotermico [4]

Risorse a:	Muffer, Cataldi (1978)	Hochstein (1990)	Benderitter, Cormy (1990)	Nicholson (1993)	Axelsson, Gunnlaugsson (2000)
Bassa Entalpia	< 90 °C	< 125 °C	< 100 °C	≤ 150 °C	≤ 190 °C
Media Entalpia	90 - 150 °C	125 - 225 °C	100 - 200 °C	-	-
Alta Entalpia	> 150 °C	> 225 °C	> 200 °C	> 150 °C	>190 °C

Tabella 1.1 - Classificazione risorse a bassa media e alta entalpia [4]

1.2 Sfruttamento dell'energia geotermica

La geotermia classica nasce in Italia nella zona del Monte Amiata in Toscana, quando nel 1904 il Conte de Larderel sperimenta l'utilizzo dell'energia nei vapori caldi risalenti dal sottosuolo e – convertendo l'energia geotermica in energia meccanica prima ed elettrica poi – riesce ad accendere una lampadina. E' l'intuizione iniziale di un settore che porterà quasi 60 anni dopo all'avvio di una vera e propria industria di produzione di energia elettrica in particolare a Larderello (insediamento il cui nome deriva appunto dal Conte de Larderel) ed in altre aree della regione, dove viene prodotto circa il 25% del fabbisogno di energia elettrica di tutta la Toscana. Questa risorsa geotermica ad alta temperatura è legata al contesto geologico-strutturale di tutto il versante tirrenico che – per effetto di movimenti tettonici – è stato interessato in passato da intense attività vulcaniche e che attualmente è caratterizzato da rilevanti anomalie geotermiche positive. Successivamente negli anni '80 a Ferrara si fa strada l'idea di utilizzare una risorsa meno pregiata – oggi classificabile come media temperatura – rinvenuta all'interno di alcune perforazioni eseguite da AGIP negli anni '60 a scopo di ricerca di idrocarburi e abbandonate per esito negativo.

Ad oggi la produzione di elettricità è l'utilizzo più importante e comune delle risorse geotermiche ad alta temperatura. L'energia elettrica è prodotta in impianti convenzionali o a ciclo binario, in funzione delle caratteristiche della risorsa geotermica disponibile, nei quali il fluido deve avere una temperatura di almeno 150 °C.

Le risorse a medio-bassa temperatura sono invece adatte a molti tipi di impiego, dagli usi civili (quali riscaldamento/raffrescamento ambientale o riscaldamento di piscine/serre) all'utilizzo nel settore agricolo. Il riscaldamento di ambienti e quello urbano hanno avuto un grande sviluppo in

Islanda, ove sono operativi sistemi di riscaldamento geotermico per una potenza di 1200 MW termici, ma questa forma d'uso è molto diffusa anche in Europa Orientale, negli Stati Uniti, in Cina, Giappone, Francia ecc. L'utilizzo a bassa temperatura sta crescendo in questi ultimi anni in modalità accoppiata alle pompe di calore per la climatizzazione di ambienti pubblici e privati. Tali impianti in genere prevedono l'abbinamento delle pompe di calore a scambiatori interrati ("geoscambiatori" o "sonde geotermiche") oppure a pozzi di emungimento/reimmissione di acqua di falda. Le pompe di calore generalmente possono essere utilizzate anche in modalità frigorifera, il che rende evidente il fatto che tali impianti più che basati sull'energia geotermica sfruttano il sottosuolo come sorgente/pozzo termico. Si tratta di un'applicazione praticamente realizzabile in ogni contesto geologico e con un campo di utilizzo molto vasto (dalla piccola abitazione al complesso commerciale/industriale), specie in abbinamento ai moderni impianti di distribuzione del calore a bassa temperatura (pannelli radianti in particolare). E' opportuno qui ricordare che in Italia, nel 2011, i consumi di energia termica hanno toccato i 55 MTEP (milioni di tonnellate equivalenti di petrolio), rappresentando circa il 45% dei consumi finali di energia che ad oggi viene ancora prodotta impiegando per lo più combustibili fossili e prodotti petroliferi (i consumi di energia rinnovabile per usi termici pesano solo circa il 7%). Secondo quanto stabilito dalla direttiva 2009/28/CE [5], i consumi finali di energia in Italia nel 2020 dovranno essere coperti almeno per il 17 % da fonti rinnovabili (20% in UE). Le pompe di calore dovranno contribuire per il 13 % tra le fonti rinnovabili - ovvero quasi 3 MTEP - oltre il doppio rispetto agli 1,3 MTEP consuntivati a fine 2011 e che hanno contribuito per l'8% al riscaldamento di abitazioni ed uffici [6]. Infine va menzionato anche l'uso diretto del calore geotermico, cioè la forma di sfruttamento dell'energia geotermica più antica e anche più comune. Si passa dai bagni termali al riscaldamento di edifici pubblici o privati, agli usi nel settore agricolo ed industriale.

In particolare nel settore agricolo l'acqua calda può essere usata nelle coltivazioni a cielo aperto per irrigare e/o riscaldare il terreno, ma l'impiego più comune è il riscaldamento delle serre, sviluppato su larga scala in molti paesi, ad esempio per la coltivazione di verdure e fiori fuori stagione o in climi diversi da quelli originari. Si sta iniziando a sfruttare la risorsa geotermica a bassa temperatura anche nel settore zootecnico, al fine di rendere costante per tutto l'anno la temperatura dell'ambiente in cui vivono determinate specie di animali. Tutto l'intervallo di temperatura dei fluidi geotermici, vapore o acqua, può essere sfruttato per usi industriali che comprendono processi a caldo, evaporazione, essiccamento, distillazione, sterilizzazione, lavaggio, decongelamento ed estrazione di sostanze chimiche, produzione di elementi in cemento, imbottigliamento di acqua, produzione di carta ed estrazione di petrolio dal sottosuolo . Il calore

geotermico ha applicazioni industriali in almeno diciannove paesi [7], e l'utilizzo tende ad estendersi.

1.3 Gli impianti di geoscambio

Gli impianti di climatizzazione basati sul geoscambio sono principalmente utilizzati per il riscaldamento invernale ed il raffrescamento estivo di spazi residenziali e commerciali, e costituiscono una valida alternativa agli impianti tradizionali a centrale termica alimentata a metano, gpl o gasolio. In questo paragrafo è descritto il funzionamento di un classico impianto geotermico per il condizionamento di ambienti, mentre nei successivi paragrafi sono analizzate nel dettaglio le principali componenti delle quali è costituito.

Nei mesi invernali, il calore presente nel sottosuolo può essere estratto e scambiato con un ambiente da riscaldare ed allo stesso modo, nei mesi estivi, si ottiene il raffrescamento cedendo al terreno o all'acqua di falda il calore estratto dall'ambiente. Tale scambio di energia avviene sfruttando una pompa di calore accoppiata da un lato ad uno o più geoscambiatori (circuito chiuso, Figura 1.2) oppure ad un sistema di pozzi (circuito aperto, Figura 1.3) e dall'altro ad un impianto di distribuzione del calore agli ambienti a bassa temperatura.

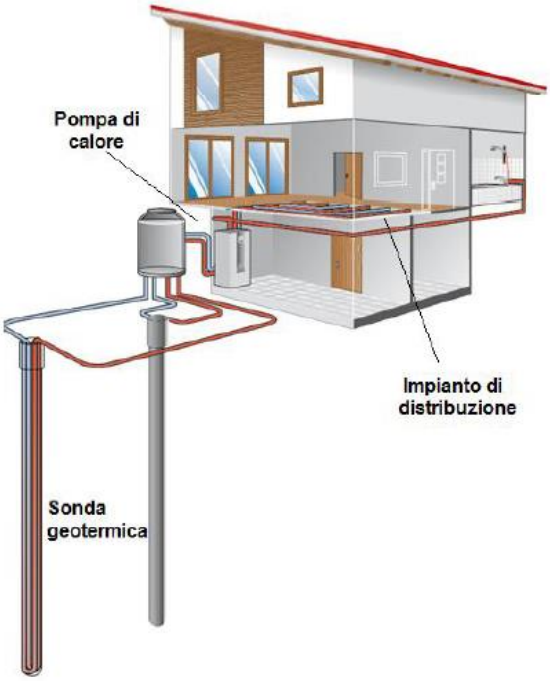


Figura 1.2 - Impianto geotermico con scambiatori verticali a circuito chiuso (fonte: Tecnosol Srl)

Nel caso di impianti a circuito chiuso i geoscambiatori, generalmente a sviluppo verticale, sono inseriti all'interno di fori del diametro di pochi centimetri vicini all'edificio e realizzati mediante uno dei metodi classici di perforazione. Il numero dei geoscambiatori e la profondità di installazione variano in funzione del fabbisogno energetico richiesto e del sistema nel quale essi sono installati. I tubi dei geoscambiatori sono collegati in superficie ad un apposito collettore connesso alla pompa di calore. Durante l'inverno il terreno ha una temperatura generalmente superiore a quella esterna ed il fluido termovettore scendendo in profondità attraverso gli scambiatori estrae calore dal terreno.
Tornato in superficie ad una temperatura maggiore il fluido termovettore è poi inviato alla pompa di calore nel cui evaporatore cede calore al refrigerante, che circola nel sistema della pompa di calore e che viene successivamente compresso. Esso poi cede calore nel condensatore all'aria o all'acqua che circolano, come fluido vettore, nell'impianto di distribuzione del calore interno all'edificio. Il ciclo termina con l'ultima fase nella quale il liquido refrigerante, attraverso una valvola di espansione, si raffredda e si riporta alle condizioni iniziali del ciclo.
Lo stesso sistema, con la presenza di una valvola di commutazione del ciclo (valvola a 4 vie), provvede anche al condizionamento estivo: in questo caso il ciclo è invertito ed il sistema cede al fluido termovettore che circola nei geoscambiatori, e quindi al terreno, il calore estratto dall'ambiente interno.

Nel caso degli impianti a circuito aperto (Figura 1.3), a differenza degli impianti a circuito chiuso, si ha un prelievo di acqua di falda da un pozzo (detto di estrazione o di presa) o da un corpo idrico superficiale, e, a seguito dello scambio termico con l'evaporatore o il condensatore della macchina, la restituzione attraverso un altro pozzo (definito di reiniezione o di resa) o ad un corpo idrico superficiale. Acque sotterranee (falde) e acque superficiali (fiumi, laghi, bacini artificiali, mare) a differenza del terreno sono sorgenti non disponibili ovunque e sono soggette a vincoli di carattere normativo.

In una preliminare valutazione circa la fattibilità di sistemi a circuito aperto è importante considerare la qualità dell'acqua e le sue caratteristiche chimiche in fase di presa e in fase di scarico nonché la quantità d'acqua disponibile. Dal punto di vista della progettazione e della realizzazione, al fine di ottimizzare il sistema è necessario determinare tipologia e posizionamento dello scambiatore di calore, e la combinazione corretta di profondità e portata del pozzo.

In via teorica, il sistema aperto è più efficiente in quanto non si ha la circolazione sempre dello stesso fluido, bensì si ha a disposizione l'acqua estratta dalla falda con una temperatura

sostanzialmente costante. In questo modo la situazione di partenza corrisponde alla situazione a regime, evitando il periodo di transitorio che comporta una riduzione di efficienza del sistema chiuso. Il punto di forza del sistema aperto è, però, anche il suo punto debole: infatti, il prelievo diretto di acqua di falda può produrre degli squilibri di livello della stessa, se il bilancio di massa tra entrata e uscita non risulta soddisfatto, causando danno all'ambiente.

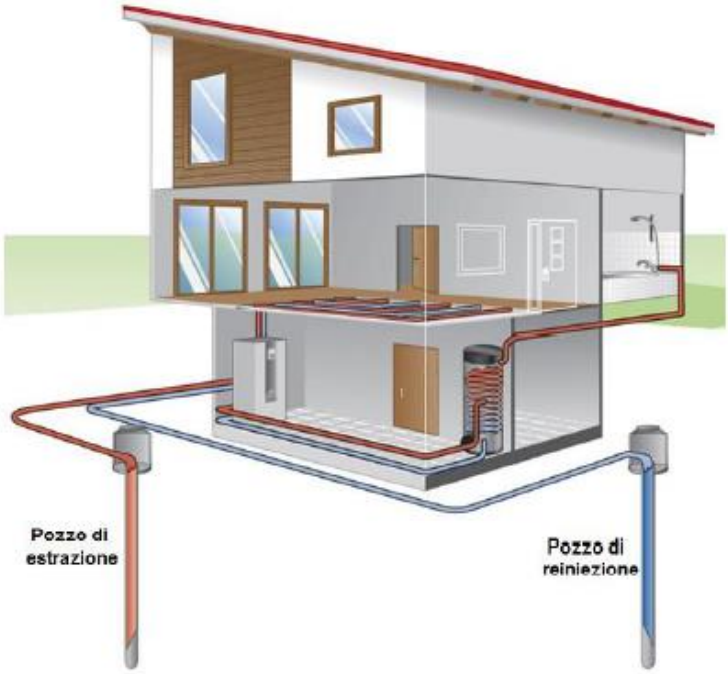


Figura 1.3 - Schema di un impianto geotermico a circuito aperto (fonte: Tecnosol Srl)

1.3.1 La Pompa di calore

La pompa di calore estrae calore da un mezzo esterno (sorgente fredda) che può essere aria o acqua e riscalda il pozzo caldo, solitamente acqua o aria, il quale, circolando all'interno delle serpentine dell'impianto di condizionamento, provvede al riscaldamento dell'ambiente. Nello specifico, trattasi di un circuito chiuso (Figura 1.4) in cui inizialmente il fluido di lavoro assorbe calore dall'esterno ed evapora (evaporatore); successivamente, trovandosi allo stato gassoso e bassa pressione, il fluido proveniente dall'evaporatore viene portato ad alta pressione e si riscalda assorbendo una certa quantità di calore (compressore); il fluido proveniente dal compressore

passa quindi dallo stato gassoso a quello liquido cedendo calore all'esterno (condensatore); infine, il fluido, ormai liquido, passa attraverso la valvola di espansione e si trasforma parzialmente in vapore raffreddandosi.

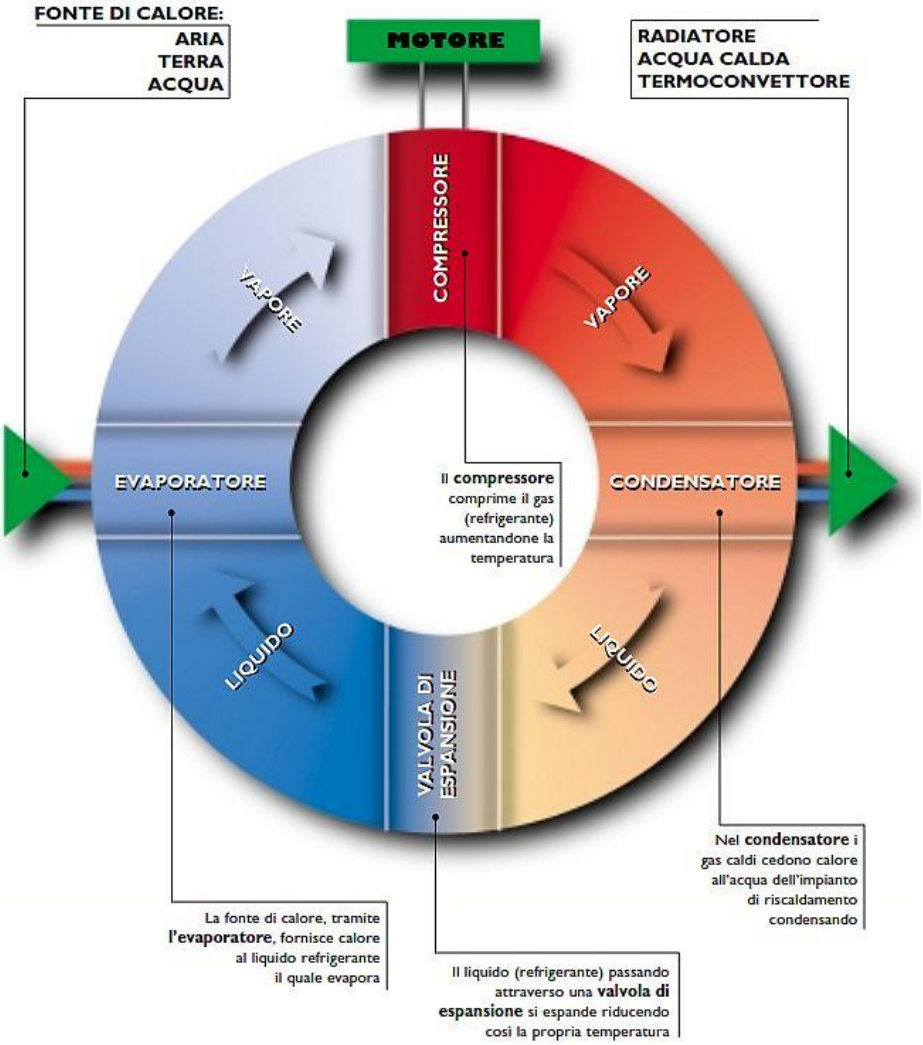


Figura 1.4 - Ciclo del fluido refrigerante all'interno di una pompa di calore

La classificazione delle pompe di calore può essere effettuata in funzione del tipo di ciclo termodinamico (a compressione di vapore, ad assorbimento), oppure sulla base della sola sorgente termica utilizzata, oppure ancora sulla base della combinazione tra sorgente termica e fluido termovettore lato utenza . Le sorgenti posso essere:

- *l'acqua:* di falda, di fiume, di lago quando questa è presente in prossimità dell'edificio e a ridotta profondità. Altre sorgenti possono essere costituite da acqua accumulata in serbatoi e riscaldata dalla radiazione solare. L'acqua garantisce prestazioni della pompa di calore poco influenzate dalle condizioni climatiche esterne; tuttavia richiede un costo addizionale dovuto al sistema di adduzione dell'acqua;
- *l'aria:* esterna all'edificio. Essa ha il vantaggio di essere disponibile ovunque e di non necessitare di autorizzazioni per il prelievo; tuttavia la potenza resa dalla pompa di calore diminuisce con la temperatura della sorgente e la macchina avrà ingombri maggiori a causa dello scambiatore ad aria;
- *il terreno*: come per l'acqua, le prestazioni della pompa sono poco influenzate dal clima, ma per scambiare con il terreno, come abbiamo visto, è necessario predisporre appositi scambiatori interrati.

Pertanto, sulla base delle sorgenti, le pompe di calore si possono denominare ad acqua, ad aria e accoppiate al terreno.

Combinando invece la tipologia di sorgente fredda con la tipologia di fluido termovettore lato pozzo caldo, le pompe di calore si distinguono in: acqua - acqua; acqua - aria; terreno - acqua; aria - acqua; aria - aria.

L'efficienza di una pompa di calore a compressione di vapore, riferita a determinate condizioni di temperatura (generalmente per la fase di riscaldamento), è indicata dal coefficiente di prestazione COP (Coefficient of Performance), espresso come il rapporto tra energia termica fornita Q (calore ceduto al mezzo da riscaldare) ed energia elettrica consumata L_e ovvero fornita al compressore. Risulta quindi pari a:

$$COP = \frac{Q}{L_e} \qquad \textit{Eq. 1.1}$$

Se la macchina opera come frigorifero si definisce invece l'indice di prestazione EER (Energy Efficiency Ratio), pari al rapporto tra l'energia termica sottratta Q (calore sottratto al mezzo da raffreddare) e l'energia elettrica consumata L_e, ovvero fornita al compressore. Risulta quindi pari a:

$$EER = \frac{Q}{L_e} \qquad \textit{Eq. 1.2}$$

L'efficienza di una pompa di calore ad assorbimento, invece, è misurata dal valore di efficienza di utilizzazione del gas "G.U.E." (Gas Utilization Efficiency), pari al rapporto tra l'energia fornita (calore ceduto al mezzo da riscaldare) ed energia consumata dal bruciatore.
Il G.U.E. è variabile in funzione del tipo di pompa di calore e delle condizioni di funzionamento ed ha, in genere, valori intorno a 1,5. Questo vuol dire che per 1 kWh di gas consumato fornirà 1,5 kWh di calore al mezzo da riscaldare.

La normativa italiana, probabilmente per ragioni di semplificazione, applica il parametro del COP indistintamente alle pompe di calore elettriche e a quelle a gas. Tuttavia, i valori minimi di COP delle pompe di calore a gas indicati nella normativa sono calcolati con il metro del GUE; questo è importante per comprendere come i bassi valori medi di COP delle pompe di calore a gas, rispetto a quelle elettriche, non siano indice di minore efficienza. Semplicemente, i due COP (o, meglio, il GUE e il COP) non sono parametri direttamente confrontabili: per le pompe elettriche, infatti, il COP considera l'efficienza rispetto al kWh elettrico, mentre per le pompe a gas il GUE fa riferimento al potere calorifico inferiore (il PCI) del gas metano utilizzato dal bruciatore.

Un valore di COP tipico di un sistema piuttosto efficiente è 4,5. In particolare per pompe di calore aria/aria, con temperatura di bulbo secco dell'ambiente esterno pari a 7°C e di bulbo umido pari a 6°C e temperatura di bulbo secco dell'ambiente interno pari a 20°C e di bulbo umido pari a 15°C, il COP minimo, indicato dalla Gazzetta Ufficiale della Repubblica Italiana, è pari a 3,8; mentre per una pompa di calore acqua/acqua il COP, per temperatura del pozzo freddo pari a 10°C e del pozzo caldo in ingresso ed uscita, rispettivamente, 30 °C e 35 °C, è pari a 5,1. Le pompe di calore commerciali sono attualmente in rapido sviluppo: il COP è cresciuto negli ultimi anni e si riesce ad arrivare in certi casi anche ad un valore pari a 5. Per il raffreddamento, invece, si ottengono valori dell'indice EER compresi tra 3 e 4,5. Di conseguenza le pompe di calore stanno diventando una valida scelta per il riscaldamento domestico, per il quale sono ormai più frequentemente utilizzate, in particolare quelle ad aria. Inoltre la pompa di calore sfrutta il calore gratuito e accumulato in grandi masse termiche quali aria, acqua superficiale, falde acquifere sotterranee e terreno. Per questo motivo, con la Direttiva RES (Renewable Energy Sources) le pompe di calore sono state riconosciute ufficialmente tecnologie che impiegano energie rinnovabili. Però, si deve tenere presente che l'uso anno dopo anno di tali fonti può portare a problemi di deriva termica, cioè incremento o diminuzione della temperatura media del pozzo termico (acqua superficiale o di falda e terreno). Infatti, proprio per tali motivi vi sono normative che limitano l'uso delle acqua

di laghi e fiumi, sia in termini di portate utilizzabili che in termini di variazioni di temperatura dell'acqua reimmessa nel pozzo.

1.3.2 I geoscambiatori

Nel caso di impianti di geoscambio a circuito chiuso, l'elemento che scambia calore con il terreno, essendo posto a diretto contatto con esso, prende il nome di scambiatore geotermico (anche detto geoscambiatore, il cui acronimo inglese è BHE Borehole Heat Exchanger). Le due principali tipologie di geoscambiatori sono costituite da scambiatori orizzontali oppure da scambiatori verticali.

I geoscambiatori orizzontali (dettagliati nel paragrafo 1.3.2.4) sono tubazioni, perlopiù in polietilene, che vanno interrate a profondità relativamente basse, 2 a 3 m, per non risentire troppo delle variazioni giornaliere di temperatura dell'aria esterna, ma comunque risentono della variazioni stagionali.

I geoscambiatori verticali invece utilizzano strati più profondi del terreno, dove la temperatura rimane praticamente costante tutto l'anno, e non solo lo strato superficiale, come serbatoio o pozzo di calore. Per realizzare uno scambiatore geotermico verticale si praticano dei fori verticali, nel terreno, tipicamente di diametro 12-15 cm, che possono raggiungere anche diverse decine di metri di profondità. All'interno poi vengono inserite le tubazioni in polietilene ad alta densità (scambiatori ad U e pali energetici) oppure in acciaio (scambiatori coassiali) entro cui viene fatto circolare il fluido vettore che scambia calore con il terreno circostante.

Per gli scambiatori a sviluppo verticale si introduce un parametro di prestazione utile anche in fase di dimensionamento. La cosiddetta resistenza termica del pozzo R_{bh} [mK/W] rappresenta una resistenza termica equivalente tra il fluido termovettore e la parete del pozzo. La sua definizione è:

$$R_{bh} = \frac{T_{mf} - T_{bh}}{q} \qquad \textit{Eq. 1.3}$$

dove T_{mf} [°C] è la temperatura media del fluido calcolata come media aritmetica tra temperatura del fluido in ingresso ed in uscita, $T_{bh,W}$ [°C] è la temperatura del bordo del pozzo e q è la potenza

scambiata per unità di lunghezza [W/m]. La resistenza del pozzo è in generale data dalla somma di tre contributi:

$$R_{bh} = R_{pp} + R_{gr} + R_t \qquad \textit{Eq. 1.4}$$

dove R_{pp} è la resistenza termica tra il fluido e la parete esterna del tubo, comprensiva della resistenza termica convettiva interna, R_{gr} è la resistenza termica del materiale di riempimento del pozzo ed infine R_t è la resistenza termica dell'eventuale tubo esterno. Pertanto R_{bh} dipende sia da parametri geometrici dello scambiatore (distanza tra i rami della U, diametro e numero dei tubi, profondità), sia da parametri termofisici (conducibilità termica dei materiali, portata di flusso nello scambiatore, proprietà del fluido). In particolare all'aumentare della velocità del fluido termovettore nei tubi aumenta il coefficiente di scambio convettivo, per cui è preferibile operare in regime turbolento, cercando però allo stesso tempo di contenere le perdite di carico. Evidentemente la prestazione dello scambiatore di calore è tanto migliore quanto minore è la resistenza termica del pozzo.

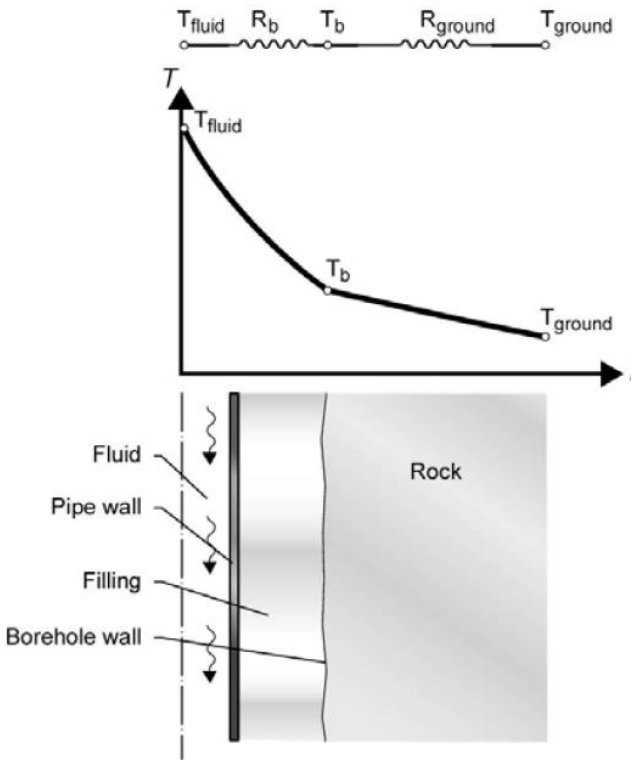


Figura 1.5 - Riduzione della temperatura in funzione del raggio dovuto alla resistenza termica del pozzo e del terreno

Come mostrato in Figura 1.5, la resistenza termica del pozzo è responsabile di una forte diminuzione della temperatura tra fluido e terreno: per potenze nell'intervallo 25 - 100 W/m ci può essere un abbattimento di 2 - 10 °C. La variazione di temperatura all'intorno del pozzo invece è più limitata. Sempre nella Figura 1.5 è mostrato anche il circuito elettrico equivalente fluido-terreno, con la resistenza termica del pozzo e quella del terreno poste in serie.

Di seguito sono descritte le principali tipologie di scambiatori a sviluppo verticale.

1.3.2.1 Gli scambiatori ad U

Questi scambiatori di norma sono composti da tubi di piccolo diametro (da 20 mm a 40 mm) a forma di U, singola o doppia (Figura 1.6), interrati in un pozzo. La soluzione ad U è la scelta adottata nella maggior parte dei casi, poiché si tratta di sistemi con elevata affidabilità e rappresenta la tipologia di impianto di climatizzazione che ha meno guasti in assoluto. Infatti, negli ultimi anni i geoscambiatori verticali a singola e doppia U hanno dominato il mercato a scapito degli scambiatori coassiali (trattati nel paragrafo 1.3.2.2).

I primi scambiatori a terreno sono stati realizzati in metallo, generalmente rame, ma tali sistemi, pur avendo buone proprietà di scambio termico, sono soggetti a corrosione. Quindi la ricerca si è concentrata sulla sperimentazione di materiali che permettano un funzionamento affidabile nel terreno, con buone proprietà di scambio termico e con costi accettabili. Il materiale rivelatosi migliore è il *polietilene* (Figura 1.7), che ha caratteristiche di flessibilità e può essere fuso per realizzare giunture più resistenti. Attualmente, la quasi totalità delle installazioni utilizza scambiatori in *polietilene ad alta densità* (HDPE), i quali resistono a pressioni superiori ai 10 bar e sono collegati alla base attraverso un raccordo a V tramite saldatura effettuata in fabbrica. Negli ultimi anni si è iniziato ad installare impianti con tubazioni in *polietilene reticolato* ad alta pressione, materiale che rispetto all'HDPE resiste a pressioni e temperature maggiori e presenta maggiore resistenza alle crepe ed al propagarsi di fenditure causate da sollecitazioni. Ciononostante il suo utilizzo non è ancora molto diffuso a causa del costo elevato. Le temperature di esercizio per le tubazioni in polipropilene variano tra -20 °C a +40 °C, e quindi le sonde sono adatte all'impiego geotermico a bassa temperatura, mentre per il polietilene reticolato le temperature di esercizio variano tra -40 °C e +95 °C, per cui è il materiale da impiegare con pozzi

geotermici a temperatura più elevata. La base della U è agganciata a un peso (dai 12 ai 25 kg, a seconda delle problematiche del pozzo) per facilitarne la discesa nel pozzo, di profondità variabile, nel contesto italiano, tra 80 e 150 m, mentre nel contesto svedese arrivano anche a 200 m di profondità. La vita media, in condizioni normali (pressione circa 16 bar, temperatura circa 15°C), è superiore ai 100 anni, mentre, all'aumentare della temperatura e pressione, essa si abbassa notevolmente, fino a scendere sotto i 10 anni nel caso di temperatura sopra i 60 °C.

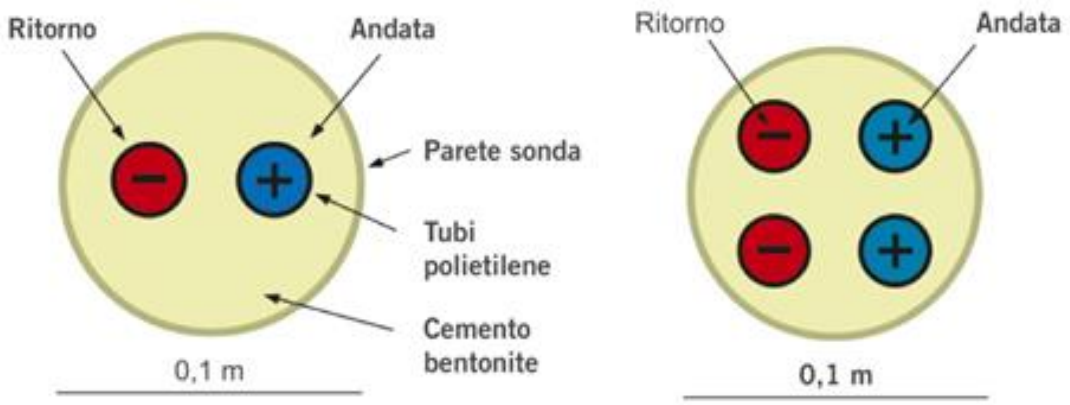


Figura 1.6 - Sezioni di scambiatore verticale in configurazione di singola e doppia U

Nel caso (raro) di occlusione di un tubo, la configurazione a doppia U garantisce la circolazione di una certa portata, fornendo comunque potenza alla pompa di calore, anche se in quantità ridotta. Inoltre la resistenza termica del pozzo R_{bh} è inferiore perché, a parità di portata con un geoscambiatore a singola U, i tubi sono di diametro inferiore; si ha quindi uno scambio termico migliore con il terreno. Un altro vantaggio della configurazione a doppia U è l'elevata superficie di scambio. Valori tipici di resistenza termica del pozzo per singola e doppia U variano tra 0,06 e 0,15 [mK/W] [8], essendo generalmente più bassi per doppia U, benché molto influenzati dal materiale di riempimento del perforo.

D'altra parte gli scambiatori a doppia U soffrono di maggiori interferenze dovute a cortocircuitazione termica, ovvero lo scambio termico per unità di lunghezza di ciascun tubo con il terreno diminuisce a causa della presenza ravvicinata degli altri tubi. Inoltre, se non perfettamente bilanciati dal punto di vista idraulico, i circuiti di geoscambiatore a doppia U rischiano di lavorare in maniera non idonea, con portate che possono essere molto diverse in

ciascun tubo ad U della sonda. La semplicità di maneggevolezza e la praticità di installazione sono senza dubbio i principali vantaggi degli scambiatori a singola U.

Lo spessore della tubazione deve essere il più piccolo possibile per favorire lo scambio termico lungo l'estensione del tubo, mentre uno spessore maggiore deve essere scelto per l'estremità, in modo da assicurare un'adeguata resistenza meccanica. Il diametro invece deve essere da una parte abbastanza grande per limitare la potenza di pompaggio necessaria ma, dall'altra, sufficientemente piccolo da assicurare regime turbolento. Un diametro grande comporta un costo maggiore del tubo, richiede una quantità maggiore di fluido termovettore e crea maggiore difficoltà di installazione. Le tubazioni più diffusamente utilizzate per sonde verticali in polietilene hanno generalmente diametro esterno di 40 mm e spessore 3,7 mm oppure diametro esterno 32 mm e spessore 2,9 mm.

Figura 1.7 - Geoscambiatatore a doppia U in polietilene con raccordi a V

Nel caso di una richiesta di potenza termica elevata da parte della pompa di calore, al posto di una perforazione eccessivamente profonda si preferisce realizzare un *sistema a più geoscambiatori* verticali. Lo spazio a disposizione, la conducibilità del terreno e la presenza di acqua sono elementi che influiscono sulla scelta della disposizione dei pozzi. Inoltre, un altro punto da valutare è il costo derivante dal consumo di energia elettrica per il pompaggio dell'acqua nelle tubazioni degli scambiatori. Infine, per evitare l'interferenza termica tra scambiatori adiacenti, è necessario mantenere una distanza minima tra gli interassi dei geoscambiatori, compresa tipicamente tra 4 e 8 metri, a seconda della conducibilità termica del terreno. L'influenza termica

di uno scambiatore su un'altra, infatti, può causare, oltre la perdita istantanea di efficienza dell'impianto, una deriva termica nel terreno, con un conseguente visibile impatto sull'ambiente (variazione della crescita arborea sulla superficie) e un peggioramento progressivo della prestazione energetica dell'impianto [9]. In condizioni estreme, con la temperatura del fluido termovettore costantemente inferiore a 0 °C, può verificarsi il fenomeno denominato *ice lencing*: il terreno essendo saturo ghiaccia permanentemente, producendo, oltre i problemi citati, anche danni meccanici agli scambiatori per via della pressione esercitata dall'aumento di volume nella zona congelata [9]. Inoltre l'effetto di interferenza termica tra le diverse sonde può comportare un sovradimensionamento tanto più elevato quanto più sono vicini tra loro gli scambiatori. Come sarà illustrato nel paragrafo 1.4.5, il metodo di dimensionamento ASHRAE riportato nella norma UNI 11466 [1] tiene conto dell'interferenza termica tra scambiatori adiacenti attraverso la cosiddetta "temperatura di penalizzazione''.

La disposizione geometrica dei geoscambiatori dipende da tutti i fattori appena citati. Le configurazioni geometriche sono innumerevoli: in linea, ad L (singola o multipla), in file parallele o a nido d'ape. Con l'ausilio di simulazioni numeriche è possibile valutare lo scambio termico al variare della configurazione.

1.3.2.2 Gli scambiatori coassiali

Diversi sono gli esempi di geoscambiatori concentrici, in cui la mandata del fluido termovettore si trova nella camicia esterna, che ha superficie di scambio maggiore, ed il ritorno dalla macchina avviene nel tubo interno. I principali vantaggi di questa soluzione stanno nel ridotto ingombro di perforazione e nell'elevata superficie di scambio. Tuttavia, è necessario isolare adeguatamente la tubazione interna per evitare lo scambio termico tra il fluido che scende ed il fluido che risale.

Questo tipo di geoscambiatore è molto interessante nei casi in cui è possibile l'installazione mediante tecniche di infissione e percussione. Qualora invece la geologia richieda comunque di effettuare la perforazione, il tubo concentrico presenta almeno due controindicazioni:

- non essendoci gli spazi per effettuare una cementazione del perforo dal basso, è molto difficile garantire il perfetto accoppiamento tra geoscambiatore e terreno;

- per lo stesso motivo è molto difficile che si possa garantire il ripristino degli orizzonti impermeabili presenti nel terreno e pertanto scongiurare la comunicazione tra falde a diversi livelli.

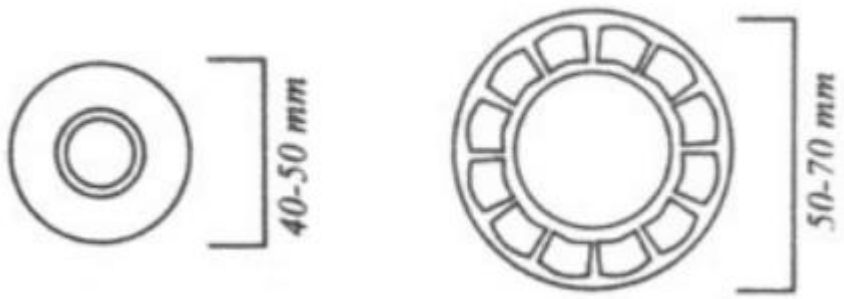


Figura 1.8 - Sezione di due tipologie di scambiatore coassiale: semplice (a sinistra) e complesso (a destra)

Il geoscambiatore concentrico presenta inoltre problemi tecnologici dal punto di vista esecutivo. Si tratta infatti di un tubo rigido, che dunque impone di eseguire le saldature durante la posa: è molto difficile testare la tenuta in corso d'opera ed un'eventuale perdita a scambiatore posato comporta il rifacimento dell'intero lavoro. In secondo luogo sono necessari pezzi speciali in testa per passare dal tubo concentrico ai due tubi singoli di mandata e ritorno: tali pezzi devono essere costruiti ad hoc in quanto non esistono (a nostra conoscenza) sul mercato.

1.3.2.3 I pali di fondazione

Negli edifici di nuova costruzione, qualora siano necessarie fondazioni a pali o a micropali, è possibile utilizzare gli elementi strutturali anche per lo scambio con il terreno, risparmiando così sul costo delle perforazioni. All'interno del palo strutturale vengono annegati uno o più tubi in polietilene (Figura 1.10), che non compromettono le prestazioni meccaniche del calcestruzzo e sono in grado di fornire un apporto termico interessante. Secondo Delmastro et al. [10] la resa termica dei pali energetici è comunque minore di quella di un geoscambiatore verticale ad U o coassiale in quanto i materiali utilizzati non sono pensati per l'ottimizzazione dello scambio

termico ma per l'ottimizzazione delle prestazioni meccaniche. Bisogna poi considerare che la funzione strutturale dei pali è tipicamente necessaria in presenza di terreni a granulometria fine (argille e limi), che presentano basse conducibilità termiche. Si tratta di terreni in cui la permeabilità è molto ridotta e la quantità di acqua è limitata e spesso variabile, sicuramente non ottimali per lo scambio termico. Come ordine di grandezza un palo può fornire da 10 a 30 W/m.

Figura 1.9 - Energy pile, Haka Gerodur

Sebbene la tecnologia sembri intuitivamente molto vantaggiosa rispetto ad una perforazione, nel considerarla bisogna tenere conto di alcuni aspetti economici e tecnici estremamente importanti.

In primo luogo la convenienza economica: nella sua valutazione bisogna considerare i costi di distribuzione orizzontale, che incidono in maniera significativa a causa della ridotta resa termica. Se si confronta l'incidenza del collegamento orizzontale per unità di potenza resa, si riscontra che la tecnologia è conveniente rispetto a geoscambiatori verticali solo per pali di almeno 10 – 15 metri di lunghezza [10]. In secondo luogo gli aspetti strutturali. E' sempre da scongiurare il congelamento del terreno: data la ridotta permeabilità del suolo possono instaurarsi pressioni sulla fondazione sufficienti a comprometterne la stabilità. E' poi da considerare che le fondazioni a palo possono lavorare in due modi: di punta, trasferendo il peso dell'edificio a formazioni profonde dalle caratteristiche meccaniche migliori delle superficiali; per attrito laterale, distribuendo il carico dell'edificio su tutta la profondità delle formazioni geologiche attraversate. Nel secondo caso la progettazione dello scambio termico e della struttura deve essere vagliata attentamente. Il palo energetico infatti è soggetto a dilatazione termica che viene assorbita dall'elasticità, seppur minima, del calcestruzzo. Le argille invece presentano tipicamente un comportamento plastico. Una dilatazione e successiva restrizione del palo comportano un

distacco tra la superficie del pilastro e il terreno con inevitabile riduzione del coefficiente d'attrito: il cedimento della struttura è assicurato, secondo quanto sostengono Delmastro et al. [10].

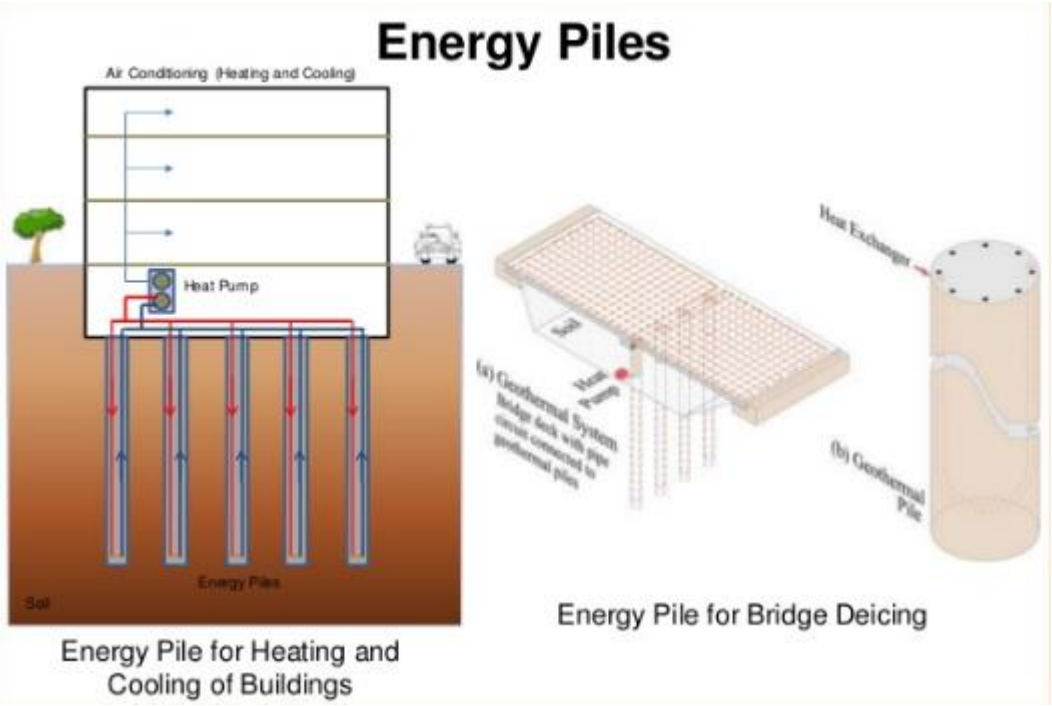


Figura 1.10 - Esempi di impiego di pali energetici

1.3.2.4 Gli scambiatori orizzontali

La soluzione degli scambiatori interrati a sviluppo orizzontale è la meno costosa, poiché non necessita della costruzione del pozzo, ma meno efficiente, risentendo maggiormente delle fluttuazioni della temperatura superficiale. Inoltre la superficie di terreno impiegata è maggiore, fino a due volte la superficie da climatizzare. In questo caso i tubi vengono inseriti orizzontalmente nel terreno, tramite uno scavo a 2 – 3 m di profondità e spaziati tra loro da 0,6 a 1,5 metri, secondo varie tipologie realizzative: a sviluppo lineare ad un tubo, a due tubi affiancati, a due tubi sovrapposti, a serpentina in serie, a serpentina in parallelo, a spirale.

I tubi possono essere in polietilene o in polietilene reticolato ad alta pressione. La soluzione in polietilene semplice implica che venga predisposto un letto di sabbia dove alloggiare i tubi, in

quanto non resistono alle sollecitazioni di carico esercitate da pietre e da altri corpi simili, mentre nel secondo caso è possibile inserire i collettori direttamente nello scavo utilizzando il materiale di risulta per realizzarne il letto.

La profondità scelta per l'inserimento dei collettori orizzontali è stata ricavata negli anni dalla buona pratica e da indagini sperimentali sulla influenza della variabilità stagionale sul terreno (ininfluente a 10 – 20 m di profondità), come si descrive nel paragrafo 1.4.3.

L'influenza termica del collettore orizzontale sul terreno può presentare qualche criticità, in quanto, essendo una soluzione più estesa rispetto agli scambiatori a sviluppo verticale, la zona soggetta a variazione di temperatura è molto più grande, il che può influire sulla crescita arborea sulla superficie [9]. Tale superficie è interessata da una consistente variazione di temperatura nell'intorno di 0,5 – 1,5 metri dal collettore, valore che cambia a seconda del tipo di materiale di cui è composto il suolo. Considerando che la maggior parte delle piante ha l'apparato radicale che si estende nei primi 60 cm di profondità, esse non risentono delle alterazioni di temperatura e ciò dimostra che le serpentine orizzontali non influenzano la vegetazione con radici superficiali, compresa l'erba e i fiori. Al contrario le piante ad alto fusto, con radici che possono arrivare anche a 1 – 1,5 metri di profondità, risultano interessate dal comportamento dell'impianto, con variazioni positive anche di 10°C in estate e negative fino a 5 °C in inverno, e ciò ha come conseguenza una modifica del metabolismo rispetto alla soluzione naturale. L'utilizzo di piante in terreni sfruttati da dissipatori geotermici orizzontali non è dunque precluso, specialmente se si tratta di vegetazione con radici superficiali.

1.3.3 Il materiale di riempimento

Nel caso degli scambiatori a sviluppo verticale, una volta effettuato lo scavo e calate nel foro le tubazioni, questo viene riempito con una boiacca cemento-bentonitica. Il materiale di riempimento viene immesso per pressione dalla base del foro fino alla sommità dello stesso. Durante tale fase è importante evitare che restino interstizi vuoti, assicurando così un buon contatto termico col sottosuolo. Nel caso in cui la perforazione attraversi una falda acquifera, il materiale di riempimento ha anche la funzione di prevenire la circolazione verticale di acqua sotterranea e l'interconnessione tra falde acquifere separate.

Il materiale di riempimento del perforo deve inoltre possedere le seguenti caratteristiche: deve essere compatibile con l'ambiente circostante per il fatto che può venire in contatto con falde acquifere; non deve essere solubile in acqua onde evitare l'alterazione di eventuali falde intercettate; deve essere dotato di una conduttività termica paragonabile a quella del sottosuolo con cui è a contatto; deve essere leggermente espansivo, al fine di sigillare il foro; deve essere debolmente elastico, in modo da non fratturarsi in seguito a lievi sollecitazioni; infine facilmente pompabile.

La conducibilità termica della bentonite (0,6 - 0,7 W/(m.K)) non è molto elevata e risulta inferiore a quella della maggior parte dei terreni, essendo quest'ultima molto variabile in relazione alla stratigrafia geologica del terreno stesso. Ad esempio per un terreno di tipo sabbioso saturo un valore indicativo può essere ritenuto pari a circa 2,2 W/(m.K) (si veda la Tabella 2.1 nel Capitolo 2 per maggiori dettagli su tale valore). Un riempimento con sola sabbia aumenta la conducibilità, con conseguente aumento dello scambio, ma non risponde a requisiti di resistenza richiesti. La soluzione ottimale sarebbe quella di ridurre al minimo indispensabile la malta bentonitica e riempire il resto con sabbia e materiale di scavo, curandosi di non lasciare interstizi vuoti. Attualmente sono disponibili sul mercato diversi prodotti ad elevata conducibilità termica da miscelare con il cemento e in grado di aumentare le prestazioni termiche del pozzo (Tabella 1.2).

	Tipo di malta di riempimento	**Conducibilità termica (W/m K)**
malta senza additivi	20% bentonite	0,73
	30% bentonite	0,74
	Malta cementizia	0,69 - 0,78
	Calcestruzzo (2,1 - 2,4 t/m^3)	1,04 - ,38
	Calcestruzzo e sabbia	1,9-2,9
malta termicamente migliorata	20% bentonite - 40% quarzite	1,5
	30% bentonite - 30% quarzite	1,2 - 1,3
	30% bentonite - 30% polvere di ferro	0,79
	60% quarzite - ceneri volatili	1,85

Tabella 1.2 - Valori di conducibilità termica di alcuni materiali di riempimento [11]

1.3.4 Il fluido termovettore

Prima di essere collegate alla pompa di calore i geoscambiatori vanno riempiti con una soluzione di acqua e glicole. Il fluido termovettore, nei sistemi a terreno a circuito chiuso, può essere acqua solamente nei casi in cui si è sicuri che le temperature non scendano sotto gli 0 °C. Infatti in condizioni climatiche caratterizzate da inverno mediamente rigido, per ottenere un determinato scambio termico e soddisfare i carichi senza sovradimensionare il sistema, con un livello termico del terreno indisturbato che varia tra 11 e 14 °C, il fluido termovettore in uscita dalle pompe di calore raggiunge generalmente temperature pari circa 0 °C, o va addirittura al di sotto di tale valore. È quindi necessario ricorrere all'utilizzo di altri fluidi o soluzioni con caratteristiche anticongelanti. Un fluido ideale dovrebbe essere non tossico (nel caso in cui, a seguito di rottura della sonda, dovesse entrare in contatto con le acque di falda), non infiammabile, stabile, compatibile con i materiali degli altri componenti del sistema, a basso impatto ambientale, non corrosivo, economico, con bassa viscosità e, infine, con ottime caratteristiche di scambio termico.

Gli additivi antigelo comunemente adottati sono il glicole etilenico ($C_2H_6O_2$), il glicole propilenico ($C_3H_8O_2$), il cloruro di calcio ($CaCl_2$) e l'alcool etilico (C_2H_5OH). In Europa, gli anticongelanti principalmente utilizzati sono il glicole propilenico e il glicole etilenico: il primo, in particolare, è preferibile per le migliori proprietà termofisiche e per una maggiore sicurezza dal punto di vista ambientale rispetto al secondo. In tal caso, le soluzioni vengono preparate al 10 - 30% a seconda delle temperature minime previste. Le soluzioni con anticongelanti hanno caratteristiche termiche che dipendono dalle concentrazioni del soluto e dalla temperatura. A minore temperatura e maggiore concentrazione corrispondono una minore conducibilità termica (svantaggiosa per lo scambio di calore) e una maggiore densità del fluido (svantaggiosa in termini di consumi per la pompa di circolazione).

1.4 Meccanismi di trasporto nel sottosuolo - Proprietà termofisiche ed idrauliche

Nell'affrontare il meccanismo di scambio termico tra il suolo e lo scambiatore di calore geotermico non si può prescindere dalla presenza dell'acqua nel terreno. Pertanto di seguito viene brevemente illustrata la suddivisione di un terreno in zone a diverso grado di saturazione d'acqua (per la descrizione delle tipologie di falda si è fatto riferimento a [12]) e quindi illustrata la legge di Darcy, con riferimento alle proprietà idrauliche del mezzo poroso. Successivamente si descrive il profilo termico nel terreno, con riferimento alla soluzione del problema del mezzo seminfinito sottoposto ad una variazione periodica di temperatura superficiale, e si ricava l'equazione di trasporto del calore in un mezzo poroso saturo.

1.4.1 Le falde acquifere nel sottosuolo

L'acqua che viene direttamente a contatto con la superficie del terreno, o raccolta da fiumi e laghi, tende ad infiltrarsi nel sottosuolo per gravità e la maggior parte di essa va a riempire, parzialmente o completamente, i pori presenti nel terreno e le fessure degli ammassi rocciosi.

In particolare, nel caso di depositi di terreno, si possono distinguere al variare della profondità zone a differenti gradi di saturazione e in cui l'acqua, presente nei vuoti, si trova in condizioni diverse. Partendo dalla superficie del piano campagna e procedendo verso il basso, si possono generalmente individuare (Figura 1.11): un primo strato superficiale di suolo vegetale, detto di *evapotraspirazione*, dove l'acqua di infiltrazione viene parzialmente ritenuta, ma in prevalenza assorbita dalle radici della vegetazione; un secondo strato, detto *di ritenzione*, in cui l'acqua presente è costituita principalmente da acqua di infiltrazione, che rimane aderente ai grani ed è praticamente immobile, ed è detta anche acqua di ritenzione; un terzo strato, denominato strato della *frangia capillare*, caratterizzato prevalentemente dalla presenza di *acqua capillare*, quella che, per effetto dei fenomeni di capillarità, risale lungo i canalicoli formati dalla successione di pori. La frangia capillare ha uno spessore inversamente proporzionale alla granulometria del suolo.

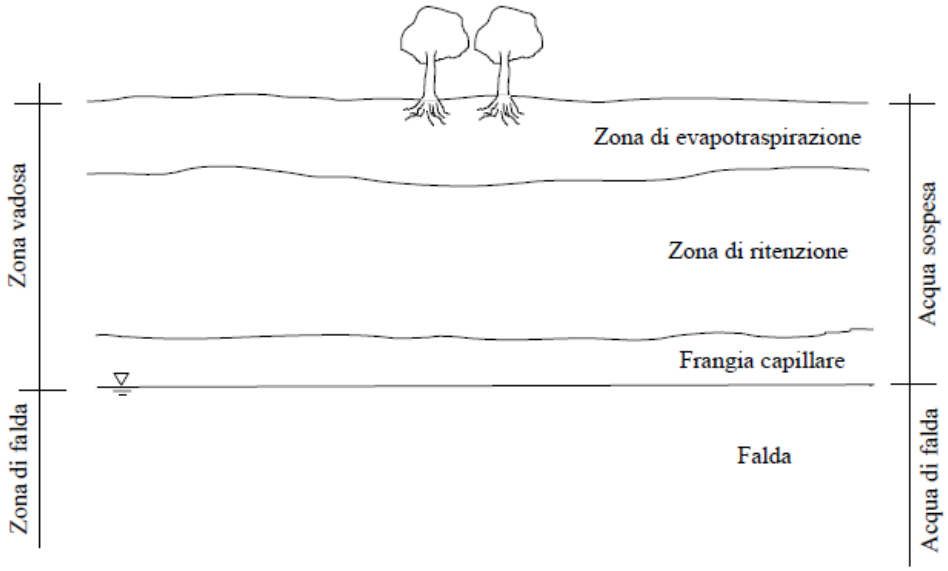


Figura 1.11 - Zone a differente grado di saturazione in un deposito di terreno [12]

Al di sotto di queste tre zone, che insieme costituiscono la cosiddetta *zona vadosa o insatura*, si trova la *zona di falda* (o acquifero).

In relazione alla loro permeabilità i diversi tipi di terreno possono consentire più o meno agevolmente il flusso dell'acqua, perciò la presenza di strati a differente permeabilità può determinare nel suolo la presenza di diversi tipi di falda. In particolare, si possono individuare (Figura 1.12):

- la *falda freatica o non confinata*: costituita da un deposito permeabile, saturo o non saturo, in cui il livello di saturazione è costituito da una superficie libera di oscillare, detta superficie freatica, sulla base dei rapporti afflussi-deflussi, in equilibrio con la pressione atmosferica;
- la *falda artesiana o confinata*: strato di terreno saturo compreso tra due livelli impermeabili; la pressione dell'acqua al suo interno è superiore al valore atmosferico, per cui se vi si installa un piezometro avviene una risalita dell'acqua al di sopra del tetto dell'acquifero;
- la *falda sospesa o semi-confinata:* acquifero che presenta condizioni intermedie rispetto alle due tipologie precedenti.

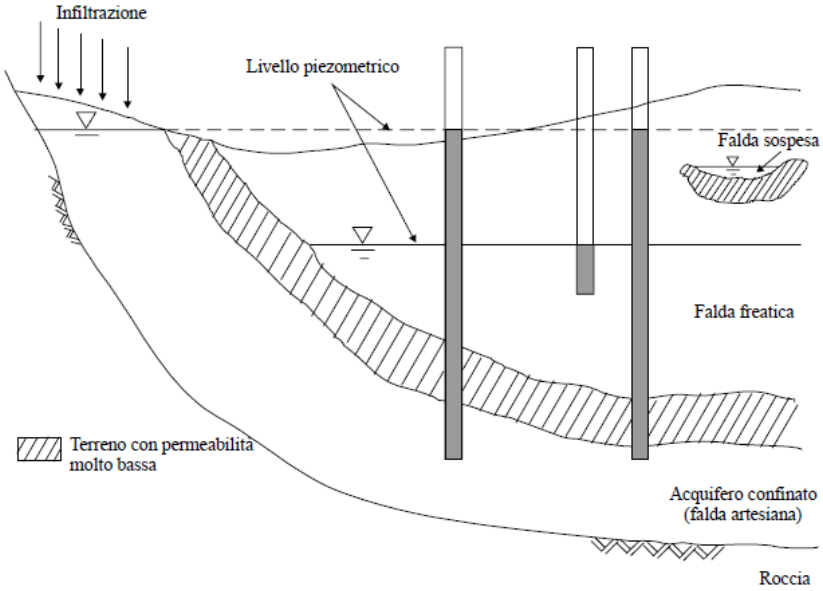


Figura 1.12- Differenti tipi di falda in un deposito di terreno

Il grado di saturazione delle diverse zone dipende principalmente dalle caratteristiche granulometriche e fisiche del deposito, da fattori climatici e ambientali. Fatta eccezione per alcune categorie molto particolari di materiali, i vuoti presenti nel terreno sono comunicanti tra loro e costituiscono un reticolo continuo, cosicché generalmente la zona di falda è completamente satura; la zona vadosa è satura in prossimità della falda. La pressione dell'acqua della zona vadosa è inferiore a quella atmosferica. Nei terreni della Pianura Padana è frequente la presenza di falde freatiche e artesiane anche sotto i 100 m di profondità.

Il moto di infiltrazione di un fluido avviene da un punto ad energia maggiore ad uno ad energia minore. Secondo il Teorema di Bernoulli, per un fluido incomprimibile non soggetto a forze viscose, in ciascun punto l'energia è data dalla somma di energia cinetica, energia potenziale gravitazionale e lavoro di pulsione, e tale energia si conserva lungo una linea di flusso:

$$\frac{1}{2}mv^2 + mgz + pV = cost \qquad \textit{Eq. 1.5}$$

[13]. In particolare si definisce carico, o altezza, l'energia per unità di peso del liquido. Si differenzia in: *altezza geometrica*, z; *altezza piezometrica,* p/γ_W, dove γ_W rappresenta il peso specifico dell'acqua; *altezza cinetica*, $v^2/2g$. La somma dei tre termini è denominata *carico*

effettivo (o totale) o *altezza totale* H^* , mentre con h si indica il *carico piezometrico* pari alla somma dell'altezza geometrica e di pressione:

$$H^* = z + \frac{p}{\gamma_w} + \frac{v^2}{2g} \qquad \textit{Eq. 1.6}$$

$$h^* = z + \frac{p}{\gamma_w} \qquad \textit{Eq. 1.7}$$

La differenza di altezza dell'acqua in due piezometri, Δh*, è una misura della perdita di energia totale dovuta al flusso dell'acqua nel terreno, ossia dell'energia spesa dall'acqua per vincere la resistenza al moto opposta dal terreno compreso tra i due punti considerati (Figura 1.13). Inoltre, poiché nei terreni la velocità di flusso è generalmente trascurabile, il carico piezometrico può essere ritenuto rappresentativo dell'energia totale nel punto considerato.

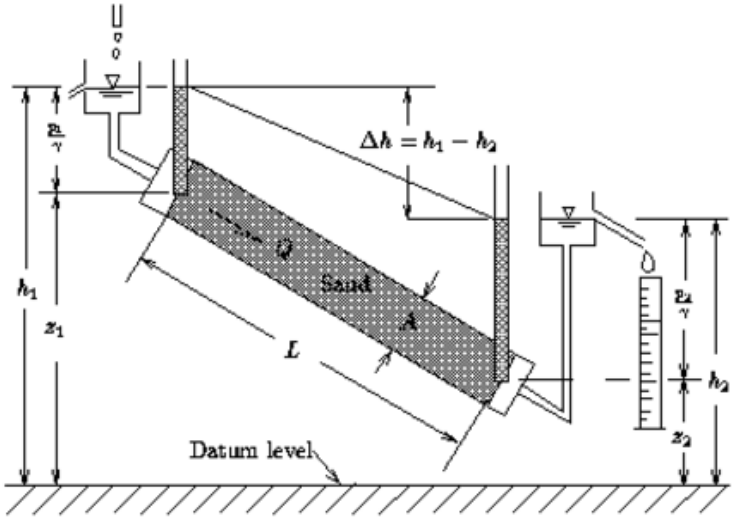


Figura 1.13 - Perdita di carico in condizioni di flusso monodimensionale stazionario in un campione di terreno

Di seguito sono descritte le proprietà idrauliche di un acquifero. A partire dalla legge di Darcy, sono illustrati il concetto di velocità di falda, di permeabilità e porosità del mezzo.

1.4.2 La legge di Darcy, la porosità e la permeabilità del mezzo

Darcy studia il flusso monodimensionale dell'acqua attraverso strati orizzontali e osserva che la portata volumica per unità di superficie $\dot{Q}/A$ [m/s] è direttamente proporzionale alla perdita di carico Δh^* [m] e inversamente proporzionale alla lunghezza L [m], tramite un coefficiente di proporzionalità K [m/s], detto *coefficiente di permeabilità o conducibilità idraulica dell'acquifero.* Introdotto il *gradiente idraulico i*, che rappresenta la perdita di carico per unità di lunghezza:

$$i = \frac{\Delta h^*}{L} \qquad \textit{Eq. 1.8}$$

la legge di Darcy si esprime come:

$$\dot{Q} = -K \cdot A \cdot i \qquad \textit{Eq. 1.9}$$

Tale legge vale per velocità sufficientemente basse, ovvero quando il numero di Reynolds, calcolato con riferimento alla tipica dimensione dei pori o dei grani, è dell'ordine dell'unità o più piccolo [14].

La portata volumica per unità di superficie del mezzo, ottenuta dalla legge di Darcy, si definisce *velocità apparente di filtrazione o velocità di Darcy* (o *velocità della falda*):

$$v = \frac{\dot{Q}}{A} = -K \cdot i \qquad \textit{Eq. 1.10}$$

La velocità della falda varia da alcuni metri all'anno ad alcuni metri al giorno, in accordo con la geologia locale e le condizioni idrauliche. L'alta velocità è generalmente associata a specifici tipi di strati geologici, in particolare alla ghiaia grossolana, oppure alle rocce calcaree di tipo carsico. Poiché il moto dell'acqua attraverso il terreno si sviluppa in un reticolo di canali non rettilinei e a sezione variabile, la legge è indicativa di condizioni di flusso medie estese a tutto il terreno, e la velocità di flusso v è la velocità di Darcy, in quanto definita ipotizzando un flusso attraverso una sezione "piena". Il moto dell'acqua però si sviluppa attraverso i soli pori, cioè attraverso una sezione di area inferiore, per cui la *velocità reale* v_r è maggiore della velocità di Darcy v, essendo legata a questa dalla relazione:

$$v_r = \frac{v}{\Phi_e} \qquad \textit{Eq. 1.11}$$

dove Φ_e indica la *porosità effettiva* dell'acquifero.

In un mezzo poroso, si distingue la *porosità effettiva*, che rappresenta la percentuale di pori interconnessi rispetto al totale del volume, rispetto alla *porosità totale,* pari al rapporto tra il volume dei pori e il volume totale, e che risulta essere sempre maggiore di quella effettiva. Le rispettive definizioni sono:

$$\Phi_e = \frac{V_{vuoti_interconnessi}}{V_{tot}} \qquad \textit{Eq. 1.12}$$

$$\Phi = \frac{V_{vuoti}}{V_{tot}} \qquad \textit{Eq. 1.131}$$

Nel Capitolo 4 si descrivono le metodologie adottate per la determinazione della porosità totale.

I principali fattori che influenzano la porosità di una roccia o di un deposito, da cui dipende la quantità di acqua contenuta, sono la dimensione dei grani e la forma, il grado di ordinamento, l'estensione della cementazione chimica, la quantità di fratture ed il grado di compattazione. I sedimenti, che sono idealmente ordinati e hanno grani all'incirca rotondi, sono generalmente i più porosi. La porosità diminuisce con l'aumento della granulometria dei grani, infatti, a pari volume del campione di mezzo poroso, se aumenta il volume dei grani deve ridursi il volume dei pori, per cui si ha una diminuzione della porosità totale; allo stesso modo la porosità diminuisce al diminuire del grado di ordinamento. Rocce che hanno un'alta porosità (totale) possono avere una bassa capacità di far fluire l'acqua, poiché i pori possono non essere interconnessi fra loro (bassa porosità effettiva). La porosità che si sviluppa dopo la formazione delle rocce è detta *porosità secondaria,* per distinguerla dalla *porosità primaria* o granulare. Tale porosità secondaria è dovuta alla dissoluzione (rocce carbonatiche - carsismo), precipitazione (cementazione) e/o deformazione (fratturazione). In Tabella 1.3 sono indicati valori tipici di porosità totale e di porosità efficace per differenti terreni.

Il coefficiente di permeabilità K, introdotto dalla legge di Darcy (Eq. 1.9) ha le dimensioni di una velocità (m/s) e dipende in parte dal mezzo poroso, e dalla sua capacità di trasmettere il fluido, tramite la *permeabilità intrinseca* del mezzo geologico k_p, misurata in darcy (un mezzo con una permeabilità di 1 darcy permette l'attraversamento di 1 cm^3/s di un fluido con una viscosità di 1 cP (1 mPa·s) sotto un gradiente di pressione di 1 atm/cm applicata su un'area di 1 cm^2) e in parte dal fluido e dalle sue proprietà fisiche, quali la densità ρ, la viscosità dinamica μ e quindi indirettamente dalla temperatura, secondo la relazione:

$$K = \frac{\rho \cdot g}{\mu} \cdot k_p \qquad \textit{Eq. 1.14}$$

Sedimento	Porosità totale (%)	Porosità effettiva (%)	Sedimento	Porosità totale (%)	Porosità efficace (%)
Ghiaia grossa	28	23	Sabbia di duna	45	38
Ghiaia media	32	24	Loess	49	18
Ghiaia fine	34	25	Torba	92	44
Sabbia grossa	39	27	Scisti	38	26
Sabbia media	39	28	Siltite	35	12
Sabbia fine	43	23	Argillite	43	-
Silt	46	8	Shale	6	-
Arenaria a grana fine	33	21	Till sabbioso	31	16
Argilla	42	3	Till siltoso	34	6
Arenaria a grana media	37	27	Tufo	41	21
Calcare	30	14	Basalto	17	-
Dolomia	26	-	Gabbro alterato	43	-

Tabella 1.3 - Valori indicativi percentuali di porosità e di porosità effettiva per varie tipologie di terreni. [15]

Se ci si limita a considerare acqua come fluido interstiziale, poiché densità e viscosità di un fluido sono legate principalmente alla temperatura, che nel terreno varia abbastanza poco, si assume che il coefficiente di permeabilità K dipenda solo dalle caratteristiche del mezzo. In funzione della granulometria si possono definire, per i vari tipi di terreno, valori orientativi del coefficiente di permeabilità, riportati in Figura 1.14, in cui si osserva innanzitutto un campo di variabilità molto ampio (che va da 10^{-11} a 1 m/s). Si possono distinguere terreni a grana grossa (ghiaie e sabbie) caratterizzati da valori medio alti (> 10^{-6} m/s), e definiti permeabili, e terreni a grana fine (limi e argille) caratterizzati da valori bassi (< 10^{-6} m/s), definiti pertanto impermeabili.

In depositi eterogenei le modalità di deposizione del materiale influiscono molto sulla variabilità del coefficiente di permeabilità, ma anche sulla sua anisotropia (che rende diversi i valori di tale coefficiente in funzione della direzione secondo cui viene valutato). Ad esempio, i terreni depositatisi in presenza di acqua sono generalmente costituititi da una serie di strati orizzontali caratterizzati da granulometrie e stati di addensamento, e quindi valori del coefficiente di permeabilità spesso molto diversi tra loro, che rendono i singoli strati e il deposito più permeabile in direzione orizzontale che verticale ($K_h >> K_v$). Si definisce il *coefficiente di permeabilità medio,* per tenere in considerazione l'anisotropia come:

$$K_m = \sqrt{K_h K_v} \qquad \textit{Eq. 1.15}$$

<table>
<tr><td>k
(m/s)</td><td colspan="6">1 10^{-1} 10^{-2} 10^{-3} 10^{-4} 10^{-5} 10^{-6} 10^{-7} 10^{-8} 10^{-9} 10^{-10} 10^{-11}</td></tr>
<tr><td>Gardo di permeabilità</td><td colspan="3">alto</td><td>medio</td><td>basso</td><td>molto basso</td><td>impermeabile</td></tr>
<tr><td>Drenaggio</td><td colspan="4">buono</td><td colspan="2">povero</td><td>praticamente impermeabile</td></tr>
<tr><td>Tipo di terreno</td><td>ghiaia pulita</td><td colspan="3">sabbia pulita e miscele di sabbia e ghiaia pulita</td><td colspan="2">sabbia fine, limi organici e inorganici, miscele di sabbia, limo e argilla, depositi di argilla stratificati</td><td rowspan="2">terreni impermeabili argille omogenee sotto la zona alterata dagli agenti atmosferici</td></tr>
<tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td colspan="3">terreni impermeabili modificati dagli effetti della vegetazione e del tempo</td></tr>
</table>

Figura 1.14 - Valori tipici del coefficiente di permeabilità K per varie tipologie di terreno [12]

1.4.3 Il profilo termico nel terreno

Dal punto di vista del comportamento termico è possibile suddividere il sottosuolo in almeno tre livelli:

- *Zona superficiale*: comprende il suolo e il primo sotto-suolo, con uno spessore di circa 1 - 2 metri alle nostre latitudini. Questa è una zona molto sensibile alla variazioni stagionali e giornaliere della temperatura atmosferica;
- *Zona poco profonda*: varia da 1 - 2 metri fino a 15 - 20 metri di profondità in funzione delle caratteristiche geologiche, legate alla litologia delle rocce presenti e all'assetto idrogeologico dell'area. In questa zona la temperatura risente ancora delle variazioni stagionali (a volte anche con uno sfasamento significativo), ma non di quelle giornaliere;
- *Zona profonda*: oltre 15 - 20 m di profondità. In questa zona la temperatura è praticamente costante tutto l'anno ed inizialmente pari alla temperatura atmosferica media annua, con variazione in profondità in funzione del gradiente termico presente,

tipicamente pari a 1 - 3°C/100 m, che solitamente inizia a mostrare i suoi effetti da 100 - 150 metri di profondità. Questo livello viene definito omotermo.

Volendo determinare il profilo di temperatura nel terreno in funzione della profondità e del tempo, è possibile fare riferimento al problema del mezzo seminfinito sottoposto ad una condizione al contorno di temperatura variabile nel tempo in modo periodico [16] con ampiezza A_0 attorno ad un valor medio T_m e con frequenza angolare ω:

$$\begin{cases} & \frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \\ z = 0 & T(0,t) = T_m + A_0 \cdot cos[\omega(t - t_o)] \\ & z \to \infty \quad T(z,t) \to finito \\ & t = 0 \quad T(z,t) = T_0(z) \end{cases} \qquad \textit{Eq.1.16}$$

La soluzione a regime, anche detta soluzione periodica stabilizzata, è pari a:

$$T(z,t) = T_m + A \cdot e^{-\frac{z}{\delta}} \cdot cos\left[\omega(t - t_o) - \frac{z}{\delta}\right] \qquad \textit{Eq. 1.17}$$

dove:

$\delta = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\omega}} = \sqrt{\frac{\alpha \cdot \tilde{T}}{\pi}}$ = profondità di penetrazione (m);

$\tilde{T}$ = periodo dell'onda di calore (s);

α diffusività termica del terreno (m^2/s).

Come mostra l'Eq. 1.17 l'onda termica superficiale penetra nel mezzo smorzata e sfasata. Ad una profondità pari a 4δ l'ampiezza di oscillazione superficiale A risulta ridotta all'1,8%, pertanto si può assumere che da tale profondità in poi la temperatura rimanga sostanzialmente costante. La profondità di penetrazione dipende dalla diffusività termica del terreno α e dal periodo dell'oscillazione, per cui le oscillazioni giornaliere penetrano, per un terreno di tipo sabbioso, con diffusività termica pari a 10^{-6} m^2/s, per una distanza 4δ pari a circa 2,5 m, mentre quelle stagionali per una distanza 4δ pari a circa 20 m.

In Pianura Padana, alle profondità medie alle quali si installano gli scambiatori a terreno (80 - 150 m) le temperature medie di riferimento del sottosuolo sono 12 - 15 °C.

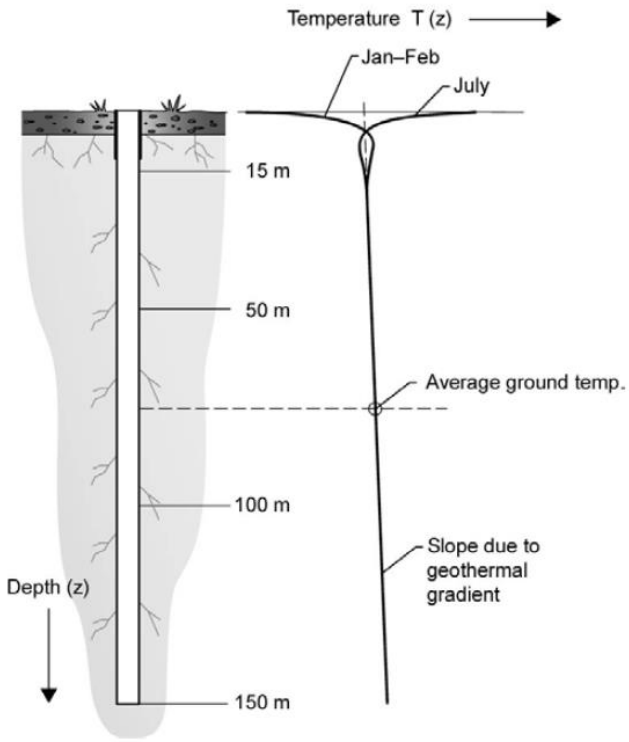


Figura 1.15 - Profilo di temperatura nel terreno

1.4.4 Il trasporto di calore in un mezzo poroso

Il calore trasportato in un mezzo saturo poroso è dato dalla combinazione di due meccanismi: la conduzione attraverso la matrice solida e il fluido (acqua) nei pori, e la convezione del fluido in movimento. Si considera il mezzo isotropo e si trascurano gli effetti radiativi, le dissipazioni viscose e il lavoro di volume. Si introduce, inoltre, l'ipotesi dell'equilibrio locale, cioè $T_w = T_S = T$, dove T_w e T_S sono rispettivamente le temperature dell'acqua e della fase solida. Si assume inoltre che lo scambio termico conduttivo nella fase solida e nell'acqua avvenga in parallelo, per cui non vi è scambio netto di calore da una fase all'altra [14]. Applicando la legge di conservazione dell'energia ad un volume di controllo, si ha per la fase solida:

$$(1-\Phi)(\rho c)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1-\Phi)\ \nabla \cdot (\lambda_s \nabla T_s) + (1-\Phi) q_s''' \qquad \textit{Eq. 1.18}$$

e per la fase liquida:

$$\Phi\left(\rho c_p\right)_w \frac{\partial T_w}{\partial t} + \left(\rho c_p\right)_w \vec{v} \cdot \nabla T_w \ = \ \Phi \ \nabla \cdot (\lambda_{\ w} \nabla T_w) + \Phi q_w''' \qquad \textit{Eq. 1.19}$$

Con i pedici *s* e *w* si indicano la fase solida e l'acqua, rispettivamente, *c* è il calore specifico del solido, c_p è il calore specifico a pressione costante dell'acqua, λ è la conducibilità termica, e q''' è il termine di generazione di potenza per unità di volume [W/m^3]. Si nota come in tali equazioni il calore è immagazzinato e scambiato per conduzione sia nella matrice solida che in quella liquida, ma il processo avvettivo riguarda solo l'acqua. La velocità della falda $\vec{v}$ attraverso la sezione trasversale del mezzo può essere determinata dalla conoscenza del gradiente idraulico, in accordo con la legge di Darcy (Eq. 1.9), se è nota anche la conducibilità idraulica del mezzo stesso.

Considerando l'ipotesi dell'equilibrio locale ($T_w = T_S = T$) e supponendo i termini di generazione nulli, si possono riscrivere le equazioni Eq. 1.18 e Eq. 1.19 nella seguente forma:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c)_w \vec{v} \ \cdot \nabla T = \ \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \qquad \textit{Eq. 1.20}$$

La conducibilità termica effettiva λ e la capacità termica volumica ρc del mezzo poroso sono una media pesata delle rispettive proprietà della matrice solida e dell'acqua sulla porosità Φ. Per cui risultano essere rispettivamente:

$$\lambda = \ \Phi \ \lambda_w + \ (1 - \ \Phi)\lambda_s \qquad \textit{Eq. 1.21}$$

$$\rho c = \ \Phi \ \rho_w \, c_w + \ (1 - \ \Phi)\rho_s c_s \qquad \textit{Eq. 1.22}$$

Nell'equazione di trasporto del calore, appena ricavata, il termine $\lambda \nabla T$ rappresenta il flusso termico trasmesso per conduzione sia nella matrice solida che nell'acqua, e $\nabla \cdot (\lambda \nabla T)$ è la velocità netta di trasmissione dell'energia termica per conduzione per unità di volume del mezzo poroso. Il termine $\vec{v} \ \cdot \nabla T$ è la velocità di variazione della temperatura per unità di volume dovuta al moto del liquido nel mezzo poroso, e moltiplicato per $(\rho c)_w$ indica la velocità di variazione dell'energia termica per unità di volume dovuta al fenomeno avvettivo. Il termine $\rho c \frac{\partial T}{\partial t}$ è il termine di accumulo di energia nel mezzo poroso, ad indicare che tanto un mezzo presenta capacità termica volumica elevata tanto sarà maggiore l'energia termica da fornire per permetterne l'incremento di temperatura.

Seguendo il modello proposto da Eskilson nel 1987, si fa un'ulteriore approssimazione cioè che la velocità della falda sia uniforme in tutto il dominio considerato e parallela alla superficie del terreno. Definita u la velocità nella direzione dell'asse delle ascisse x, e assumendo le proprietà termiche costanti l'Eq. 1.20 diventa:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + U\frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \nabla^2 T \qquad \textit{Eq. 1.23}$$

dove $U = u\rho_w c_w/(\rho c)$ è detta velocità effettiva, e la diffusività termica effettiva $\alpha = \lambda/(\rho c)$.

Nel caso di regime stazionario l'equazione diventa:

$$U\frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \nabla^2 T \qquad \textit{Eq. 1.24}$$

Alla luce dell'equazione del trasporto del calore (Eq. 1.23) si notano quali sono i parametri che regolano il trasporto di energia nel terreno: la *conducibilità termica* λ, la *capacità termica volumica* ρc, il cui rapporto è la diffusività termica α, e la *velocità di Darcy* u .

Per i terreni i parametri appena descritti, utili al dimensionamento dei geoscambiatori di calore, dipendono essenzialmente da tre fattori: la densità (che definisce il materiale) e l'umidità o grado di saturazione (a pari densità, un suolo asciutto è molto meno conduttivo di uno saturo) e composizione geologica identificata dalla stratigrafia del suolo (che permette di rilevare le discontinuità). In letteratura esistono varie tabelle che forniscono valori tipici di conducibilità dei principali tipi di rocce, suoli e materiali. In Tabella 1.4 sono riportati valori tipici delle proprietà idrauliche e di scambio termico di vari terreni e rocce. Si sottolinea l'enorme variabilità di tali parametri in relazione alla tipologia di suolo, in particolare la conducibilità termica varia da 0,98 W/(m.K) a 4,59 W/(m.K) e la velocità di falda u varia da $2{,}4 \cdot 10^{-14}$ m/s a $3 \cdot 10^{-5}$ m/s. Anche se si definisce una tipologia di suolo e di stratificazione, la conducibilità termica e la capacità termica volumica presentano una variabilità molto significativa, per cui non è possibile determinare tali proprietà termofisiche conoscendo unicamente la stratigrafia del sottosuolo (per gli intervalli di variabilità dei valori si faccia riferimento nel Capitolo 2 alla Tabella 2.1). Questo giustifica la necessità di dover eseguire dei test in situ per determinare le proprietà termiche del terreno ove posizionare il campo di sonde geotermiche: è proprio questo lo scopo del Test di Riposta Termica, procedura sperimentale che è descritta nel dettaglio nel successivo Capitolo 2.

Medium	K [m·s^{-1}]	ε	u^* [m·s^{-1} (m·yr^{-1})]	k^{**} [W·m^{-1}·K^{-1}]	ρc [J·m^{-3}·K^{-1}]
Gravel	3.0E−3	0.31	3.0E−5 (946)	0.98	1.4E+6
Sand (coarse)	7.3E−5	0.385	7.3E−7 (23.0)	1.02	1.4E+6
Sand (fine)	6.3E−6	0.40	6.3E−8 (1.99)	1.03	1.4E+6
Silt	1.4E−7	0.475	1.4E−9 (4.42E−2)	2.07	2.85E+6
Clay	2.2E−10	0.47	2.2E−12 (6.94E−5)	1.25	3.3E+6
Limestone, dolomite	7.7E−8	0.10	7.7E−10 (2.43E−2)	2.46	1.34E+7
Karst limestone	1.0E−4	0.275	1.0E−6 (31.5)	3.56	1.34E+7
Sandstone	4.2E−8	0.18	4.2E−10 (1.32E−2)	4.50	3.56E+6
Shale	1.4E−11	0.0525	1.4E−13 (4.42E−6)	2.53	3.94E+6
Fractured igneous and metamorphic	1.5E−6	0.05	1.5E−8 (0.473)	4.61	2.20E+6
Unfractured igneous and metamorphic	2.4E−12	0.025	2.4E−14 (7.57E−7)	4.59	2.20E+6

* Based on an assumed hydraulic gradient of 0.01 m·m^{-1}.
** Saturated with water.

Tabella 1.4 - Valori tipici delle proprietà termiche ed idrauliche di vari terreni e rocce estratto da Diao, 2004 [17] (con ε è indicata la porosità)

1.4.5 I metodi di dimensionamento dei geoscambiatori

Il dimensionamento di un impianto a pompa di calore accoppiato al terreno a circuito chiuso a scambiatori verticali è un processo critico da cui dipende l'efficienza, la durabilità e la sostenibilità economica dell'intero sistema di climatizzazione. E' essenziale che gli scambiatori non siano né sovra né sotto-dimensionati. Un sottodimensionamento dei geoscambiatori verticali non consentirebbe infatti un prelievo/smaltimento dell'energia termica adeguato al fabbisogno energetico richiesto dall'edificio, con necessità di utilizzo di sistemi integrativi. Inoltre, in modalità riscaldamento, un sottodimensionamento degli scambiatori provocherebbe una diminuzione di temperatura del fluido termovettore, con un conseguente aumento della sua viscosità (quindi maggiore richiesta di energia impiegata dalle pompe di circolazione) e intensificazione della perturbazione termica attorno gli scambiatori.

Una volta fissato il valore di COP/EER del sistema, saranno note le condizioni di lavoro e la quantità di calore da sottrarre/fornire al sottosuolo. Di fatto, poiché la prestazione energetica di una pompa di calore dipende dal rendimento termico degli scambiatori geotermici e viceversa, è importante che queste due componenti siano analizzate contemporaneamente.

Una delle metodologie analitiche più affidabili per il dimensionamento degli scambiatori verticali è quella proposta dall'ASHRAE (definita metodo ASHRAE) e implementata da Kavanaugh e Rafferty (1997) [18]. Essa è basata sulla soluzione dell'equazione del trasferimento del calore da parte di una sorgente cilindrica di lunghezza infinita in un mezzo a un solido omogeneo (Carslaw e Jaeger, 1947, soluzione denominata Cylindrical Infinite Source e descritta nel successivo paragrafo 2.4.2), e considera la sovrapposizione di tre impulsi di calore, ciascuno con una potenza costante, che rappresentano rispettivamente la potenza media scambiata in estate ed in inverno, il carico termico medio mensile nel mese di progetto e il carico termico di picco durante il mese di progetto. Su tale metodo si basano diversi software commerciali di calcolo per il dimensionamento dei campi di sonde, in particolare i software EED (Basato sulle G-function) e Geotermus. In tale metodologia le equazioni della soluzione cilindrica sono adeguate all'impiego di sonde geotermiche tramite l'introduzione di una serie di parametri aggiuntivi che tengono conto della geometria, della disposizione e dei parametri costruttivi degli scambiatori. Il metodo ASHRAE è intergrato nella Norma italiana UNI 11466 e si basa sulle equazioni Eq.1.25 e Eq. 1.26:

$$L_h = \frac{P_a \cdot R_{ga} + P_{g,hd} \cdot \left[\left[R_b + \left(PLF_{m,hd} \cdot R_{gm}\right) + \left(R_{gd} \cdot F_{sc}\right)\right]\right]}{\theta_g - \left(\frac{\theta_{wi} + \theta_{wo}}{2}\right)_{hd} - \theta_p} \qquad \textit{Eq.1.25}$$

$$L_c = \frac{P_a \cdot R_{ga} + \dot{Q}_{g,cd} \cdot \left[\left[R_b + \left(PLF_{m,cd} \cdot R_{gm}\right) + \left(R_{gd} \cdot F_{sc}\right)\right]\right]}{\theta_g - \left(\frac{\theta_{wi} + \theta_{wo}}{2}\right)_{cd} - \theta_p} \qquad \textit{Eq.1.26}$$

dove:

- P_a è il flusso termico medio scambiato con il terreno nell'arco di un anno [W];
- $P_{g,hd}$ è la potenza termica di progetto lato terreno durante la stagione di riscaldamento [W];
- $P_{g,cd}$ è la potenza termica di progetto lato terreno durante la stagione di raffrescamento [W];
- $PLF_{m,hd}$ è il fattore di carico parziale nel mese di progetto di riscaldamento (adimensionale);

- $PLF_{m,cd}$ è il fattore di carico parziale nel mese di progetto di raffrescamento (adimensionale);
- F_{sc} è il fattore di perdita per possibile cortocircuito termico nello scambiatore di calore a terreno tra tubo di mandata e di ritorno (adimensionale);
- R_b è la resistenza termica equivalente del pozzo, dettagliata nel paragrafo 1.3.2 [m·K /W];
- R_{ga} è la resistenza termica efficace del terreno, per unità di lunghezza, riferita all'impulso annuale [m·K /W];
- R_{gm} è la resistenza termica efficace del terreno, per unità di lunghezza, riferita all'impulso mensile [m·K /W];
- R_{gd} è la resistenza termica efficace del terreno, per unità di lunghezza, riferita all'impulso giornaliero in [m·K /W];
- θ_g è la temperatura del terreno indisturbato (non influenzato dal funzionamento dello scambiatore di calore), espressa in [°C];
- θ_{wid} è la temperatura del fluido termovetore entrante nello scambiatore di calore a terreno (temperatura in uscita dalla pompa di calore) in condizioni di progetto[°C];
- θ_{wod} è la temperatura del fluido termovetore uscente dallo scambiatore di calore a terreno (temperatura in ingresso alla pompa di calore) in condizioni di progetto [°C];
- θ_p è la temperatura di penalizzazione (parametro che indica la variazione di temperatura del terreno rispetto al valore imperturbato)[°C].

La dimensione dello scambiatore sarà la massima tra la lunghezza necessaria in riscaldamento (L_h) e quella in raffrescamento (L_c).

Successivamente la Norma UNI 11466 specifica il calcolo di ogni singolo parametro per la determinazione della lunghezza della sonda, a cui si rimanda per maggiori dettagli. Di seguito si specifica solamente come è determinato il *coefficiente di penalizzazione* θp, che consente di apportare le opportune modifiche analitiche al salto termico medio tra terreno e fluido termovettore, per considerare l'interferenza reciproca dei campi termici indotti dagli scambiatori di calore attivi nel terreno. Definito il numero e la disposizione geometrica degli scambiatori di calore da realizzarsi, è possibile utilizzare la seguente relazione:

$$\theta_P = \frac{1 \cdot N_4 + 0{,}5 \cdot N_3 + 0{,}25 \cdot N_2 + 0{,}1 \cdot N_1}{N_{tot}} \theta_{P1} \qquad \textit{Eq. 1.27}$$

dove: N_4 , N_3 , N_2 e N_1 sono rispettivamente il numero di scambiatori circondati su tutti e quattro i lati, su tre lati, su due lati e su un solo lato da altri scambiatori; N_{tot} numero totale di scambiatori

presenti nel campo geotermico; θ_{p1} temperatura di penalizzazione per uno scambiatore di calore a terreno circondato su tutti e quattro i lati da altri scambiatori analoghi.

Si deve considerare che la procedura di calcolo appena descritta necessita della conoscenza delle caratteristiche geologiche del terreno, in particolare della conducibilità termica, che influisce sulle resistenze termiche del pozzo, sulla resistenza termica del terreno annuale, mensile e giornaliera ($R_b, R_{ga}, R_{gm}, R_{gd}$). Tale proprietà è determinabile mediante la metodologia del Test di Risposta Termica, come sarà illustrato nel Capitolo 2, benché in presenza di moto di falda la metodologia di analisi del test sia ad oggi inadeguata. E' importante inoltre sottolineare che il metodo ASHRAE non tiene in alcun modo in considerazione il contributo allo scambio termico di un'eventuale falda in movimento, come la quasi totalità dei metodi di dimensionamento ad oggi disponibili.

In effetti un beneficio generale, ma anche un'ulteriore complicazione nella progettazione di scambiatori di calore a circuito chiuso, deriva dalla presenza di acque sotterranee. Come illustrato nel precedente paragrafo 1.4.4, in presenza di acque sotterranee il trasporto di calore risulta legato sia a fenomeni di diffusione (conduzione) che di avvezione (trasporto di massa). Pertanto la messa a punto di una metodologia sperimentale per la determinazione sia della conducibilità termica del mezzo che della velocità di Darcy, e la successiva messa a punto di un metodo di dimensionamento comprensivo degli effetti della falda, consentirebbero di dimensionare in modo più adeguato gli scambiatori, nella direzione di ridurne l'estensione e quindi i costi.

1.4.6 Vantaggi e limiti di un impianto geotermico

La realizzazione di un impianto geotermico a bassa temperatura è tra le migliori soluzioni per la climatizzazione degli ambienti, in quanto presenta molteplici vantaggi, sia dal punto di vista ambientale e della sicurezza, sia da quello impiantistico e dei costi. Dal punto di vista della sicurezza, l'impianto è la soluzione migliore in quanto non necessita dell'utilizzo di nessun combustibile, rendendo nulli i pericoli derivanti da perdite di gas e saturazione o da stoccaggi ad elevato rischio di incendio che inoltre, in caso di rottura, possono diventare sorgenti di contaminazione di terreni e falde. Si ha anche la totale assenza di emissioni di anidride carbonica o di altre sostanza nocive, quali ossidi di azoto, ossidi di zolfo, polveri sottili e particolato. Gli impianti geotermici hanno un impatto limitato sull'ambiente e basse emissioni rispetto a impianti classici come centrali a gas o carbone [19]. Infatti secondo il rapporto EPA, essi sono il sistema che

“ha il più basso valore delle emissioni di CO_2 fra tutte le tecnologie disponibili per la climatizzazione e il più basso impatto ambientale complessivo” [4]. Durante l’estate poi, questi impianti non contribuiscono in alcun modo all’inquinamento termico dell’atmosfera, in quanto smaltiscono il calore direttamente nel sottosuolo, generando accumulo termico per la stagione invernale successiva. Grazie all'uso del terreno come sorgente o pozzo di calore, tali impianti forniscono una produzione costante e senza variazioni temporali dipendenti dalle condizioni climatiche esterne, problematicità riscontrata con acqua e aria.

La pompa di calore geotermica può essere alloggiata in qualsiasi locale e, non necessitando di ambienti dedicati e di canna fumaria come le caldaie, consente un notevole recupero di spazi all’interno dell’edificio ed una riduzione degli oneri relativi alle opere murarie accessorie. E’ presumibile ipotizzare che i geoscambiatori installati oggi durino almeno 50 anni. La vita media delle migliori pompe di calore geotermiche invece ammonta a circa 40.000 ore di funzionamento. Considerato che una pompa di calore lavora dalle 2.000 alle 2.500 ore all’anno, la durata di un macchinario di questo tipo è pari a circa 20 anni. Le manutenzioni ad un impianto di climatizzazione geotermica a bassa temperatura sono pressoché nulle.

Tra i limiti dei sistemi geotermici, vi sono invece l’elevato costo di installazione (tra il 50% e l’80% più alto di un sistema convenzionale), i rendimenti dipendenti dai geoscambiatori ed il numero limitato di progettisti qualificati. Vi sono poi gli svantaggi, ma di minore importanza, relativi all’impatto ambientale, uno dei quali è legato al fatto che, per installare un impianto geotermico, è necessario perforare il sottosuolo e questo comporta la costruzione di strade d’accesso e di una piazzola di perforazione (ciò modifica quindi la morfologia dell’area); può capitare inoltre che persista un‘impronta di lungo termine nel terreno legata a rimozione e smaltimento non previsti. Gli effetti sull’ambiente dovuti alla perforazione scompaiono quasi totalmente dopo che la perforazione è terminata. Un'altra problematica di tali impianti è legata all’eventuale fenomeno della deriva termica, causato da uno sbilanciamento tra i carichi invernali ed estivi richiesti dall'edificio. Consideriamo ad esempio l'installazione di una pompa di calore in un clima molto rigido. In questo caso la macchina funzionerà solamente durante la stagione di riscaldamento (free-cooling in estate). Questa modalità operativa è sconveniente poiché la macchina preleva solamente energia termica dal terreno e la ricarica naturale (data dalla radiazione solare e dal trasferimento di calore dal suolo più distante a quello più vicino alle sonde) che avviene nella stagione estiva può non risultare sufficiente per ripristinare la situazione iniziale. Quindi nel lungo periodo la temperatura del terreno, e quindi anche quella del fluido termovettore in uscita dagli

scambiatori, cala e il COP diminuisce, dato che il compressore dovrà fornire più energia per garantire la copertura del fabbisogno termico, e per maggiore produzione entropica del ciclo dovuta all'allontanamento delle temperature dei pozzi.

Alla luce di quanto detto, si evince che gli impianti geotermici necessitano di un accurato dimensionamento degli scambiatori a terreno affinché la prestazione energetica sia elevata e costante nel tempo. Il dimensionamento deve quindi tenere conto del funzionamento di lungo periodo e delle caratteristiche termofisiche ed idrogeologiche del terreno, da cui l'importanza del Test di Risposta Termica.

Capitolo 2

Il Test di Risposta Termica (TRT)

Lo scopo del presente capitolo è quello di presentare la metodologia di esecuzione di un Test di Risposta Termica (TRT) in campo, illustrando sia la configurazione degli apparati maggiormente diffusi che la procedura esecutiva e l'analisi dei dati. Successivamente si illustrano le criticità derivanti dalla realizzazione di un TRT in presenza di moto di falda. Inoltre si descrivono le soluzioni analitiche dell'equazione di trasporto del calore in un mezzo infinito in presenza di alcune tipologie di sorgenti termiche, in quanto alcune di queste sono utilizzate per l'interpretazione del TRT nell'ipotesi di conduzione termica come unico meccanismo di scambio nel terreno, mentre altre sono state recentemente suggerite per l'analisi di TRT in presenza di moto di falda e quindi di avvezione termica. Infine si analizzano i criteri per l'applicazione di un modello analitico rispetto ad un altro e gli scostamenti tra le diverse soluzioni analitiche, per poi discutere i modelli numerici più diffusi, di cui si sottolineano pregi e difetti.

2.1 Introduzione

Il Test di Risposta Termica (TRT) del terreno è la metodologia sperimentale finalizzata alla determinazione in situ delle proprietà termofisiche fondamentali del terreno e dello scambiatore a terreno, necessarie per un accurato dimensionamento degli stessi [1]. Grazie al TRT è possibile determinare:

- la conducibilità termica efficace del terreno $\lambda \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$;
- la resistenza termica del pozzo $R_{bh} \left(\frac{m.K}{W}\right)$;
- la temperatura del terreno indisturbato T_0 (°C).

Se per il dimensionamento di impianti di geoscambio di piccole dimensioni può essere ragionevole usare valori di R_{bh} stimati in base alle caratteristiche degli scambiatori e utilizzare valori di conducibilità termica del terreno presenti in letteratura (ad esempio nella UNI 11466 [1]), ciò non è auspicabile per impianti di notevoli dimensioni. Per questi impianti, con potenze maggiori di 30 - 50 kW ed un numero significativo di geoscambitori, è opportuno eseguire un TRT [10]. In Regione Lombardia il TRT è obbligatorio per impianti con potenza superiore a 50 kW [20]. In effetti, il TRT risulta essere di indispensabile esecuzione poiché i valori di conducibilità termica del terreno hanno una variabilità anche maggiore del 50 %. Infatti, come mostrato in Tabella 2.1, il valore di conducibilità termica per il granito varia da 2,1 a 4,1 W/(m.K), a cui corrisponde una variazione quasi del 100%, mentre per la sabbia umida la variazione percentuale è del 50% (2 - 3 W/(m.K)). Per questa ragione, non è possibile stimare in modo accurato il parametro di conducibilità basandosi unicamente sulla conoscenza della stratificazione del terreno circostante all'impianto. Benché vi siano anche metodi di laboratorio per determinare la conducibilità termica di materiali solidi [21], tali metodi richiedono saggi di prova (carotaggi) molto costosi, e non danno la conoscenza dell'intero profilo geologico del sito. La conoscenza della conducibilità termica in situ permette ai progettisti di evitare inutili sovradimensionamenti, con conseguente riduzione dei costi associati ai materiali e soprattutto alla perforazione del suolo.

Roccia	Massa Volumica	Conduttività termica		Capacità termica volumica
	(kg/dm³)	(W/m K)		[MJ/m³ K]
		Valore medio		
Rocce magmatiche				
Basalto	2,6-3,2	1,3-2,3	1,7	2,3-2,6
Diorite	2,9-3,0	2,0-2,9	2,5	2,9
Gabbro	2,8-3,1	1,7-2,9	2,0	2,6
Granito	2,4-3,0	2,1-4,1	3,2	2,1-3,0
Riolite	2,6	3,1-3,4	3,3	2,1
Rocce metamorifiche				
Marmo	2,5-2,8	2,1-3,1	2,5	2,0
Quarzite	2,5-2,7	5,0-6,0	5,5	2,1
Micascisti	2,4-2,7	1,5-3,1	2,2	2,2-2,4
Anfibolite	2,6-2,9	2,1-3,6	2,9	2,0-2,3
Rocce sedimentarie				
Arenaria	2,2-2,7	1,9-4,6	2,8	1,8-2,6
Calcarea	2,4-2,7	2,0-3,9	2,7	2,1-2,4
Marna	2,3-2,6	1,8-2,9	2,3	2,2-2,3
Rocce argillore/limose	2,4-2,6	1,1-3,4	2,2	2,1-2,4
Materiale non consolidato				
Argilla/limo secca	1,8-2,0	0,4-1,0	0,5	1,5-1,6
Argilla/limo umida	2,0-2,2	1,1-3,1	1,8	2,0-2,8
Ghiaia secca	1,8-2,2	0,4-0,9	0,4	1,3-1,6
Ghiaia umida	1,9-2,3	1,6-2,5	1,8	2,2-2,6
Depositi morenici	1,8-2,3	1,1-2,9	2,4	1,5-2,5
Sabbia secca	1,8-2,2	0,3-0,9	0,4	1,3-1,6
Sabbia umida	1,9-2,3	2,0-3,0	2,4	2,2-2,8
Torba	0,5-1,1	0,2-0,7	0,4	0,5-3,8

Tabella 2.1 - Caratteristiche termofisiche dei terreno [UNI 11466]

La procedura tipica di un TRT, presentata per la prima volta da Morgensen in una conferenza a Stoccolma nel 1983 [22], prevede:

- l'installazione di uno scambiatore a terreno e di un circuito idraulico chiuso di prova, comprensivo di un generatore termico/frigorifero e di un circolatore;

- la circolazione forzata del fluido termovettore nello scambiatore a terreno e la contestuale misura della sua temperatura media tra ingresso ed uscita fino al raggiungimento dell'equilibrio termico con il terreno circostante, allo scopo di determinare la temperatura del terreno imperturbato;
- l'immissione nel terreno di una potenza termica/frigorifera nota e costante nel tempo tramite circolazione nello scambiatore a terreno di un fluido termovettore riscaldato/raffreddato dal generatore;
- la misura dell'andamento temporale delle temperature di mandata e di ritorno del fluido termovettore allo scambiatore a terreno, utili per determinare la temperatura media del fluito, pari alla media aritmetica tra le temperature in ingresso ed uscita;
- l'interpretazione dei profili termici rilevati con opportuno modello fisico.

Il metodo principale per l'interpretazione dei dati di un TRT è il modello analitico della Sorgente Lineare Infinita (ILS), descritto più in dettaglio nel paragrafo 2.4.1, di cui si riporta ora solo la soluzione analitica Eq. 2.1. E' possibile, grazie a tale modello, valutare la temperatura media del fluido utilizzando l'equazione Eq. 2.1 per determinare la temperatura nel terreno al bordo della perforazione ed aggiungendo l'effetto della resistenza termica tra parete del foro e fluido di lavoro (Eq. 2.2).

$$T\,(r,t) - T_0 = \frac{q}{4\pi\lambda}\; E_1\left[\frac{r^2}{4\alpha t}\right] = \frac{q}{4\pi\lambda}\int_{\frac{r^2}{4\alpha t}}^{\infty}\frac{e^{-u}}{u}\,du \qquad \textit{Eq.2.1}$$

$$T_{m,f}(t) - T_{bh,w}(t) = q\cdot R_{bh} \qquad \textit{Eq. 2.2}$$

Quindi la temperatura media del fluido in funzione del tempo può essere espressa come segue:

$$T_{m,f}(t) = T_{bh,w}(t) + q\cdot R_{bh} = \frac{q}{4\pi\lambda}\; E_1\left[\frac{r_{bh}^2}{4\alpha t}\right] + T_0 + q\cdot R_{bh} \qquad \textit{Eq. 2.3}$$

$$\approx \frac{q}{4\pi\lambda}\; ln(t) + q\left[R_{bh} + \frac{q}{4\pi\lambda}\left(ln\left(\frac{4\alpha t}{r_{bh}^2}\right) - \gamma\right)\right] + T_0 \qquad \textit{Eq. 2.4}$$

Il procedimento per determinare la conducibilità termica efficace e la resistenza termica equivalente del pozzo (λ e R_{bh}) si articola pertanto nelle seguenti fasi:

- il calcolo della potenza termica per unità di lunghezza (W/m) fornita dal fluido di lavoro

$$q = \frac{\dot{m}_f\cdot c_f\cdot\left(T_{in,f} - T_{out,f}\right)}{H} \qquad \textit{Eq. 2.5}$$

Ove c_f è il calore specifico del fluido (J/(°C.kg)), $\dot{m}_f$ la portata del fluido circolante all'interno dello scambiatore (kg/s), $T_{in,f}$ e $T_{out,f}$ le temperature registrate alle sezioni di ingresso ed uscita del tubo ad U (°C), H la profondità dello scambiatore (m);

- il calcolo della temperatura media del fluido, in funzione del tempo:

$$T_{m,f}(t) = \frac{\left(T_{in,f}(t)+T_{out,f}(t)\right)}{2} \qquad \textit{Eq. 2.6}$$

- il fit delle serie temporali della temperatura media del fluido mediante regressione lineare basata sull'approssimazione logaritmica contenuta nell'equazione Eq. 2.4 ,in accordo con:

$$T_{m,f} = A\, ln(t) + B \qquad \textit{Eq. 2.7}$$

Dove i coefficienti A e B sono ottenuti dall'Eq. 2.4:

$$A = \frac{q}{4\pi\lambda} \qquad \textit{Eq. 2.8}$$

$$B = q\left[R_{bh} + \frac{q}{4\pi\lambda}\left(ln\left(\frac{4\alpha t}{r_{bh}^2}\right) - \gamma\right)\right] + T_0 \qquad \textit{Eq.2.9}$$

ove A è la pendenza della retta di interpolazione per le serie temporali di temperatura sul grafico con assi x = ln (t) e y = T_f e B l'intercetta (Figura 2.1);

- calcolo della conducibilità termica equivalente mediante la formula:

$$\lambda = \frac{q}{4\cdot\pi\cdot A} \qquad \textit{Eq.2.10}$$

- calcolo della diffusività termica equivalente del terreno come:

$$\alpha = \frac{\lambda}{C} \qquad \textit{Eq.2.11}$$

ove C è la capacità termica volumica del terreno (J/(m^3.K)), che si può dedurre da informazioni geologiche e da indagini di letteratura:

- la determinazione della temperatura del terreno allo stato imperturbato mediante misurazione della temperatura osservata nel fluido di lavoro dopo una prima circolazione interna allo scambiatore, in assenza di disturbi termici precedenti del terreno circostante;
- valutazione della resistenza termica specifica del pozzo, come:

$$R_{bh} = \frac{B-T_0}{q} - \frac{1}{4\pi\lambda}\left[ln\left(\frac{4\alpha t}{r^2}\right) - \gamma\right] \qquad \textit{Eq.2.12}$$

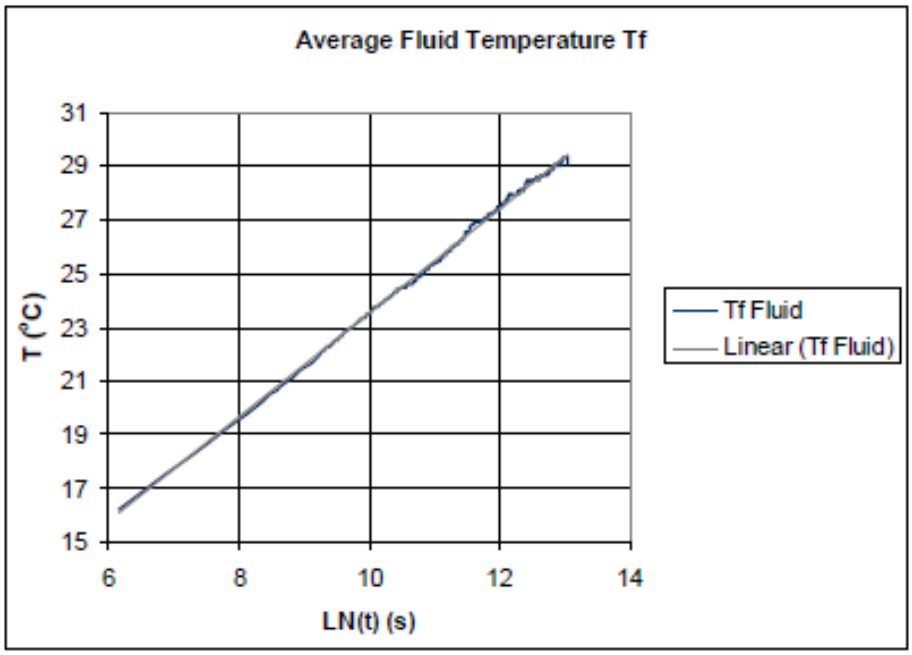


Figura 2.1 - Esempio di TRT con immissione di potenza termica [23]

Come mostrato nell'Eq. 2.3, la temperatura al bordo del pozzo per il modello analitico della Sorgente Lineare Infinita, ma anche per il modello della Sorgente Lineare Cilindrica (Cylindrical Line Source (ICS)) e della Sorgente Lineare Finita (Finite Line Source (FLS)), descritti nel paragrafo 2.4, è dipendente unicamente dal tempo e non anche dalla coordinata polare, come invece per i modelli interpretativi della Sorgente Lineare in Movimento Infinita e Finita (Moving Infinite Line Source (MILS) e Moving Finite Line Source (MFLS)), presentati e discussi anch'essi nel paragrafo 2.4.

Il Test di Risposta Termica è eseguito spesso in corso d'opera o al più in fase di progettazione esecutiva: in questo modo il campo di geoscambiatori può essere modificato prima che l'impianto sia completato, riuscendo così ad ottimizzare costi e tempi di esecuzione (riduzione del numero di geoscambiatori e avvio della fase di perforazione).

Al fine di ottenere una corretta interpretazione dei risultati ottenuti, è necessario conoscere, durante l'esecuzione della prova, le proprietà del fluido di lavoro, la portata del fluido circolante, la geometria dello scambiatore ed il contesto idrogeologico.

2.2 L'apparato di prova in campo e l'esecuzione del TRT

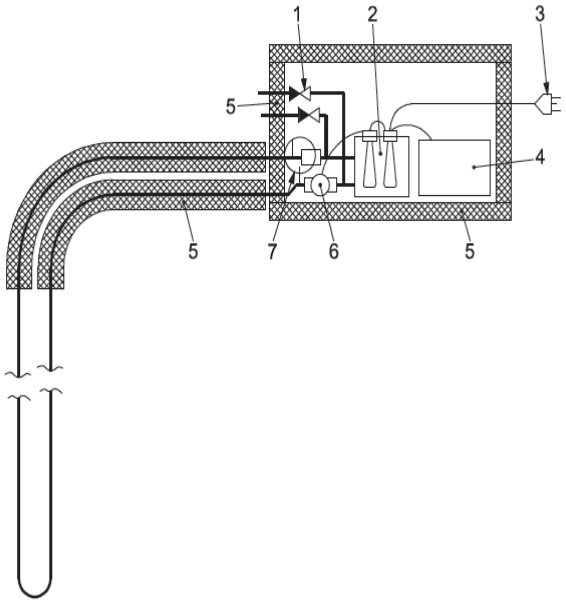
L'apparato per l'esecuzione di un TRT in campo prevede, oltre a uno scambiatore a terreno, l'installazione di:

- un generatore termico/frigorifero;
- un circolatore;
- un circuito idraulico;
- un serbatoio inerziale o analogo sistema di stabilizzazione della temperatura;
- un sistema di controllo;
- un sistema di misura di temperatura e portata;
- un sistema di gestione e acquisizione dati.

Il sistema di misura (Figura 2.2) deve essere provvisto di sensori per l'acquisizione delle seguenti grandezze:

- temperatura di ingresso e di uscita del fluido termovettore nello scambiatore a terreno;
- portata di fluido circolante;
- potenza elettrica assorbita dalle eventuali resistenze termiche utilizzate come sistema di generazione del calore e della pompa di circolazione.

I primi apparati per l'esecuzione in situ del TRT sono stati costruiti in modo indipendente in Svezia e negli USA nel 1995. L'apparato svedese (''TED''), illustrato in Figura 2.3, fu sviluppato presso l'Università di Tecnologia di Luleå presentato da Eklöf e Ghelin (1996) [24]. Nello stesso periodo un dispositivo simile fu costruito presso l'Università dell'Oklahoma da Austin (1998) [25]. Entrambi gli apparati sono stati sviluppati sulla base dell'idea di Morgensen, ma con un riscaldatore al posto che un chiller.



Legenda:

1. Valvola di sfogo
2. Serbatoio d'acqua con elementi riscaldanti
3. Connessione alla sorgente di elettricità
4. Sistema di acquisizione dati
5. Isolamento
6. Pompa
7. Sonda di misura di temperatura portata

Figura 2.2 - Schema dell'apparato di misura per l'esecuzione di un TRT [1]

L'attrezzatura dell'apparato di prova in campo svedese del 1995-96 è disposta su un rimorchio coperto per consentirne il trasporto ed è costituita da:

- un serbatoio di acqua di almeno 50 litri, per riempire le connessioni di superficie, e il geoscambiatore stesso;
- una pompa di circolazione del fluido termovettore da 1 kW per garantire una portata di 0,5 - 1 l/s attraverso il sistema di riscaldamento e lo scambiatore;
- un dissipatore termico che può fornire in maniera stabile e continuativa al fluido dai 3 a 12 kW di potenza;
- un dispositivo di lettura delle temperature in ingresso ed uscita del fluido con accuratezza di 0,2 °C;
- un misuratore di portata (flussometro) o in alternativa un contalitri;
- un quadro di controllo del dispositivo di riscaldamento;
- un sistema per la lettura e registrazione dei dati, con intervalli prefissati, alimentato da corrente elettrica di 16 A;
- una valvola di sicurezza per eventuali sovrapressioni;
- un manometro per la lettura di pressione;

- un dispositivo per ventilare la macchina in modo da evitare surriscaldamenti.

Per evitare le perdite di calore tra il dispositivo TED e lo scambiatore viene predisposto del materiale d'isolamento sui tubi di connessione la strumentazione.

Figura 2.3 - Apparato di prova svedese (TED) [27]

La tecnologia del TRT, a patire dal modello svedese, si è sviluppata rapidamente e, ad oggi, è consolidata in circa 32 paesi in Europa, Asia, Nord America, Sud America ed Africa [26]. Una lista dettagliata dei paesi in cui è usato il TRT è riportata in Tabella 2.2, sono indicati, inoltre, gli anni in cui le varie nazioni iniziano ad eseguire il Test. In Italia il primo Test è stato realizzato nel 2007.

Argentina	Estonia	Giappone (2001)	Spagna (2006)
Austria (2010)	Finlandia (2008)	Libia (2007)	Svezia (1996)
Belgio (2006)	Germania (1999)	Norvegia	Svizzera
Bulgaria (2009)	Grcia	Pakistant	Siria (2007)
Canada (2000)	Irlanda	Serbia (2007)	Paesi Bassi (1999)
Cile (2003)	Istraele	Slovacchia	Turchia (2000)
Cina (2004)	Italia (2007)	Sud Africa	Regno Unito (1999)
Cipro (2006)	Francia	Sud Corea (2005)	USA (1996)

Tabella 2.2 - Nazioni in cui è usato il TRT

Ad oggi la maggior parte delle apparecchiature per eseguire il TRT sono costruite in valigie portatili (Figura 2.4) o su rimorchi per auto, ma più compatti rispetto al TED, di cui esempio è fornito in Figura 2.5. Ci sono esempi anche di apparecchi costruiti in contenitori per spedizioni [26].

Figura2.4 - Apparato in valigia portatile della compagnia Soil & Groundwater (Amzell, Germania) [26]

Figura2.5 - Apparato recente utilizzato in Italia

Tutti i produttori di apparecchiatura per il TRT affermano che eseguono i test su geoscambiatori e, più della metà, anche su pali di fondazione. Inoltre, la maggior parte delle apparecchiature (90%) impongono l'iniezione di flusso termico nel terreno, ma in alcune nazioni, come Cina, Spagna, Paesi Bassi, Italia e Giappone, vengono eseguiti dei TRT con flusso termico sia iniettato che

estratto, per cui sia in modalità riscaldamento che raffrescamento. In questo ultimo caso è usata una pompa di calore reversibile per la produzione della potenza termica, a differenza della resistenza elettrica scaldante del primo caso. Si può affermare che il 77% della strumentazione per il TRT è attualmente utilizzata in ambito R&D, mentre il restante 33% è usata solo per test commerciali. La maggior parte dei costruttori effettua il Test su geoscambiatori a singola U o a doppia U, solo una minima parte esegue il TRT anche su scambiatori a 6-U, alcuni, infine, eseguono il test anche con scambiatori coassiali. Il 43 % esegue il Test su pozzi riempiti di acqua, mentre il 38 % su pozzi riempiti con argilla e bentonite e solo il 20 % su pozzi riempiti di sabbia. Tali pozzi hanno normalmente una profondità pari a 100-200 m, ma sono testati anche pozzi di dimensione limitata (5-10 m) ed anche pozzi molto profondi (700 m). La potenza termica media iniettata dai sistemi di prova è pari a circa 12 kW, solitamente fornita mediante 4 dissipatori da 3 kW ciascuno, così che la potenza possa essere aumentata per gradi. La linea di fornitura di energia elettrica è nel 43% dei casi equipaggiata da uno stabilizzatore di potenza di alimentazione, al fine di ridurre le oscillazioni. La raccolta remota di dati è utilizzata circa nel 77 % dei test, poiché permette un gran risparmio di tempo agli operatori. Nel 44 % dei sistemi l'esecuzione da remoto del Test rimane opzionale.

Infine, è utile considerare che i dati misurati durante un Test di Risposta Termica sono analizzati generalmente mediante il modello analitico della Sorgente Lineare Infinita (93%), a volte mediante il modello della Sorgente Lineare Cilindrica (10%), mentre il 55 % dei dati è analizzato anche con modelli numerici. Da tali dati presenti in [26], in cui è analizzato un numero significativo di apparati di esecuzione del Test, possiamo affermare che il modello analitico della sorgente lineare in movimento, sia essa finita che infinita, non trova ancora applicabilità, questo a giustificare la necessità di ulteriore ricerca sperimentale per poter validare e, in futuro, consolidare il modello per interpretare i dati di un TRT.

L'esecuzione di un Test di Risposta Termica

Il test può essere eseguito su un pozzo o più pozzi di prova rappresentativi dell'intero sistema di geoscambiatori. Il pozzo di prova deve avere una lunghezza prestabilita ed essere riempito con la stessa tipologia di tubi, fluido termovettore e materiale di riempimento dei futuri scambiatori.

Operativamente una volta che l'apparato di misura viene collocato nelle vicinanze del geoscambiatore di prova, si deve connettere il circuito della macchina ai tubi in uscita dallo scambiatore (un ingresso ed un'uscita nel caso semplice di un singolo tubo a U in sonda). Come specificato dalla Norma UNI 11466 [1], si deve verificare che nel raggio di 10 m di distanza dallo

scambiatore al terreno di indagine non ci siano altre perforazioni o altre attività che possano perturbare l'equilibrio termico del terreno; inoltre si deve iniziare la prova con il fluido in equilibrio termico con il sottosuolo (indicativamente dopo 2 h di circolazione del fluido nello scambiatore a terreno).

Anzitutto, occorre ricercare il livello della falda nel sottosuolo interessato dalla sonda, al fine di assicurarsi che non sia presente un moto di acqua sotterranea significativo. In un secondo momento si deve determinare la temperatura del terreno indisturbata T_0, secondo uno dei metodi descritti in seguito, e poi iniziare l'iniezione di potenza termica o frigorifera, a cui corrisponde l'inizio del test vero e proprio. L'andamento temporale delle temperature del fluido termovettore, che solitamente è acqua o acqua glicolata, viene registrato ad intervalli temporali precisi, normalmente compresi fra 2 e 10 minuti [27]. L'utilizzo di acqua glicolata risulta più opportuno perché simula meglio il comportamento del pozzo geotermico durante il funzionamento. Tuttavia, dati gli elevati costi dell'anticongelante, è più comune impiegare come fluido di prova della semplice acqua [9].

Un metodo comunemente utilizzato per la determinazione della temperatura del terreno indisturbato prevede di far circolare per circa 20 - 30 min il fluido termovettore attraverso le tubazioni nel pozzo, prima che venga iniettata potenza termica mediante il dissipatore di calore. I dati di temperatura del fluido in ingresso ed uscita vengono campionati ogni 2 minuti e la loro media rappresenta la temperatura cercata. Una criticità di tale metodo è che la pompa di circolazione introduce del calore nell'intero sistema, che induce un aumento della temperatura rilevata rispetto alla temperatura indisturbata T_0. Un altro metodo più affidabile, che risolve il problema legato alla pompa di circolazione, consiste nel posizionare una termocoppia, o un altro sensore di temperatura, nel tubo ad U riempito di acqua ferma, non in circolazione, prima dell'inizio della prova. La temperatura viene misurata ogni pochi metri scendendo in profondità lungo la tubazione ad U. Le temperature sono utilizzate per calcolare la media aritmetica della temperatura del pozzo. Gehlin (2002) [28] esegue delle analisi per quantificare l'incremento di temperatura del terreno indisturbato dovuto alla presenza della pompa di circolazione, concludendo che anche già dopo 30 minuti di monitoraggio si ha una sovrastima della temperatura di 0,4 °C. Per tale motivo è bene che la circolazione iniziale finalizzata alla misura di T_0 non duri più di 20 minuti. L'influenza della pompa di circolazione dipende dalla potenza della pompa stessa strettamente legata alle perdite di carico del fluido nella tubazione ad U, per cui dipendente dalla lunghezza del pozzo. La temperatura media lungo il pozzo può essere utilizzata

come temperatura del terreno omogeneo poiché non è strettamente necessario tenere in considerazione il gradiente di natura geotermica lungo il pozzo. Tale gradiente risulta essere variabile nel range 0,5 - 3 °C per 100 m di profondità come già descritto nel paragrafo 1.3.5.

La durata del test, allo scopo di ottenere dati sufficienti per una corretta analisi, è stata argomento di grande discussione fin dall'inizio della messa in pratica della procedura del TRT. Austin et al. (2000) [29] ritengono soddisfacente eseguire il test per 50 h, mentre Gehlin (1998) [27] raccomanda una durata di 60 h. Smith e Perry (1999) [30] sostengono che anche una durata di 12 - 20 h sia sufficiente poiché così si ottiene una stima conservativa, cioè una conducibilità termica minore e di conseguenza il progettista dimensiona lo scambiatore a favore di sicurezza, cioè lo sovradimensiona. Ad oggi con riferimento alla Norma UNI 11466 [1], si ritiene sufficiente un test della durata di 72 h, seppur venga specificato che si debba mantenere un flusso termico possibilmente per 96 h. In linea di principio, possiamo ritenere concluso il TRT quando si verifica la convergenza della conducibilità termica equivalente del terreno. Come specificato dalla Norma, i dati di temperatura iniziali devono essere esclusi dall'interpolazione, sia per consentire l'applicazione di opportuni modelli analitici di interpretazione (aspetto che verrà analizzato nel paragrafo 2.4), sia perché inizialmente la variazione di temperatura è maggiormente influenzata dal materiale di riempimento del pozzo, piuttosto che dal terreno circostante. Nelle prime ore di esecuzione del TRT la resistenza termica del pozzo è transitoria e la risposta termica instabile. Il periodo di esclusione delle misure può essere più o meno esteso (tra l'inizio del Test e la sesta/decima ora di prova) a seconda della capacità termica dello scambiatore a terreno (fluido termovettore e riempimento della perforazione).

Esperienze in campo hanno mostrato alcune fonti di errore che possono influenzare i risultati. Queste includono la perdita/il guadagno di potenza termica verso l'aria esterna, le fluttuazioni della potenza elettrica fornita e un'inaccurata misura della temperatura del terreno indisturbato.

I guadagni/le perdite di calore verso l'ambiente esterno possono influenzare i risultati, soprattutto se si utilizza il modello della Sorgente Lineare Infinita per interpretare i dati [27]. Tale problema può essere superato con un adeguato isolamento termico dell'apparato e delle tubazioni, oltre che posizionando sensori delle temperature del fluido in ingresso ed in uscita direttamente nella tubazione nel terreno. Anche il monitoraggio della temperatura dell'aria ambiente è di aiuto per investigare l'influenza dei cambiamenti della temperatura esterna sul test. Se si effettua una buona stima delle perdite/dei guadagni di potenza termica verso l'esterno, allora è possibile correggere i dati ottenendo risultati più precisi. Un buon metodo per

quantificare l'influenza della temperatura dell'aria esterna è proposto da Bandos et al. [31], esso si basa sul bilancio di potenza termica sul fluido termovettore. Sempre allo scopo di quantificare le dispersioni verso l'ambiente la Norma UNI 11466 [1] illustra la procedura di calcolo della resistenza termica lineare complessiva delle tubazioni fra la testa dello scambiatore a terreno e il sistema di produzione, secondo la seguente formula (si trascurano le resistenze convettive interne ed esterne):

$$R_C = \frac{1}{2 \cdot \pi}\left(\frac{1}{\lambda_1} \cdot ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{\lambda_2} \cdot ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)\right) \qquad \textit{Eq.2.13}$$

dove: λ_1 e λ_2 sono rispettivamente le conducibilità termiche del tubo e dello strato isolante; $r_1, r_2\ e\ r_3$sono rispettivamente il raggio interno ed esterno del tubi ed il raggio complessivo (tubo più isolante). Per cui nelle condizioni di salto termico (T_{mf} - T_e) tra temperatura media del fluido T_{mf} e temperatura dell'aria esterna T_e, la potenza termica complessiva dispersa dai tubi di lunghezza L_{TOT} è pari a:

$$P_{diss} = \left(T_{m,f} - T_e\right) \cdot \frac{L_{TOT}}{R_c} \qquad \textit{Eq. 2.14}$$

e deve essere inferiore al 1,5 % della potenza generata. Inoltre la Norma prescrive sempre una protezione solare mediante schermatura e l'uso di isolante del tipo a celle chiuse se la prova avviene con estrazione di calore. Linee guida più recenti [32] suggeriscono una lunghezza al massimo di 1,2 m tra la tubazione a U e l'unità di test.

Il requisito fondamentale per il successo di un TRT e per la corretta applicazione della teoria ILS è che la potenza termica iniettata/estratta sia costante per tutta la durata del test. In questo modo, assumendo portata costante e potenza costante, avviene il graduale incremento/decremento della temperatura del fluido, soltanto dovuto ai fenomeni di scambio termico nel terreno [33]. Una soluzione per mantenere una potenza relativamente costante portata avanti negli USA, da una società dell'Oklahoma (Ewbanks), nel 1999 è di sovradimensionare significativamente il generatore (per esempio scegliere un generatore da 50 kW per un carico da 5 kW). Un'altra soluzione è controllare direttamente la differenza di temperatura, mentre si mantiene una portata di fluido termovettore costante, o controllare la differenza di temperatura mentre si misura la portata, in modo da mantenere una potenza dissipata costante, essendo la potenza termica P esprimibile come:

$$P = \dot{m}_f \cdot c_f \cdot \left(T_{in,f} - T_{out,f}\right) \qquad \textit{Eq. 2.15}$$

dove $\dot{m}_f$ è la portata massica del fluido termovettore (kg/s), c_f è il calore specifico del fluido termovettore (J/kg·K) e $\left(T_{in,f} - T_{out,f}\right)$ è la differenza di temperatura tra il fluido in ingresso ed in uscita dal pozzo (K). Una terza possibilità è usare una procedura analitica che quantifichi la fluttuazione di potenza [27]. Nel caso di applicazione del modello ILS si consiglia di immettere una potenza tra 30 e 80 W per metro di lunghezza, sia per dimensioni del foro ordinarie (da 120 mm a 160 mm) che in riferimento a movimento di falda trascurabile. Valori troppo elevati possono innescare fenomeni convettivi o alterare le caratteristiche del terreno portando a valutare condizioni non realistiche [1]. ASHRAE [34] raccomanda accettabile la potenza quando la deviazione standard è ≤ 1,5 % e la variazione massima ≤ 10 %.

L'inaccurata misura della temperatura del terreno indisturbato può generare errori nei risultati come affermato precedentemente. Infatti, durante il processo di realizzazione del pozzo, cioè della perforazione del sottosuolo, il terreno viene alterato: per esempio può essere riscaldato (a causa di iniezione di calore per dissipazione per attrito), bagnato (a causa di circolazione del fluido drenato) o asciugato (a causa della circolazione di aria). Il tempo richiesto al sottosuolo per ritornare nelle sue condizioni indisturbate è una tematica non molto approfondita. Kavanaugh (2000) [18] raccomanda di eseguire il test almeno 24 h dopo la perforazione, e almeno dopo 72 h se è usata una malta di riempimento cementizia.

Altri fattori di natura geologica che possono influenzare il Test di Risposta Termica, oltre quelli descritti, sono:

- l'eterogeneità geologica e quindi la variabilità della conducibilità termica con la profondità. Questo problema intrinseco è dovuto al fatto che lo strato di terreno superficiale presenta generalmente una conducibilità termica minore rispetto alle rocce o sedimenti sottostanti [27]. Da simulazioni numeriche condotte da Eskilson (1987) [35] per un terreno roccioso, tipico della Svezia, si mostra che la conducibilità termica del sottosuolo varia meno del 2 % per un pozzo profondo 100 m. Se consideriamo il contesto idrogeologico tipico della Pianura Padana, in cui si incontrano, a partire dal piano campagna, terreni sciolti, costituiti da un'alternanza di sabbie, limi, ghiaie e argille, più o meno saturi di acqua, è possibile una variazione di conducibilità termica da 0,4 W/(m.K), per una ghiaia secca, a 2,8 W/(m.K), per una sabbia umida, cioè una variazione di 6 volte. Tramite il TRT non è possibile ricavare indicazioni sul contributo che il singolo intervallo stratigrafico apporta allo scambio termico, bensì si ha un dato aggregato. Se si vuole eseguire un'analisi ancora più dettagliata, è possibile posizionare dei sensori di

temperatura a differenti quote di profondità così da analizzare gli andamenti di temperatura in ciascun strato geologico dopo il test, come in [36]. Blasi e Micheletti [36] osservano infatti come i profili di temperatura ottenuti durante e dopo l'esecuzione del TRT indichino che i diversi livelli stratigrafici presenti nel sottosuolo scambiano calore con il pozzo in maniera differente e come da questi sia possibile determinare per ciascuno intervallo stratigrafico il valore della conducibilità termica. Raymond et al. (2011) [37] dimostrano che l'eterogeneità geologica può comportare una sovrastima della conducibilità termica del mezzo poroso. Fujii et al. (2009) [38] invece, utilizzando fibre ottiche inserite all'interno dello scambiatore durante il TRT, ricavano i profili verticali di conducibilità termica lungo i differenti strati;

- la presenza di acqua di falda in movimento a velocità rilevanti. Questo aspetto è discusso nel dettaglio nel successivo paragrafo 2.3.

Infine, di seguito solo elencati alcuni fattori di natura accidentale, per cui non di natura intrinseca e, almeno in via teorica, più controllabili, che possono influenzare il Test di Risposta Termica. Essi sono:

- l'arresto del flusso del fluido termovettore nella tubazione a U. Alcuni professionisti verificarono tale circostanza in campo e ritennero che il fenomeno fosse causato da granelli di ghiaia (apparentemente causati da riversamento di materiale di riempimento nel tubo ad U) [27];
- mal funzionamento del generatore di potenza termica, caso nel quale il test deve essere arrestato e ricominciare. Questo può essere causato da una mancanza di combustibile al generatore o disconnessione del cavo di alimentazione. Per un test interrotto, ASHRAE [34] raccomanda un tempo di attesa pari a 10 - 12 giorni prima di ricominciare il test dopo l'esecuzione di un test completo di 48 ore.

2.3 l TRT in presenza di moto di falda

Come è già stato evidenziato nel paragrafo precedente, il TRT, utile alla determinazione delle proprietà termo-fisiche globali del sistema geoscambiatore-terreno, non tiene in considerazione la presenza di moto di acqua di falda. Più precisamente è possibile affermare grazie a Witte [23]

che, in presenza di una velocità significativa del moto di falda, il test non è in grado di fornire un valore di conducibilità termica univoco.

Rimarchiamo, tramite il test eseguito da Witte [23] (Figura 2.1) in assenza di fenomeno convettivo, che il valore di conducibilità termica globale del sistema è unico se ottenuto tramite il TRT, grazie al fatto che esiste un andamento lineare tra temperatura e logaritmo del tempo.

Tuttavia Witte [23] osserva che in presenza di moto della falda acquifera questo andamento viene distorto, rendendo impossibile lo stabilizzarsi del valore di conducibilità termica letto ad un unico valore. Dalla Figura 2.6 è evidente che il valore di conducibilità termica stimata continua ad aumentare al crescere del tempo di osservazione, ovvero l'interpolazione delle curve sperimentali non converge.

La criticità appena evidenziata ha portato altri autori come Wagner [39] a cercare una soluzione che permettesse di ricavare oltre alla conducibilità termica, unico parametro significativo nel caso di sola conduzione nel terreno, anche la velocità di Darcy della falda, qualora presente.

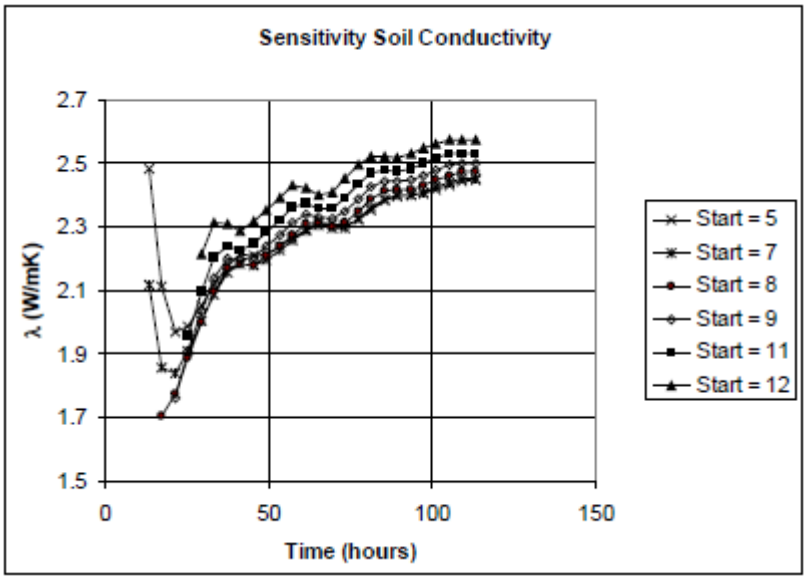


Figura 2. 6 - Grafico della sensitività dei valori di conducibilità termica stimata in funzione della durata del test e del numero di ore iniziali scartate nell'interpolazione [23]

In questa prospettiva si inserisce la presente tesi, che ha per obiettivo la costruzione di un apparato sperimentale di un geoscambiatore in scala, immerso in un terreno percorso da acqua, grazie al quale sarà possibile eseguire dei TRT in condizioni controllate, e studiare modelli

interpretativi in grado di risalire alle proprietà termofisiche ed idrogeologiche del terreno che regolano lo scambio termico.

A tal proposito appare utile descrivere il lavoro svolto da Wagner et al. [39], nel quale gli autori generano con un modello numerico i risultati di un TRT in presenza di moto di falda e li interpretano sulla base dell'equazione della Moving Infinite Line Source (MILS), che verrà trattata in maniera più sistematica nel successivo paragrafo 2.4.4:

$$T(x,y,t) = T_0 + \frac{q}{4\pi C\sqrt{D_l D_t}} exp\left(\frac{v_{th}^2 x}{2D_l}\right) \int_0^{v_{th}^2 t/(4D_l)} \frac{1}{u} exp\left[-u - \left(\frac{x^2}{D_l} + \frac{y^2}{D_t}\right)\frac{v_{th}^2}{16D_l u}\right] du \quad \textit{Eq. 2.16}$$

e consente di calcolare la temperatura media al bordo del pozzo $T_{bh,w}$ (t) e quindi la temperatura media del fluido come:

$$T_{m,f}(t) = T_{bh,w}(t) + qR_{bh} \quad \textit{Eq. 2.17}$$

Nel modello MILS si hanno i seguenti parametri:

$$v_{th} = u_{eff}\frac{C_w}{C} \quad \textit{Eq.2.18}$$

$$D_l = \frac{\lambda}{C} + \alpha_l v_{th} \quad \textit{Eq. 2.19}$$

$$D_t = \frac{\lambda}{C} + \alpha_t v_{th} \quad \textit{Eq. 2.20}$$

dove:

- v_{th} (m/s) è correlata alla velocità effettiva U mediante la relazione $\frac{U\cdot x}{2\cdot\alpha} = \frac{v_{th}\cdot x}{2\cdot(\alpha+\alpha_l\cdot v_{th})}$
- D_l e D_t i coefficienti di dispersione termica efficace in direzione longitudinale e trasversale (m^2/s),
- C_w è la capacità termica volumica dell'acqua (J/m^3K),
- C la capacità termica volumica del mezzo poroso (J/m^3K),
- u_{eff} la velocità effettiva di Darcy (m/s),
- α_l la dispersività longitudinale (m),
- α_t la dispersività traversale (m).

L'applicabilità del modello MILS tramite l'equazione appena descritta per valutare la risposta termica di un geoscambiatore è testata confrontando la simulazione analitica con quella numerica. Per questa ragione Wagner et al. [39] sviluppano un modello numerico ad alta

risoluzione, bidimensionale, agli elementi finiti, in FEFLOW 5.4, in grado di predire il complesso fenomeno di scambio termico tra diverse parti del geoscambiatore (fluido termovettore, parete del tubo, e materiale di riempimento), il mezzo poroso e l'acqua di falda in moto. Al contrario, la soluzione analitica MILS considera l'intero sistema come una Sorgente Lineare Infinita di raggio nullo, in un mezzo omogeneo: l'errore causato da questa semplificazione può essere valutato dal confronto tra risultati numerici e analitici.

Wagner et al. [39] in un primo momento quantificano il valore assunto dalla resistenza termica del pozzo R_{bh} per ogni time step di simulazione (Figura 2.7). Le simulazioni sono state svolte per diversi valori della velocità di Darcy, e per due diversi valori di conducibilità idraulica K_g del materiale di riempimento (g). Nel primo caso K_g è posta uguale alla conducibilità idraulica del sottosuolo (s), e la resistenza del pozzo diminuisce all'aumentare della velocità di Darcy. Nel secondo caso più realisticamente $K_g << K_s$ e quindi all'interno del materiale di riempimento il calore viene trasmesso prevalentemente per conduzione: in questo caso si osserva che la resistenza del pozzo è indipendente dalla velocità di Darcy. Questa considerazione permette di affermare che, in presenza di una malta di riempimento sostanzialmente impermeabile, R_{bh} è una costante (specifica del caso) che può essere predeterminata, e quindi le uniche incognite del problema del TRT in caso di moto di falda risultano essere la velocità di Darcy e la conducibilità termica effettiva.

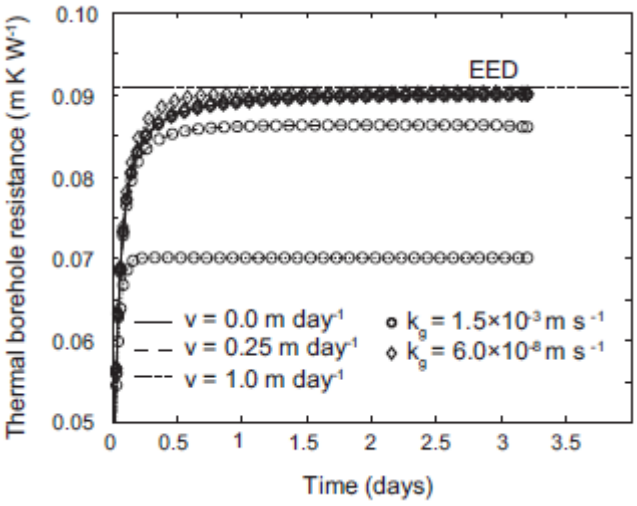


Figura 2.7 - Sequenza temporale della resistenza termica del pozzo calcolata dalla simulazione numerica per differenti velocità di Darcy, u, e valori di conducibilità idraulica, k_g, del materiale di riempimento [39]

Quindi gli autori si focalizzano esclusivamente sulla velocità di Darcy (u) e sulla conducibilità termica: la domanda che si pongono è, fino a che punto la velocità effettiva di Darcy (determinata con un fitting grazie al metodo analitico) approssima sufficientemente bene la velocità di Darcy (u) nota nel modello numerico?

Come si osserva dalla Figura 2.8, il vero valore di velocità di Darcy è sempre sottostimato e il rapporto tra le due velocità decresce addirittura non linearmente per velocità di falda più importanti.

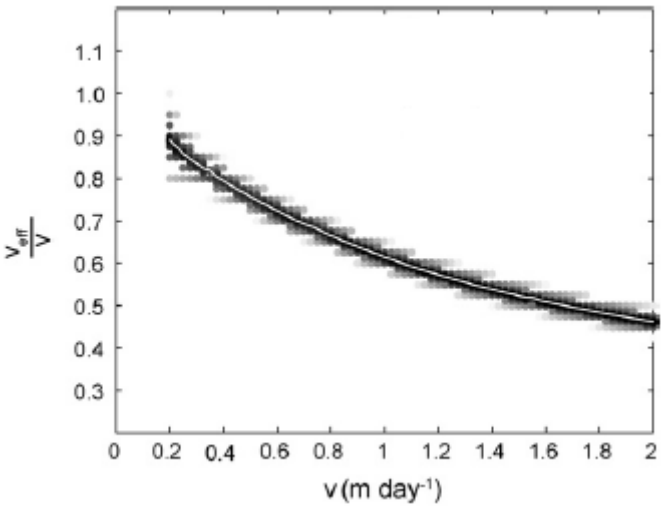


Figura 2. 8 - Rapporto tra la velocità effettiva di Darcy (u_{eff}) e velocità di Darcy (u) in funzione della velocità di Darcy (u) [39]

Questo scostamento è provocato principalmente dalla differenza tra le conducibilità idrauliche del materiale di riempimento, non poroso, e il terreno (mezzo poroso) circostante.

Wagner et al. [39] decidono quindi di ricavare un termine correttivo $corr = u_{eff}/u$, che permetterà di ottenere u, dopo che i dati del TRT siano stati interpolati con la MILS, ottenendo u_{eff}. Tuttavia i valori del termine correttivo disponibile si limitano alle situazioni simulate dagli autori, ovvero quattro diverse potenze termiche immesse o estratte (Figura 2.9) (le coppie u_{eff} - λ per le quali non è necessario applicare un fattore correttivo, siccome il fenomeno di scambio è prevalentemente conduttivo, ricadono nell'area con i puntini).

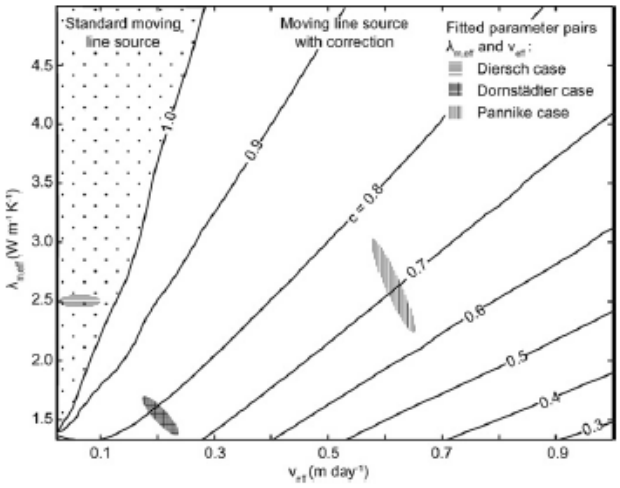


Figura 2.9- Relazione tra u_{eff}, λ e il termine correttivo in figura (c) . [39]

Infine gli autori analizzano tre casi di TRT per determinare simultaneamente il valore della coppia u, λ . A causa della natura competitiva tra il fenomeno avvettivo e conduttivo, il risultato è stato un insieme di coppie che possono tutte soddisfare il problema, e non un'unica coppia, come si può osservare in Figura 2.10.

Rouleau et al. [40] presentano una nuova configurazione di H/TRT per determinare contemporaneamente le proprietà termiche (conducibilità termica effettiva) e idrauliche (direzione del moto di falda, e velocità di Darcy) del terreno. L'apparato utilizza tre sensori di temperatura, posti attorno ad un cavo scaldante, posto a sua volta all'interno di un pozzo geotermico ad una profondità fissata. Questi sensori rilevano l'andamento della temperatura nel tempo, sia durante la fase di immissione di calore, sia durante la fase in cui il cavo scaldante non è alimentato e la temperatura si riporta allo stesso valore della situazione iniziale.

Innanzitutto si scelgono potenza termica da immettere, il tempo del periodo di riscaldamento, e il raggio del pozzo, e si fa in modo di avere le proprietà termofisiche dell'acqua stimate. A questo punto è possibile iniziare la procedura, ricavando la direzione del moto di falda.

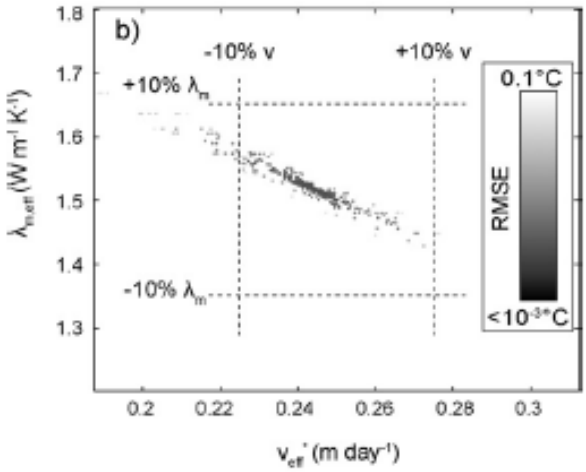


Figura2.10 - Coppie valide per un caso simulato rappresentativo di una situazione nella quale non c'è prevalenza di uno dei due fenomeni (avvettivo – convettivo) sull'altro [39]

La sua direzione è facilmente ricavabile avendo misurato i valori di temperatura in tre posizioni diverse sul bordo del pozzo, infatti risulta parallela al gradiente del piano formato dai valori di temperatura (ricordiamo che, nel caso di presenza di moto di falda, le isoterme non sono descritte da circonferenze centrate nel pozzo, bensì da ellissi).

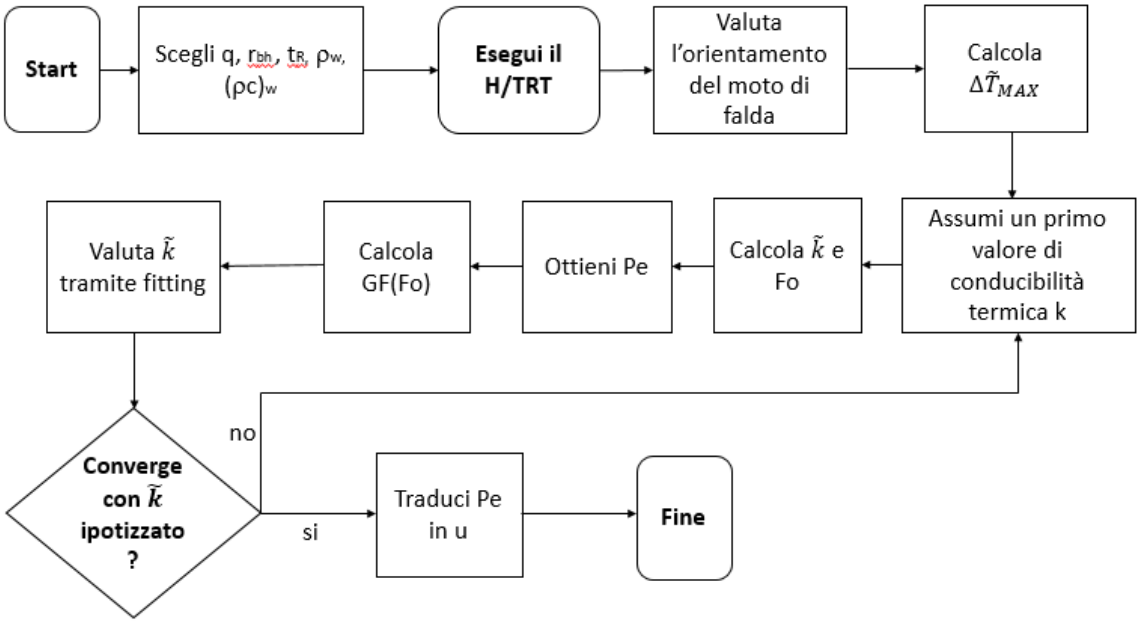


Figura 2.11 - Flowchart per le procedura del H/TRT [37]

Si determina ora la massima variazione di temperatura adimensionale sul bordo del pozzo (secondo la definizione di Rouleau) $\Delta\tilde{T}_{max} = \lambda_w \Delta T_{max}/q$ (dove $\Delta T_{max} = T_{max} - T_{min}$ sul bordo del pozzo), la quale dipende dal numero di Péclet, che è quindi ricavabile dalla Figura 2.12.

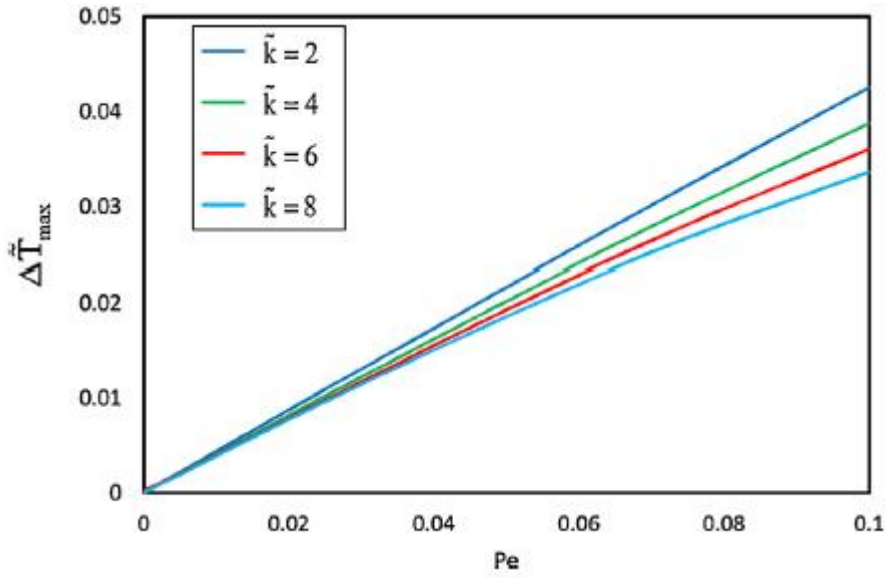


Figura 2. 12 - Variazione di temperatura adimensionale massima in funzione del numero di Peclet, per alcuni valori di conducibilità termica adimensionale $\tilde{\lambda}$ [37]

Tuttavia la relazione tra $\Delta\tilde{T}_{max}$ e Pe è influenzata dal rapporto tra le conducibilità termiche $\tilde{\lambda} = \lambda/\lambda_w$, che non è noto, essendo uno degli obiettivi la determinazione di λ. Si assume quindi un valore plausibile di $\tilde{\lambda}$ e si ricava dai grafici (o tabelle) il valore ipotetico di Pe e si calcola Fo secondo la definizione di numero di Fourier fornita dagli autori.

Si può ora determinare il valore della Ground Function GF(Fo) che è stata ricavata numericamente dagli autori per alcuni valori del numero di Peclet, come si osserva in Figura 2.13.

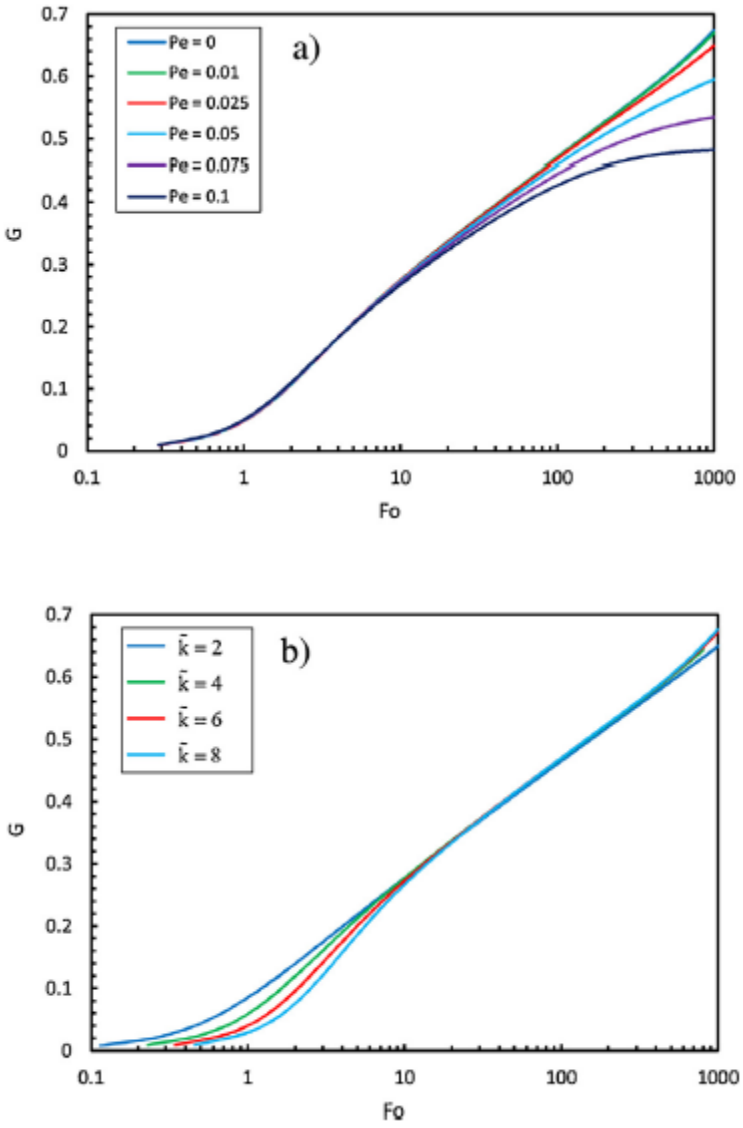


Figura2.13 - Ground Function (G in figura) per il TRT (a) in funzione del numero di Peclet, e (b)in funzione del rapporto tra conducibilità termiche. [37]

Se la curva per l'incremento di temperatura (medio al bordo del pozzo) osservata in campo (durante il test) coincide con quella ottenuta dalla funzione GF(Fo) grazie alla relazione:

$$\bar{T}(Fo) - T_0 = \frac{q}{\lambda}(GF(Fo) - GF(Fo - Fo_H)) \qquad \textit{Eq. 2.21}$$

(dove Fo_H è il numero di Fourier nel momento in cui viene fermata la dissipazione termica), allora il procedimento iterativo è concluso e i valori di Pe e $\tilde{\lambda}$ sono accettabili, altrimenti è necessario assumere un nuovo valore di $\tilde{\lambda}$ e ripetere gli step.

Questa procedura presenta la problematicità di sottostimare la conducibilità termica essendo il geoscambiatore riempito solamente di acqua, la quale presenta una conducibilità termica minore rispetto al mezzo poroso circostante.

L'accuratezza dei valori di velocità di Darcy ricavati inizia a aumentare per $u < 10^{-7}$m/s, nonostante ciò ai fini del dimensionamento di un geoscambiatore, l'inaccuratezza sulla velocità di Darcy non si traduce in una variazione significativa della lunghezza del geoscambiatore.

Un ulteriore limite del modello è la definizione della Ground Function GF(Fo), la quale rende l'applicazione del metodo sempre ristretta ai valori di Péclet e conducibilità termica tabulati dagli autori.

Gli autori stessi indirizzano infine verso ulteriori studi per stabilire il numero di misurazioni lungo la lunghezza pozzo, necessarie a ottenere una distribuzione verticale soddisfacente delle proprietà termiche e idrogeologiche. Inoltre evidenziano come in questo modello non sia presente la resistenza termica del pozzo essendo il bordo del pozzo permeabile, e consigliano una validazione in situ della procedura.

2.4 Soluzioni analitiche dell'equazione del calore per un mezzo infinito con sorgente termica

Per poter determinare una soluzione analitica o numerica dell'equazione del calore alle derivate parziali (Eq. 2.22), descritta nel paragrafo 1.3.5, è necessaria la sua integrazione con opportune semplificazioni e condizioni iniziali e al contorno.

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_W c_W \vec{v} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \qquad \textit{Eq. 2.22}$$

Nei paragrafi seguenti si descrivono le soluzioni analitiche corrispondenti alle diverse tipologie di sorgenti termiche ovvero:

- Infinite Line Source (ILS)
- Cylindrical Line Source (ICS)
- Finite Line Source (FLS)
- Moving Infinite Line Source (MILS)

- Moving Finite Line Source (MFLS)

Nel sottoparagrafo 2.4.6 le diverse soluzioni analitiche vengono messe a confronto, evidenziando i criteri di applicazione di un modello rispetto ad un altro.

2.4.1 Infinite Line Source

Un geoscambiatore di grande lunghezza rispetto al raggio può essere considerato come una sorgente lineare, quindi la soluzione analitica di Kelvin, denominata Sorgente Lineare Infinita (Infinite Line Source, ILS), può essere utilizzata per risolvere l'equazione di trasporto del calore (Ingersoll e Plass, 1948 [41]; Carslaw e Jaeger, 1959 [42]).

Tuttavia, l'interpretazione del TRT sulla base del modello ILS comporta alcune ipotesi semplificatrici tra cui: l'omogeneità e l'isotropia del terreno, la conduzione termica come unico meccanismo di scambio nel mezzo, l'assenza di trasporto termico in direzione assiale, una distribuzione iniziale di temperatura uniforme, l'assimilazione dello scambiatore ad una linea infinita con potenza termica costante ed uniforme. Come si vedrà di seguito, i modelli della Sorgente Infinita Cilindrica (Cylindrical Line Source), della Sorgente Lineare Finita (Finite Line Source o FLS), della Sorgente Infinita in Movimento (Moving Line Source o MLS) e della Sorgente Finita in Movimento (FMLS) superano di volta in volta alcuni limiti del modello di Sorgente Lineare Infinita.

Dal punto di vista ingegneristico il diametro del pozzo è normalmente compreso tra 0,11 m e 0,2 m, e la sua profondità varia da 40 m a 200 m: per tale ragione la conduzione nella direzione lungo l'asse del mezzo è trascurabile, è quindi presente solo conduzione in direzione radiale e il modello monodimensionale trova applicabilità. Inoltre assumendo una perfetta simmetria radiale attorno all'asse del pozzo e assenza di avvezione ($\vec{v} = 0$), si può riscrivere l'equazione di trasporto del calore, in coordinate polari, a cui sono associate le condizioni iniziali ed al contorno, nel modo seguente:

$$\begin{cases} \rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \\ \lim_{r \to o} -\lambda \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{q}{2\pi r} \\ \lim_{r \to \infty} T = T_0 \\ T(r, 0) = T_0 \end{cases} \qquad \textit{Eq.2.23}$$

dove:

- T_0 è la temperatura iniziale o indisturbata del terreno [°C];
- q è il flusso di calore per unità di lunghezza erogato dalla sorgente [W/m];
- λ [W/(m K)], ρ [kg/m^3] e c [J/(kg K)] sono rispettivamente la conducibilità termica, la densità ed il calore specifico del terreno.

L'equazione $T(r,0) = T_0$ introduce l'ipotesi che il sottosuolo sia inizialmente ad una temperatura costante, mentre l'equazione $\lim_{r\to\infty} T = T_0$ introduce l'ipotesi che i confini laterali, localizzati a distanza infinita dalla sorgente termica, non varino la loro temperatura, pari al valore della temperatura iniziale. L'equazione $\lim_{r\to o} -\lambda \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{q}{2\pi r}$ rappresenta la condizione al contorno di Neumann e indica la posizione della sorgente, cioè del geoscambiatore, in r = 0.

L'espressione dell'andamento della temperatura attorno alla sorgente lineare infinita, rappresentativa del pozzo, in funzione della coordinata radiale e del tempo è la seguente:

$$T\,(r,t) - T_0 = \frac{q}{4\pi\lambda}\; E_1\left[\frac{r^2}{4\alpha t}\right] = \frac{q}{4\pi\lambda} \int_{\frac{r^2}{4\alpha t}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u}\, du \qquad \textit{Eq. 2.24}$$

dove:

- T (r,t) è la temperatura del sottosuolo (°C);
- λ è la conducibilità termica efficace del terreno (W/(m · K));
- r è la coordinata radiale (m);
- α è la diffusività termica (m^2/s);
- t è il tempo (s);
- u è la variabile di integrazione pari a $\frac{r^2}{4\alpha t}$;
- E1 è la funzione integrale esponenziale;

E' possibile introdurre nell'Eq. 2.24 l'approssimazione logaritmica di Carslaw e Jaeger (1959) [42] della funzione E1, valida per valori del parametro $\frac{\alpha \cdot t}{r^2} \geq 5$, ed ottenere:

$$T\,(r,t) - T_0 = \cong \frac{q}{4\pi\lambda}\left[ln\left(\frac{4\alpha t}{r^2}\right) - \gamma\right] \qquad \textit{Eq. 2.25}$$

dove γ è la costante di Eulero - Mascheroni pari a 0,577216.

La soluzione del modello ILS non giunge mai alla condizione di stazionarietà nel tempo, ovvero la temperatura nel mezzo aumenta sempre.

Come già anticipato nel paragrafo 2.2, quando si utilizza il modello di sorgente lineare infinita per interpretare un TRT, è importante escludere dall'analisi i risultati ottenuti agli istanti iniziali, poiché sono influenzati dalla risposta data dal materiale di riempimento del foro e non dal terreno. Non conoscendo precisamente la posizione dei tubi all'interno del foro, in genere si assume come istante di tempo minimo significativo il tempo necessario ad un'onda termica a percorrere una distanza pari almeno al raggio di perforazione [10].

Hellstrom et al., 1991 [43] dimostrano che si commette un errore relativo massimo inferiore al 10% nell'introduzione dell'approssimazione logaritmica nella soluzione del modello ILS, se si considera il seguente criterio di tempo:

$$t \geq t_C = \frac{5 \cdot {r_{bh}}^2}{\alpha} \qquad \textit{Eq. 2.26}$$

ove r_{bh} è il raggio della perforazione o raggio del pozzo (m), mentre l'errore è inferiore al 2,5 % si applica il seguente criterio temporale più restrittivo:

$$t \geq t_C = \frac{20 \cdot {r_{bh}}^2}{\alpha} \qquad \textit{Eq. 2.27}$$

Alla luce di quanto considerato, è possibile stimare il tempo minimo di esclusione dei primi valori nell'interpolazione del TRT (t_C), ipotizzando una diffusività termica iniziale solitamente desunta da tabelle riscontrabili in letteratura (UNI 10466), ed eventualmente verificato iterativamente una volta ricavato il valore di conducibilità termica dall'interpretazione del Test.

2.4.2 Cylindrical Line Source

Il modello della Sorgente Cilindrica assimila lo scambiatore di calore ad una sorgente lineare infinita ma, a differenza della ILS, considera anche il pozzo di dimensione radiale r_{bh}. La sorgente è supposta immersa in un mezzo omogeneo, infinito ed isotropo, ed inietta o estrae una potenza termica costante (q) per unità di lunghezza, sfruttando la sola componente conduttiva del trasporto di calore, esattamente come nel modello ILS. In Figura 2.14 è rappresentata una

schematizzazione del modello in cui si indica che il flusso termico costante per unità di lunghezza è imposto al raggio del pozzo r =r_{bh}.

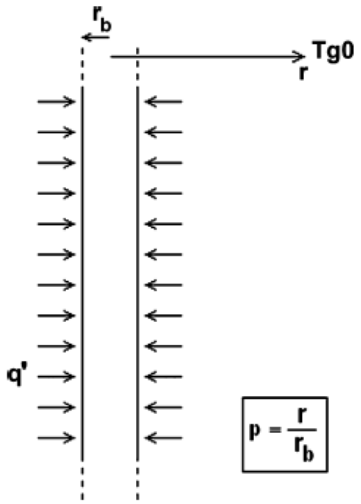


Figura2.14 - Rappresentazione schematica della sorgente lineare cilindrica

Il problema differenziale e le associate condizioni al contorno e iniziale sono:

$$\begin{cases} \rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \\ -\lambda \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{q}{2\pi r_{bh}} \quad in \quad r = r_{bh} \\ \lim_{r \to \infty} T = T_0 \\ T(r,0) = T_0 \end{cases} \qquad Eq.2.28$$

La soluzione analitica della CLS, descritta da Ingersoll et al. [44], espressa in termini delle coordinate adimensionali di tempo, cioè del numero di Fourier (Fo), e di spazio (p^*), è la seguente:

$$T(r,t) - T_0 = \frac{q}{\lambda} \cdot G(Fo,p) \qquad Eq.\ 2.29$$

$$\begin{cases} F_0 = \frac{\alpha t}{r^2} \\ p^* = \frac{r}{r_{bh}} \end{cases} \qquad Eq.\ 2.30$$

dove G (Fo,p^*) è la funzione della sorgente cilindrica:

$$G\ (Fo,p^*) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^\infty f(\beta, Fo, p^*) d\beta \qquad Eq.\ 2.31$$

$$f(\beta, Fo, p^*) = \left(e^{-\beta^2 F_0} - 1\right) \cdot \frac{[J_0(p\beta)Y_1(\beta) - Y_0(p\beta)J_1(\beta)]}{\beta^2\left[J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta)\right]} \qquad \textit{Eq. 2.32}$$

e J_0, J_1, Y_0, Y_1 sono le funzioni di Bessel del primo (J) e del secondo tipo (Y), di ordine 0 e 1.

L'Eq. 2.29 è difficile da valutare numericamente. In letteratura sono presenti delle correlazioni empiriche per stimare la funzione della sorgente cilindrica. Bernier (2001) [45] presenta delle curve di correlazione per differenti valori di p, mediante le quali è possibile calcolare velocemente G (Fo, p), che sono:

$$G = 10^{(-0{,}89129 + 0{,}36081 \cdot log(Fo) - 0{,}5508 \cdot log^2(Fo) + 3{,}596 \cdot 10^{-3} \cdot log^3(Fo)} \quad dove\ p^* = 1 \qquad \textit{Eq. 2.33}$$

$$G = 10^{(-1{,}4541 + 0{,}89933 \cdot log(Fo) - 0{,}31193 \cdot log^2(Fo) + 0{,}061119 \cdot log^3(Fo)} \quad dove\ p^* = 2 \qquad \textit{Eq. 2.34}$$

$$G = 10^{(-3{,}0077 + 2{,}25606 \cdot log(Fo) - 0{,}7928 \cdot log^2(Fo) + 0{,}134293 \cdot log^3(Fo)} \quad dove\ p^* = 5 \qquad \textit{Eq. 2.35}$$

$$G = 10^{(-9{,}1418 + 11{,}7025 \cdot log(Fo) - 7{,}09574 \cdot log^2(Fo) + 2{,}269837 \cdot log^3(Fo)} \quad dove\ p^* = 10 \qquad \textit{Eq. 2.36}$$

Comunque, con sole quattro funzioni interpolanti disponibili non è possibile calcolare l'intero campo di temperatura nel terreno [46]. Baudoin (1988) risolve l'equazione del calore nello spazio di Laplace ed esegue l'inversione numerica diretta. Il risultato può essere espresso da [46]:

$$T_0 - T\,(r, t) = \frac{q}{2\pi\lambda r_{bh}} \sum_{j=1}^{10} \left[\frac{V_j}{j} \frac{K_0(\omega_j r)}{\omega_j K_1(\omega_j r_{bh})}\right] \qquad \textit{Eq.2.37}$$

$$\omega_j(t) = \sqrt{\frac{j\ ln(2)}{\alpha t}} \qquad \textit{Eq. 2.38}$$

$$V_j = \sum_{k=lnt\left(\frac{j+1}{2}\right)}^{min(j,5)} \frac{(-1)^{j-5} k^5 (2k)!}{(5-k)!(k-1)!k!(j-k)!(2k-j)!} \qquad \textit{Eq. 2.39}$$

dove K_0 e K_1 sono funzioni di Bessel modificate del secondo tipo e ordine 0 e 1 rispettivamente.

E' possibile, grazie a tale modello, valutare la temperatura media del fluido, al fine di interpretare i valori di un Test di Risposta Termica, utilizzando l'equazione Eq. 2.29 per determinare la temperatura nel terreno al bordo della perforazione ($r = r_{bh}; p^* = 1$) ed aggiungendo l'effetto della resistenza termica tra parete del foro e fluido di lavoro (Eq. 2.2). Così facendo si ottiene:

$$T_{mf}(t) = T_0 + q \cdot \left[R_{bh} - \frac{1}{\lambda} \cdot G(Fo, 1)\right] \qquad \textit{Eq. 2.40}$$

All'Eq. 2.40 è da associare l'approssimazione empirica, valida per $p^*=1$, così da ottenere l'espressione della temperatura media del fluido in funzione del tempo al raggio del pozzo, per determinare la conducibilità termica del terreno λ e la resistenza termica del pozzo R_{bh}.

2.4.3 Finite Line Source

Il modello della Sorgente Lineare Finita è introdotto per considerare la lunghezza finita del geoscambiatore e quindi considerare gli effetti di bordo, quantificabili come differenza tra i risultati ottenuti usando il modello della Sorgente Finita ed Infinita. Pertanto in tale modello le ipotesi semplificative sono le medesime del modello ILS, a meno della lunghezza infinita. Dal momento che la conduzione di calore assiale sul fondo dello scambiatore accelera lo scambio termico tra il fluido circolante e il terreno circostante, è bene considerare il fenomeno per un dimensionamento ottimale del geocambiatore di calore. Infatti, per una specifica potenza richiesta ad un sistema di scambiatori, considerare gli effetti di bordo permette di ridurre la lunghezza e il numero di scambiatori stessi, di conseguenza permette una riduzione dei costi. Marcotte [47] mostra per un esempio di dimensionamento che la lunghezza calcolata dello scambiatore può essere inferiore del 15%, se vengono considerati gli effetti assiali, e di conseguenza il sistema risulta essere economicamente più conveniente. Per tali ragioni si sono sviluppate apposite soluzioni analitiche [48]. Bandos et al [49], per esempio, sviluppano soluzioni analitiche che considerano la lunghezza finita del pozzo, includendo le variazioni di temperatura verticali causate da gradienti geotermici e fluttuazioni di temperatura in superficie.

In Figura 2.15 è mostrata la sorgente lineare finita di lunghezza H con l'estremità superiore coincidente con la superficie del terreno. La temperatura del terreno indisturbato, T_0, è assunta costante (solitamente assunta pari alla media annuale dell'aria ambiente). In pratica, la temperatura del terreno vicino alla superficie varierà durante l'anno, ma, dal momento che la lunghezza tipica dei geoscambiatori verticali è di 100 m, il disturbo di temperatura all'estremità superiore del pozzo è trascurabile, per cui assumere costante la temperatura della superficie del terreno e la temperatura del terreno indisturbato è una buona approssimazione. Infatti, come già detto nel paragrafo 1.4.3, le variazioni stagionali di temperatura non hanno influenza sulla temperatura del sottosuolo oltre una profondità pari a circa 10 m. La superficie del sottosuolo è assunta pure alla temperatura T_0.

Il problema differenziale in coordinate radiali e le sue condizioni al contorno nel caso della soluzione Finite Line Source sono:

$$\begin{cases} \rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \\ \lim_{r \to o} -\lambda \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{q}{2\pi r} \quad per \;\; 0 < z < H \\ \lim_{r \to \infty} \; T = T_0 \\ T(r, z, 0) = T_0 \end{cases} \qquad \textit{Eq. 2.41}$$

Allo scopo di tenere in considerazione le condizioni al contorno alla superficie del terreno, si usa la tecnica delle sorgenti immagine o speculari. Una sorgente lineare ''virtuale'' di lunghezza H con un flusso di calore per unità di lunghezza opposto (pozzo termico lineare) è collocata simmetricamente al di sopra della sorgente lineare finita nel sottosuolo [46].

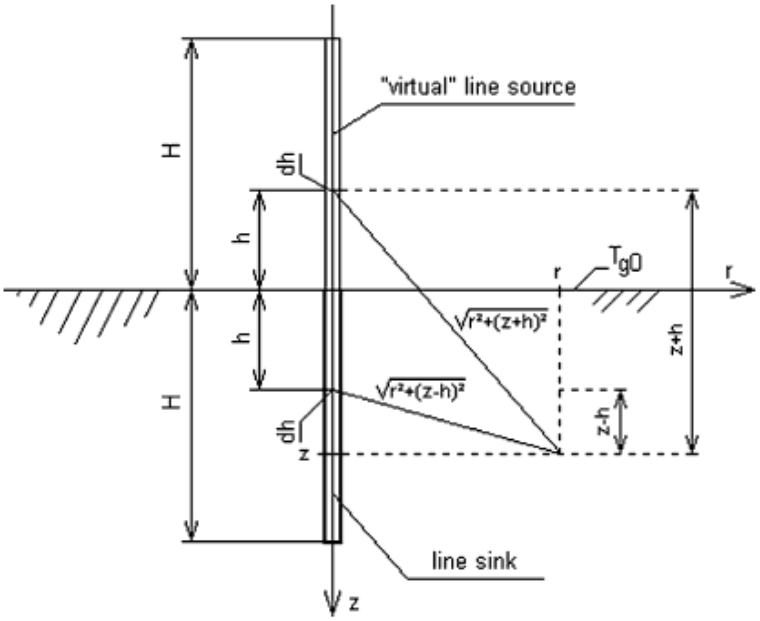


Figura 2.15 - Rappresentazione schematica del pozzo geotermico di lunghezza H e la sua corrispondente sorgente lineare ''virtuale'' [46]

Alla base della soluzione della Sorgente Lineare Finita (FLS) è la soluzione al problema di una sorgente puntuale di intensità q_0 (W). Tale soluzione è data da Carslaw e Jaeger (1947) [42]

$$T_0 - T(r,t) = \frac{q_0}{4\pi\lambda} \, erfc\left(\frac{r}{2\sqrt{\alpha t}}\right) \qquad \textit{Eq. 2.42}$$

dove erfc = 1 - erf è la funzione complementare degli errori.

Assumendo che la sorgente lineare finita e la sua immagine virtuale siano composte da una serie di sorgenti puntiformi, integrando su tutta la lunghezza H dello scambiatore la soluzione data dall'Eq. 2.42, si può ottenere il campo di temperatura nel terreno (Eskilson, 1987):

$$T_0 - T(r,z,t) = \frac{q}{4\pi\lambda} \int_0^H \left[\frac{erfc\left(\frac{\sqrt{r^2+(z-h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{r^2+(z-h)^2}} - \frac{erfc\left(\frac{\sqrt{r^2+(z+h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{r^2+(z+h)^2}} \right] dh \qquad \textit{Eq. 2.43}$$

In Figura 2.16 è rappresentato un profilo di temperatura risultante dal modello FLS per una distanza pari a 4 volte il raggio del pozzo per un tempo pari a 6 mesi. I risultati mostrano che la FLS può catturare gli effetti assiali in prossimità dei bordi (z = 0 m e z = H) [46].

A differenza della ILS, che non prevede il raggiungimento della condizione stazionaria a causa della forma della funzione integrale E1, nel caso della FLS esiste una soluzione stazionaria, data dalla seguente espressione:

$$T_0 - T(r,z) = \frac{q}{4\pi\lambda} \int_0^H \left[\frac{1}{\sqrt{r^2+(z-h)^2}} - \frac{1}{\sqrt{r^2+(z+h)^2}} \right] dh \qquad \textit{Eq. 2.44}$$

Dopo l'integrazione l'Eq 2.44 risulta:

$$T_0 - T(r,z) = \frac{q}{4\pi\lambda}\, ln\left(\frac{\sqrt{r^2+(z-H)^2}-(z-H)}{\sqrt{r^2+(z+H)^2}+(z+H)} \cdot \frac{\sqrt{r^2+z^2}+z}{\sqrt{r^2+z^2}-z} \right) \qquad \textit{Eq. 2.45}$$

Considerando le curve isoterme rappresentate in Figura 2.17, che si riferiscono ad una sorgente profonda 100 m di potenza pari a 50 W/m, si comprende come, ad una distanza di 20 m dall'asse del pozzo a stazionarietà la variazione di temperatura rispetto alla temperatura del terreno indisturbato risulta essere pari a 10°C. Se un altro scambiatore fosse posto a questa distanza, il primo pozzo influenzerebbe le prestazioni del secondo.

Il modello FLS fornisce risultati utili per tempi relativamente lunghi, quando gli effetti di bordo risultano importanti e il modello ILS non giunge ad una soluzione stazionaria. Inoltre il modello FLS fornisce la dipendenza dalla coordinata assiale z.

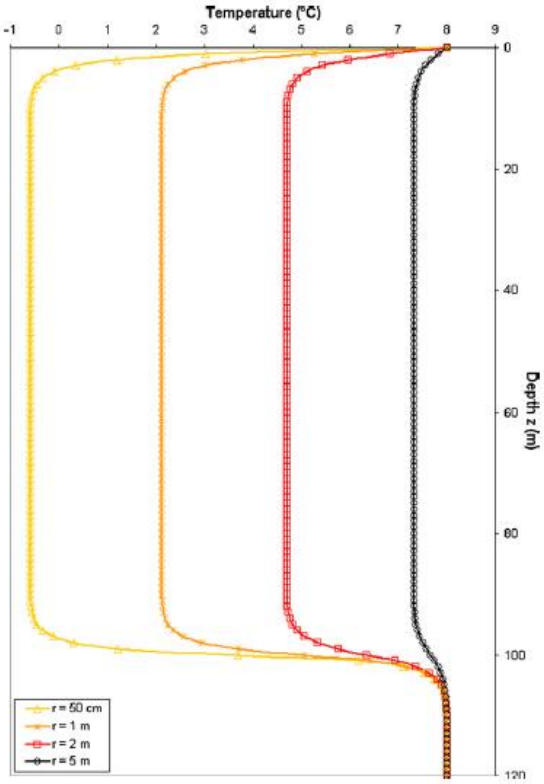


Figura 2. 16 - Esempio di profilo di temperatura attorno ad un pozzo generato dal modello FLS ad un tempo pari a 6 mesi [30]

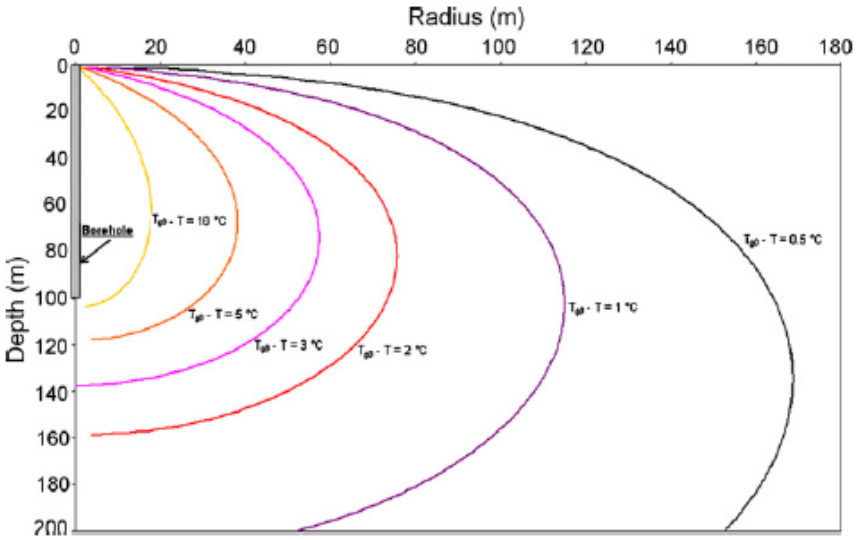


Figura 2.17- Esempio di curve isoterme in condizione stazionaria per il modello FLS con sorgente di profondità H=100 m e potenza q=50 w/m [30].

2.4.4 Moving Infinite Line Source

Diao et al. [17] hanno sviluppato il modello della Sorgente Lineare Infinita in movimento per considerare gli effetti di scambio termico dovuti dalla presenza di moto di acqua di falda. Le ipotesi alla base del modello sono le stesse introdotte per il modello ILS, tuttavia in aggiunta si ipotizza che il mezzo sia poroso e attraversato da un fluido che si muove con velocità costante in direzione x.

Considerando l'equazione di trasporto del calore in un mezzo poroso (Eq. 2.22), introdotta nel paragrafo 1.4, con le condizioni al contorno e iniziali:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial t} + U\frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \nabla^2 T \\ \lim_{r\to o} -\lambda \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{q}{2\pi r} \\ \lim_{r\to\infty} T = T_0 \; ; \; T(r,0) = T_0 \end{cases} \qquad \textit{Eq. 2.46}$$

si può ricavare la variazione di temperatura $\theta = T - T_0$, applicando il metodo della funzione di Green:

$$\theta_{MILS}(x,y,t) = \frac{q}{4\pi\lambda}\int_0^t \frac{1}{(t-t')} exp\left[-\frac{[x-U(t-t')]^2+y^2}{4\alpha(t-t')}\right] dt' \qquad \textit{Eq. 2.47}$$

dove $U = u\rho_w c_w/(\rho c)$ è la velocità effettiva.

L'Eq2.47 può essere riscritta, introducendo la variabile $\eta = \frac{4\cdot\alpha(t-t')}{r^2}$, come:

$$\theta_{MILS}(x,y,t) = \frac{q}{4\pi\lambda} exp\left(\frac{Ux}{2\alpha}\right)\int_0^{r^2/(4\alpha t)} \frac{1}{\eta} exp\left[-\frac{1}{\eta} - \frac{U^2 r^2 \eta}{16\alpha^2}\right] d\eta \qquad \textit{Eq. 2.48}$$

dove $r = \sqrt{x^2+y^2}$, e che espressa in coordinate polari diventa:

$$\theta_{MILS}(r,\varphi,t) = \frac{q}{4\pi\lambda} exp\left(\frac{Ur}{2\alpha}cos\,\varphi\right)\int_0^{\frac{r^2}{4\alpha t}} \frac{1}{\eta} exp\left[-\frac{1}{\eta} - \frac{U^2 r^2 \eta}{16\alpha^2}\right] d\eta \qquad \textit{Eq. 2.49}$$

Dall'Eq. 2.48 può essere ricavata la soluzione in condizioni stazionarie, al tendere del tempo all'infinito, e cioè:

$$\theta_{MILS_s}(x,y) = \frac{q}{2\pi\lambda} exp\left(\frac{Ux}{2\alpha}\right) K_0\left[\frac{Ur}{2\alpha}\right] \qquad \textit{Eq. 2.50}$$

dove $K_0(z)$ è la funzione di Bessel modificata del secondo tipo di ordine zero.

Si può notare, inoltre, come l'Eq. 2.48 restituisca la variazione di temperatura in un mezzo infinito puramente conduttivo (ILS, Eq.2.24), se la velocità di Darcy u, e quindi la velocità effettiva $U = u\rho_w c_w/(\rho c)$ si annullano.

Riprendendo l'Eq. 2.49 (scritta in coordinate polari), è possibile ricavare una forma adimensionale della soluzione MILS. A questo scopo si definiscono le seguenti variabili:

- $L = \frac{\alpha}{U} = \frac{\lambda}{u\rho_w c_w}$ *lunghezza caratteristica;*
- $\bar{t} = \frac{\alpha}{U^2} = \frac{\lambda\rho c}{(u\rho_w c_w)^2}$ tempo caratteristico;
- $\Theta = \frac{2\pi\lambda\theta}{q}$ *variazione adimensionale di temperatura;*
- $Pe_x = \frac{r}{L} = \frac{Ur}{\alpha}$ *numero di Pèclet locale;*
- $\tau = \frac{t}{\bar{t}} = \frac{U^2 t}{\alpha}$ *tempo adimensionale*

e si ottiene:

$$\Theta_{MILS}(Pe_x, \varphi, \tau) = exp\left(\frac{Pe_x cos\varphi}{2}\right) \int_0^{\frac{Pe_x{}^2}{4\tau}} \frac{1}{2\eta} exp\left[-\frac{1}{\eta} - \frac{Pe_x{}^2\eta}{16}\right] d\eta \qquad \textit{Eq. 2.51}$$

che in condizioni stazionarie diventa

$$\Theta_{MILS_S} = exp\left(\frac{Pe_x cos\varphi}{2}\right) K_0\left[\frac{Pe_x}{2}\right] \qquad \textit{Eq. 2.52}$$

2.4.5 Moving Finite Line Source

Molina-Giraldo et al. [48] hanno studiato un modello che considera gli effetti di scambio termico assiale, in aggiunta al moto di falda acquifera, fenomeni in precedenza analizzati separatamente, mediante rispettivamente il modello della FLS descritto al 2.4.3 e il modello MILS descritto nel paragrafo 2.4.4.

Tale modello si basa sulle stesse ipotesi del modello MILS, ma, diversamente da esso, considera la dimensione finita della sorgente lineare.

Considerando l'equazione di trasporto del calore in un mezzo poroso, introdotta nel paragrafo 1.4, con le condizioni al contorno e iniziali:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial t} + U\frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \nabla^2 T \\ \lim_{r\to o} -\lambda \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{q}{2\pi r} \quad per\ 0 < z < H \\ \lim_{r\to\infty} \ T = T_0\ ;\ \ T(r,z,0) = T_0 \end{cases} \qquad Eq.\ 2.53$$

Si può applicare il metodo delle sorgenti immagine (come nel modello FLS, paragrafo 2.4.3) e la teoria della sorgente in movimento, ottenendo la seguente soluzione dipendente dal tempo:

$$\theta_{MFLS}(x,y,z,t) = \frac{q}{2\pi\lambda} exp\left[\frac{Ux}{2\alpha}\right] \times \left[\int_0^H f(x,y,z,t)dz' - \int_{-H}^0 f(x,y,z,t)dz'\right] \quad Eq.\ 2.54$$

$$f(x,y,z,t) = \frac{1}{4r'}\left[\ exp\left(-\frac{Ur'}{2\alpha}\right) erfc\left(\frac{r'-Ut}{2\sqrt{\alpha t}}\right) + \ exp\left(\frac{Ur'}{2\alpha}\right) erfc\left(\frac{r'+Ut}{2\sqrt{\alpha t}}\right)\right] \quad Eq.\ 2.55$$

dove: $r' = \sqrt{x^2 + y^2 + (z - z')^2}$.

Si può inoltre ricavare la soluzione stazionaria al tendere del tempo all'infinito, che risulta essere:

$$\theta_{MFLSs}(x,y,z) = \frac{q}{4\pi\lambda} exp\left[\frac{Ux}{2\alpha}\right] \times \left[\int_0^H \frac{1}{r'} exp\left[-\frac{Ur'}{2\alpha}\right] dz' - \int_{-H}^0 \frac{1}{r'} exp\left[-\frac{Ur'}{2\alpha}\right] dz'\right] \quad Eq.\ 2.56$$

Le equazioni Eq. 2.54 e Eq.2.56 possono essere riscritte in forma adimensionale, introducendo le seguenti variabili:

$R' = \frac{\sqrt{x^2+y^2}}{H}$; $Z = z/H$; $Z' = z'/H$; $R = \sqrt{R'^2 + (Z - Z')^2}$; $Fo = \alpha t/H^2$ *numero di Fourier;* $Pe = UH/\alpha$ *numero di Pèclet.*

In questo modo si ottiene la variazione di temperatura adimensionale:

$$\Theta_{MFLS}(R', Z, \varphi, Fo, Pe) = 2\, exp\left[\frac{Pe}{2} R' \cos(\varphi)\right]\left[\int_0^1 f(R, Fo, Pe)dZ' - \int_{-1}^0 f(R, Fo, Pe)dZ'\right]$$

Eq. 2.57

$$f(R', Z, Fo, Pe) = \frac{1}{4R}\left[exp\left(-\frac{Pe}{2}R\right) erfc\left(\frac{R-PeFo}{2\sqrt{Fo}}\right) + exp\left(\frac{Pe}{2}R\right) erfc\left(\frac{R+PeFo}{2\sqrt{Fo}}\right)\right] \quad Eq.\ 2.58$$

e la variazione di temperatura adimensionale in condizioni stazionarie:

$$\Theta_{MFLSs}(R',Z,\varphi,Pe) = exp\left[\frac{Pe}{2}R'cos(\varphi)\right]\left[\int_0^1 \frac{1}{R}exp\left(-\frac{Pe}{2}R\right)dZ' - \int_{-1}^0 \frac{1}{R}exp\left(-\frac{Pe}{2}R\right)dZ'\right]$$

Eq. 2.59

2.4.6 Confronto tra le soluzioni analitiche

Prima di confrontare le diverse soluzioni analitiche, è opportuno mostrare come la soluzione ILS esatta (Eq2.24) e la soluzione ILS approssimata (Eq. 2.25) di fatto non forniscano risultati differenti per tempi sufficientemente grandi, il che giustifica l'impiego successivo della soluzione approssimata.

Gehlin [50] mostra come l'impiego delle due soluzioni per interpretare un TRT porti agli stessi risultati, calcolando la conduttività termica con tre insiemi di dati differenti (riportati in Tabella 2.3 e maggiormente descritti nel paragrafo 2.5) a diverse ore di osservazione. In Figura 2.18 si può osservare come i valori ricavati con la soluzione line source esatta (dall'autrice denominata E1) e con la sua approssimazione (denominata L.S.) sono sostanzialmente coincidenti.

In particolare ci focalizziamo ora sui risultati ottenuti da Philippe [46], che si è posto il problema di confrontare tra loro i metodi analitici in assenza di moto di falda. Come sarà illustrato nel 2.4.6.1, per tempi di osservazione molto lunghi gli effetti di scambio termico in direzione assiale avranno un peso sempre maggiore rispetto allo scambio termico in direzione radiale, provocando delle differenze sempre più significative tra le simulazioni ottenute tramite ILS e FLS. Al contrario, per tempi di osservazione molto brevi, lo scambio termico in direzione assiale sarà praticamente inesistente, e tuttavia sarà necessario considerare la forma cilindrica, non lineare, della sorgente, poiché il fenomeno si svilupperà principalmente in prossimità del pozzo, piuttosto che a grandi distanze da esso. Come illustrato nel paragrafo 2.4.6.2, si determina così uno scostamento tra i risultati ottenuti con il modello ILS e con il modello CLS, a causa della capacità termica del materiale interno al pozzo che è significativa all'inizio dello scambio termico.

In un secondo momento (paragrafo 2.4.6.3) confronteremo invece fra loro le soluzioni analitiche "moving" infinita e finita (MILS, MFLS).

Evaluated Data Sets

	Notation	Data Set A	Data Set B	Data Set C
Effective borehole depth, m (ft)	H	74.7 (245)	178.5 (586)	132.6 (435)
Borehole diameter, m (in.)	$D = 2r_b$	0.108 (4.25)	0.140 (5.5)	0.096 (3.78)
Rock type		Sedimentary	Slate	Igneous rock
Volumetric heat capacity of the ground,* J/m^3-K (Btu/ft^3-F)	c_g	2000000 (30)	2400000 (35.8)	2200000 (32.8)
Borehole filling material		Grout	Groundwater	Groundwater (saline)
*Volumetric heat capacity of borehole filling, J/m^3-K (Btu/ft^3-F)	c_{fill}	3484000 (52)	4182000 (62.4)	4182000 (62.4)†
Heat exchanger type		Single U-pipe	Single U-pipe	Single U-pipe
Heat exchanger material		Polyethylene	Polyethylene	Aluminum
Pipe diameter, m (in.)	$D_{po} = 2r_{po}$	0.0334 (1.315)	0.032 (1.26)	0.033 (1.3)
Pipe wall thickness, m (in.)	t_w	0.003 (0.12)	0.003 (0.12)	0.0065 (0.26)
Pipe thermal conductivity, W/m K (Btu/ft-h-f)	λ_p	0.391 (0.226)	0.42 (0.243)	168 (97)
Heat carrier fluid		Water	Water	Water
Volumetric heat capacity of heat carrier fluid J/m^3-K (Btu/ft^3-F)	c_w	4182000 (62.4)	4182000 (62.4)	4182000 (62.4)
‡Undisturbed ground temp., °C (°F)	T_{ug}	12.4 (54.3)	7.6 (45.7)	14.1 (57.4)
Power injection (mean), W (Btu/h)	Q	2595 (8855)	9510 (32450)	6253 (21336)
Test period, h		50	69	89
Comments				Measured in a cave with constant air temperature 15°C (59°F)

* Estimated value.
† Salinity ca 7‰ gives a 1.4% lower heat capacity than that of pure water. This difference has negligible impact on the simulations.
‡ Measured undisturbed borehole average temperature.

Tabella 2.3 - Insieme di dati di TRT utilizzato da Gehlin [50]

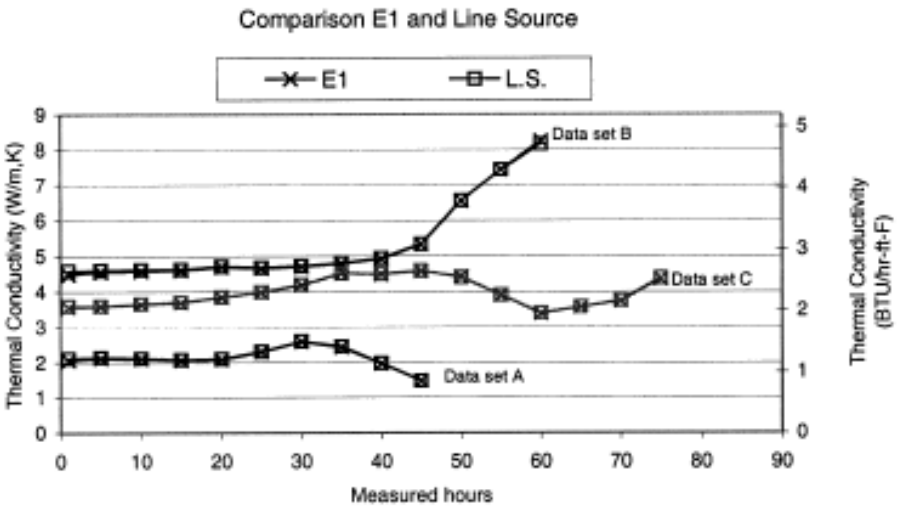


Figura 2.18 - Risultati dell'interpretazione di TRT, ovvero valori di conducibilità termica, con la line source approssimata (L.S.), e con la soluzione esatta (E1) [50]

2.4.6.1 Confronto tra modelli ILS e FLS

Per confrontare quantitativamente i due modelli, Philippe [46] definisce lo scostamento relativo $\varepsilon_{ILS-FLS}$ come differenza tra gli incrementi di temperatura dati dal modello ILS e FLS, relativa all'incremento fornito dal modello FLS, cioè:

$$\varepsilon_{ILS-FLS} = \frac{(T_0 - T_{ILS}) - (T_0 - \bar{T}_{FLS})}{T_0 - \bar{T}_{FLS}} \qquad \textit{Eq. 2.60}$$

dove:

$$T_0 - T_{ILS} = \frac{q}{4\pi\lambda} \int_{\frac{r^2}{4\alpha t}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u}\, du \qquad \textit{Eq. 2.61}$$

e $\bar{T}_{FLS}$ è la temperatura media lungo la lunghezza H del pozzo, a raggio fissato:

$$T_0 - \bar{T}_{FLS} = \frac{q}{4\pi\lambda} \int_0^H \int_0^H \frac{erfc\left(\frac{\sqrt{r^2+(z-h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{r^2+(z-h)^2}} - \frac{erfc\left(\frac{\sqrt{r^2+(z+h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{r^2+(z+h)^2}}\, dh\, dz \qquad \text{Eq. 2.62}$$

Siccome lo scostamento relativo $\varepsilon_{ILS-FLS}$, che rappresenta l'importanza del sorgere di fenomeni di conduzione assiale, è funzione dei tre parametri αt, H, r, è possibile rappresentare al bordo del pozzo ($r = r_{bh}$) le curve di iso-scostamento relativo nel grafico in Figura 2.19 (ottenuto usando i parametri di simulazione in Tabella 2.4).

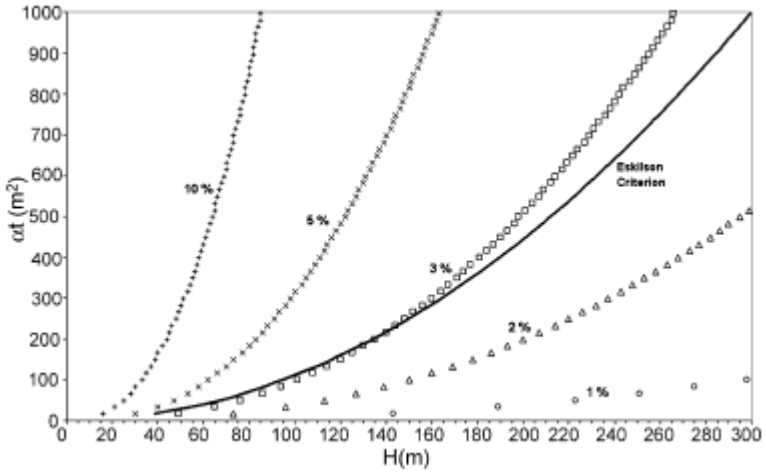


Figura2.19 - Curve di iso-scostamento relativo tra ILS e FLS al bordo del pozzo (r_{bh}) [46]

Parameters	Values
H	100 m
q'	50 W m^{-1}
r_b	0.05 m
T_{g0}	8 °C
α	0.53×10^{-6} m^2 s^{-1}
k	2 W m^{-1} K^{-1}

Tabella2.4 - Parametri di simulazione impiegati da Philippe [46]

Nel grafico di Figura 2.19 è riportata anche la curva che rappresenta il criterio introdotto da Eskilson [35] (1987) per definire il limite di applicabilità della soluzione ILS ($\alpha t < H^2/90$), che come si osserva ricade tra le curve di scostamento relativo comprese tra il 2% e il 3%. Come ci si può aspettare, si osserva che a tempi fissati, ad esempio $\alpha t = 100 m^2$, lo scostamento percentuale cresce al diminuire della profondità del pozzo, da poco meno del 2% quando $H = 200\ m$ a poco più del 5% quando $H = 50\ m$. Analogamente, fissata la profondità del pozzo, lo scostamento relativo cresce all'aumentare del tempo di osservazione.

Nei grafici di Figura 2.20 si studia invece l'andamento dell'errore relativo al variare della distanza radiale alla quale si osserva il fenomeno, mantenendo invece costante il tempo $\alpha t = 100\ m^2$ nel grafico superiore e $\alpha t = 1000\ m^2$ nel grafico inferiore. Queste due condizioni corrispondono ad un tempo di 2183 giorni (quasi 6 anni) la prima, e la seconda ad un tempo di 21837 giorni (quasi 60 anni).

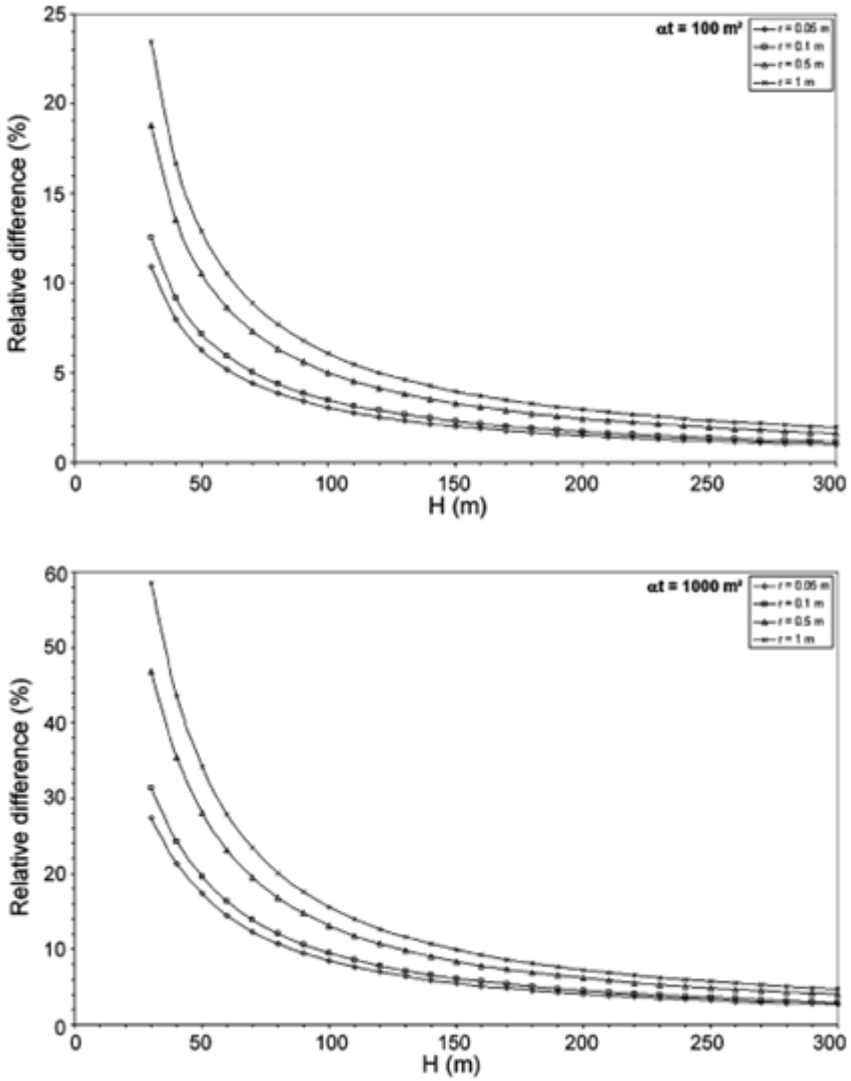


Figura2.20 - Scostamento relativo tra i risultati dei modelli ILS e FLS a varie distanze radiali per αt = 100 m^2 (sopra) e αt = 1000 m^2 (sotto) [46]

2.4.6.2 Confronto tra modelli ILS e ICS

In modo analogo a quanto visto per ILS e FLS, Philippe [46] definisce lo scostamento relativo $\varepsilon_{ILS-ICS}$ tra ILS e ICS per stimare l'inaccuratezza della ILS per tempi di osservazione brevi:

$$\varepsilon_{ILS-ICS} = \frac{(T_0 - T_{ILS}) - (T_0 - T_{ICS})}{(T_0 - T_{ICS})} \qquad \textit{Eq. 2.63}$$

dove l'incremento di temperatura, rispetto alla temperatura indisturbata, dato dal modello ICS è ottenuto dall'Eq2.29.

In Figura 2.21 sono rappresentare le curve di iso-scostamento relativo usando i parametri di simulazione in Tabella 2.4, al variare del raggio del pozzo r_{bh} e del parametro αt.

Come è intuitivo immaginare, fissata la distanza radiale, lo scostamento tra ILS e ICS diminuisce al crescere del tempo, poiché gli effetti dovuti dalla geometria a raggio non nullo della ICS sono importanti negli istanti temporali iniziali: infatti il materiale di riempimento (caratterizzato da proprietà fisiche diverse rispetto al terreno) affronta l'incremento rapido di temperatura all'inizio, dopodiché l'onda della perturbazione si sarà spostata più distante, cioè all'interno del terreno e seguirà un andamento ben descritto dalla ILS. In maniera analoga, fissato il tempo di osservazione, lo scostamento tra i due modelli sarà maggiore per pozzi con raggio maggiore rispetto a pozzi con raggio minore. Infatti i primi si discostano maggiormente dall'ipotesi di sorgente a raggio nullo della ILS, i secondi invece tendono a ricadere nel caso ILS al decrescere del loro raggio, già piccolo.

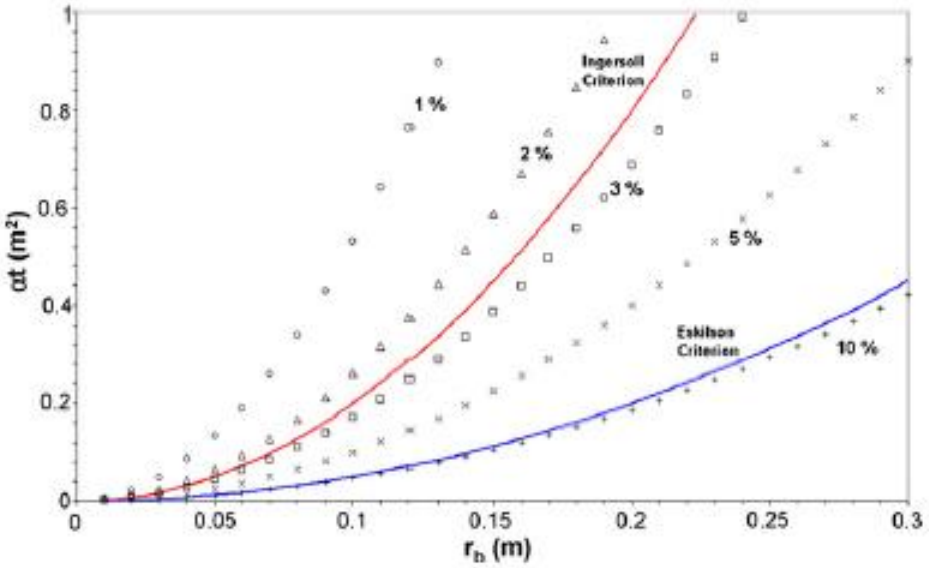


Figura2.21 - Scostamento relativo percentuale tra i risultati dei modelli ILS e ICS al variare del raggio del pozzo r_{bh} e del parametro αt [46]

Inoltre sono tracciate le curve che rappresentano il criterio di Ingersoll [44] (1954) e il criterio di Eskilson [35] (1987), i quali forniscono il valore di Fourier discriminante per l'impiego del modello ILS al posto dell'ICS. Ingersoll [44] stabilisce che la ILS è sufficientemente accurata quando il

numero di Fourier ($Fo_x = \alpha t/r^2$) è maggiore di 20; il criterio di Eskilson [35] invece è meno restrittivo, e consente l'impiego della ILS già per valori del numero di Fourier maggiori di 5. Basandosi sui parametri di simulazione in Tabella2.4 utilizzati da Philippe [46], i criteri di Eskilson [35] e Ingersoll [44] corrispondono ad errori relativi pari a 9.4% e 2.6%, rispettivamente, come si può osservare dalla Figura 2.22.

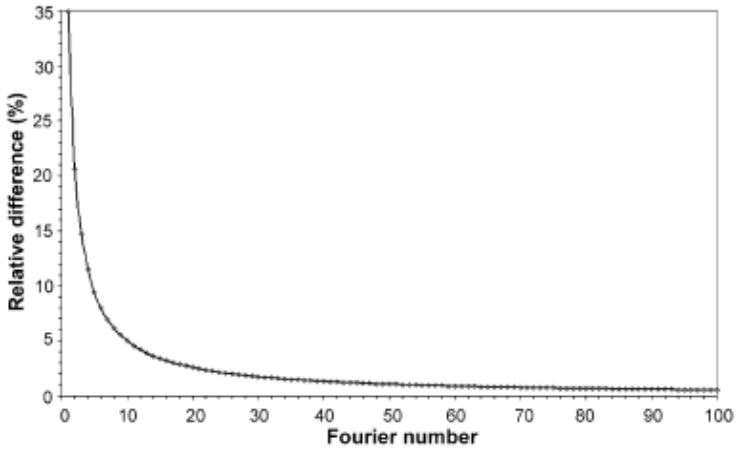


Figura2.22 - Scostamento relativo tra i risultati dei modelli ICS e ILS in funzione del numero di Fourier [46]

2.4.6.3 Conclusioni sull'applicazione dei modelli analitici di sorgenti termiche in assenza di avvezione

Alla luce di quanto riscontrato in letteratura, utilizzando i dati in Tabella 2.4 è possibile ottenere delle considerazioni pratiche per quanto riguarda pozzi reali.

In particolare Philippe [46] traccia gli andamenti delle curve dell'errore relativo tra ILS e ICS, e tra ILS e FLS, al crescere del tempo, come si può vedere in Figura 2.23, e distingue tre regioni: una a tempi brevi nella quale l'errore relativo tra ICS e ILS porta a dover impiegare il modello ICS, una a tempi grandi (dell'ordine di parecchi mesi) nella quale gli effetti assiali non sono più trascurabili e determinano un incremento della differenza relativa tra ILS e FLS, portando a scegliere la FLS come metodo analitico, e infine una regione a tempi intermedi nella quale la soluzione ILS può essere preferita, essendo più semplicemente valutabile rispetto alle altre due.

Ad esempio, se volessimo mantenerci al di sotto di un errore relativo del 2% (Figura 2.23), intersecheremmo le due curve degli errori relativi a tempi di 34 ore e 1.6 anni, e dovremmo applicare la soluzione ILS solo all'interno dell'intervallo di tempo compreso tra tali valori.

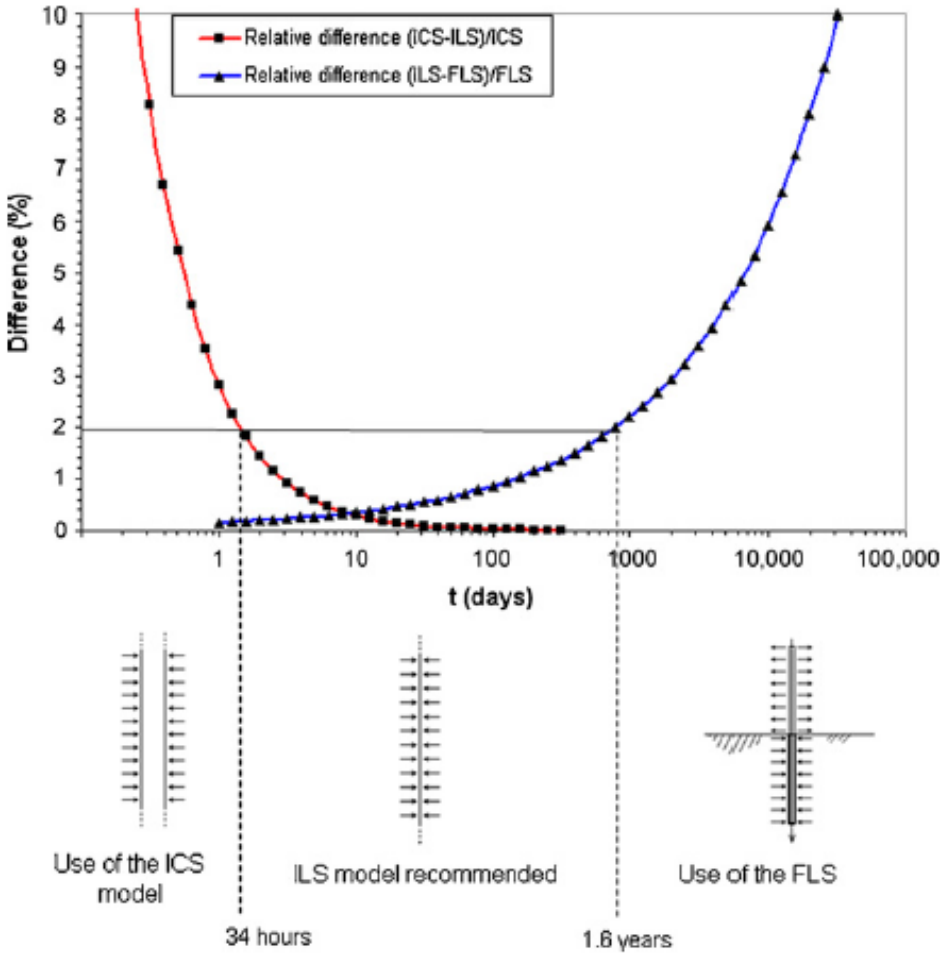


Figura2.23 - Esempio applicativo del "grafico dei range operativi" per un livello di tolleranza del 2% [46]

In Tabella2.5 sono riportati i limiti temporali per ottenere errori relativi, nell'uso della ILS, al massimo del 2,5%, del 5% e del 10 %.

Errore relativo massimo della ILS	Limiti di tempo
2%	34 h < t < 1.6 anni
5%	13 h < t < 18 anni
10%	6 h < t < 86 anni

Tabella2.5 - Errore relativo nell'uso del modello ILS in funzione dell'intervallo temporale [46]

Si può notare che i tempi tipici di osservazione del TRT, che spaziano dalle 6 ore ai 3 giorni circa, rientrano nella fascia che garantisce un errore relativo massimo del 10%: questo giustifica la prassi di scartare i dati ottenuti dalle prime ore di osservazione, basandosi il TRT attualmente sull'implementazione del modello ILS.

2.4.6.4 Confronto tra MILS e ILS

Si confrontano ora i modelli della Sorgente Lineare Infinita (ILS) e della Sorgente Lineare Infinita in Movimento (MILS), che nel caso applicativo degli scambiatori di calore a terreno è rappresentato dal movimento di falda. In particolare di analizzano le curve isoterme e l'influenza della componente avvettiva sullo scambio termico.

Nella Figura 2.24 sono riportate le curve isoterme che si sviluppano attorno alla sorgente infinita, da Diao e al. [17]. Si può osservare come la presenza del fenomeno avvettivo, dovuto all'acqua in movimento, provochi uno "stiramento" delle isoterme rispetto al caso in assenza di falda, che invece è caratterizzato da isoterme circolari centrate nel pozzo. Nel caso di avvezione troviamo invece delle isoterme di forma ellittica decentrate rispetto al pozzo, e la perturbazione di temperatura si estende di più nella direzione del moto dell'acqua a valle del pozzo. Tale fenomeno si amplifica al crescere del tempo (Fo).

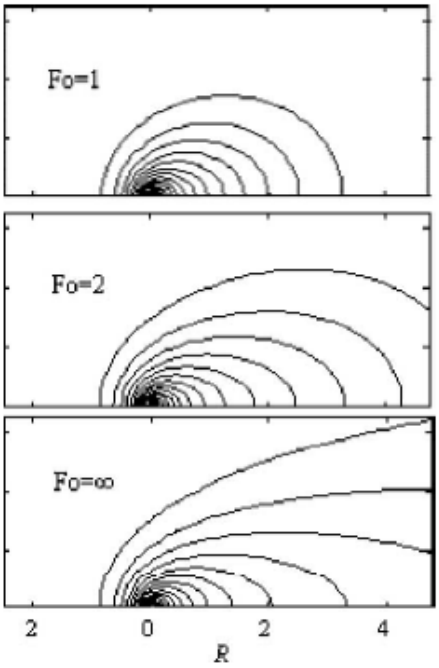


Figura 2.24 - Curve isoterme del modello MILS [17]

Il comportamento delle isoterme appena descritto pone il problema di determinare la temperatura del terreno ad una fissata distanza radiale dal pozzo, poiché essa non è unica. A tale scopo si può determinare la temperatura media su una circonferenza, definendola come una media integrale dell'Eq. 2.51 che risulta:

$$\bar{\Theta}_{MILS}(Pe_x,\tau) = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} \Theta_{MILS}(Pe_x,\varphi,\tau)d\varphi = I_0\left(\frac{Pe_x}{2}\right)\int_0^{Pe_x{}^2/(4\tau)} \frac{1}{2\eta} exp\left[-\frac{1}{\eta} - \frac{Pe_x{}^2\eta}{16}\right] d\eta \qquad \textit{Eq. 2.64}$$

dove $I_0(z)$ è la funzione di Bessel modificata di ordine zero

$$\frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} exp[z\, cos\varphi]\, d\varphi = \sum_{m=0}^{\infty} \frac{z^{2m}}{2^{2m}(m!)^2} = I_0(z) \qquad \textit{Eq. 2.65}$$

Confrontando l'Eq. 2.64 appena ricavata con l'Eq. 2.51, si osserva che il rapporto tra variazione di temperatura ad una certa distanza e la corrispondente variazione media radiale di temperatura è indipendente dal tempo. Si ha inoltre che la variazione di temperatura a valle del pozzo ($\varphi = 0$) è maggiore rispetto alla variazione di temperatura a monte del pozzo ($\varphi = \pi$), come si può

osservare dalla Figura2.25, che rappresenta l'Eq2.66 al variare della coordinata φ fissato il numero di Pèclet $\mathrm{Pe_x}$ (in figura R corrisponde a $\mathrm{Pe_x}$).

$$\frac{\Theta_{MILS}(Pe_x,\varphi,\tau)}{\bar{\Theta}_{MILS}(Pe_x,\tau)} = \frac{exp\left(\frac{Pe_x}{2}cos\varphi\right)}{I_0\left(\frac{Pe_x}{2}\right)} \qquad \textit{Eq. 2.66}$$

Inoltre si può osservare l'influenza del numero di Pèclet $\mathrm{Pe_x}$, che fisicamente indica quanto è importante il fenomeno di avvezione: al diminuire di $\mathrm{Pe_x}$, il rapporto $\Theta(\mathrm{Pe_x},\varphi,\tau)/\bar{\Theta}(\mathrm{Pe_x},\tau)$ diminuirà, fino ad arrivare al valore 1 per $\mathrm{Pe_x}$ = 0, cioè in assenza del moto di falda acquifera. Più precisamente si ottiene che il rapporto $\Theta/\bar{\Theta}$ è compreso tra 0,99 e 1,01 finchè $\mathrm{Pe_x}$ è minore di 0,005. A titolo esemplificativo, ad una distanza radiale pari ad un tipico raggio del pozzo (r_{bh}=0.06m), per un terreno con diffusività termica $\alpha = 5 \cdot 10^{-7}\, m^2/_S$, la condizione $\mathrm{Pe_x}$< 0.005 significa una velocità U < $4{,}2 \cdot 10^{-8}\, m/_S$, cioè una velocità di Darcy u < $2 \cdot 10^{-8}\, m/_S$ (considerando che $u = U\rho c/(\rho_w c_w)$; $\rho c = 2\ MJ/m^3K$; $\rho_w c_w = 4{,}182\ MJ/m^3K$).

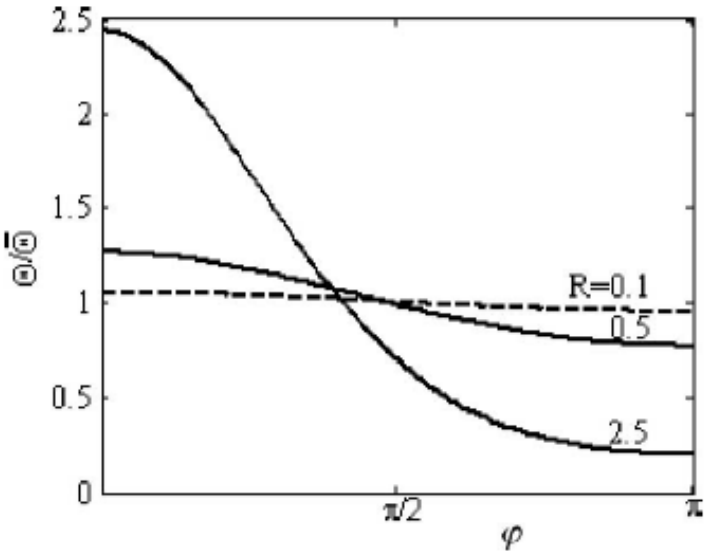


Figura 2.25- Incremento di temperatura su una circonferenza attorno alla sorgente fissato Pe_x (in figura R è Pe_x [17]

Ora ci si chiede, invece, cosa succede al crescere del parametro $\mathrm{Pe_x}$, cioè all'intensificarsi del fenomeno avvettivo, e al crescere del tempo. La Figura 2.26 mostra gli incrementi di temperatura forniti dalle Eq.2.51 e Eq. 2.24 al crescere del numero di Fourier Fo (Fo/R^2) in figura rappresenta il numero di Fourier Fo, per diversi valori di $\mathrm{Pe_x}$.

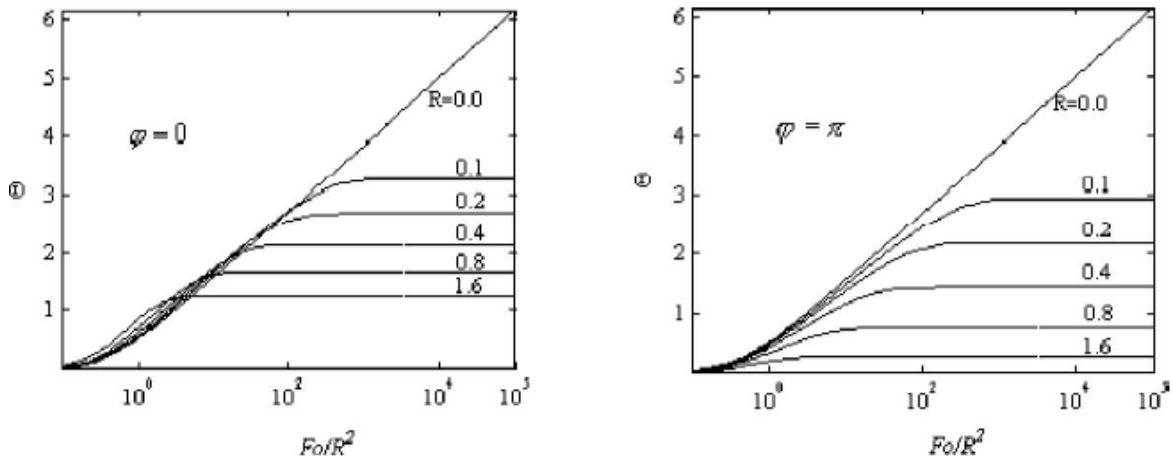


Figura2.26 - Risposta termica di una sorgente lineare infinita con e senza moto avvettivo della falda (Fo/R^2 in figura rappresenta il numero di Fourier Fo) [17]

Dai due grafici in Figura 2.26 è evidente come la risposta termica differisce a seconda che si trovi a monte o a valle della sorgente (lungo la direzione del moto di falda) per $\mathrm{Pe_x}$ circa maggiori di 0,1.

2.4.6.5 Confronto tra MILS e MFLS, FLS e MFLS

Dalla Figura 2.27 si osserva che, a pari distanza radiale dalla sorgente, gli incrementi di temperatura del terreno sono meno importanti per il modello MFLS, in accordo con la possibilità di dissipare il calore anche nella direzione assiale, e quindi meno potenza termica in direzione radiale rispetto al caso di sorgente infinita.

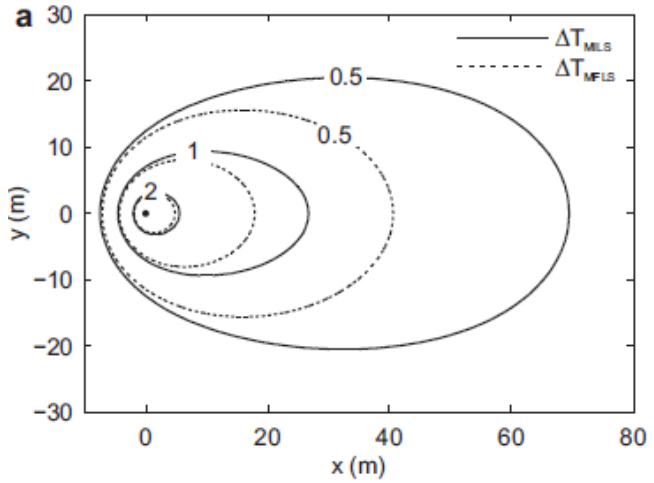


Figura 2.27 - Curve isoterme degli incrementi di temperatura. Le linee tratteggiate rappresentano i risultati ottenuti con il modello MFLS con una sorgente di lunghezza H = 50 m,, mentre le linee continue i risultati tramite il modello MILS. (q = 20W/m; Fo = 0,2; Pe = 8) [48]

Due parametri che influenzano lo scostamento tra i due modelli sono il tempo di osservazione e la lunghezza del pozzo, come si può osservare dai grafici in Figura 2.28 e Eq.2.29, nei quali la temperatura adimensionale per le simulazioni MFLS è valutata ad una profondità pari a metà profondità del pozzo.

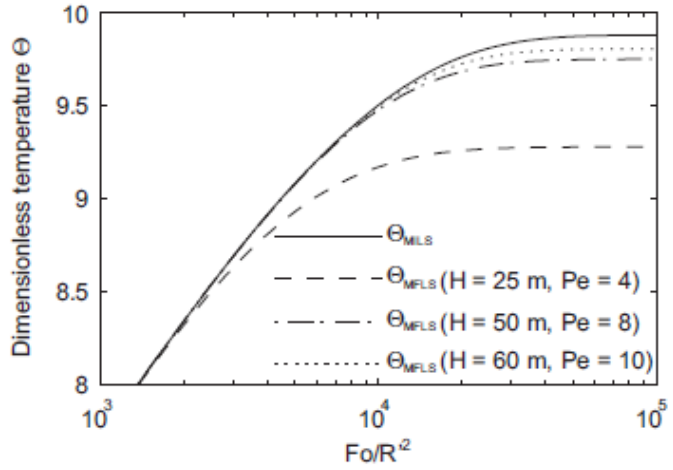


Figura 2.28 - Incremento adimensionale di temperatura in funzione del tempo adimensionale $Fo/_{R'^2} = \propto t/_{(x^2+y^2)} = \propto t/_{r^2} = Fo_x$ *per diverse profondità del pozzo e diversi valori di Peclet (Pe) (* $u = 10^{-7} m/s$*; x = 0,1m; y = 0m). [48]*

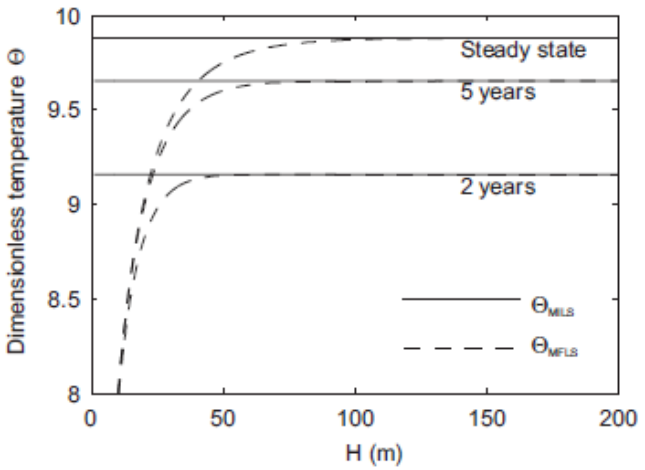


Figura 2.29 - Incremento di temperatura adimensionale (valutati a metà della lunghezza della sorgente) per diverse lunghezze del pozzo ($u = 10^{-7} m/s$; x = 0,1m; y = 0m; Pe=0 per H=0; Pe=33 per H=200) [48]

Osservando la Figura 2.28, si nota che al crescere del tempo adimensionale Fo/R'^2 i due modelli si discostano maggiormente, e tale scostamento è anticipato e accentuato quanto più piccola è la lunghezza della sorgente. Infatti, grazie alla Figura 2.29, si stabilisce che i due modelli si discostano l'uno dall'altro dopo 2 anni per sorgenti profonde 50 m, dopo 5 anni per lunghezze tra 75 e 100 m, e che per condizioni di stazionarietà il modello MILS è valido solo per pozzi più profondi di 100 m (Pe = 16,5).

Per quantificare meglio lo scostamento tra MILS e MFLS e quello tra FLS e MFLS, Molina-Giraldo at al. [48] decidono di confrontare i rapporti di variazione di temperatura, alla medesima distanza radiale dal pozzo, ottenuti da ciascun modello. Poiché nel modello MFLS (così come osservato in precedenza per il modello MILS) l'incremento di temperatura è funzione della coordinata polare angolare, scelgono anche per il modello MFLS un incremento medio radiale di temperatura definito come:

$$\bar{\Theta}_{MFLS}(R', Z, Fo, Pe) = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} \Theta_{MFLS}(R', Z, \varphi, Fo, Pe)d\varphi \qquad \textit{Eq. 2.67}$$

I rapporti $\bar{\Theta}_{MFLS}/\bar{\Theta}_{MILS}$ e $\bar{\Theta}_{MFLS}/\Theta_{FLS}$ sono rappresentati in Figura 2.30 e Figura 2.31 in funzione del numero di Fourier per diversi valori del numero di Pe.

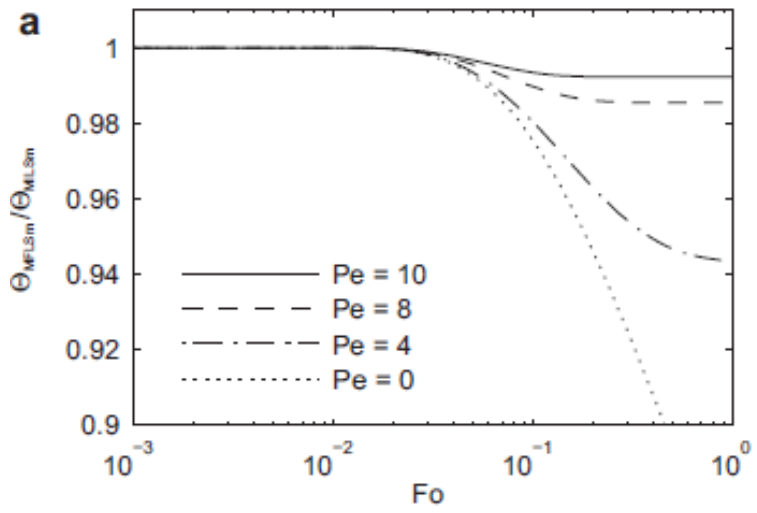


Figura 2.30 - Incremento di temperatura su una circonferenza centrata nella sorgente (r = 0.1m, H = 50m, z = 0.5H m) : rapporto tra i modelli MFLS e MILS [48]

Dal diagramma in Figura 2.30 si evince come il numero di Peclet influenza la rapidità con cui la temperatura si porta ad un regime stazionario, e determina uno scostamento significativo tra i modelli MFLS e MILS quando è inferiore al valore Pe = 10: l'incremento di temperatura dato dalla MFLS sarà sempre minore, poiché parte della potenza termica viene dispersa dalla base della sorgente. Oltre tale valore l'effetto di scambio convettivo lungo la direzione radiale diventa così intenso da rendere trascurabili gli effetti di scambio termico al bordo inferiore, portando ad una sovrapposizione tra MILS e MFLS ($\bar{\Theta}_{MFLS}/\bar{\Theta}_{MILS} > 0.99$).

In Figura 2.31 si può osservare invece il confronto tra MFLS e FLS. Il Pe limite ottenuto da Molina-Giraldo [48] è 1.2: per Pe<1.2 l'effetto di scambio termico convettivo diventa trascurabile rispetto allo scambio conduttivo, infatti ($\bar{\Theta}_{MFLS}/\Theta_{FLS} > 0.99$) al bordo del pozzo (x=0,1m).

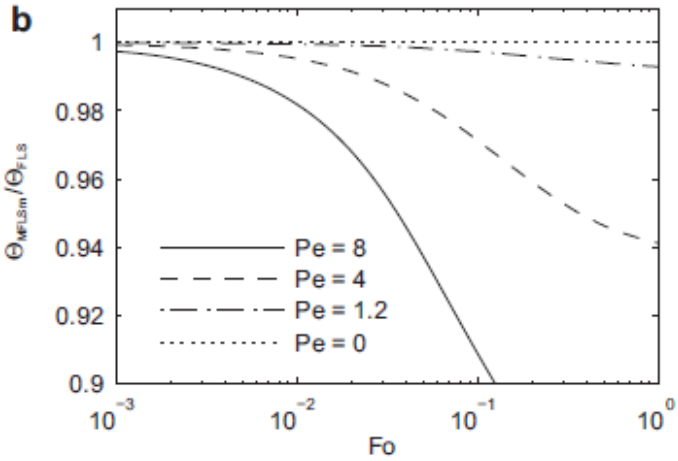


Figura 2.31 - Incremento di temperatura su una circonferenza centrata nella sorgente (r = 0.1m, H = 50m, z = 0.5H m) : rapporto tra i modelli MFLS e FLS [48]

2.5 Le soluzioni numeriche al problema di scambio termico

Per migliorare le capacità predittive del Test di Risposta Termica, possono essere introdotti dei modelli numerici (monodimensionali, bidimensionali e tridimensionali), che procedono ad una stima per tentativi. Cioè, i parametri di interesse, resistenza termica del pozzo e conducibilità termica del terreno, vengono variati di volta in volta cercando di minimizzare la somma dei quadrati degli scarti tra i valori di temperatura misurati sperimentalmente durante il test e quelli simulati dal modello numerico.

Un importante vantaggio di tali modelli è che si possono tenere in considerazioni alcuni aspetti, trascurati nei modelli analitici. Tra questi aspetti ci sono: la presenza di potenza termica e portata di fluido termovettore fluttuanti, una potenza termica non uniforme e variante nel tempo q(t), il movimento della falda acquifera e la differente stratigrafia del terreno. Inoltre, mediante tali modelli è possibile fornire rappresentazioni dettagliate della geometria del pozzo e delle proprietà termiche del fluido, della tubazione e del materiale di riempimento. Considerando tali aspetti positivi e gli svantaggi di un metodo numerico, discussi di seguito, possiamo affermare che l'applicabilità di un metodo numerico non è giustificata se il problema in analisi non è complesso, per cui, in tali circostanze, il metodo ILS è da preferire per la maggiore semplicità. In alcuni lavori, come in [50], è dimostrato che il modello numerico e il modello ILS non si discostano in modo

rilevante, mantenendo una differenza tra l'1 % e il 5 % se problema non presenta criticità rilenvanti (moto di falda, differente straigrafia del terreno, potenza termica varibile, ecc...).

In tali modelli l'equazione differenziale del problema di trasporto del calore è risolta discretizzando l'equazione, cioè portandola in un sottospazio a dimensione finita, mediante un metodo agli elementi finiti, alle differenze finite o ai volumi finiti.

Ad oggi i metodi numerici non risultano essere applicati per l'interpretazione di un TRT, questo per cinque aspetti fondamentali: il primo riguarda il lungo periodo dedicato dal processore a computare la soluzione (si tenga anche in considerazione che, se viene introdotto il campo di moto della falda, i tempi di calcolo aumentano in modo considerevole); un secondo aspetto è legato alla necessità di una complicazione degli hardware di calcolo, all'aumentare della complessità del problema, cioè all'aumentare dei dettagli del pozzo, del materiale di riempimento, della geometria dei tubi, della griglia numerica di integrazione e delle proprietà termofisiche del terreno e del fluido (per esempio modellizzando il terreno mediante strati di sottosuolo differenti); il terzo aspetto è strettamente connesso ai primi due ed è il costo economico associato all'hardware, poiché, per mantenere elevate performance computazionali, si ha necessità di RAM e CPU più performanti, che hanno inevitabilmente costi maggiori; il quarto aspetto è nella necessità di dover istruire personale operativo alla comprensione del metodo per poter applicare in campo; il quinto aspetto è il rischio di costruire un modello che non rappresenti la realtà del geoscambiatore visto il grande numero di parametri di input coinvolti, cioè è possibile che una combinazione di parametri generi la medesima soluzione di un'altra combinazione, portando così ad un'errata interpretazione del Test di Risposta Termica.

Per tutte le ragioni appena discusse in questo lavoro di tesi si è preferito utilizzare i modelli analitici per il dimensionamento dell'apparato di prova sperimentale, come verrà descritto nel Capitolo 3.

Capitolo 3

Progettazione di un apparato per l'esecuzione di TRT in laboratorio (SandBox)

Nel presente capitolo sono descritti i motivi che hanno portato alla realizzazione dell'apparato sperimentale di prova per l'esecuzione di un TRT in laboratorio (SandBox) in presenza di moto di falda, oltre che gli obiettivi del progetto e del presente lavoro di tesi. Si analizza lo stato dell'arte dei principali apparati sperimentali di laboratorio per lo svolgimento di un TRT, approfondendo poi in particolare le modalità di misura della conducibilità termica del mezzo da parte degli autori degli apparati. Si riportano i codici Matlab della soluzione all'equazione di trasporto termico in presenza di moto di falda, utilizzati per il dimensionamento della vasca di contenimento della sabbia. Successivamente si descrive il progetto del geoscambiatore di calore, del circuito idraulico e del sistema di misura. Infine, si fornisce una panoramica delle tecniche di letteratura per il riempimento delle vasche per rappresentare il mezzo poroso (terreno).

3.1 Introduzione

Il presente lavoro di ricerca, finanziato dal Fondo di Ateneo per la Ricerca di Base (FARB) in dotazione al Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano, nasce in risposta alle problematiche che sorgono nell'esecuzione del TRT in presenza di moto di falda, illustrate nel paragrafo 2.3. Scopo ultimo della ricerca consiste nell'ottenere un metodo, sia esso una procedura interamente nuova, oppure una modifica migliorativa della procedura del TRT attualmente in uso, per determinare i valori di conducibilità termica del terreno e di resistenza del pozzo, ma anche di velocità di Darcy, parametri necessari al fine del dimensionamento del campo di geoscambiatori accoppiati alle pompe di calore.

L'idea è di basare lo studio su un modello fisico in scala di geoscambiatore immerso in un terreno poroso e permeato da acqua, per cui un apparato realizzabile in laboratorio, dove è possibile controllare e parametrizzare le condizioni del terreno e della falda, a differenza di quanto avviene durante l'esecuzione di un TRT in campo. L'apparato sperimentale infatti permette di trasformare le incognite del problema (conducibilità termica del terreno λ e velocità di Darcy u) in variabili controllate. Infatti è possibile riempire omogeneamente la scatola di contenimento del mezzo e dello scambiatore, di seguito denominata SandBox, con un materiale sciolto tipo sabbia, argilla o ghiaia, del quale si possa misurare la conducibilità termica attraverso altri apparati o tecniche dedicati (ad esempio con la tecnica termoflussimetrica in regime stazionario). D'altro canto tramite la realizzazione di un impianto idraulico è possibile regolare la velocità di Darcy e misurarne il valore in termini di portata circolante nel circuito idraulico stesso. In questo modo è possibile eventualmente riprodurre anche una stratigrafia articolata di terreno e sperimentare diversi valori di velocità di Darcy, osservandone l'influenza sulla propagazione del calore dal pozzo al terreno, grazie alle rilevazioni locali di temperatura effettuate in diverse posizioni significative del mezzo poroso e direttamente al bordo del pozzo di geoscambio, mentre in campo normalmente viene misurata unicamente la temperatura di ingresso ed uscita del fluido circolante nello scambiatore. Grazie a tale strumentazione si può studiare anche l'influenza del moto di falda in termini di allungamento delle curve di livello della temperatura in direzione della falda stessa. Inoltre, in laboratorio è possibile eseguire test interrotti appositamente, per poter studiare gli effetti di un'interruzione accidentale. Infine, in campo è difficile controllare con precisione il posizionamento del tubo ad U nel pozzo, cosa che in laboratorio risulta possibile.

Lo scopo del presente lavoro di tesi è quello di progettare e dimensionare i componenti fondamentali dell'apparato di prova (SandBox):

- il primo passo è consistito nel dimensionamento geometrico dello scambiatore e della vasca contenitiva, sulla base di un'analisi del fenomeno di propagazione del calore effettuata ricorrendo ad alcune soluzioni analitiche per sorgenti lineari descritte nel precedente Capitolo 2, e prendendo allo stesso tempo in considerazione limiti di carattere pratico legati alla drastica riduzione di scala geometrica;
- in un secondo momento ci si è occupati di come riprodurre il moto naturale di falda, progettando l'impianto idraulico ed il relativo accoppiamento alla vasca;
- infine si è progettato il sistema di acquisizione, relativamente ai sensori di temperatura e di portata: si è stabilito il posizionamento dei sensori di temperatura, si è selezionata la strumentazione adatta al rilevamento delle variabili di controllo e controllate specifiche di questo problema, ed il relativo sistema di acquisizione.

Al termine della progettazione, si è proceduto alla caratterizzazione, in termini di proprietà fisiche (densità e porosità), del mezzo di riempimento scelto per le prime prove e alla realizzazione della vasca. Gli esiti di queste verifiche saranno descritti nel Capitolo 4.

3.2 Stato dell'arte degli apparati del TRT in laboratorio

Descriviamo di seguito gli apparati sperimentali riportati in letteratura per l'esecuzione di un Test di Risposta Termica in laboratorio. Da alcune considerazioni sulle scale geometriche, sulle scale temporali e sulla simulazione del moto di falda, oltre che sulle procedure di costruzione e realizzazione degli apparati, descritti di seguito, si sono ricavate informazioni importanti per il dimensionamento sia della vasca di contenimento della sabbia, che del geoscambiatore, che del circuito idraulico connesso alla SandBox.

Beier et al. [51] costruiscono un apparato di prova, qui denominato ''grande sandbox'', allo scopo di validare i modelli analitici di un pozzo geotermico e di comprendere la bontà dei risultati di un Test di Risposta Termica in situ. Per far ciò, vengono eseguiti due test dai cui risultati è ricavata la conducibilità termica del terreno. Il primo set di dati di temperature è generato mediante un test in cui la potenza termica rimane circa costante, modalità di svolgimento corretta di un TRT in situ;

il secondo set di dati è generato mediante un test interrotto che simula un'improvvisa ed accidentale interruzione di potenza termica.

La ''grande sandbox'' presenta una sezione verticale quadrata di dimensioni 1,8 x 1,8 m ed una lunghezza di 18 m (Figura 3.1). La vasca è costituita da un telaio in legno.

La temperatura del laboratorio, soggetta a fluttuazioni giornaliere naturali, potrebbe compromettere il test poiché il mezzo poroso è suscettibile a tali variazioni, seppur la quantità di sabbia sia molto grande e la massa termica rilevante. Per evitare l'interferenza è posizionata una grande scatola di legno che circonda la vasca, ad esclusione delle estremità, per formare uno ''strato di guardia'' ed ottenere una temperatura costante che rappresenti la temperatura del terreno indisturbato. In tale spazio di guardia è fatta circolare aria a temperatura controllata mediante pompe di calore. Le estremità della scatola sono invece isolate termicamente.

Figura 3.1 - Telaio di legno della sandbox (a sinistra); Telaio di legno con sabbia senza coperchio (a destra) [51]

Il pozzo geotermico è rappresentato da un tubo in alluminio della lunghezza di 18,3 m. In Tabella 3.1 sono riportati i parametri più importanti dell'apparato. Il tubo a U in cui scorre acqua è posizionato mediante distanziatori per garantire lo stesso distacco tra i rami della U e il bordo del pozzo, ed è fatto di polietilene ad alta densità (HDPE) con diametro nominale di 1'' (SDR 11). Il diametro esterno della tubazione è di 3,340 cm, e il diametro interno è di 2,733 cm. Lo spazio tra i tubi e la parete del pozzo è riempito tramite una malta di bentonite (20% solidi) mescolata con acqua, la cui conducibilità termica è pari a 0,73 W/(m.K) con un'incertezza di misura di ± 5 %, determinata tramite una sonda termica non stazionaria. Viene eseguita anche una misura della conducibilità termica della sabbia in modo indipendente dal test, con un metodo descritto

maggiormente nel successivo paragrafo 3.2, così da avere un parametro di confronto dei dati successivamente prodotti. Tale valore è pari a 2,82 W/(m.K) con incertezza pari a $\pm$ 5 %.

Parametro	Descrizione	Valore
Diametro del pozzo (tubo in alluminio)	Diametro interno del tubo in alluminio	12,6 cm
Spessore del tubo	Spessore della parete del tubo in alluminio	0,2 cm
Lunghezza del tubo U	SDR 11	18,3 m
Diametro esterno tubo U	SDR 11	3,340 cm
Diametro interno tubo U	SDR 11	2,733 cm
Distanza tra i centri del tubo	Centri tra rami a U	5,3 cm
Conduttività termica del tubo	HDPE	0,39 W/(m.K)
Conducibilità termica del terreno	Sabbia bagnata	2,82 W/(m.K)
Conducibilità termica del riempimento	Bentonite; 20% solidi	0,73 W/(m.K)
Portata media di acqua	Acqua	0,197 l/s
Potenza media in ingresso	Resistenza elettrica	1056 W
Flusso termico medio	Potenza termica per unità di lunghezza	57,7 W/m

Tabella 3.1- Parametri della sandbox [51] per test con flusso termico costante

Vengono posizionati 22 termistori all'interno della sandbox per registrare le temperature al bordo del pozzo, a varie distanze nella sabbia, tutti e 22 disposti su un piano orizzontale centrale rispetto al pozzo, e posizionati solo nella porzione di scatola che vede il ramo di entrata del tubo a U. La frequenza di campionamento scelta è di un campionamento al minuto e l'incertezza di misura pari a $\pm$ 0,03 °C.

Come già detto, il primo set di dati di conducibilità termica del terreno sono generati mediante un test a potenza termica costante. Beier et al. [51] eseguono tale test per una durata complessiva di 52 ore, e iniziano la procedura del TRT con una temperatura della sandbox costante. Mentre l'acqua inizia a circolare nei tubi, i dissipatori sono azionati allo scopo di mantenere costante il flusso termico.

I dati di temperatura registrati vengono interpretati con il modello analitico della Infinite Line Source (descritto nel paragrafo 2.4.1). Il valore di conducibilità termica stimato con tale modello è pari a 2,91 W/(m.K), quindi in buon accordo con il valore ricavato dalla misura con altra tecnica, e la resistenza termica del pozzo stimata è pari a 0,164 (m.K)/W.

Si deve considerare che Beier et al. [51] scelgono di scalare geometricamente la lunghezza del pozzo. Infatti, considerando una lunghezza di riferimento H = 100 m, rappresentativa di un pozzo

geotermico, si ha un fattore di scala L_H pari a 5, a cui corrisponde una lunghezza del pozzo pari a circa 1:5 della lunghezza tipica. Al contrario il raggio del pozzo non è scalato, cioè gli autori scelgono di costruire un apparato di prova di laboratorio che rispecchi la dimensione geometrica radiale del pozzo in scala reale. Si riportano le equazioni utilizzate per il calcolo dei fattori di scala geometrici, L_H e Lr:

$$L_H = \frac{H}{\bar{H}} = \frac{100}{18{,}3} \approx 5 \qquad \textit{Eq.3.1}$$

$$L_r = \frac{r_{bh}}{\bar{r}_{bh}} \approx 1 \qquad \textit{Eq. 3.2}$$

Si introduce anche un fattore di forma, cioè un fattore che indica quanto sia tozzo o snello lo scambiatore. A tal fine si definisce il fattore FF (Fattore di Forma) pari al rapporto tra la profondità del pozzo geotermico e il raggio dello stesso. Se si sceglie uno scambiatore di calore, rappresentativo delle dimensioni medie dei geoscambiatori istallati in campo, con dimensioni H = 100 m e r_{bh} = 6 cm, si ha:

$$FF = \frac{H}{r_{bh}} = \frac{100}{0{,}06} \approx 1666 \qquad \textit{Eq. 3.3}$$

Nel caso di laboratorio si definisce lo stesso parametro, indicato ora con $\widetilde{\mathrm{FF}}$, pari al rapporto tra la lunghezza e il raggio dello scambiatore usati in laboratorio. Nel caso dell'apparato analizzato esso è pari a:

$$\widetilde{\mathrm{FF}} = \frac{\bar{\mathrm{H}}}{\bar{\mathrm{r}}_{\mathrm{bh}}} = \frac{18{,}3}{0{,}065} \approx 280 \qquad \textit{Eq. 3.4}$$

Un'altra considerazione importate è inerente al tempo di esecuzione del test, che secondo la Norma Uni 11466 [1] dovrebbe essere pari a 72 ore, mentre Beier et al. eseguono i test per una durata di 52 ore. Possiamo concludere che anche i tempi di esecuzione non siano stati scalati, infatti gli ordini di grandezza tra i tempi suggeriti dalla Norma e i tempi adottati da Beier et al. sono i medesimi. Infine, poniamo l'attenzione alla potenza termica per unità di lunghezza erogata durante gli esperimenti, pari a 57,7 W/m in conformità con quanto è generalmente eseguito in campo.

Cory A. Kramer et al. [52] costruiscono un apparato di prova in laboratorio, che riproduce in scala un palo energetico all'interno del terreno. Anche se la tipologia di scambiatore studiata è diversa dal semplice geoscambiatore ad U che si considererà nel nostro caso, la sandbox realizzata da tali autori potrà essere di ispirazione per noi.

Gli autori scelgono un palo di fondazione in calcestruzzo (100 mm di diametro e 1,38 m di lunghezza) accoppiato ad un geoscambiatore ad U in PVC (diametro esterno 15,8 mm e diametro interno 12,4 mm), nel quale circola come fluido termovettore una miscela 1:1 di acqua distillata e glicole etilenico. Ciascun ramo del tubo ad U si trova a 23 mm di distanza dal centro del palo. Il geoscambiatore è connesso ad una vasca a temperatura controllata contenente il fluido termovettore, che garantisce di mantenere una temperatura costante all'ingresso del tubo ad U.

Il palo energetico così costruito è stato installato in una vasca di acciaio (Figura 3.2) con una base quadrata di lato 1,83 m, la cui altezza è divisa tra due porzioni di scatola: la parte bassa alta 1,22 m mentre la parte alta di altezza 0,91 m. Le due parti combaciano perfettamente e possono essere imbullonate tra di loro, ed in questo modo la parte inferiore è più facilmente accessibile durante le fasi di preparazione e allestimento della strumentazione.

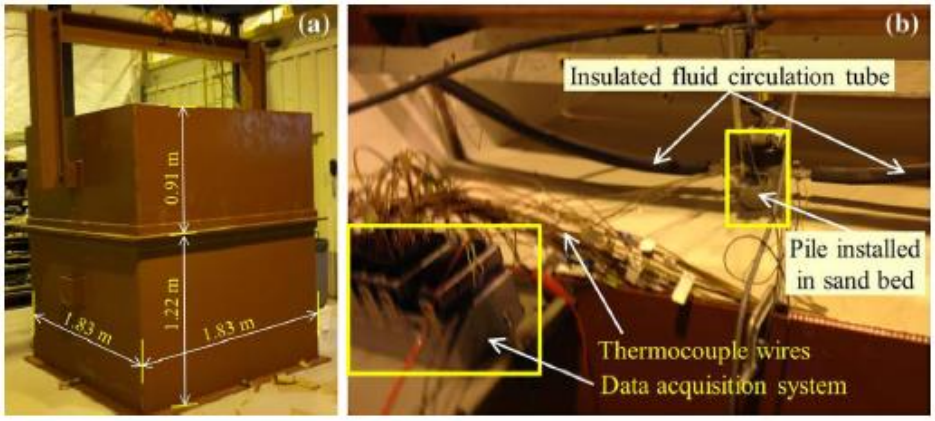


Figura 3.2 - sandbox a destra, vista del setup di test assemblato a sinistra [52]

La durata del test deve essere tale permettere di mantenere le condizioni al bordo della sandbox indisturbate, in accordo con la geometria e le dimensioni scelte. In questo caso specifico il test può essere svolto per 7 ore consecutive prima che la perturbazione della sorgente raggiunga i bordi.

Kramer et al. utilizzano sabbia di Ottawa (standard F50) per la ricerca, essendo spesso adottata come sabbia da test in laboratorio (diametro medio 0,25 mm e coefficiente di uniformità 1,8).

Il letto di sabbia è ottenuto grazie alla "pluviation techinque", tramite un sistema (0,76 m x 0,76 m) creato appositamente per far piovere la sabbia. La descrizione di tale sistema e del suo utilizzo

viene rimandata al paragrafo 3.9, dove si tratta per esteso il problema di ottenere un riempimento il più omogeneo possibile.

Considerando le dimensioni geometriche appena descritte, si possono identificare i fattori di scala utilizzati da Cory A. Kramer et al. [52]. Facendo riferimento ad un palo di fondazione usato come geoscambiatore di lunghezza H = 50 m e di raggio $20\ cm$ in cui è istallato un tubo ad U di raggio pari a $r = 15$ mm, si ricavano i fattori di scala L_H e L_r. Quest'ultimo fattore, nel caso specifico, è calcolato considerando la dimensione del raggio del tubo della U e non del pozzo, poiché direttamente installati nel palo di fondazione.

$$L_H = \frac{H}{\bar{H}} = \frac{50}{1{,}38} \approx 36 \qquad \textit{Eq. 3.5}$$

$$L_r = \frac{r}{\bar{r}} = \frac{15}{7{,}9} \approx 2 \qquad \textit{Eq. 3.6}$$

Possiamo constatare che lo scambiatore di calore a terreno riprodotto in tale apparato è stato scalato per la sua lunghezza di 36 volte, mentre per la sua dimensione radiale di 2 volte.

Il fattore di forma risulta essere pari a:

$$\widetilde{FF} = \frac{\bar{H}}{\bar{r}} = \frac{1{,}38}{0{,}0079} \approx 175 \qquad \textit{Eq. 3.7}$$

da confrontarsi con il fattore di forma in campo pari a 1666. Il test eseguito dagli autori ha una durata di 7 giorni. Durante i primi 4 giorni viene iniettata potenza termica nel palo di fondazione, mentre negli ultimi 3 giorni viene estratta potenza termica. Questo test, quindi, permette di simulare la prestazione di un scambiatore per pali di fondazione durante la stagione invernale ed estiva. Considerando i tempi di esecuzione del test, si può concludere che i tempi di esecuzione in modalità solo riscaldamento o solo raffrescamento non sono scalati, per cui il fattore di scala temporale L_t è unitario.

Per quanto riguarda il sistema di misura, si monitora la temperatura in diverse posizioni per caratterizzare e quantificare la prestazione del palo energetico, installando termocoppie di tipo T (composte da una coppia di cavi: uno in rame l'altro in costantana) caratterizzate da un intervallo di temperatura misurabile tra -200 e 350°C, e da una accuratezza di ±0,5°C. Il giunto freddo di ciascuna termocoppia è collegato al sistema di acquisizione dati (DAQ) per misurare la differenza di potenziale che è successivamente correlato alla temperatura dell'estremità calda.

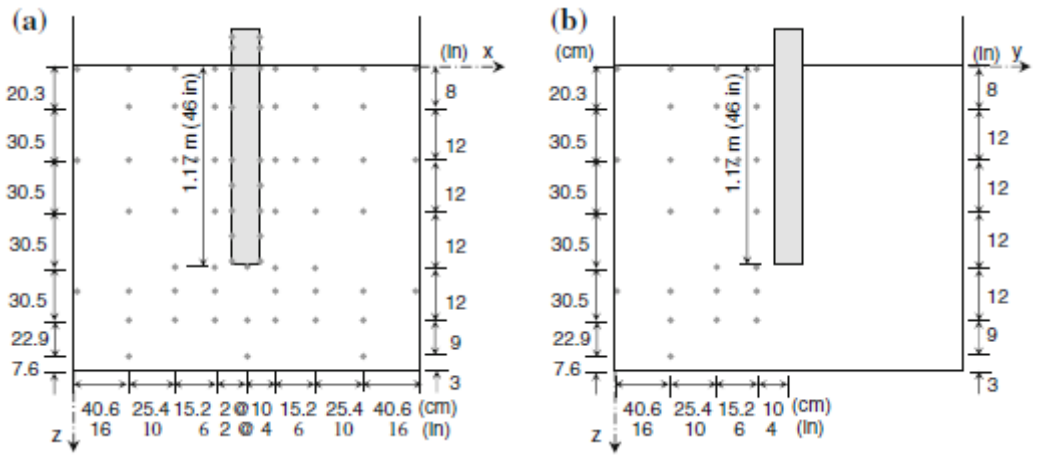


Figura 3.3 - Posizione dei sensori: piano XZ a destra, piano YZ a sinistra [52]

In totale vengono installate 94 termocoppie: nella sandbox, sulla superficie del palo di fondazione, all'interno del tubo di circolazione e sui bordi della scatola (Figura 3.3). I punti di misura nel mezzo giacciono in un piano passante attraverso il palo e il tubo dello scambiatore (piano XZ), o in un piano ad esso perpendicolare (piano YZ). Le termocoppie sono posizionate anche lungo la superficie del palo in 17 punti: 8 termocoppie lungo ciascun lato del palo nel piano XZ, ed una termocoppia sotto la base. 2 termocoppie sono posizionate nel punto di ingresso e di uscita del fluido termovettore nel tubo di circolazione, in modo da quantificare la potenza termica netta emessa. 6 termocoppie sono posto al bordo della scatola e altre 8 appena al di sotto del letto di sabbia.

Le termocoppie sono collegate ad un totale di sei moduli di acquisizione (NI 9213), ciascuno dei quali alloggia in uno chassis (NI cDAQ 9178). Considerando la durata della prova (4 – 7 giorni), i dati vengono acquisiti a 2 campionamenti al minuto per canale per mantenere la dimensione dei file di output gestibile.

Katsura et al. [53] realizzano un apparato sperimentale (Figura 3.4) simile ai precedenti, che simula uno scambiatore ad U. Rispetto agli apparati in [51] e [52] nei quali il mezzo è puramente conduttivo, questo apparato prevede l'aggiunta di moto di falda acquifera.

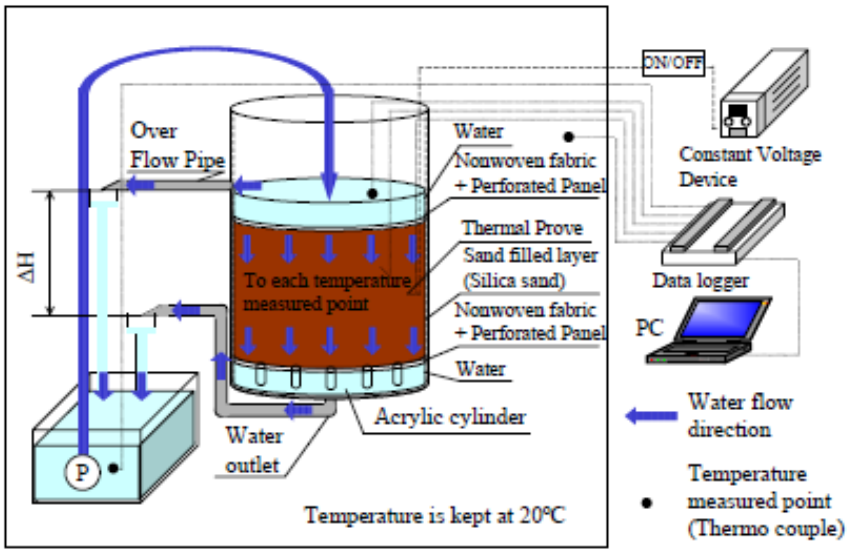


Figura 3.4 - Rappresentazione dell'apparato sperimentale [53]

Le viste in sezione della sandbox contenente la sabbia sono rappresentate in Figura 3.5. Questa vasca di forma cilindrica è costituita di materiale acrilico di diametro interno 300 mm. Lo strato riempito di sabbia, e gli strati di acqua (sopra e sotto allo strato di sabbia), sono separati da uno strato di tessuto non tessuto e pannelli acrilici preforati. La sandbox è riempita di sabbia silicea, con diametro medio dei grani di 0,2 mm, per una altezza di 200 mm. L'acqua è fornita dalla parte alta del cilindro, mantenendo il salto ΔH^*(mostrato in Figura 3.4,) costante, in modo da avere una portata volumetrica costante attraverso la sezione circolare della sandbox. Tramite la portata volumetrica è possibile risalire alla velocità di Darcy. In tale apparato vengono raggiunte velocità di Darcy nell'intervallo compreso tra 8,39 $\cdot 10^{-6}$ m/s e 6,22 $\cdot 10^{-5}$ m/s.

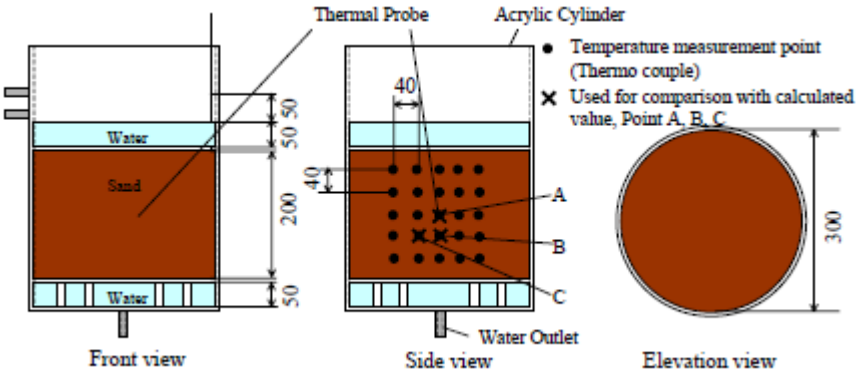


Figura 3.5 - Sezioni della sandbox [53]

Una resistenza elettrica lineare simula il geoscambiatore. E' alimentata con una tensione costante e genera una potenza termica costante. Essa è inserita in un tubo di acciaio inossidabile, di diametro esterno pari a 3,2 mm e di lunghezza pari a 200 mm. Al centro del tubo è posizionato un sensore di temperatura Pt 100. In Figura 3.6. è riportata la schematizzazione del sistema utilizzato per simulare il geoscambiatore di calore a terreno. La scelta della posizione del sensore nel centro del tubo è dettata dal fatto che, come già analizzato nel Capitolo 2, in mezzeria il modello della sorgente cilindrica e della sorgente lineare danno valori di conducibilità termica del terreno confrontabili.

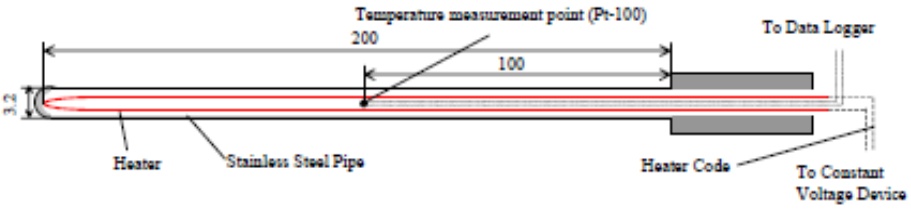


Figura 3.6 - Descrizione del geoscambiatore in scala [53]

Le temperature nello strato di sabbia vengono misurate con 25 termocoppie posizionate secondo la distribuzione in Figura 3.5, e l'intero apparato di prova è allestito all'interno di una camera mantenuta a temperatura costante. Tale scelta è dettata dal fatto che si vuole mantenere costante la temperatura ai bordi del cilindro di contenimento della sabbia, dal momento che in campo il terreno presenta una temperatura costante ad una distanza sufficientemente lontana dal pozzo geotermico.

Katsura et al. [53] utilizzano l'apparato di prova per ottenere sperimentalmente un valore di conducibilità termica "globale" (che tiene conto del fenomeno avvettivo), tramite i gradienti di temperatura misurati, ed in un secondo momento confrontano il modello analitico fornito da Diao et al. [17] con i risultati ottenuti sperimentalmente. Infine gli autori propongono un metodo per stimare la velocità dell'acqua di falda applicando la teoria della Moving Line Source (per la quale si rimanda al precedente paragrafo 2.6.4).

Sono sperimentati 6 casi in cui si varia la velocità di falda e si mantiene la potenza dissipata per unità di lunghezza costante pari a 6,6 W/m. In Tabella 3.2 si riportano i valori della velocità di Darcy, e la portata ad essa associata, che è stata sperimentata nei 6 casi.

	1	2	3	4	5	6
Portata di acqua (ml/min)	0	36	51	112	186	264
Velocità di Darcy (m/s)	0	$8{,}39 \cdot 10^{-6}$	$1{,}20 \cdot 10^{-5}$	$2{,}64 \cdot 10^{-5}$	$4{,}39 \cdot 10^{-5}$	$6{,}22 \cdot 10^{-5}$

Tabella 3.2 - Portata di acqua e velocità di Darcy sperimentata in [53]

Katsura et al. [53] ricavano la conducibilità termica effettiva della sabbia satura, secondo la procedura descritta nel dettaglio nel successivo paragrafo 3.3, per il caso in assenza di moto di falda (u=0) ottenendo un valore di 1,85 W/(m·K). La capacità termica della sabbia di 2869 $kJ/m^3/K$ è stimata partendo dalle proprietà della sabbia: densità di 2533 kg/m^3, porosità (36,7%), e calore specifico pari a 0,84 kJ/(kg·K).

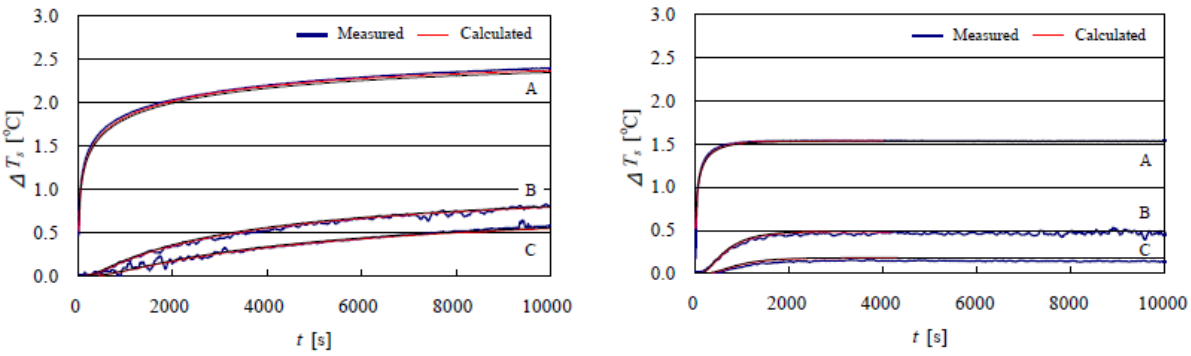


Figura 3.7 - Confronto tra risposte termiche nei punti A-C (CASE2) (grafico a destra); confronto tra risposte termiche nei punti A-C (CASE5) (grafico a sinistra) [53]

La Figura 3.7 mostra i confronti tra le risposte termiche misurate e calcolate secondo la MILS nei punti A e C di Figura 3.5 nei casi denominati CASE2 ($u = 8{,}39.10^{-6}\ m/s$, portata $Q = 36\ ml/min$) e CASE5 ($u = 4{,}39.10^{-5}\ m/s$, portata $Q = 186\ ml/min$). Dai grafici si osserva una buona corrispondenza tra misure e modello.

E' possibile, come effettuato per gli apparati analizzati prima, calcolare le scale geometriche utilizzate dagli autori. Facendo riferimento, come al solito, ad un pozzo di lunghezza H = 100 m e di diametro pari a 12 cm, si calcolano i fattori di scala di lunghezza L_H e di dimensione radiale Lr:

$$L_H = \frac{H}{\bar{H}} = \frac{100}{0{,}2} \approx 500 \qquad \textit{Eq. 3.8}$$

$$L_r = \frac{r_{bh}}{\bar{r}_{bh}} = \frac{6}{0{,}16} \approx 50 \qquad \textit{Eq. 3.9}$$

I fattori di scala risultano essere pari a 500 volte per la profondità e 50 volte per il raggio del pozzo, questo a indicare che gli autori hanno realizzato una miniaturizzazione del geoscambiatore molto spinta ed in modo differente per la lunghezza e per il raggio.

Il fattore di forma, calcolato come nei casi precedenti, è pari a:

$$\widetilde{FF} = \frac{\bar{H}}{\bar{r}_{bh}} = \frac{0{,}2}{0{,}0016} = 125 \qquad \textit{Eq. 3.10}$$

da confrontarsi con il fattore di forma in campo pari a 1666. I test eseguiti hanno una durata pari a 10000 secondi, cioè 2,8 ore, per cui, se si introduce un fattore di scala pari al rapporto tra il tempo di esecuzione medio di un TRT in situ e tale tempo di esecuzione in laboratorio, è possibile identificare una similitudine temporale. Assunto il tempo medio per un TRT in situ pari a 72 ore, il fattore di scala temporale L_t è pari a:

$$L_t = \frac{t\prime}{t} = \frac{72}{2{,}8} \approx 25 \qquad \textit{Eq. 3.11}$$

Da tale valore si può concludere che il test in laboratorio è eseguito per un tempo pari ad 1/4 del tempo medio di esecuzione del TRT classico.

In Tabella 3.3 si riportano a confronto le caratteristiche dei tre apparati analizzati al fine di trarre delle informazioni utili al dimensionamento dell'apparato di prova da installare presso il Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano, oggetto della presente tesi. Nel paragrafo 3.4 si delinea il confronto per ciascuna caratteristica in Tabella 3.3 con la SandBox che si è progettata.

Apparato	[51]	[52]	[53]
Geometria e materiale vasca	Parallelepipedo di legno	Parallelepipedo in acciaio	Cilindro di plexiglass
Tipologia geoscambiatore	Singola U; tubazione in cui scorre acqua	Singola U in palo energetico, tubazione con acqua e alcool etilenico (1:1)	Singola U, con cavo elettrico dissipante (resistenza elettrica)
Fattore di scala geometrica L_H	5	36	500
Fattore di scala geometrica L_r	1	2	50
Fattore di scala temporale Lt	1	1	25
Fattore di forma geoscambiatore $\widetilde{FF}$	280	175	125
Moto di falda	no	no	Si, velocità di Darcy $8{,}39 \cdot 10^{-6}$ m/s - $6{,}22 \cdot 10^{-5}$ m/s
Materiale di riempimento	Malta bentonica	Nessuno	Nessuno
Sensori termici	22 Termistori; frequenza di campionamento 1/min	94 Termocoppie; frequenza di campionamento 2 /min	25 Termocoppie
Potenza termica dissipata	57,7 W/m	Non disponibile	6,6 W/m
Sistema di controllo di climatizzazione dell'apparato	Strato di guardia attorno allla vasca con circolazione di aria a temperatura controllata	Nessun sistema di controllo di climatizzazione	Laboratorio in condizioni di temperatura costanti

Tabella 3.3 - Caratteristiche degli apparati [51], [52] e [53].

3.3 Misura della conducibilità termica della sabbia

Ognuno degli autori degli apparati tipo sandbox per la misura di prestazioni di geoscambiatori discussi nel paragrafo 3.2 presenta un metodo per calcolare o misurare la conducibilità termica del campione di terreno. In questo paragrafo vengono riportati.

Beier et al. [51] determinano la conducibilità termica del terreno mediante una sonda di temperatura non stazionaria. Tale strumento (Non-Steady-State thermal Probe NSSP) è composto da un filo scaldante, rappresentativo di una sorgente termica lineare, e da un sensore di temperatura capace di misurare la temperatura di questa sorgente. Lo strumento è inserito nel campione di cui si vuole determinare la conducibilità. Dopo un transitorio iniziale, la variazione di temperatura è funzione unicamente di λ, e della potenza termica dissipata q:

$$\Delta T = \frac{q}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot (ln\, t + B) \qquad \textit{Eq. 3.12}$$

con ΔT in K, q in W/m, λ in W/(m.K), t in s e B è una costante. Misurando la potenza dell'elemento scaldante, e tracciando l'andamento della temperatura nel tempo, si può ricavare λ: sostanzialmente viene eseguito un TRT secondo il modello interpretativo della ILS.

Tale metodologia è descritta da ASTM (American Society for Testing and Materials) e da IEEE (Institute of Electrical and Electronics Engineers) negli standards ASTM D5334-14 e D593097 e IEEE Std 442-1981 ''Standard Test Methods''.

L'apparato di Kramer [52] viene riempito di sabbia in diverse fasi, intervallate dall'impiego di un vibratore, in modo da ottenere la densità desiderata (cioè pari a quella dell'apparato che simula il geoscambiatore). Prima del riempimento con sabbia, viene posto al centro del contenitore un tubo in PVC all'interno del quale circola il fluido termovettore (diametro esterno 15,8 mm e interno 12,4). Il bordo superiore e inferiore dell'apparato sono isolati in modo da garantire uno scambio termico puramente radiale, e 9 termocoppie sono disposte come in Figura 3.8.

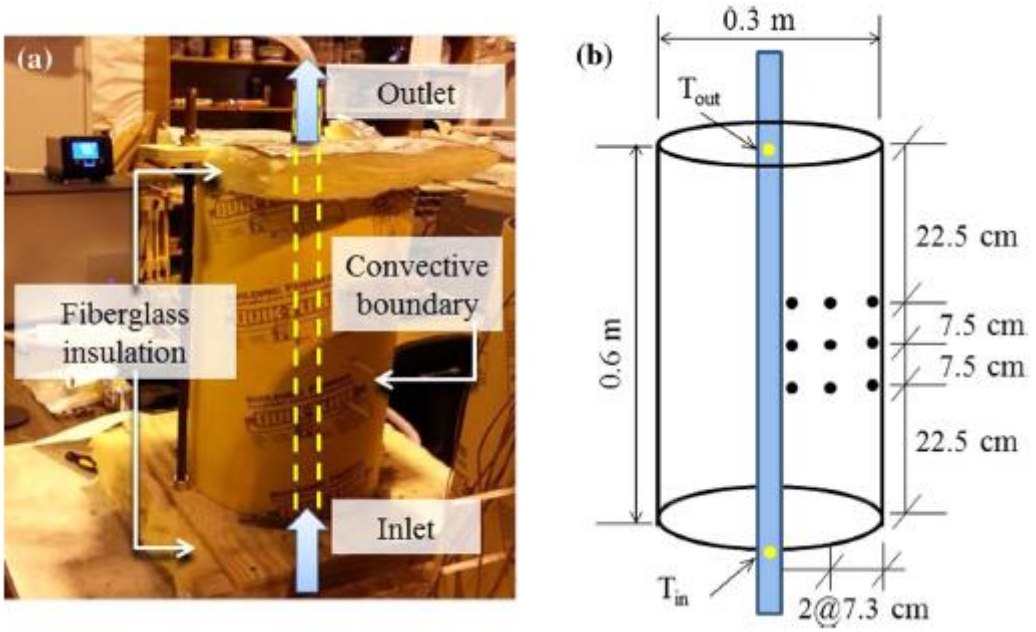


Figura 3.8 - Apparato di prova per misurare la conducibilità termica della sabbia e del riempimento. A destra è mostrato anche il posizionamento delle 9 termocoppie. [52]

La temperatura d'ingresso del fluido è mantenuta costante, mentre quella in uscita viene rilevata durante il test. I dati di temperatura raccolti sono poi utilizzati per ricavare la conducibilità in due modi diversi: applicando la legge di Fourier, e utilizzando il TRT.

Interpretando i dati con la legge di Fourier in caso di stazionarietà, si scrive:

$$\lambda = \frac{\dot{m}C_f(T_{in}-T_{out})ln(\frac{r_2}{r_1})}{2\pi L(T_1-T_2)} \qquad \textit{Eq. 3.13}$$

dove T_1 e T_2 sono le temperature misurate rispettivamente alle distanze radiali r_1 e r_2 (ogni test fornisce quindi 9 valori di conducibilità termica).

Se invece l'esperimento è condotto mantenendo costante la potenza immessa tramite il fluido termovettore, cioè di fatto si riproduce un TRT, grazie alla Infinite Line Source è possibile ricavare la conducibilità come:

$$\lambda = \frac{\dot{m}C_f(T_{in}-T_{out})ln(\frac{r_2}{r_1})}{4\pi Ls} \qquad \textit{Eq. 3.14}$$

dove s è la pendenza della temperatura media del fluido $T_{m,f} = (T_{in} + T_{out})/2$ in funzione del logaritmo naturale del tempo.

In conclusione nei lavori di letteratura relativi ad apparati in scala per l'esecuzione di TRT [51], [52] e [53]la conducibilità termica del mezzo viene determinata o eseguendo di fatto il TRT nell'apparato stesso, pertanto non secondo una tecnica indipendente, oppure, nel solo caso di Beier et al. [51], ricorrendo ad uno strumento a sé stante da utilizzare "ad immersione" nel mezzo, peraltro basato anch'esso sulla rilevazione della risposta del mezzo ad una somministrazione di potenza termica costante nota.

3.4 Criteri di progettazione dell'apparato tipo SandBox

Alla luce dell'analisi comparativa della letteratura relativa ad apparati di tipo sandbox per lo studio delle prestazioni termiche di geoscambiatori, ed in considerazione degli obiettivi della ricerca che sarà svolta con l'apparato sperimentale oggetto di questa tesi, si è proceduto con la progettazione del nuovo apparato effettuando le seguenti scelte:

- si opta per una geometria parallelepipeda della vasca perché è la forma che meno perturba la diffusione del calore, relativamente alla posizione del geoscambiatore che si vuole adottare e al moto di falda che si intende riprodurre. Riprendendo l'idea di Katsura [53] di far scorrere l'acqua dall'alto verso il basso in direzione perpendicolare alla base della vasca, si posiziona il geoscambiatore parallelo al pavimento. La geometria cilindrica comporterebbe la realizzazione di una vasca di dimensioni maggiori, quindi più ingombrante, volendo mantenere condizioni di temperatura indisturbate al bordo. Inoltre la geometria parallelepipeda permette di mantenere costante la distanza tra i bordi della vasca e tutti i punti del geoscambiatore, che con geometria cilindrica non si potrebbe ottenere;
- si sceglie come materiale per la vasca il plexiglass perché permette visibilità ottica, essendo trasparente, e quindi permette di controllare ad occhio nudo l'eventuale stratigrafia del terreno, e controllare meglio la fase di riempimento con sabbia della vasca;
- si decide di utilizzare come geoscambiatore direttamente una resistenza elettrica e non una tubazione perché si evitano effetti di capillarità dovuti alla miniaturizzazione, e perché non è necessario studiare la fluidodinamica all'interno del tubo. Questa soluzione permette di regolare tensione o corrente in circolazione mediante un alimentatore, per

cui fornire potenza in modo costante e preciso pari a 50 W/m, valore tipico in campo nelle applicazioni pratiche, e scelto anche da Beier et al. [51]. Lo spazio tra il cavo autoscaldante e il tubo metallico che lo contiene sarà riempito con una malta bentonitica caratterizzata da conducibilità termica pari a 2 W/(m.K) (differente rispetto alla scelta di Beier [51]), valore simile a quello atteso per il terreno sabbioso e che quindi non ostacola il fenomeno di propagazione del calore;

- si decide di realizzare un circuito idraulico chiuso per riprodurre e controllare il moto di falda acquifera. Il dimensionamento consentirà di ampliare l'intervallo di velocità di Katsura [53] fino a $0{,}5 \cdot 10^{-7}$m/s. Come proposto da Katsura [53] si sceglie di installare una filtrina (tessuto non tessuto) per uniformare il flusso, ma si prevede l'aggiunta di una lastra preforata a sostegno meccanico;
- non si predispone un sistema di controllo della temperatura ai bordi della vasca, come invece realizzato da Beier [51], poiché si intende dimensionare la vasca in modo che la perturbazione termica non li raggiunga. Inoltre, il laboratorio dispone già di un sistema di climatizzazione, quindi la temperatura alle pareti si potrà ritenere costante, come accade nel caso reale di esecuzione del Test di Risposta Termica.

3.5 Dimensionamento della vasca

A differenza di quanto riportato in letteratura per apparati analoghi, si è scelto di impostare la progettazione delle dimensioni della vasca e del geoscambiatore attraverso l'analisi del problema di scambio termico durante un TRT. I fattori di scala geometrica e temporale sono stati individuati imponendo che i numeri adimensionali relativi al fenomeno di scambio alla scala reale (TRT in campo) siano conservati alla scala del laboratorio (TRT nella sandbox).
L'analisi del problema di scambio termico durante un TRT si è avvalsa di alcune soluzioni analitiche dei problemi con sorgenti termiche costanti, ovvero Finite Line Source (FLS) e Moving Infinite Line Source (MILS), per le quali si rimanda rispettivamente ai paragrafi 2.4.3 e 2.4.4.

Tali soluzioni sono state implementate all'interno di appositi codici Matlab, riportati per brevità in Appendice. Si evidenzia qui che il calcolo delle equazioni Eq 2.43 e Eq 2.47 comporta la risoluzione numerica di integrali. Matlab mette a disposizione diversi metodi di integrazione numerica, che consentono di scegliere arbitrariamente la spaziatura dei nodi dell'intervallo di integrazione (ad

esempio “trapz”), o che al contrario scelgono la spaziatura senza che essa possa essere controllata, ma con possibilità di impostare valori di tolleranza più o meno stringenti, (ad esempio “integ”, “quad”, “quadgk”…). Essendo le funzioni da integrare difficili da studiare numericamente, in modo da poter prevedere la spaziatura dei nodi che ottimizza l’algoritmo di integrazione, si preferisce scartare la funzione “trapz”, e implementare la funzione “quadgk”, la quale presenta una sintassi piuttosto semplice da implementare. Sono comunque state condotte delle analisi di sensitività del risultato dell’integrazione numerica al variare della tolleranza imposta.

La SandBox deve contenere il cavo autoscaldante, che simula il geoscambiatore, e un certo volume di sabbia umida (oltre ai sensori di temperatura con i rispettivi cavi di collegamento, immersi nel terreno). Per questa ragione è necessario prendere in considerazione le dimensioni fisiche del cavo autoscaldante e l’estensione del fenomeno di propagazione del calore all’interno del terreno. Infatti al bordo della vasca si vogliono mantenere le condizioni iniziali di temperatura indisturbate, pari al valore costante di temperatura del laboratorio nel quale la SandBox sarà alloggiata, per tutto il tempo della durata di ogni esperimento.

Il dimensionamento dell’apparato SandBox si è svolto quindi secondo le seguenti fasi:

- individuazione dei fattori di scala geometrica per il geoscambiatore;
- individuazione del fattore di scala temporale per l’esecuzione del TRT in laboratorio e del fattore di scala delle velocità di Darcy;

valutazione delle dimensioni minime della vasca di contenimento. Il primo aspetto considerato è pertanto l’individuazione **della dimensione del cavo autoscaldante** (d’ora in poi indicato come “geoscambiatore”). Per conservare il fattore di forma FF dello scambiatore, che nel caso reale, considerata una profondità tipica H = 100 m ed un raggio del pozzo tipico r_{bh}= 6 cm, come già calcolato nel paragrafo 3.2, tipicamente vale 1666 (Eq. 3.3), occorre scalare allo stesso modo profondità H e raggio del pozzo r_{bh}. Dal punto di vista pratico, volendo evitare da un lato un apparato troppo lungo e dall’altro una miniaturizzazione troppo spinta delle tubazioni, appare più semplice scalare il raggio del pozzo meno della profondità, ad esempio:

$$\overline{H} = \frac{H}{L_H} = \frac{H}{100} = 1m \qquad \overline{r_{bh}} = \frac{r_{bh}}{L_r} = \frac{r_{bh}}{10} = 0{,}006m \qquad \widetilde{FF} = \frac{FF}{10} = 166{,}6 \qquad \textit{Eq. 3.15}$$

dove si è ipotizzato di scalare il raggio del pozzo di un fattore L_r = 10 e la profondità di un fattore L_H = 100. Secondo questo approccio lo scambiatore in scala ridotta risulterebbe più “tozzo” di quello reale, avendo scelto di analizzare in un primo momento i casi con $L_H = 100$ (per limitare

l'ingombro fisico dell'apparato) e L_r pari a 3, 10 e 20, che forniscono rispettivamente un $\widetilde{\mathrm{FF}}$ di 50, 166,6 e 333. Il primo rappresenta il caso con miniaturizzazione meno spinta, ed è interessante per la semplificazione del reperimento dei componenti, il caso $L_r = 20$ rappresenta il fattore di scala che più si avvicina al caso reale, comportando tuttavia una miniaturizzazione molto spinta con la conseguente complicazione componentistica, mentre il caso $L_r = 10$ è intermedio tra le due situazioni estreme.

Essendo il fattore di forma del geoscambiatore in scala $\widetilde{FF} < FF$, ci si può domandare se il campo di temperatura prodotto nel terreno dalla sorgente in scala ridotta sia riconducibile ancora al modello Infinite Line Source (ILS) oppure piuttosto al modello Finite Line Source (FLS), poiché intuitivamente lo scambiatore "più tozzo" è caratterizzato da fenomeni di scambio termico ai bordi più importanti.

A questo scopo sono state eseguite delle simulazioni con la ILS e la FLS per sorgente lineare con:

- potenza specifica q = 50 W/m
- temperatura indisturbata del terreno T_0 = 8 °C
- terreno sabbioso con diffusività termica $\alpha = 0{,}53 * 10^{-6}\ m^2/s$
- intervallo di tempo fino a 72 h (durata tipica del TRT)
- fattore di scala 1:3, 1:10 e 1:20 per il raggio del pozzo
- fattore di scala 1:100 per la profondità

Mentre nel caso reale, come si può osservare in Figura 3.8, l'influenza della profondità finita del geoscambiatore è praticamente trascurabile, infatti la temperatura lungo la verticale tra z = 5 m e z = 95 m è costante per tempi e per distanze radiali fissati, comportando una sovrapposizione tra i risultati forniti dal modello ILS ed il modello FLS, per i casi geometricamente riscalati si presenta una situazione diversa.

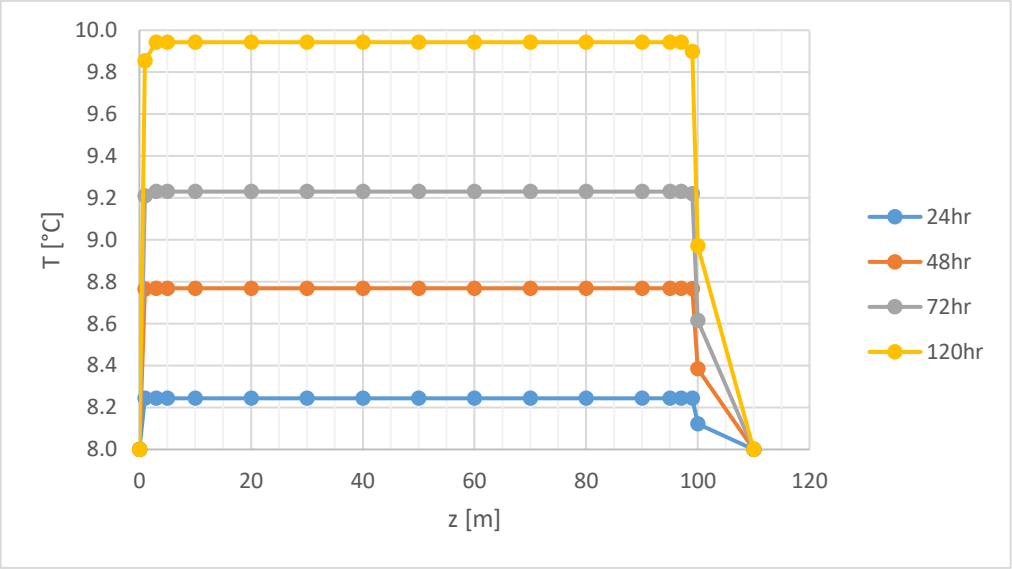


Figura 3.9 – Simulazioni FLS con sorgente di profondità H = 100 m: temperatura nel terreno in funzione della profondità z, a distanza radiale dalla sorgente fissata pari a 0,5m, per diversi istanti temporali (24 h, 48 h, 72 h, 120 h)

Preso come riferimento alla scala reale un r = 6 cm come rappresentativo del bordo del pozzo, qui si osserva a raggio scalato di 1/20, 1/10 e 1/3 in Figura 3.10, Figura 3.11, Figura 3.12 come a scala ridotta (pozzo profondo 1 m), l'estensione finita della sorgente riduca nel profilo di temperatura al variare di z l'ampio plateaux che si osserva per il caso reale, e che permetteva di stabilire una buona corrispondenza tra risultati della ILS e della FLS.

Tuttavia il plateaux è sempre presente, seppur meno esteso, tra 0,4 m e 0,6 m di profondità: cioè a metà profondità del pozzo (z = 0,5 m) in una fascia di ± 0,1 m. In tale regione ILS e FLS forniscono gli stessi valori di temperatura.

Tale risultato è stato ottenuto per t = 24 h. Si verifica che per tempi inferiori a 24 h il plateaux avrà un'estensione maggiore e viceversa per tempi maggiori, in accordo con la letteratura (paragrafo 2.4.6.1). Questa osservazione porta ad analizzare l'influenza nel tempo dell'estensione finita della sorgente, ponendosi al bordo del pozzo e ad una profondità pari alla metà della sorgente, che è appena stata individuata come la più consona ad ottenere risultati che non dipendano dalla profondità finita della sorgente.

Non si ritiene necessario verificare l'impatto della profondità finita del geoscambiatore in scala nel caso di velocità di falda non nulla, in quanto l'analisi della letteratura al paragrafo 2.4.6.5 mostra che lo scostamento tra modello MILS e MFLS tende a manifestarsi i per tempi lunghi, come quello

tra ILS e FLS, ma in aggiunta c'è l'effetto della velocità di falda. Tanto maggiore è la velocità di falda tanto minore è questo scostamento, quindi il caso velocità nulla è quello più critico.

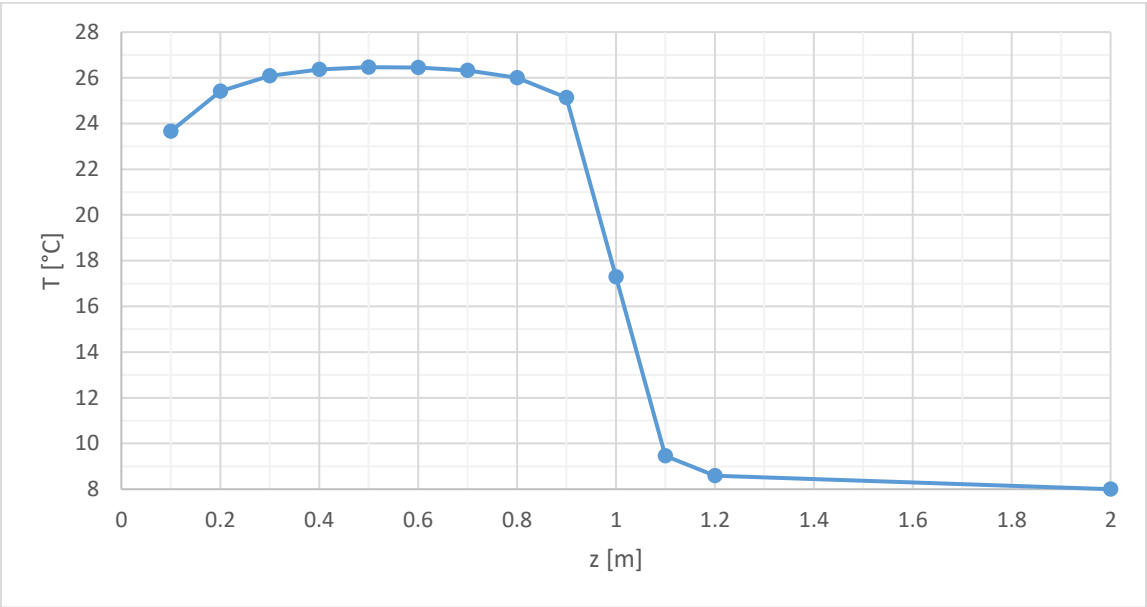


Figura 3.10 - Temperatura in funzione della profondità ad una distanza r = 3 mm da una sorgente lineare finita di estensione H = 1 m e di potenza 50 W/m ad un tempo t = 24 h (modello FLS)

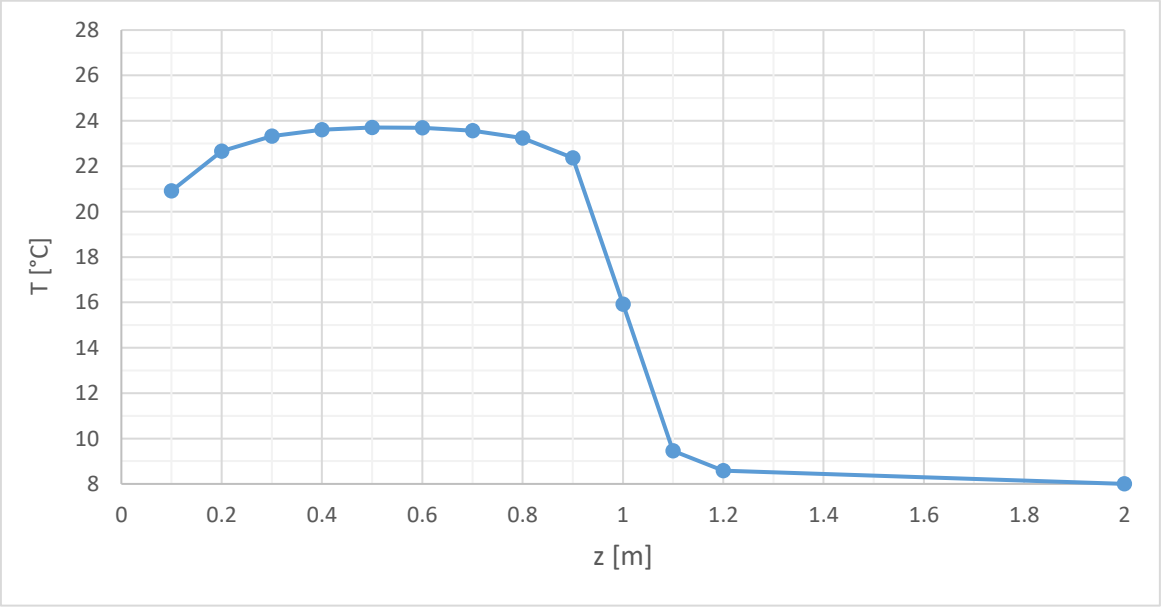


Figura 3.11 - Temperatura in funzione della profondità ad una distanza r = 6 mm da una sorgente lineare finita di estensione H = 1 m e di potenza 50 W/m ad un tempo t = 24 h (modello FLS)

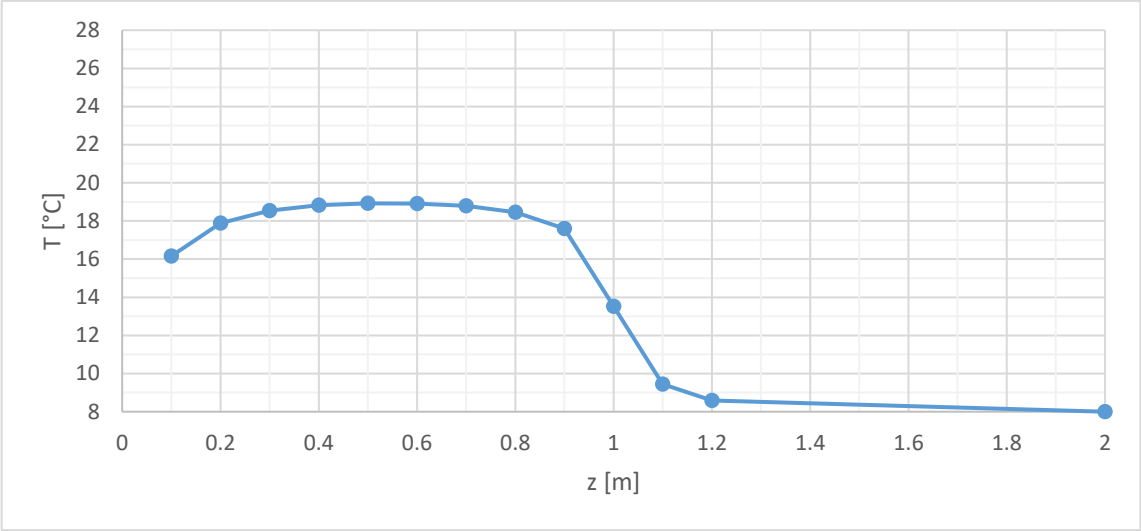


Figura 3.12 - Temperatura in funzione della profondità ad una distanza r = 20 mm da una sorgente lineare finita di estensione H = 1 m e di potenza 50 W/m ad un tempo t = 24 h (modello FLS)

Si sono pertanto generati i grafici in Figura 3.13, Figura3.14 e Figura 3.15, nei quali si riporta l'incremento di temperatura rispetto alla condizione iniziale, in funzione del tempo, ad una distanza radiale fissata pari al raggio del pozzo reale ed al raggio riscalato del pozzo.

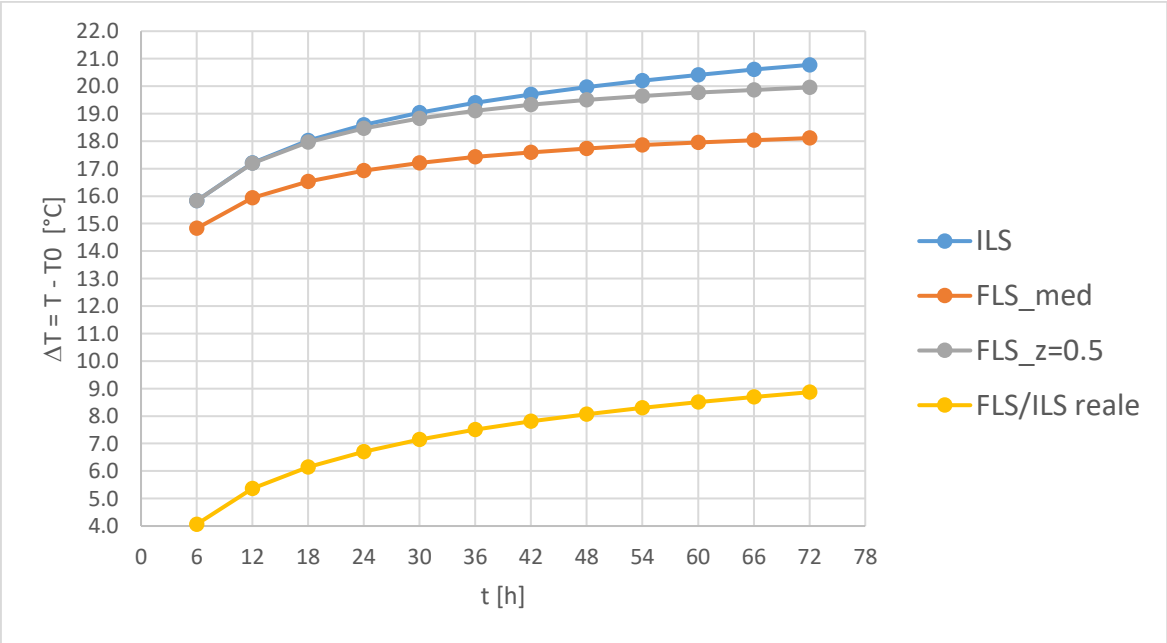


Figura 3.13 - Incremento di temperatura rispetto alla condizione iniziale, in funzione del tempo ad una distanza dalla sorgente (q = 50 W/m) pari a 3 mm (bordo del pozzo per scambiatore in scala 1:20; soluzione ILS, soluzione FLS media sulla estensione H = 1 m, soluzione FLS in z=H/2) oppure 6 cm (bordo del pozzo per scambiatore reale, ILS coincidente con FLS)

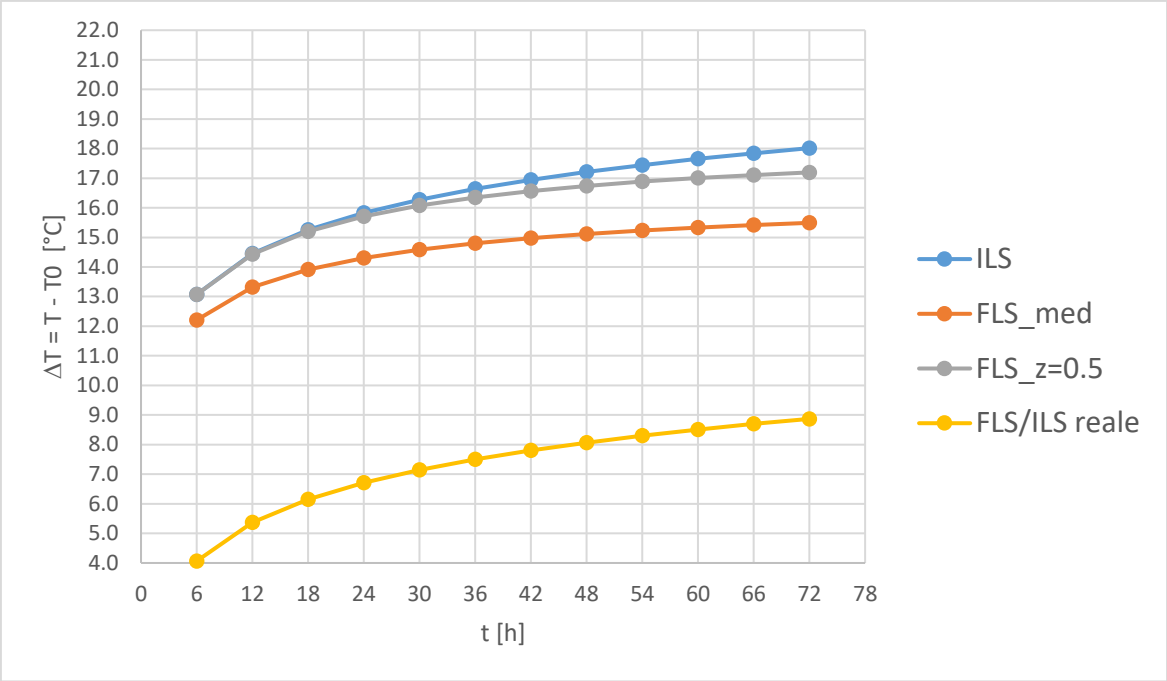


Figura 3.14 - Incremento di temperatura rispetto alla condizione iniziale, in funzione del tempo ad una distanza dalla sorgente (q = 50 W/m) pari a 6 mm (bordo del pozzo per scambiatore in scala 1:10; soluzione ILS, soluzione FLS media sulla estensione H = 1 m, soluzione FLS in z=H/2) oppure 6 cm (bordo del pozzo per scambiatore reale, ILS coincidente con FLS)

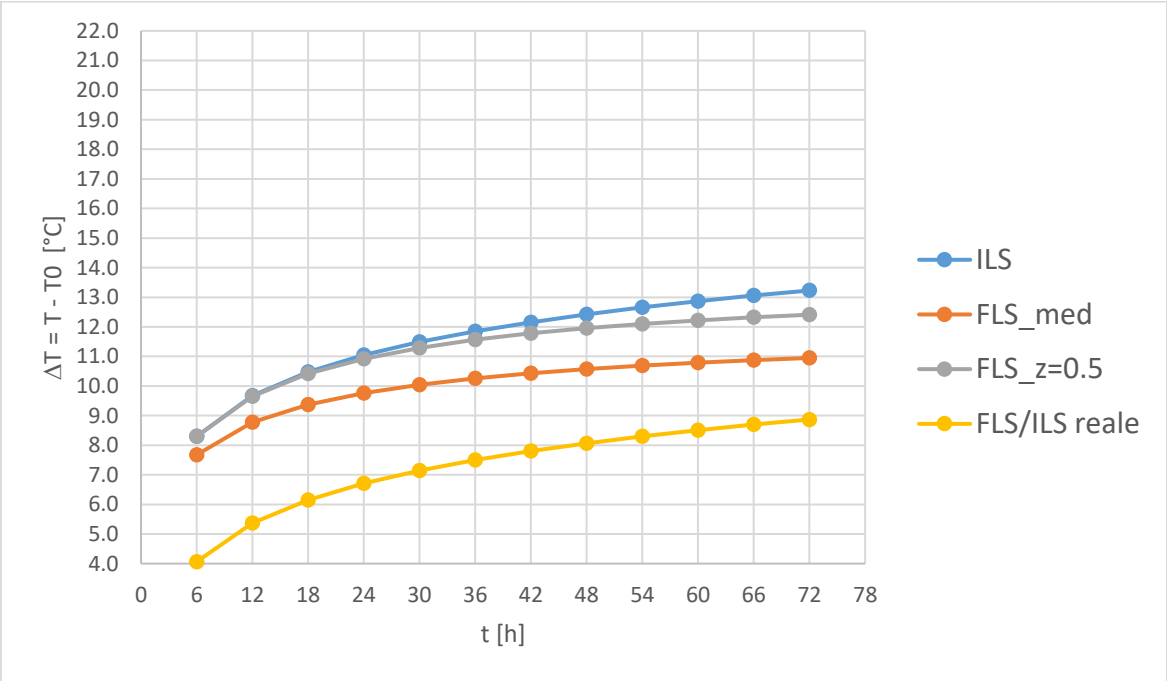


Figura 3.15 - Incremento di temperatura rispetto alla condizione iniziale, in funzione del tempo ad una distanza dalla sorgente (q = 50 W/m) pari a 20 mm (bordo del pozzo per scambiatore in scala 1:3; soluzione ILS, soluzione FLS media sulla estensione H = 1 m, soluzione FLS in z=H/2) oppure 6 cm (bordo del pozzo per scambiatore reale, ILS coincidente con FLS)

Si nota quindi che l'andamento di temperatura nel tempo simulato con la FLS è sostanzialmente analogo all'andamento previsto dalla ILS, se si considerano le temperature fornite dal modello FLS in z = H/2, e non le temperature mediate su H, purché non si osservino tempi troppo lunghi. In particolare è possibile quantificare la differenza tra i due profili, definendo lo scostamento come $\varepsilon = \frac{\Delta T_{FLS} - \Delta T_{ILS}}{\Delta T_{ILS}}$, dove ΔT rappresenta l'incremento di T rispetto a T_0, e nel caso del modello FLS si considera la temperatura valutata in z = H/2. Per i tre casi di scala del raggio del pozzo si valutano quindi i tempi al di sotto dei quali lo scostamento tra i due modelli risulta inferiore all'1%, al 5% e al 10%, ottenendo rispettivamente:

$$scala\ 1/20 \begin{cases} \varepsilon < 1\% \ \ per\ t < 30hr \\ \varepsilon < 5\% \ \ per\ t < 72hr \\ \varepsilon < 10\% \ per\ t < 240hr \end{cases}$$

$$scala\ 1/10 \begin{cases} \varepsilon < 1\% \ \ per\ t < 24hr \\ \varepsilon < 5\% \ \ per\ t < 72hr \\ \varepsilon < 10\% \ per\ t < 180hr \end{cases}$$

$$scala\ 1/3 \begin{cases} \varepsilon < 1\% \ \ per\ t < 24hr \\ \varepsilon < 5\% \ \ per\ t < 60hr \\ \varepsilon < 10\% \ per\ t < 120hr \end{cases}$$

Pertanto si conclude che, per tutti e tre i fattori di scala radiale studiati, l'impatto della dimensione finita del geoscambiatore è limitato per i tempi di osservazione del TRT in campo. La scala di riduzione 1/20 porterebbe una complicazione componentistica eccessiva, mentre quella di riduzione 1/3 porterebbe alla costruzione di un apparato troppo ingombrante, si sceglie quindi di adottare la scala di riduzione 1/10 per il raggio del pozzo, come si mostra successivamente a seguito delle considerazioni sulla conservazione del numero di Fourier.

Finora non ci si è preoccupati di rispettare la scala temporale del fenomeno reale. Esso infatti è funzione del numero di Fourier e del numero di Péclet, come si osserva dall'Eq. 2.57 del modello MFLS, la quale mostra la dipendenza essendo riscritta in forma adimensionale. Questo significa che la durata del test in scala geometrica ridotta non dovrà essere la stessa del test reale (72 ore), bensì dovrà essere scalata, mantenendo in questo modo lo stesso numero di Fourier. Pertanto se la distanza radiale di osservazione scala di un fattore geometrico L_r, il fenomeno fisico in scala ridotta coincide con quello a scala reale se si introduce un fattore di scala temporale $L_t = \frac{t}{\bar{t}}$, dove t rappresenta il tempo del fenomeno in scala reale e $\bar{t}$ il tempo del fenomeno in scala ridotta, t.c.:

$$\widetilde{Fo} = \frac{4\propto\bar{t}}{\overline{r_{bh}}^2} = \frac{4\propto t/L_t}{r_{bh}^2/L_r^2} = Fo \cdot \frac{L_r^2}{L_t} = Fo \quad \rightarrow L_t = L_r^2 \qquad \textit{Eq. 3.16}$$

Ne consegue che l'intervallo temporale tipico di esecuzione del TRT a scala reale (6 h < t < 72 h) risulterebbe riscalato, nel caso di $L_r = 10$, all'intervallo 0,06 h < t < 0,72 h ovvero 216 s < t < 2600 s.

Di seguito (Tabella 3.4) si riportano i tempi tipici del TRT in campo (scala 1), i corrispondenti valori del numero di Fourier al bordo del pozzo calcolati con una diffusività del terreno $\alpha = 0{,}53 * 10^{-6}\ m^2/s$, ed i tempi di osservazione del TRT in laboratorio secondo le diverse ipotesi di scala del raggio del pozzo (scala 20, 10 e 3), ottenuti tramite l'equazione $L_t = \frac{t}{\bar{t}}$. Si osserva quindi che la durata del TRT in laboratorio dovrebbe corrispondere a circa 11 minuti, circa 43 minuti e 8 ore, per fattori di scala rispettivamente 20, 10 e 3.

scala 1	6	12	18	24	30	36	42	48	54	60	66	72	**hr**
	21600	43200	64800	86400	108000	129600	151200	172800	194400	216000	237600	259200	**t[s]**
Fou	3,18	6,36	9,54	12,72	15,9	19,08	22,26	25,44	28,62	31,8	34,98	38,16	Fou
scala 20	54	108	162	216	270	324	378	432	486	540	594	648	**t[s]**
	0,015	0,03	0,045	0,06	0,075	0,09	0,105	0,12	0,135	0,15	0,165	0,18	**hr**
scala 10	216	432	648	864	1080	1296	1512	1728	1944	2160	2376	2592	**t[s]**
	0,06	0,12	0,18	0,24	0,3	0,36	0,42	0,48	0,54	0,6	0,66	0,72	**hr**
scala 3	2400	4800	7200	9600	12000	14400	16800	19200	21600	24000	26400	28800	**t[s]**
	0,67	1,33	2,00	2,67	3,33	4,00	4,67	5,33	6,00	6,67	7,33	8	**hr**

Tabella 3.4 – Tempi di osservazione del TRT in campo e tempi di osservazione in laboratorio secondo le diverse scale geometriche nell'ipotesi di conservare il numero di Fourier.

Analogamente a quanto osservato per il numero di Fourier, per quanto riguarda la dipendenza dalla velocità, se la distanza radiale di osservazione scala di un fattore geometrico L_r, il fenomeno fisico in scala ridotta governato da $\widetilde{Pe}$ coincide con quello a scala reale governato da *Pe* se si introduce un fattore di scala delle velocità $L_v = \frac{U}{\bar{U}}$, dove *U* rappresenta la velocità effettiva del fenomeno in scala reale e $\bar{U}$ la velocità effettiva del fenomeno in scala ridotta, t.c:

$$\widetilde{Pe} = \frac{\bar{U}\bar{r}_{bh}}{\alpha} = \frac{Ur_{bh}}{L_r L_v \alpha} = \frac{1}{L_r L_v} Pe \quad \rightarrow \quad L_v = \frac{1}{L_r} \qquad \textit{Eq. 3.17}$$

Si decide quindi di simulare con la ILS e la FLS le situazioni a tempi riscalati, che saranno quelle simulate in laboratorio, con proprietà del terreno medie ($\alpha = 0{,}53 * 10^{-6}\ m^2/s, \lambda = 2\ W/(m.K)$), al fine di valutare l'estensione radiale della perturbazione termica in un TRT in scala, per scegliere le dimensioni della vasca sufficientemente grandi da garantire che sui bordi della scatola si mantenga la temperatura imperturbata per tutta la durata del TRT. In un secondo momento si valuterà l'estensione della perturbazione termica in presenza di moto di falda con la

MILS nella situazione di velocità massima di falda, siccome tale fenomeno trascina la perturbazione a valle dello scambiatore più distante rispetto al caso di propagazione puramente conduttiva. Si riportano in Tabella 3.5, Tabella 3.6, Tabella 3.7 i risultati solo per le simulazioni ILS, poiché coincidono con le simulazioni FLS per z = H/2, relativi alla distanza dalla sorgente pari al raggio del pozzo e a distanze superiori fino a circa 20 volte il raggio del pozzo.

Scala 1/20

ILS		t[s]	54	108	162	216	270	324	378	432	486	540	594	648
L=1m;Q=50W/m		t[hr]	0,015	0,03	0,045	0,06	0,075	0,09	0,105	0,12	0,135	0,15	0,165	0,18
T0=8°C														
r_bh[m]	0,003		12,065	13,368	14,149	14,708	15,144	15,502	15,805	16,068	16,300	16,508	16,696	16,868
r[m]	0,035		8,000	8,002	8,013	8,039	8,080	8,132	8,191	8,254	8,321	8,389	8,457	8,525
r[m]	0,04		8,000	8,000	8,003	8,014	8,034	8,062	8,098	8,139	8,184	8,232	8,282	8,333
r[m]	0,05		8,000	8,000	8,000	8,001	8,005	8,012	8,022	8,037	8,055	8,076	8,099	8,125
r[m]	0,06		8,000	8,000	8,000	8,000	8,001	8,002	8,004	8,008	8,014	8,022	8,031	8,042

Tabella 3.5 – Temperature ottenute tramite simulazione con codice ILS per tempi riscalati secondo la scala di riduzione di raggio del pozzo 1/20 (q = 50 W/m, T_0 = 8°C, $\alpha = 0{,}53 * 10^{-6}\ m^2/s$, $\lambda = 2\ W/(m.K)$)

Scala 1/10

ILS		t[s]	216	432	648	864	1080	1296	1512	1728	1944	2160	2376	2592
L=1m;Q=50W/m		t[hr]	0,06	0,12	0,18	0,24	0,3	0,36	0,42	0,48	0,54	0,6	0,66	0,72
T0=8°C														
r_bh[m]	0,006		12,065	13,368	14,149	14,708	15,144	15,502	15,805	16,068	16,300	16,508	16,696	16,868
r[m]	0,07		8,000	8,002	8,013	8,039	8,080	8,132	8,191	8,254	8,321	8,389	8,457	8,525
r[m]	0,08		8,000	8,000	8,003	8,014	8,034	8,062	8,098	8,139	8,184	8,232	8,282	8,333
r[m]	0,09		8,000	8,000	8,001	8,005	8,013	8,028	8,048	8,073	8,102	8,135	8,170	8,207
r[m]	0,1		8,000	8,000	8,000	8,001	8,005	8,012	8,022	8,037	8,055	8,076	8,099	8,125
r[m]	0,11		8,000	8,000	8,000	8,000	8,002	8,005	8,010	8,018	8,028	8,041	8,056	8,074

Tabella 3.6 - Temperature ottenute tramite simulazione con codice ILS per tempi riscalati secondo la scala di riduzione di raggio del pozzo 1/10 (q = 50 W/m, T_0 = 8°C, $\alpha = 0{,}53 * 10^{-6}\ m^2/s$, $\lambda = 2\ W/(m.K)$)

Scala 1/3

ILS		t[s]	2400	4800	7200	9600	12000	14400	16800	19200	21600	24000	26400	28800
L=1m;Q=50W/m		t[hr]	0,67	1,33	2	2,67	3,33	4	4,67	5,33	6	6,67	7,33	8
T0=8°C														
r_bh[m]	0,02		12,065	13,368	14,149	14,708	15,144	15,502	15,805	16,068	16,300	16,508	16,696	16,868
r[m]	0,23		8,000	8,002	8,014	8,044	8,087	8,142	8,203	8,270	8,338	8,409	8,479	8,549
r[m]	0,24		8,000	8,001	8,010	8,032	8,068	8,114	8,167	8,226	8,288	8,351	8,416	8,480
r[m]	0,25		8,000	8,001	8,007	8,024	8,052	8,091	8,137	8,189	8,244	8,301	8,360	8,420
r[m]	0,3		8,000	8,000	8,001	8,005	8,013	8,028	8,048	8,073	8,102	8,135	8,170	8,207
r[m]	0,35		8,000	8,000	8,000	8,001	8,003	8,007	8,015	8,026	8,039	8,056	8,075	8,096

Tabella 3.7 - Temperature ottenute tramite simulazione con codice ILS per tempi riscalati secondo la scala di riduzione di raggio del pozzo 1/3 (q = 50 W/m, T_0 = 8°C, $\alpha = 0{,}53 * 10^{-6}\ m^2/s$, $\lambda = 2\ W/(m.K)$)

In Tabella 3.5, Tabella 3.6 e Tabella 3.7 si evidenziano le temperature che si discostano di 0,1 °C e 0,5 °C rispetto alla temperatura indisturbata del terreno, nel caso di tempo riscalato più grande, cioè a fine TRT di laboratorio. A tali temperature è associata la distanza radiale corrispondente: si

può quindi osservare che per le scale 1/20, 1/10, 1/3 è necessaria una distanza dalla sorgente pari a 3,5 cm, 7 cm, e 24 cm rispettivamente per percepire un incremento di 0,5 °C ed una distanza pari a 5 cm, 11 cm, 35 cm per percepire un incremento di 0,1 °C. Tali incrementi limite di temperatura sono scelti in relazione alla accuratezza che è garantita dal produttore di sensori di temperatura (0,5°C) e che si può cercare di ottenere in laboratorio per calibrazione (0,1°C). Si osserva quindi come nel caso della scala 1/20 il fenomeno di propagazione si svolge in un intervallo spaziale e temporale (poco più di 10 minuti) molto breve. Questo comporta innanzitutto la difficoltà nel posizionamento dei sensori, i quali dovrebbero essere posti molto vicini tra loro per cogliere la variazione di temperatura radiale istante per istante, provocando interferenza nella misurazione. Inoltre dovrebbero essere caratterizzati da una risposta dinamica molto rapida, essendo la risposta termica molto rapida. In secondo luogo la realizzazione di un geoscambiatore tramite due cavi autoscaldanti paralleli risulterebbe in una richiesta di miniaturizzazione dei cavi troppo spinta rispetto alla specifica di potenza termica da dissipare (25 W/m ciascuno). La scala 1/3 invece comporterebbe al contrario una durata di TRT di laboratorio molto maggiore, pari a 8 ore, rispetto agli altri due casi, ed una distanza radiale più grande di 24 cm (quindi per simmetria 48 cm) rispetto alla scala 1/10, comportando ingombri maggiori nella realizzazione della vasca e conseguentemente difficoltà maggiori nella movimentazione della stessa. Per questi motivi si sceglie la scala 1/10 del raggio del pozzo e si ripetono le simulazioni di estensione della perturbazione termica per proprietà di un terreno sabbioso estreme (e poco probabili) che porterebbero la perturbazione di temperatura ancora più distante, ovvero ($\alpha = 1{,}3 * 10^{-6}\ m^2/s$, $\lambda = 3\ W/(m.K)$) (Tabella 3.8).

ILS		t[s]	216	432	648	864	1080	1296	1512	1728	1944	2160	2376	2592
L=1m;Q=50W/m		t[hr]	0,06	0,12	0,18	0,24	0,3	0,36	0,42	0,48	0,54	0,6	0,66	0,72
T0=8°C														
r_bh[m]	0,006		11,901	12,800	13,331	13,710	14,004	14,244	14,447	14,624	14,779	14,919	15,045	15,160
r[m]	0,07		8,004	8,058	8,157	8,272	8,389	8,502	8,610	8,711	8,807	8,897	8,982	9,063
r[m]	0,08		8,001	8,025	8,085	8,164	8,252	8,342	8,430	8,516	8,598	8,677	8,752	8,824
r[m]	0,09		8,000	8,010	8,044	8,096	8,160	8,229	8,300	8,371	8,440	8,508	8,573	8,637
r[m]	0,1		8,000	8,004	8,022	8,055	8,099	8,151	8,206	8,263	8,320	8,378	8,434	8,489
r[m]	0,11		8,000	8,001	8,010	8,030	8,060	8,097	8,139	8,184	8,231	8,278	8,326	8,373
r[m]	0,12		8,000	8,000	8,005	8,016	8,036	8,062	8,093	8,127	8,164	8,203	8,242	8,282
r[m]	0,13		8,000	8,000	8,002	8,008	8,020	8,038	8,061	8,087	8,116	8,146	8,179	8,212
r[m]	0,14		8,000	8,000	8,001	8,004	8,011	8,023	8,039	8,058	8,080	8,104	8,130	8,157
r[m]	0,15		8,000	8,000	8,000	8,002	8,006	8,014	8,025	8,038	8,055	8,074	8,094	8,116
r[m]	0,16		8,000	8,000	8,000	8,001	8,003	8,008	8,015	8,025	8,037	8,051	8,067	8,085

Tabella 3.8 - Temperature ottenute tramite simulazione numerica con modello ILS per tempi riscalati secondo la scala di riduzione di raggio del pozzo 1/10 (q = 50 W/m, T_0 = 8°C, $\alpha = 1{,}3 * 10^{-6}\ m^2/s$, $\lambda = 3\ W/(m.K)$)

In giallo nella Tabella 3.8 sono per comodità di confronto riportate le distanze per le quali si ottengono variazioni di temperatura di 0,5°C e 0,1°C dopo 0,72 ore nel caso di proprietà medie del mezzo ($\alpha = 0{,}65 * 10^{-6}\ m^2/s$), mentre in azzurro sono evidenziate le stesse distanze nel caso di diffusività maggiore del mezzo ($\alpha = 1{,}3 * 10^{-6}\ m^2/s$). Si osserva quindi che in quest'ultimo caso si avrebbe un aumento di temperatura di 0,1°C ad una distanza di 10 cm dalla sorgente, pari a circa 17 volte il raggio del pozzo, mentre si avrebbe un aumento di temperatura di 0,5°C ad una distanza di 16 cm cioè circa 27 volte il raggio del pozzo.

Poiché l'idea è di realizzare una SandBox a forma di parallelepipedo, con il geoscambiatore infilato in uno del lati perpendicolari al pavimento, e parallelo al pavimento, con la falda che filtra dal lato superiore, scorrendo verticalmente dall'alto verso il basso, le dimensioni della scatola vengono definite con riferimento alla posizione dello scambiatore, ovvero (Figura 3.16):

- $L_{z,upstream}$: distanza tra scambiatore e bordo della vasca a monte
- $L_{z,downstream}$: distanza tra scambiatore e bordo della vasca a valle
- L_x: distanza tra sommità inferiore dello scambiatore e bordo della vasca sottostante
- L_y: distanza tra scambiatore e bordo della vasca parallelo alla direzione di falda.

Le simulazioni sono svolte con le proprietà del terreno che favoriscono maggiormente la diffusione del calore ($\alpha = 1{,}3 * 10^{-6}\ \mathrm{m^2/s}$, $\lambda = 3\ \mathrm{W/(m.K)}$).

La distanza tra scambiatore e bordo della vasca a monte $L_{z,upstream}$ e quella tra scambiatore e bordi della vasca paralleli alla direzione di falda L_y sono calcolate nell'ipotesi di scambio puramente conduttivo nel mezzo di riempimento, in quanto rappresenta il caso in cui la propagazione termica ha un'estensione più pronunciata, e quindi tramite il modello ILS. Infatti, se fosse presente moto di falda significativo, il flusso conduttivo verso monte dello scambiatore vedrebbe il flusso di acqua in verso opposto al proprio, e quindi risulterebbe attenuato rispetto al caso in cui il moto di falda non sia presente.

Per quanto riguarda la distanza tra sommità inferiore dello scambiatore e bordo della vasca L_x si è ricorso al modello della Sorgente Lineare Finita senza includere l'effetto del moto di falda. Infatti, come emerge dalla letteratura, nel caso di moto di falda si hanno incrementi di temperatura, rispetto alla temperatura iniziale indisturbata, maggiori rispetto al caso di propagazione senza falda.

Infine la distanza $L_{z,downstream}$, è stata dimensionata ricorrendo al metodo della Sorgente Lineare Infinita in Movimento. Essendo la dimensione a valle del geoscambiatore rispetto alla direzione del moto di falda, la presenza del flusso avvettivo si somma al contributo di propagazione per conduzione, e quindi la perturbazione termica si estende maggiormente in presenza di moto di falda (alla velocità di Darcy massima: $u = 5*10^{-5}$ m/s), rispetto al caso di pura conduzione.

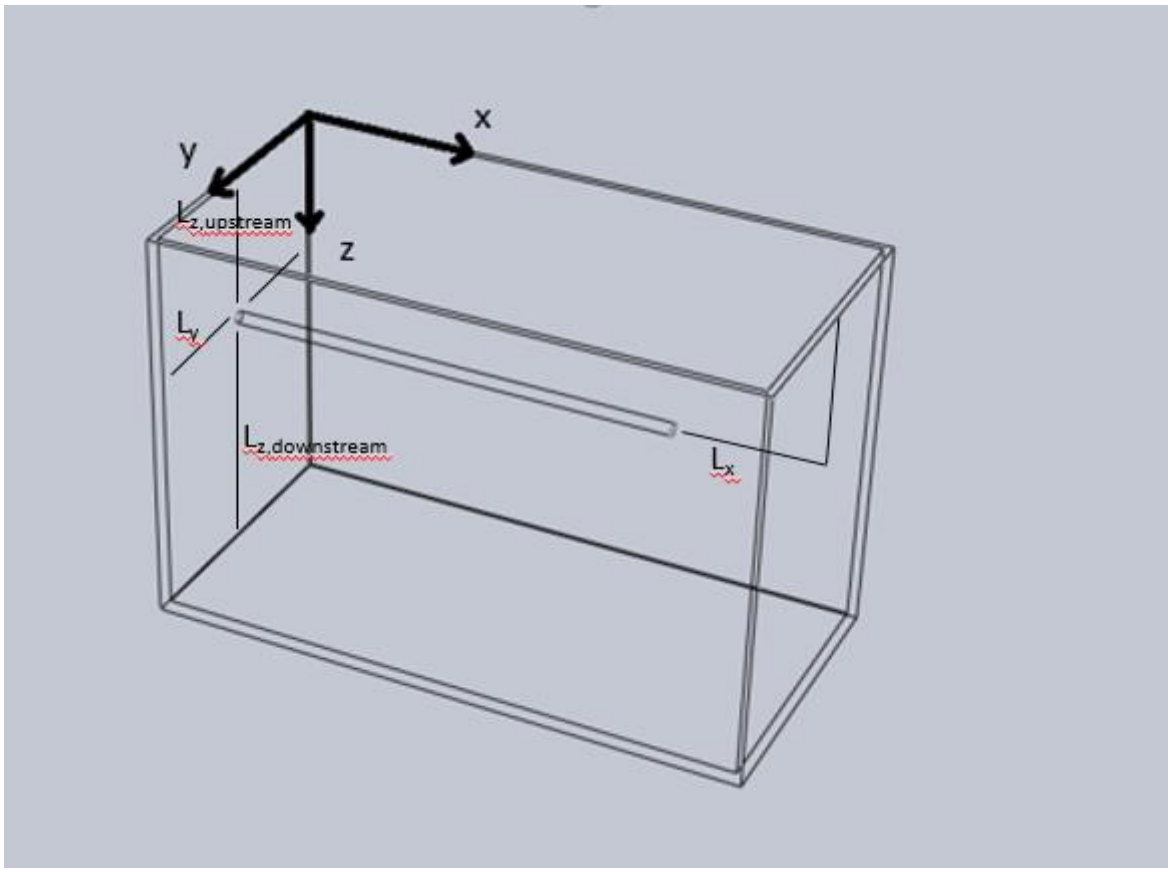


Figura 3.16 - Rappresentazione della SandBox 3D e geoscambiatore

Per quanto riguarda $L_{z,upstream}$ e L_y le simulazioni in scala radiale 1:10 con il modello ILS per tempi riscalati in modo da conservare Fo in campo indicano che sono sufficienti **16 cm** a garantire che al bordo si abbia un incremento di temperatura sotto l'1% dell'incremento al bordo del pozzo a 0,72 h, incremento che corrisponde a 0,08 °C.

Come enunciato sopra, è necessario svolgere delle simulazioni con il modello FLS per capire quanto distante la perturbazione di temperatura si estenda al di sotto dello scambiatore (oltre ad 1 metro di profondità), lungo il suo asse.

FLS		t[s]	216	432	648	864	1080	1296	1512	1728	1944	2160	2376	2592
L=1m;Q=50W/m		t[hr]	0,06	0,12	0,18	0,24	0,3	0,36	0,42	0,48	0,54	0,6	0,66	0,72
T0=8°C														
z[m]	1,03		8,087	8,224	8,340	8,436	8,519	8,591	8,655	8,713	8,766	8,814	8,858	8,899
z[m]	1,04		8,028	8,105	8,184	8,255	8,320	8,378	8,431	8,479	8,524	8,565	8,604	8,640
z[m]	1,05		8,008	8,048	8,098	8,150	8,199	8,244	8,287	8,327	8,364	8,400	8,433	8,464
z[m]	1,06		8,002	8,021	8,052	8,087	8,123	8,158	8,192	8,224	8,255	8,285	8,313	8,340
z[m]	1,07		8,000	8,009	8,027	8,050	8,075	8,102	8,128	8,154	8,179	8,203	8,227	8,250
z[m]	1,08		8,000	8,003	8,013	8,028	8,046	8,065	8,085	8,105	8,125	8,145	8,165	8,184
z[m]	1,09		8,000	8,001	8,006	8,015	8,027	8,041	8,056	8,071	8,087	8,103	8,119	8,135
z[m]	1,1		8,000	8,000	8,003	8,008	8,016	8,025	8,036	8,048	8,060	8,073	8,086	8,098

Tabella 3.9 - Temperature ottenute tramite simulazione numerica con modello FLS per tempi riscalati secondo la scala di riduzione di raggio del pozzo 1/10, lungo l'asse dello scambiatore al variare della profondità z. (q = 50 W/m, T_0 = 8°C, $\alpha = 1{,}3 * 10^{-6}\ m^2/s$, $\lambda = 3\ W/(m.K)$)

Come risulta dalla Tabella 3.9, per quanto riguarda L_x**,** sono sufficienti **10 cm** a garantire che al bordo inferiore si abbia un incremento di temperatura sotto l'1% dell'incremento al bordo del pozzo a 0,72 h, ovvero un incremento in termini assoluti di 0,10°C.

Per quanto riguarda $L_{z,downstream}$, quindi, le simulazioni con velocità massima riscalata in modo da conservare il Péclet massimo in campo u = $5*10^{-5}$ m/s mostrano che sono necessari **30 cm** a valle della sorgente per avere un incremento di temperatura sotto l'1% dell'incremento al bordo del pozzo a 0,72 h (Figura 3.17, dove 2592 s = 0,72 h).

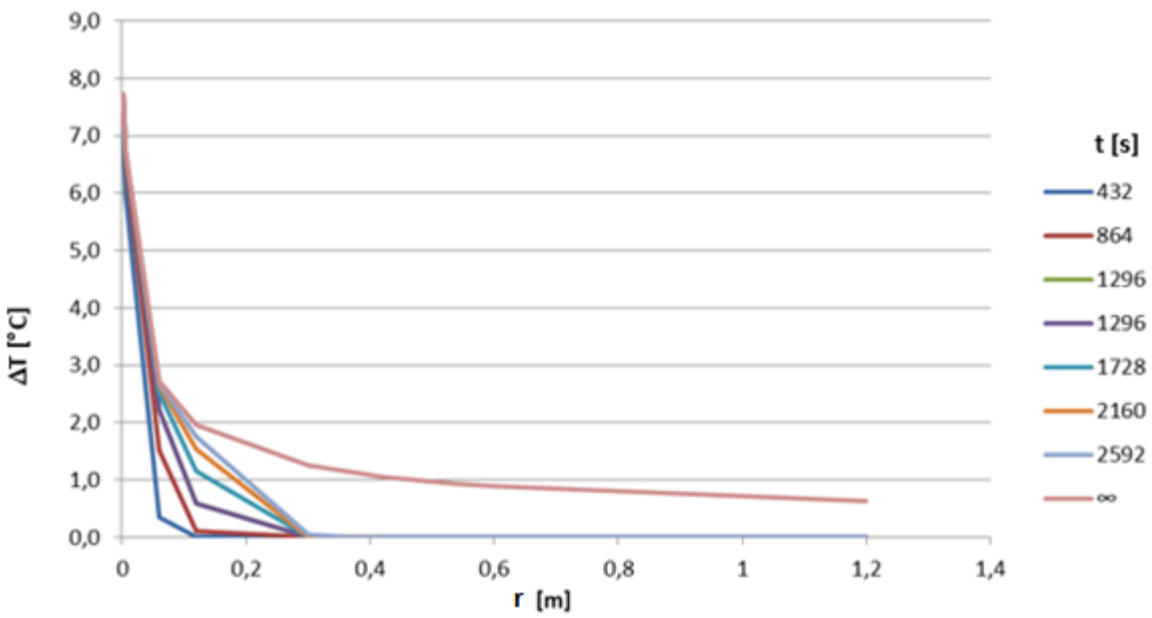


Figura 3.17 - Incremento di temperatura a valle dello scambiatore (geoscambiatore in r=0 mm) con u = $5*10^{-5}$ m/s per tempi crescenti in secondi (modello MILS)

In conclusione le dimensioni minime per la SandBox risultano essere 110 cm in direzione x, 32 cm in direzione y e 46 cm in direzione z (per il significato degli assi x, y e z si faccia riferimento ancora alla Figura 3.16). Volendo applicare dei fattori di sicurezza, le dimensioni opportune per la SandBox risultano essere 120 cm x 60 cm x 80 cm, con uno scambiatore ad U di lunghezza 1 m e raggio del pozzo 6 mm. A seguito delle considerazioni che saranno illustrate nel successivo paragrafo 3.7 che descrive il dimensionamento dell'impianto idraulico, risulterà necessario prevedere altri 20 cm in aggiunta sul lato di 80 cm.

3.6 Il geoscambiatore in scala

Avendo scelto la scala di riduzione per il bordo del pozzo di 1/10, la sezione del pozzo deve avere un diametro di 12-15 mm, per una lunghezza di 1 m. All'interno di questa sezione quindi deve essere alloggiato un tubo ad U lungo complessivamente 2 m, nel quale possa circolare il fluido termovettore. Un tubo ad U di tale diametro, cioè pari a 30 mm riscalati, ovvero 3 mm, risentirebbe sicuramente del fenomeno di capillarità, ed inoltre si dovrebbe garantire la conservazione con il caso reale del numero di Nusselt, cioè del coefficiente di scambio h: intento che risulta molto difficile, poiché occorrerebbero specifiche correlazioni di scambio termico, dato che si tratta di tubazioni con diametro molto piccolo.

Per questa ragione, anche nella letteratura di apparati di prova di geoscambiatori in scala, non si trovano esempi con tubazioni di dimensioni così ridotte, bensì vengono sostituite da resistenze elettriche alimentate esternamente, che dissipano calore (si veda a tal proposito il lavoro di Katsura et al. [53] discusso nel precedente paragrafo 3.2).

La prima idea è stata di realizzare in proprio la resistenza elettrica necessaria, servendosi di fili metallici di rame o di ferro, fortemente conduttori.

Figura 3.181 - Foto del tubo di rame all'interno del quale sarà alloggiato il cavo autoscaldante

Si vuole dissipare una potenza costante di 50 W/m, valore tipico durante il TRT, supponendo di avere a disposizione una U lunga 2 m, con l'obiettivo di mantenere valori di corrente bassi per ragioni di sicurezza.

Le piccole dimensioni geometriche ed il valore di resistività tipico dei materiali non permettono di ottenere una potenza così elevata con valori di corrente bassi, come si può leggere in Tabella 3.10, dove si vede che la corrente più bassa raggiungibile è pari a 28,5 A, corrispondente ad un cavo in ferro di diametro 2 mm .

potenza da dissipare	lunghezza U	materiale	resistività	diametro cavi	sezione cavi	R	I	ΔV
W	m		Ohm.m	m	m^2	ohm	A	V
50	2	Cu	1,68E-08	0,003	7,07E-06	4,75E-03	102,6	0,5
50	2	Fe	9,68E-08	0,003	7,07E-06	2,74E-02	42,7	1,2
50	2	Cu	1,68E-08	0,002	3,14E-06	1,07E-02	68,4	0,7
50	2	Fe	9,68E-08	0,002	3,14E-06	6,16E-02	28,5	1,8
50	10	Cu	1,68E-08	0,001	7,85E-07	2,14E-01	15,3	3,3
50	10	Fe	9,68E-08	0,001	7,85E-07	1,23E+00	6,4	7,9

Tabella 3.10 - calcolo della corrente necessaria per ottenere una dissipazione termica di 50 W/m, assegnate le dimensioni geometriche e la resistività del materiale

Si pensa quindi di risolvere la situazione ricorrendo a degli avvolgimenti di cavi complessivamente lunghi 10 metri, tuttavia questo comporterebbe un ingombro della sezione del geoscambiatore superiore ai 12-15 mm disponibili.

E' stato necessario quindi rivolgersi ad una società esterna, alla quale è stata commissionata la realizzazione dell'elemento riscaldante.

Il cavo scaldante prescelto fornisce una potenza di 25 W/m se alimentato a 12 V, ed è caratterizzato da una resistenza specifica per unità di lunghezza di 5,76 Ohm/m. Ha un diametro di 2 mm e raggio minimo di curvatura pari a 10 mm. Questo significa che non è possibile alloggiare il cavo piegato ad U nel tubo in rame (diametro esterno 12 mm e interno 9 mm) che sarà a contatto con la sabbia. Si è pertanto deciso di abbandonare l'idea del cavo piegato ad U a favore di due tratti da 1 m l'uno, distinti, posti vicini l'uno all'altro. Questa scelta non comporta un problematica, essendo lo scambio termico in direzione assiale praticamente inesistente al confronto dello scambio in direzione radiale, per i tempi riscalati selezionati (diversamente se si osservasse una prova della durata di tre giorni).

Nota la resistenza specifica dei cavi forniti, è possibile ricavare il valore di resistività del materiale, che risulta pari a $1{,}8 \cdot 10^{-5}$ Ohm·m, tre ordini di grandezza maggiore rispetto ai metalli che si era inizialmente previsto di utilizzare.

3.7 Dimensionamento del circuito idraulico

Si descrive di seguito la scelta della tipologia dei componenti, e il relativo dimensionamento, che compongono il circuito idraulico di adduzione dell'acqua alla vasca di contenimento della sabbia, al fine di simulare il moto di un acquifero sotterraneo.

La procedura di definizione del circuito è stata la seguente:

1. scelta della tipologia di componenti in base alla loro funzione specifica all'interno del circuito;
2. dimensionamento delle tubazioni mediante metodo delle velocità;
3. calcolo dettagliato delle perdite di carico per ciascun componente, incluso il terreno;
4. definizione delle perdite di carico totali;
5. scelta dei componenti di raccordo e valvolame;

6. dimensionamento e scelta della pompa di circolazione;
7. calcolo del battente idraulico;

In Figura 3.19 è rappresentato, in maniera schematica e semplificata, al fine dei calcoli di dimensionamento, il circuito idraulico e ed i componenti considerati per il computo delle perdite di carico. Essi sono:

- uniformatore superiore composto da una lastra perforata ed un tessuto non tessuto (nonwoven fabric/filtrina) per uniformare il flusso e ottenere un profilo di velocità il più omogeneo possibile ;
- terreno, costituito da materiale sabbioso, di altezza pari a 800 mm;
- uniformatore inferiore composto da un tessuto non tessuto e una lastra perforata;
- piedini di sostegno meccanico dell'intera struttura,
- filtro a Y per garantire un corretto funzionamento della pompa posta a valle e per proteggere le tubazioni, oltre che tutti i componenti, dall'abrasione generata dall'attrito tra le superfici e eventuali granelli di sabbia;
- valvole di intercettazione poste a monte e valle del filtro per poterlo pulire e per poter intercettare il circuito per svuotarlo;
- pompa di circolazione;
- misuratore di portata;
- accumulo, il cui scopo è quello di garantire che l'acqua di circolazione abbia una temperatura costante e per assicurare una riserva.

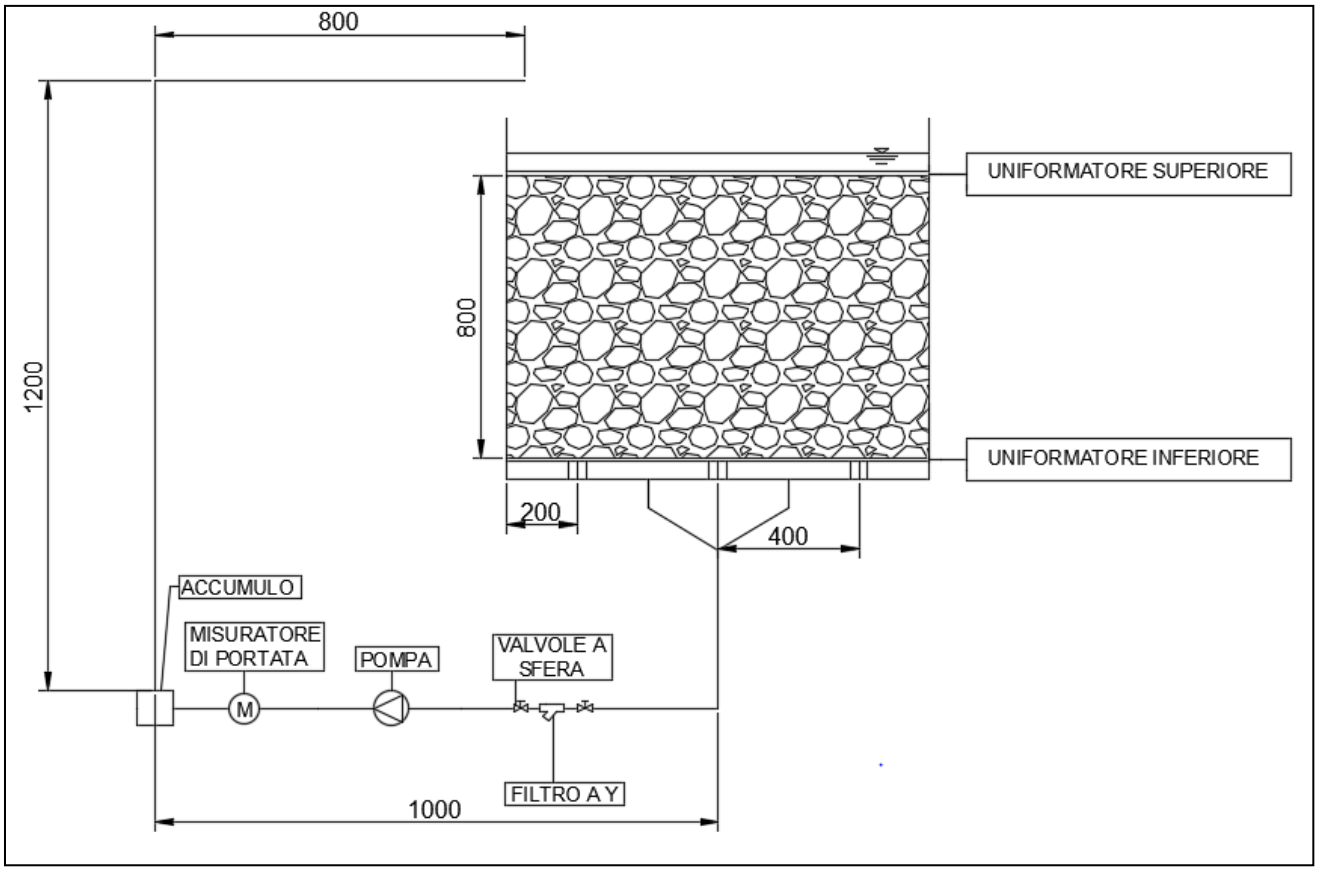


Figura 3.19 - Schema impianto semplificato per dimensionamento circuito idraulico

Il dimensionamento delle tubazioni

Il dimensionamento delle tubazioni in silicone prevede dapprima il calcolo della portata massima e della portata minima di acqua circolante (1), successivamente la definizione di una velocità di dimensionamento (2), poi il calcolo del diametro interno (3) ed infine la scelta del diametro commerciale appena maggiore del diametro nominale calcolato (4).

- La portata massima e minima sono calcolate secondo l'equazione:

$$\dot{Q} = u \cdot A \qquad \textit{Eq. 3.18}$$

dove $\dot{Q}$ è la porta volumetrica in m^3/s, u è la velocità di Darcy, rappresentativa della velocità della falda; A è la sezione trasversale della vasca pari a $A = 1{,}2 \cdot 0{,}6 = 0{,}72\ m^2$. Come già detto nel paragrafo 3.5, considerando che la distanza radiale di osservazione scala di un fattore geometrico L_r = 10, per conservare Pe occorre scalare la velocità di un fattore L_v=1/10, ciò significa che l'intervallo di u in campo tra 10^{-7} m/s e 10^{-5} m/s va riportato a 10^{-6} m/s e 10^{-4} m/s in laboratorio. Considerato che la velocità massima

10^{-4} m/s implica una dinamica estremamente rapida e variazioni di temperatura relativamente basse, si ritiene di limitare la velocità massima a u = 5 · 10^{-5} m/s. La scelta del valore minimo è dettata dal fatto che, per valori minori di $5 \cdot 10^{-7}$m/s, si ritiene che gli effetti del moto della falda, sulla determinazione della conducibilità termica del terreno, non siano significativi. Per tali ragioni, le velocità di Darcy massima e minima sono state assunte pari, rispettivamente, a $5 \cdot 10^{-5}$ e $5 \cdot 10^{-7}$ m/s. In Tabella 3.11 sono riportati i risultati dei calcoli appena descritti.

u_{max}	u_{min}	Area	$\dot{Q}_{max}$	$\dot{Q}_{min}$	$\dot{Q}_{max}$	$\dot{Q}_{min}$
m/s	m/s	m^2	m^3/s	m^3/s	ml/min	ml/min
$5{,}00 \cdot 10^{-5}$	$5{,}00 \cdot 10^{-7}$	0,72	$3{,}60 \cdot 10^{-5}$	$3{,}605 \cdot 10^{-7}$	2160,00	21,60

Tabella 3.11 Valori di portata massima e minima

- In [54] è raccomandato di scegliere una velocità di dimensionamento delle tubazioni non superiore a 1,2 m/s per tubi fino a DN50, per cui si è ritenuto ragionevolmente un valore di velocità massima nelle tubazioni v pari a 1 m/s.
- Nota la portata massima e minima, e scelta la velocità di dimensionamento, si è calcolato il diametro nominale massimo e minimo delle tubazioni mediante l'equazione:

$$D = \sqrt{\frac{\dot{Q} \cdot 4}{\pi \cdot v}} \qquad \textit{Eq. 3.19}$$

Il diametro massimo così calcolato risulta essere pari a 6,8 mm e il diametro minimo pari a 0,1 mm.

- Il diametro commerciale massimo e minimo (diametro effettivo D_{eff}) scelto, tenendo in considerazione il dimensionamento della pompa, successivamente dettagliato, è pari, rispettivamente, a 9,6 mm e 4,6 mm. In Tabella 3.12 sono riportati il diametro massimo scelto e la velocità reale v_{real} per la tubazione di tale diametro.

v_{dim}	A_{tubi}	D	D_{eff}	v_{real}
m/s	m^2	mm	mm	m/s
1	$3{,}60 \cdot 10^{-05}$	6,8	9,6	0,50

Tabella 3.12 Diametro interno nominale ed effettiva. v_{dim} è la velocità di dimensionamento.

Determinazione delle perdite di carico

Si dettagliano di seguito la determinazione delle perdite di carico distribuite nelle tubazioni e concentrate nei vari componenti del circuito.

Per la determinazione delle perdite di carico distribuite nel circuito si è dapprima calcolato il numero di Reynolds, secondo l' Eq 3.20, assumendo rispettivamente una densità dell'acqua pari a $\rho = 1000\ kg/m^3$ e una viscosità dinamica pari a $\mu = 0{,}001\ Pa \cdot s$. Si è ottenuto un valore pari a Re = 4777, per cui il moto può essere ritenuto turbolento essendo Re > 2300.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_{eff}}{\mu} = \frac{1000 \cdot 0{,}50 \cdot 0{,}0096}{0{,}001} = 4777 \qquad \textit{Eq. 3.20}$$

Successivamente si è calcolato il coefficiente di attrito secondo la formula di Blasius (Eq. 3.21), valida per tubi lisci e per numeri di Reynolds inferiori a 10^{-5}.

$$f = \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}} = \frac{0{,}3164}{4777^{0{,}25}} = 0{,}04 \qquad \textit{Eq. 3.21}$$

Essendo la lunghezza della tubazione pari a L = 3 m, si è calcolata la perdita di carico distribuita secondo l'equazione di Darcy - Weisbach:

$$\Delta p_{dist} = f \cdot \rho \cdot \frac{L}{D_{eff}} \cdot \frac{v_{real}^2}{2} = 0{,}04 \cdot 1000 \cdot \frac{3}{0{,}0096} \cdot \frac{0{,}50^2}{2} = 1472\ Pa = 0{,}014\ bar \qquad \textit{Eq. 3.22}$$

La perdita di carico introdotta dall'accumulo è stata determinata modellizzando il componente come brusco allargamento e brusco restringimento. Il coefficienti di perdita di carico localizzata ξ per aspirazione libera a bordi vivi è determinato secondo l'Eq. 3.23, presente in Tabella 3.13:

$$\xi_{allargamento} = \xi_1 = \left(\frac{1}{1-\alpha}\right)^2 = 0{,}34 \qquad \textit{Eq. 3.23}$$

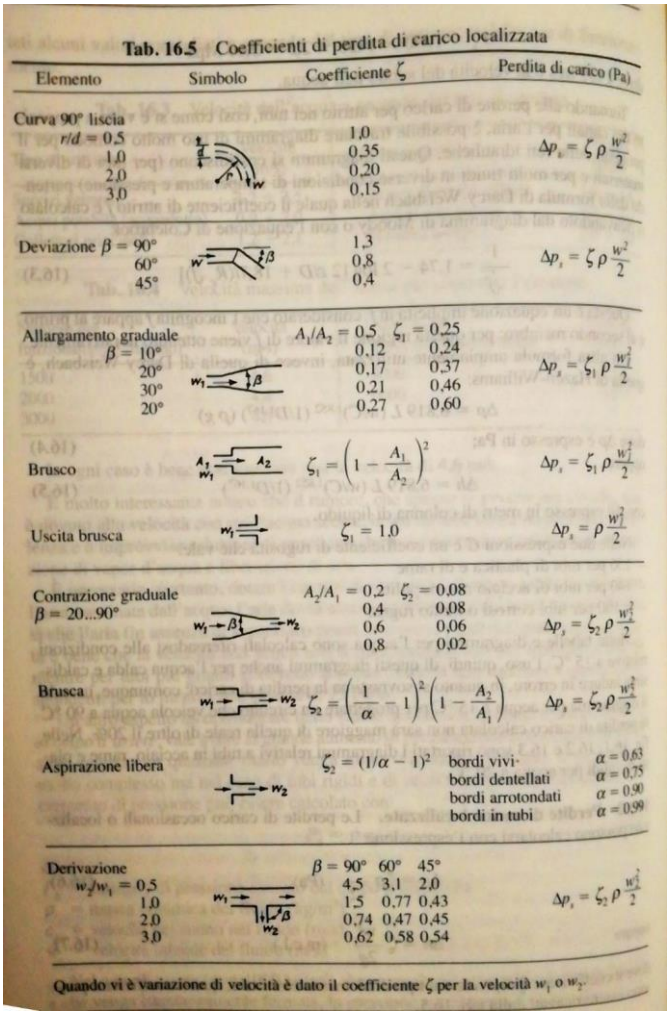
dove α = 0,63, coefficiente valido per bordi vivi.

Il coefficiente di perdita di carico localizzata per brusca uscita secondo Tabella 3.13 è pari a:

$$\xi_{restringimento} = \xi_2 = 1 \qquad \textit{Eq. 3.24}$$

Segue che la perdita di carico introdotta dall'accumulo Δp_{acc} è pari a :

$$\Delta p_{acc} = \rho \cdot (\xi_1 + \xi_2)\frac{v^2}{2} = 1000 \cdot (1 + 0{,}34) \cdot \frac{0{,}5^2}{2} = 166{,}5\ Pa = 0{,}001665\ bar \qquad \textit{Eq. 3.25}$$



Tab. 16.5 Coefficienti di perdita di carico localizzata

Elemento	Simbolo	Coefficiente ζ	Perdita di carico (Pa)
Curva 90° liscia $r/d = 0{,}5$ 1,0 2,0 3,0		1,0 0,35 0,20 0,15	$\Delta p_s = \zeta \rho \frac{w^2}{2}$
Deviazione $\beta = 90°$ 60° 45°		1,3 0,8 0,4	$\Delta p_s = \zeta \rho \frac{w^2}{2}$
Allargamento graduale $\beta = 10°$ 20° 30° 20°		$A_1/A_2 = 0{,}5$ $\zeta_1 = 0{,}25$ 0,12 0,24 0,17 0,37 0,21 0,46 0,27 0,60	$\Delta p_s = \zeta_1 \rho \frac{w_1^2}{2}$
Brusco		$\zeta_1 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$	$\Delta p_s = \zeta_1 \rho \frac{w_1^2}{2}$
Uscita brusca		$\zeta_1 = 1{,}0$	$\Delta p_s = \rho \frac{w_1^2}{2}$
Contrazione graduale $\beta = 20...90°$		$A_2/A_1 = 0{,}2$ $\zeta_2 = 0{,}08$ 0,4 0,08 0,6 0,06 0,8 0,02	$\Delta p_s = \zeta_2 \rho \frac{w_2^2}{2}$
Brusca		$\zeta_2 = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)$	$\Delta p_s = \zeta_2 \rho \frac{w_2^2}{2}$
Aspirazione libera		$\zeta_2 = (1/\alpha - 1)^2$ bordi vivi $\alpha = 0{,}63$ bordi dentellati $\alpha = 0{,}75$ bordi arrotondati $\alpha = 0{,}90$ bordi in tubi $\alpha = 0{,}99$	
Derivazione $w_2/w_1 = 0{,}5$ 1,0 2,0 3,0		$\beta = 90°$ 60° 45° 4,5 3,1 2,0 1,5 0,77 0,43 0,74 0,47 0,45 0,62 0,58 0,54	$\Delta p_s = \zeta_2 \rho \frac{w_2^2}{2}$

Quando vi è variazione di velocità è dato il coefficiente ζ per la velocità w_1 o w_2.

Tabella 3.13 - Coefficienti di perdita di carico localizzata [54]

Per il calcolo della perdita di carico della lastra perforata si è adottata la procedura descritta in [55], che prevede il calcolo del rapporto tra l'area libera/forata, e l'area della sezione trasversale

totale della lastra, e la derminazione del coefficiente di perdita di carico localizzato secondo il diagramma di Figura 3.20. Il diametro dei fori della lastra è pari a 4 mm e la distanza tra i centri dei fori è pari a 6 mm, per cui l'area totale libera è stata determinata come segue:

$$A_{libera} = N_{fori} \cdot A_{foro} = 251200\ mm^2 \qquad \textit{Eq. 3.26}$$

dove, l'area di un singolo foro è pari a $A_{foro} = \pi \cdot \frac{d_{foro}^2}{4} = 12{,}56\ mm^2$e il numero totale di fori pari a $N_{fori} = \frac{600}{6} \cdot \frac{1200}{6} = 20000$. Il rapporto tra l'area libera e l'area totale è pari a:

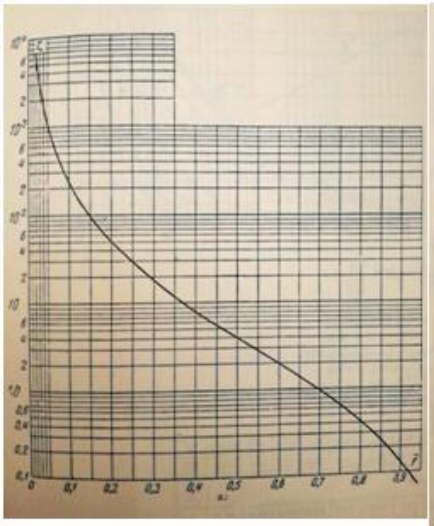
$$\bar{f} = \frac{A_{libera}}{A} = \frac{251200}{1200 \cdot 600} = 0{,}35 \qquad \textit{Eq. 3.27}$$

Dal diagramma in Figura 3.20 si legge un coefficiente di perdita di carico localizzata pari a ξ = 12,35, a cui corrisponde una perdita di carico concentrata:

$$\Delta p_{lastra} = \rho \cdot \xi \cdot \frac{u^2}{2} = 1000 \cdot 12{,}35 \cdot \frac{\left(5 \cdot 10^{-5}\right)^2}{2} \simeq 0{,}0\ Pa \qquad \textit{Eq. 3.28}$$

Per il calcolo della perdita di carico nella filtrina si è usata la stessa tabella che nel caso della lastra forata, ma considerando un rapporto $\bar{f} = 0{,}02$ a cui corrisponde un coefficiente di perdita di carico localizzata pari a ξ = 7000, ed una perdita di carico:

$$\Delta p_{lastra} = \rho \cdot \xi \cdot \frac{u^2}{2} = 1000 \cdot 7000 \cdot \frac{\left(5 \cdot 10^{-5}\right)^2}{2} \simeq 0{,}0\ Pa \qquad \textit{Eq. 3.29}$$



$\bar{f}$	ξ	$\bar{f}$	ξ
0,02	7000	0,34	13,1
0,03	3100	0,36	11,6
0,04	1670	0,38	9,55
0,05	1050	0,40	8,25
0,06	730	0,43	6,62
0,08	400	0,47	4,95
0,10	245	0,50	4,00
0,12	165	0,52	3,48
0,14	117	0,55	2,85
0,15	86,0	0,60	2,00
0,18	65,5	0,65	1,41
0,20	51,5	0,70	0,97
0,22	40,6	0,75	0,65
0,24	32,0	0,80	0,42
0,26	26,8	0,85	0,25
0,28	22,3	0,90	0,13
0,30	18,2	0,95	0,05
0,32	15,6	1,0	0,00

Figura 3.202 - Diagramma coefficiente delle perdite di carico per lastra forata [55]

Il calcolo della perdita di carico nel terreno è basato sulla legge di Darcy:

$$u = -K \cdot \frac{\partial h^*}{\partial x} \qquad \textit{Eq. 3.30}$$

dove con K si è indicata la permeabilità del terreno (m/s) e $\frac{\partial h^*}{\partial x}$ è il gradiente idraulico, cioè la perdita di carico per unità di lunghezza. Per la valutazione della permeabilità del terreno esistono diverse formule empiriche basate essenzialmente sulle caratteristiche granulometriche dei depositi. Fra le più comuni si ha la relazione di Hazen:

$$K = C \cdot d_{10}^2 \qquad \textit{Eq. 3.31}$$

dove: C è un coefficiente funzione dell'uniformità del terreno, che varia da 0,001 a 0,0015; d_{10} (mm) è il diametro di un setaccio che permette il passaggio del 10% della sabbia in massa. Secondo tale relazione la permeabilità per la sabbia scelta per riempire la vasca di contenimento, le cui caratteristiche sono dettagliate nel paragrafo 4.1, è compresa tra $2{,}25 \cdot 10^{-4}$ m/s e $3{,}375 \cdot 10^{-4}$ m/s. Tale equazione empirica trascura le informazioni sul grado di compattazione e sull'eterogeneità dimensionale del terreno, e per tali ragioni tende a sottostimare il valore della permeabilità K. Risultano, invece, più affidabili i grafici di Prugh, mostrati in Figura 3.21, in cui la permeabilità K (µm/s) è correlata al d_{50}, cioè il diametro di un setaccio che permette il passaggio del 50% della sabbia in massa, e al coefficiente di uniformità C_u, pari al rapporto tra il diametro di un setaccio che fa passare il 60 % della sabbia in massa e il diametro del setaccio che permette il passaggio del 10 %. Nel caso della sabbia scelta per riempire la vasca, d_{50} è pari a 0,28 mm, ed il coefficiente di uniformità risulta essere pari a:

$$C_u = \frac{d_{60}}{d_{10}} = \frac{0{,}3}{0{,}15} = 2 \qquad \textit{Eq. 3.321}$$

La permeabilità idraulica K letta dal grafico risulta essere compresa tra $3{,}0 \cdot 10^{-4}$ m/s e $4{,}0 \cdot 10^{-4}$ m/s. Al fine di ottenere dei valori più attendibili è possibile eseguire delle prove per caratterizzare granulometricamente la sabbia, e stimare in modo più accurato i diametri dei setacci a cui corrisponde il passaggio del 10%, 50% e 60% della sabbia stessa.

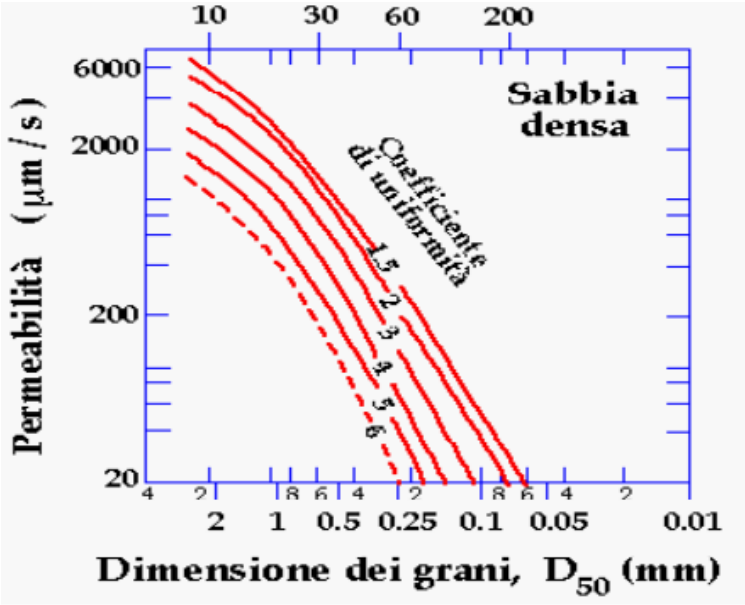


Figura 3.213 - Grafici di Prugh (1959)

Essendo lo spessore dello strato di terreno sabbioso pari a $L_{terreno}$ = 800 mm, si è calcolata la perdita di carico fornita dal terreno nel caso di velocità di Darcy massima (u = 5 · 10^{-5} m/s) e con la permeabilità K = (3,0 - 4,0) ·10^{-4} m/s come segue:

$$\Delta p_{ter} = \rho \cdot g \cdot L_{terreno} \cdot \frac{u}{K} = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}8 \cdot \frac{5 \cdot 10^{-5}}{(3{,}0-4{,}0) \cdot 10^{-4}} = (1308 - 981)Pa \quad \textit{Eq .3.33}$$

Mentre nel caso di velocità di Darcy minima (u = 5 · 10^{-7} m/s) si ha una perdita di carico 100 volte più piccola:

$$\Delta p_{ter} = \rho \cdot g \cdot L_{terreno} \cdot \frac{u}{K} = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}8 \cdot \frac{5 \cdot 10^{-7}}{(3{,}0-4{,}0) \cdot 10^{-4}} = (13{,}08 - 9{,}81)Pa \quad \textit{Eq.3.34}$$

Per il calcolo delle perdite di carico nel sostegno, costituito da 9 piedini di altezza H = 10 cm e diametro 5 cm disposti come in Figura 3.22, si è approssimato il componente come costituito da 4 canali, la cui numerazione è riportata sempre in Figura 3.22. Si sono determinate le perdite di carico nel canale 1 e 4 come somma di perdite di carico distribuite sulla lunghezza L = 600 mm e due perdite di carico concentrate dovute alle curve, e per queste ultime si è usato il coefficiente di perdita di carico localizzato ξ = 1, da Tabella 3.13. Per i canali 2 e 3 le perdite di carico risultano essere pari alla perdita di carico distribuita sulla lunghezza L = 600 mm. La portata per singolo canale è stata ripartita sulla base delle rispettive lunghezze, secondo l'equazione:

$$\dot{Q}_{1,2,3,4} = \dot{Q}_{max} \cdot \frac{L_{1,2,3,4}}{L_{tot}} \quad \textit{Eq. 3.35}$$

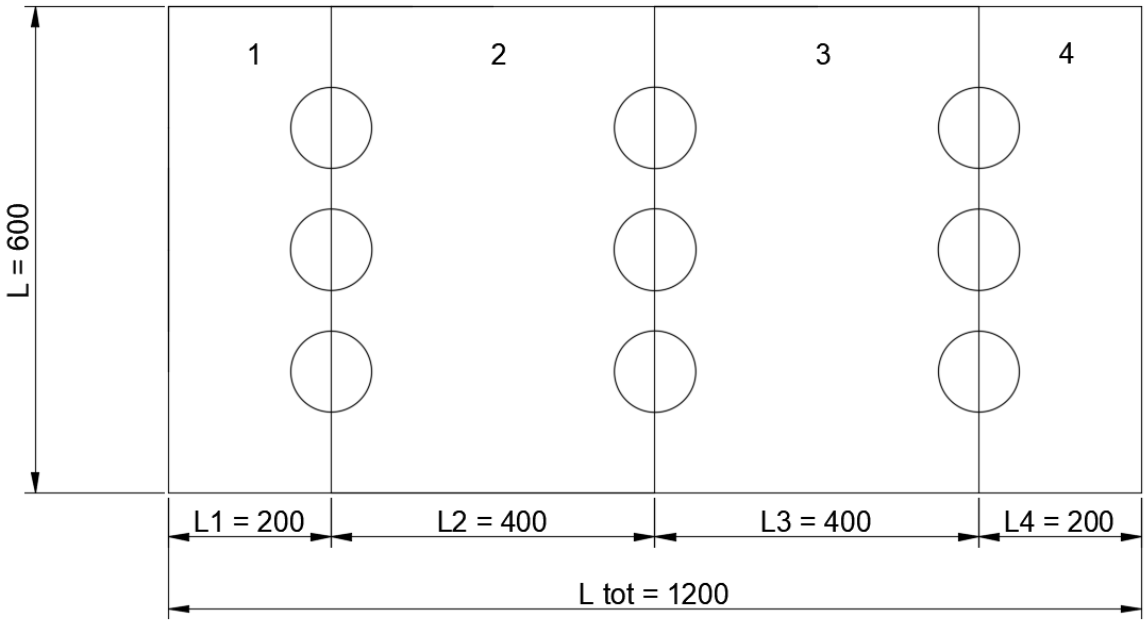


Figura 3.22 - Rappresentazione schematica del sostegno per il calcolo delle perdite di carico

Determinata la porta, si è calcolata l'area trasversale di ciascun canale $A_{1,2,3,4}$, il perimetro bagnato $p_{bagnato}$, il diametro equivalente $D_{e.q.1,2,3,4}$ per condotti rettangolari, la velocità dell'acqua $v_{1,2,3,4}$ e il numero di Reynolds $Re_{1,2,3,4}$, quest'ultimo necessario al calcolo della perdita di carico distribuita, mediante le equazioni seguenti:

$$A_{1,2,3,4} = L_{1,2,3,4} \cdot H_{canale} \qquad \textit{Eq. 3.36}$$

$$p_{bagnato} = 2 \cdot L_{1,2,3,4} + 2 \cdot H_{canale} \qquad \textit{Eq. 3.37}$$

$$D_{e.q.1,2,3,4} = 4 \cdot \frac{A_{1,2,3,4}}{p_{bagnato}} \qquad \textit{Eq. 3.38}$$

$$v_{1,2,3,4} = \frac{\dot{Q}_{1,2,3,4}}{A_{1,2,3,4}} \qquad \textit{Eq. 3.39}$$

$$Re_{1,2,3,4} = \frac{\rho \cdot v_{1,2,3,4} \cdot D_{1,2,3,4}}{\mu} \qquad \textit{Eq. 3.40}$$

In Tabella 3.14 sono riportati i risultati ottenuti per i canali 1 e 4.

Q 1,4	L tot	L 1,4	H	A 1,4	Pbagnato 1,4	D eq1,4	v 1,4	Re 1,4
m^3/s	m	m	m	m^2	m	m	m/s	-
$6{,}0 \cdot 10^{-6}$	1,2	0,2	0,1	0,02	0,6	0,13	$3{,}00 \cdot 10^{-4}$	40

Tabella 3.14 - Valori di portata, area, perimetro bagnato, diametro equivalente, velocità e numero di Reynolds per i canali 1 e 4

In Tabella 3.15 sono riportati i risultati ottenuti per i canali 2 e 3.

Q 2,3	L tot	L 2,3	H	A 2,3	Pbagnato 2,3	D eq2,3	v 2,3	Re 2,3
m^3/s	m	m	m	m^2	m	m	m/s	-
$1{,}2 \cdot 10^{-5}$	1,2	0,4	0,1	0,04	1	0,16	$3{,}00 \cdot 10^{-4}$	48

Tabella 3.15 - Valori di portata, area, perimetro bagnato, diametro equivalente, velocità e numero di Reynolds per i canali 2 e 3

Essendo per tutti e 4 i canali Re < 2100, si è usata l'Eq. 3.41, per la determinazione del coefficiente di attrito in regime di moto laminare:

$$f_{1,2,3,4} = \frac{64}{Re_{1,2,3,4}} \qquad \textit{Eq. 3.41}$$

Come è solito, per il calcolo delle perdite di carico distribuite e concentrate si sono usate le Eq. 3.42 e Eq. 3.43:

$$\Delta p_{dist,1,2,3,4} = f_{1,2,3,4} \cdot \rho \cdot \frac{L}{D_{eq.1,2,3,4}} \cdot \frac{v_{1,2,3,4}^2}{2} \qquad \textit{Eq. 3.42}$$

$$\Delta p_{curva} = \rho \cdot \xi \cdot \frac{v_{1,2,3,4}^2}{2} \qquad \textit{Eq. 3.43}$$

La perdita di carico totale, risulta essere pari alla somma delle perdite distribuite e concentrate, secondo l'equazione:

$$\Delta p_{sostegno} = \Delta p_{dist,1} + \Delta p_{dist,2} + \Delta p_{dist,3} + \Delta p_{dist,4} + 4 \cdot \Delta p_{curva} \qquad \textit{Eq. 3.44}$$

In Tabella 3.16 si riportano i risultati dei coefficienti di attrito e delle perdite di carico distribuite e concentrate del sostegno:

$f_{1,4}$	$f_{2,3}$	$\Delta p_{dist1,4}$	$\Delta p_{dist\ 2,3}$	Δp_{curva}	$\Delta p_{sostegno}$
-	-	Pa	Pa	Pa	Pa
1,60	1,33	$6{,}48\cdot10^{-4}$	$2{,}25\cdot10^{-4}$	$9{,}00\cdot10^{-5}$	$2{,}1\cdot10^{-3}$

Tabella 3.16 - Perdite di carico del sostegno

Anche per il componente ''sostegno'' la perdita di carico introdotta, modellizata come appena descritto, risulta essere nulla.

Il filtro a Y da 1/2'' scelto è di bronzo con corpo compatto, le cui caratteristiche tecniche sono riportate in Figura 3.23. Ha una conformazione fluidodinamica che consente di minimizzare le perdite di carico e una maglia di filtraggio in acciaio inox, con una densità di circa 50 fori per cm^2.

Misura	DN	A	B	Kv	Peso (kg)
1/2"	15	58	34	2.35	0.152
3/4"	20	70	39	3.3	0.246
1"	25	88	48	6.5	0.358
11/4"	32	96	57	11	0.584
11/2"	40	107	62	13.5	0.714
2"	50	135	90	15.6	1.61
2 1/2"	65	-	-	-	-
3"	80	-	-	-	-
4"	100	-	-	-	-

Figura 3.23 - Filtro a Y in bronzo 1/2''

Noto il coefficiente di portata (o flusso) K_v, definito come la portata in m^3/h, alla temperatura di 15,5°C, che provoca una caduta di pressione di 1 bar con il filtro pulito, e la portata che lo attraversa, si è calcolata la perdita di carico introdotta dal componente, pari a:

$$\Delta p_{filtro} = \left(\frac{\dot{Q}}{K_v}\right)^2 = \left(\frac{0{,}13\ m^3/h}{2{,}35}\right)^2 = 0{,}003\ bar = 300\ Pa \qquad \textit{Eq. 3.45}$$

Le valvole di intercettazione (Figura 3.24) montate a monte a valle del filtro sono valvola a sfera da 1/2'' a passaggio totale, con filettatura maschio femmina, raccordo con portagomma in ottone da 1 /2'', con coefficiente di portata (o flusso) K_v, (definito come la portata in m3/h, alla temperatura di 15,5°C, che provoca una caduta di pressione di 1 bar con la valvola completamente aperta) pari a 16,3. La perdita di carico introdotta dal componente risulta, pertanto, pari a:

$$\Delta p_{valvola} = \left(\frac{\dot{Q}}{K_v}\right)^2 = \left(\frac{0{,}13\ m^3/h}{16{,}3}\right)^2 = 6{,}36\ \cdot 10^{-5}\ bar = 6{,}36\ Pa \qquad \textit{Eq. 3.46}$$

Figura 3.24 - Valvole a sfera di intercettazione

Per il calcolo della perdita di carico introdotta dal raccordo a T, necessario per collegare le tubazioni in uscita dalla vasca e il circuito idraulico, si è scelto un coefficiente di perdita localizzata per confluenza con curva d'invito presente in [56], pari a ξ = 2,0. La perdita di carico introdotta dal componente risulta essere pari a:

$$\Delta p_{raccordo\ T} = \rho \cdot \xi \cdot \frac{v^2}{2} = 1000 \cdot 2{,}0 \cdot \frac{0{,}50^2}{2} = 250\ Pa = 2{,}5\ mbar \qquad \textit{Eq. 3.47}$$

In Figura 3.25 sono riportati il raccordo a T, le valvole di intercettazione e il filtro a Y, oltre che i portagomme necessari all'inserimento del misuratore di portata nel circuito idraulico.

Figura 3.25 - Raccordo a T, valvole a sfera, filtro e portagomme.

Nel circuito idraulico con tubazioni di dimensioni 9,6 mm si installa un misuratore di porta a vortici, il cui dimensionamento è dettagliato nel paragrafo 3.8.2 , che introduce, come dichiarato dal fornitore, una perdita di carico minima. Per tale ragione si è deciso di trascurare nella determinazione della perdita di carico del circuito il contributo di tale componente.

La perdite di carico che deve vincere la pompa è la somma delle perdite di carico introdotte dal raccordo a T, dalle 2 valvole di intercettazione, dal filtro a Y, dal misuratore di portata, dall'accumulo e dalla tubazione. Essa risulta essere pari a*:*

$$\Delta p_{pompa} = 2201\ Pa = 22{,}01\ mbar \qquad \textit{Eq. 3.48}$$

La pompa di circolazione

La scelta della tipologia di pompa di circolazione è ricaduta sulle pompe peristaltiche volumetriche, poiché la perdita di carico introdotta dal circuito di alimentazione dell'acqua alla vasca di prova è molto piccola. Inoltre, avendo la necessità di controllare con elevata risoluzione la portata di acqua, per simulare velocità di Darcy da $5{\cdot}10^{-7}$ m/s a $5{\cdot}10^{-5}$ m/s, ed essendo modesta la quantità di fluido da movimentare, le pompe peristaltiche risultano le più adatte a tale applicazione.

Il principio di funzionamento di una pompa peristaltica è molto semplice ma molto efficace. Un tubo di dimensioni molto precise, costruito con differenti tipi di elastomeri o termoplastici, viene alloggiato in un apposita sede circolare sul corpo pompa. Questo tubo viene compresso dall'azione rotatoria di due rulli su un rotante centrale. Dopo il passaggio del primo rullo, il tubo

recupera la sua forma iniziale creando il vuoto e la conseguente aspirazione del fluido. Il fluido così aspirato penetra nella cavità che si viene a formare tra i due rulli e, durante la rotazione, viene spinto verso l'uscita dalla compressione del secondo rullo.

Generalmente le pompe peristaltiche presentano un'altezza di aspirazione fino a 9 m.c.a, possono lavorare a secco senza danni, non necessitano di tenute, sono in grado di dosare perfettamente la portata dosaggio (±1%), forniscono una portata indipendente dalla pressione, sono in grado di ruotare in senso orario ed antiorario, sono facili da pulire e silenziose. Per le sue caratteristiche la pompa peristaltica risulta essere adatta ad operazioni di travaso, dosaggio, svuotamento fusti e alimentazione filtri.

Inoltre, la scelta è ricaduta su tale tipologia di pompa, poiché il fluido da pompare non entra in contatto con alcuna parte in movimento ed è totalmente contenuto all'interno del tubo, per cui, nell'eventualità in cui granelli di sabbia non venissero filtrati dal filtro a Y, la pompa non sarebbe soggetta ad abrasione delle sue parti meccaniche.

La pompa peristaltica scelta è la pompa Cheimika modello BT/600/S configurata con testata YT/25 (Figura 3.2). Essa è dotata di due tubi in silicone modello 15# - Øint 4,8 mm / spessore parete 2,5 mm e modello 36# - Øint 9,6 mm / spessore parete 2,5 mm, per dosare con precisione e in modo continuo la portata. Ecco il motivo per il quale è stato necessario sdoppiare i circuiti idraulici, cioè utilizzare una tubazione con diametro minore per le portate più basse ed uno maggiore per le portate più alte, si veda la Tabella 3.18 per comprendere l'intervallo di portata soddisfatto dal tubo 15# e 36#. In Tabella 3.17 sono riportate le caratteriste tecniche di maggiore interesse per la simulazione del moto della falda nel terreno. In particolare si sottolinea l'ottima accuratezza, inferire allo 0,5%, e l'ottima risoluzione che permette di variare con estrema precisione la portata.

Figura 3.26 - Pompa peristaltica di alimentazione del circuito idraulico

Range di portata	0,006 - 2900 ml/min
Accuratezza	< 0,5%
Range di velocità di rotazione	0,1 - 600 rpm
Risoluzione della velocità di rotazione	0,1 - 100 rpm, risoluzione 0,1 rpm
	100 - 600 rpm, risoluzione 1 rpm
Potenza di alimentazione	AC 220 V ± 10%, 50Hz/60Hz
Consumo di energia	< 60 W

Tabella 3.17 - Caratteristiche tecniche della pompa

In Tabella 3.18 sono riportati i valori di portata al variare del numero di giri fornite dal produttore, da cui si è tracciata la curva caratteristica (Portata - n° di giri) riportata nel grafico di Figura 3.27.

Tubo #15		Tubo #36	
n° giri	$\dot{Q}$	n° giri	$\dot{Q}$
rpm	ml /min	rpm	ml /min
100	170	100	480
200	360	200	1040
300	550	300	1500
400	700	400	1850
500	850	500	2700
600	1000	600	2900

Tabella 3.181 - Curve caratteristiche pompa

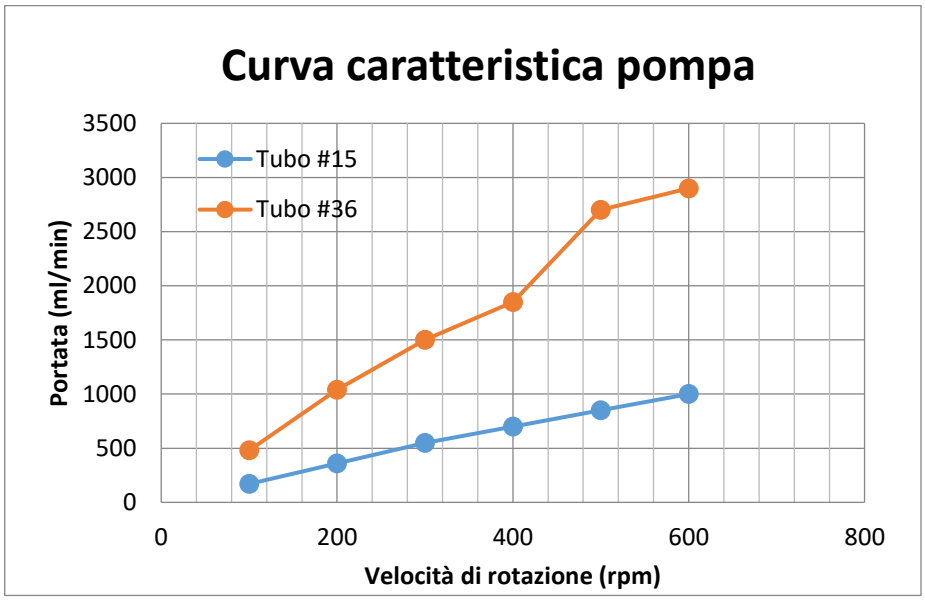


Figura 3.27 - Curva Portata (ml/min) - n° di giri al minuto (rpm)

Altezza battente

Se la pompa deve vincere le perdite di carico del circuito a valle della scatola di contenimento della sabbia, le perdite di carico localizzate introdotte dalle lastre perforate, dalla filtrina, dal terreno e dal sostegno sono vinte dal un battente idraulico che preme sull'intera struttura. Il battente dipende solamente dalla perdita di carico più significativa, cioè quella introdotta dal terreno che varia, per la velocità di Darcy minima (u = 5 · 10 $^{-7}$ m/s), nell'intervallo $\Delta p_{ter,min} = (9{,}81 - 13{,}08)\mathrm{Pa}$ e per velocità di Darcy massima (u = 5 · 10 $^{-5}$ m/s) nell'intervallo $\Delta p_{ter,max} = (981 - 1308)\mathrm{Pa}$.

L'altezza minima del battente è:

$$z_{battente,min} = \frac{\Delta p_{ter,min}}{\rho \cdot g} \simeq \frac{9{,}81-13{,}08}{1000 \cdot 9{,}81} \simeq (0{,}10 - 0{,}133)\ cm \qquad \text{Eq. 3.49}$$

mentre l'altezza massima del battente è pari a:

$$z_{battente,max} = \frac{\Delta p_{ter,max}}{\rho \cdot g} \simeq \frac{981-1308}{1000 \cdot 9{,}81} \simeq (10 - 13{,}3)\ cm \qquad \textit{Eq. 3.50}$$

Il battente massimo presenta una variabilità di circa 3 cm, ma ciò non rappresenta un problema, poiché l'altezza del terreno è sovradimensionata, come dettagliato nel paragrafo 3.5. Per una stima migliore dell'altezza del battente sarà opportuno determinare con più precisione la permeabilità K (m/s), caratterizzando in modo puntuale la sabbia dal punto di vista granulometrico, ma si sottolinea che sarà sempre presente un certo intervallo di variabilità derivante dall'applicazione delle relazioni e delle curve di letteratura (Eq. 3.31, Figura 3.21) .

3.8 Il sistema di misura

Nello svolgimento delle prove sperimentali per la determinazione della conducibilità termica del terreno e della velocità di Darcy, è necessario ricostruire il campo di temperatura nella vasca di contenimento, oltre che determinare con precisione la portata di acqua circolante nel circuito idraulico e determinare la potenza termica dissipata dal cavo autoscaldante che simula il geoscambiatore in scala. A tal fine, di seguito sono riportate le considerazioni che hanno permesso di scegliere tipologia, numero e posizionamento dei sensori di temperatura, i misuratori di portata e il sistema di acquisizione dati.

3.8.1 I sensori di temperatura e la relativa posizione

In generale, la scelta dei sensori di temperatura deve tenere in considerazione:

- specifiche della misura (campo di funzionamento, accuratezza, risoluzione);
- tempo di risposta, cioè il tempo necessario affinché l'uscita raggiunga, senza oscillazioni, un valore pari al 90% del valore a regime;

- dimensioni e geometria del sensore;
- interazioni del dispositivo con l'ambiente di misura;
- possibilità di leggere da remoto la misura mediante segnale digitale.

Nel caso specifico dell'apparato sperimentale in oggetto, si necessita di misuratori di temperatura con le caratteristiche seguenti:

- accuratezza ± 0,1 °C;
- risposta dinamica $\frac{dT}{dt} \geq 1{,}1\ \frac{C°}{min}$, necessaria a seguire il fenomeno di incremento di temperatura nel terreno. La finestra di osservazione del fenomeno in scala, avendo scelto come fattore di scala del raggio L_r=10 e quindi essendo il fattore di scala del tempo L_t=100, è compresa nell'intervallo 216 s < t < 2600 s. In tale intervallo è possibile valutare la rapidità di crescita della temperatura al bordo del pozzo attraverso il modello MILS. Come illustrato in Figura 3.28 tale incremento è massimo per la massima velocità di Darcy che si prevede di realizzare ovvero 5.10^{-5} m/s: con q = 50 W/m e a z=0.5 m per t = 216 s = 0.06 h, si ha $T-T_0$ = 4°C quindi dT/dt = 1,1°C/min. Questa velocità di crescita è pertanto assunta come ordine di grandezza per la risposta dinamica di ogni sensore;

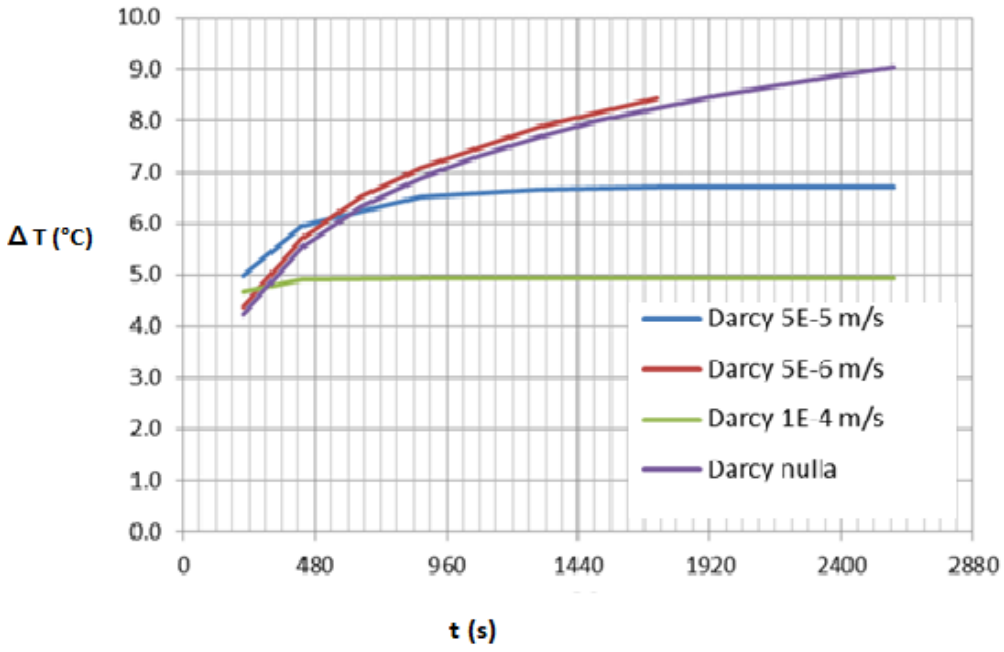


Figura 3.28 - Modello MILS: incremento di temperatura al bordo del pozzo (in scala 1:10) al variare del tempo per diverse velocità di Darcy

- miniaturizzazione, il sensore deve essere molto piccolo per poter ricostruire con dettaglio la variazione di temperatura nel terreno, T(x,y,z,t);
- isolamento del sensore all'acqua, essendo il terreno saturo d'acqua;
- stabilità temporale, dal momento che il sensore deve essere inserito nel terreno, per cui non sarà facilmente accessibile.

Le tipologie di sensori termici che possono essere prese in esame risultano essere [57]:

1. *I termistori*, elementi termometrici che presentano come sensore un semiconduttore generalmente ottenuto da miscele di ossidi metallici sinterizzati. Essi presentano una caratteristica di variazione della resistenza elettrica al variare della temperatura (curva caratteristica) del tipo: $R = \alpha \cdot e^{\frac{\beta}{T}}$, dove α e β sono due costanti che dipendono dal materiale semiconduttore scelto.

   Il coefficiente di temperatura α_{NTC}:

$$\alpha_{NTC} = \frac{1}{R} \cdot \frac{dR}{dT} = -\beta \cdot T^{-2} \qquad \textit{Eq. 3.51}$$

   è negativo e non costante nel campo di temperatura di impiego (più alto alle basse temperature e più basso alle alte temperature), ragione per cui al termine termistore talvolta si aggiunge la sigla NTC ("Negative Temperature Coefficient"). Esistono anche termistori PTC ("Positive Temperature Coefficient") basati sull'impiego di materiali ferroelettrici, che presentato un coefficiente di temperatura positivo.

   I vantaggi dei termistori sono: basso costo unitario, piccole dimensioni, piccoli tempi di risposta, maggiore variazione resistiva per grado di temperatura, che fornisce una risoluzione migliore e elevato livello di ripetibilità. Per contro gli svantaggi risultano: il campo di temperatura limitato (0-300˚C), una curva caratteristica non lineare, la possibile deriva, il valore di misura da correggere per autoriscaldamento.

2. Le *termoresistenze*, costituite da un elemento metallico filiforme (rame, platino, nichel ecc...) avvolto o poggiato su di un supporto isolante, il tutto contenuto in una guaina di protezione dell'elemento sensibile (Figura 3.29). Talvolta per problemi di miniaturizzazione il sensore è ottenuto per deposizione di un film metallico su di un supporto isolante.

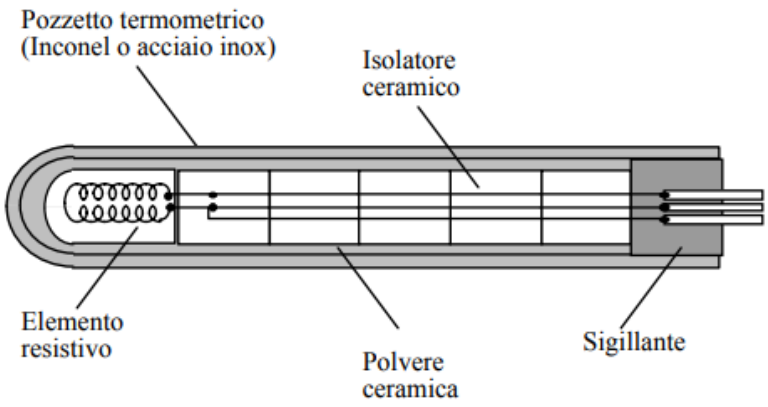


Figura 3.294 - Assemblaggio di un termometro a resistenza industriale ad immersione

In particolare i termometri a resistenza, comunemente indicati con la sigla TRP o con quella inglese RTD, adottano di norma come elemento sensibile fili di Platino. La scelta del metallo è essenzialmente legata, oltre che alla lavorabilità in fili sottili, alla caratteristica di presentare una legge R=R(T) lineare almeno in un certo intervallo di temperatura. La legge caratteristica dei termometri a resistenza é pertanto del tipo $R=R_o(1+\alpha T)$ dove R rappresenta la resistenza elettrica alla generica temperatura T, R_o la resistenza elettrica alla temperatura di 0˚C ed α il coefficiente di temperatura. I principali vantaggi delle termoresistenze al platino sono: ampio intervallo di temperatura (da -220°C a 850 °C), uscita elevata (il calo di corrente attraverso il sensore offre un segnale molto più ampio della tensione si uscita di una termocoppia), linearità, basso costo di cablaggio (si usano semplici fili di rame) e buona accuratezza. Però presentano una risposta più lenta e hanno dimensioni maggiori rispetto alle termocoppie, oltre che ad essere più costose.

3. Le *termocoppie*, coppie di fili di metalli diversi congiunti tra loro generalmente mediante saldatura. Tale giunto o coppia, inserito in un opportuno circuito, genera al variare della sua temperatura una f.e.m. funzione della coppia di metalli utilizzati e della temperatura (effetto Seebeck). Il più semplice circuito termoelettrico è quello ottenuto da due fili di metallo A e B con i giunti A-B e B-A immersi in due pozzetti a temperatura diversa T_1 e T_0. La differenza di potenziale $E_{A,B}$ che si rileva agli estremi è funzione della sola differenza T_1 - T_0. Pertanto si usa esporre il cosiddetto giunto caldo, o giunto di misura, all'ambiente di cui si vuole rilevare la temperatura, ed il giunto denominato freddo ad un ambiente di riferimento a temperatura nota.

Le termocoppie presentano buone caratteristiche dinamiche (tempi di risposta dell'ordine dei decimi di secondi per giunto esposto e in acqua in movimento), e un minore costo dell'elemento sensibile rispetto alle termoresistenze. Tra gli svantaggi si annoverano quello di misurare temperature non assolute ma relative (con conseguente necessità di un giunto di riferimento a temperatura nota) e quella di presentare un sensibile decadimento delle prestazioni metrologiche (e conseguentemente una minore stabilità nel tempo rispetto alle termoresistenze).

La termocoppia viene generalmente rivestita di una guaina flessibile o di un materiale ceramico resistente ad elevate temperature, sia per garantire un adeguato isolamento elettrico dei fili tra loro e con l'ambiente circostante, sia per proteggere i termoelementi dall'attacco chimico. Anche l'isolamento elettrico del giunto di misura riveste una notevole importanza. I principali tipi di giunzioni sono: a giunto esposto, cioè con elemento sensibile direttamente esposto; a giunto a massa, ovvero con elemento sensibile saldato direttamente sul pozzetto termometrico; a giunto isolato, cioè con elemento sensibile totalmente isolato dal pozzetto termometrico.

In Figura 3.30 sono riportate le caratteristiche principali dei sensori di temperatura citati, e sono riportati vantaggi e svantaggi dei misuratori.

La scelta dei sensori di temperatura è ricaduta sulle termocoppie per varie ragioni, di seguito esplicitate. I termistori sono scartati principalmente perché non sono normati, a differenza delle termoresistenze e delle termocoppie, cioè non esiste nessun ente normatore che ne determini classi di tolleranza. I termistori non sono facilmente riproducibili, cioè i produttori non garantiscono di riuscire riprodurre termistori esattamente con le medesime caratteristiche, a causa del materiale semiconduttore con cui sono realizzate. Inoltre, i termistori presentano il grande svantaggio del fenomeno dell'autoriscaldamento, sempre elevato, anche per valori di corrente di pochi milliampere, il che porta ad una sovrastima del valore di misura. Infine, essi sono stati scartati perché presentano valori di accuratezza peggiori rispetto alle specifiche ricercate. Le termoresistenze presentano valori di risposta dinamica minori rispetto alle termocoppie, che hanno una risposta dinamica pari anche a decimi di secondo, e hanno elementi sensibili non puntiformi ma di dimensioni minime di circa 4 mm. Questo aspetto fa sì che le termoresistenze misurino una temperatura media lungo l'elemento sensibile e non puntuale, come invece necessario nel progetto SandBox: dato che il fenomeno di propagazione del calore, durante l'esecuzione del TRT in laboratorio, si sviluppa per una decina di centimetri, è importante la

misura puntuale. L'aspetto vantaggioso delle termoresistenze risiede nell'accuratezza di misura, pari a 0,03 °C a 0°C per la classe 1/10 DIN secondo la DIN 43760, ma una volta posizionate tale valore non sarebbe garantito proprio a causa della dimensione relativamente grande dell'elemento sensibile che porterebbe a rilevare una temperatura media sulla dimensione stessa. Infine, esse non trovano applicabilità in questo progetto a causa degli ingombri troppo elevati del cavo elettrico di connessione, poiché i sensori non possono essere posizionati troppo distanti tra di loro per poter ricostruire il campo di temperatura nel modo più dettagliato possibile.

Le termocoppie risultano quindi la tecnologia migliore per il caso applicativo, per ridotte dimensioni dell'elemento sensibile e adeguata risposta dinamica. Nello specifico si sono scelte termocoppie Rame/Constantana (tipo T), con pozzetto termometrico realizzato in acciaio inox di diametro 1 mm e lunghezza 150 mm, con isolamento in ossido minerale e giunto caldo isolato, ed elemento sensibile di dimensione 1 mm, così da garantire il più possibile la precisione geometrica della misura. La termocoppia è finita con 3 m di cavo isolato in PVC, schermato e con terminali liberi; inoltre sulla superficie di tale cavo il produttore applica una resina per garantire la tenuta stagna. Le termocoppie scelte appartengono alla prima classe di tolleranza secondo la Norma IEC 60584-2 1998, a cui corrisponde una tolleranza pari a ± 0,5 °C da -40 a + 125 °C e ± 0,004 · |T| da 125 °C a 350 °C. Si sottolinea che esse verranno tarate, come catena di misura, in laboratorio per portare l'accuratezza al decimo di grado. Il diametro del cavo elettrico è pari a 4 mm.

Oltre che ricostruire il campo di temperatura nel terreno è importante monitorare la temperatura dell'acqua di ritorno e mandata alla vasca, per verificare che la potenza termica dissipata dai cavi scaldanti non scaldi in maniera significativa l'acqua. A tal fine si prevedono delle termocoppie dello stesso tipo di quelle appena descritte, ma brasate perpendicolarmente in un tubetto di acciaio inox lungo 40 mm da inserire nelle tubazioni idrauliche in silicone. Tale tubo avrà un diametro 10 mm, per il tubo in silicone di diametro 9,6 mm, e invece un diametro di 4,5 mm da abbinare al tubo in silicone di diametro 4,6 mm.

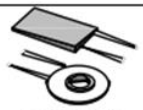
 termometri a resistenza	*principio*: variazione resistenza elettrica di metalli *campo* -250÷850°C *incertezza*: 0.01-0.1°C *uscita*: elettrica *norme* UNI-7937, IEC 751	*Vantaggi* - elevata affidabilità - linearità *Svantaggi* - elevato costo - elevata costante di tempo
 termistori	*principio*: variazione resistenza elettrica di semiconduttori *campo* -100÷200°C *incertezza*: 0.5-1°C *uscita*: elettrica	*Vantaggi* - basso costo - elevata sensibilità *Svantaggi* - autoriscaldamento
 termocoppie	*principio*: effetto Seebeck *campo* <350°C (T) <900°C(E) *incertezza*: 0.5÷5°C *uscita*: elettrica *norme* UNI-CTI 7938 IEC 584-1/2/3	*Vantaggi* - basso costo - piccola costante di tempo *Svantaggi* - non linearità - bassa sensibilità

Figura 3.30 - Caratteristiche principali di termometri a resistenza, termistori e termocoppie

Per la determinazione dei punti di misura e quindi della posizione delle termocoppie nel terreno, sono stati simulati, mediante i codici Matlab della MILS, i profili di temperatura in un terreno con conducibilità termica pari a 2 W/(m.K) e capacità termica volumica pari a 2,74 MJ/(m^3.K), in cui sia dissipata una potenza termica per unità di lunghezza pari a 50 W/m, attraversato da un moto di falda con velocità di Darcy pari a $5 \cdot 10^{-5}$ m/s e la temperatura del terreno indisturbato pari a 0°C. In prossimità del pozzo il gradiente di temperatura è maggiore che in lontananza da esso e quindi la distribuzione dei sensori dovrebbe essere più fitta in prossimità dello scambiatore. Per tale regione, il criterio di posizionamento dei sensori termici in prossimità del tubo di rame, che simula il pozzo geotermico, è un criterio fisico, legato all'ingombro della termocoppia. Invece, il criterio di posizionamento in lontananza dal pozzo è basato sull'incremento di temperatura, cioè si posiziona il sensore di temperatura ad una distanza dal precedente alla quale la variazione di temperatura tra i due punti è maggiore di 1 °C. Sulla base di queste considerazioni, si è deciso di simulare il profilo di temperatura radiale con un passo di 1 cm, poiché il cavo delle termocoppie ha un diametro pari a 4 mm, per cui la distanza minima tra un sensore e il successivo è pari a 8 mm, e di posizionare i sensori a tale distanza se la variazione di temperatura tra un punto e il successivo è maggiore di 1 °C, altrimenti di scegliere la prima distanza successiva in cui l'incremento è pari a 1 °C. Nei grafici di Figura 3.31 Figura 3.32 Figura 3.33 e Figura 3.34, in cui si è presa una terna ortogonale destrorsa di riferimento con asse x orientato lungo il pozzo, con asse y nella direzione della vasca lunga 600 mm e asse z nella direzione del moto di falda (per il riferimento della terna

si veda Figura 3.35), si riportano i profili di temperatura generati con la soluzione MILS per il posizionamento dei sensori all'istante temporale pari a 0,72 h, corrispondente al tempo scalato. Si è deciso di posizionare i sensori a due distanze in direzione x, una pari a x = 500 mm ed una pari a x = 300 mm, così da identificare la presenza di effetti di bordo, poiché in mezzeria del pozzo (x = 500 mm) i modelli ILS e FLS coincidono. Dal momento che il profilo di temperatura in assenza di moto di falda è a simmetria cilindrica, si è deciso di posizionare i sensori in direzione della falda a x = 300 mm e a monte dello scambiatore (0 < z < 300 mm) a x = 500 mm e x = 300 mm ed anche in direzione ortogonale alla falda per 300 mm < y < 600 mm, basandosi sulle quote z dei sensori a valle dello scambiatore in scala e a una distanza x = 500 mm, rispettando comunque il criterio di ''incremento di temperatura''. Ovvero si sono posizionati i sensori su delle circonferenze centrate sul tubo di rame, che simula il pozzo geotermico, aventi raggio pari alla distanza tra il centro e la quota z di alcuni sensori a valle per x = 500 mm. Con tale disposizione è possibile anche analizzare l'influenza della direzione del moto dell'acqua di falda sulla distribuzione di temperatura, che in caso di presenza di scambio termico avvettivo, non è più a simmetria radiale, ma caratterizzata da curve di livello allungate in direzione del moto della falda. Al fine di mantenere in posizione i sensori di temperatura si prevede la realizzazione di una rete in filo di nylon da vincolare ad appositi supporti.

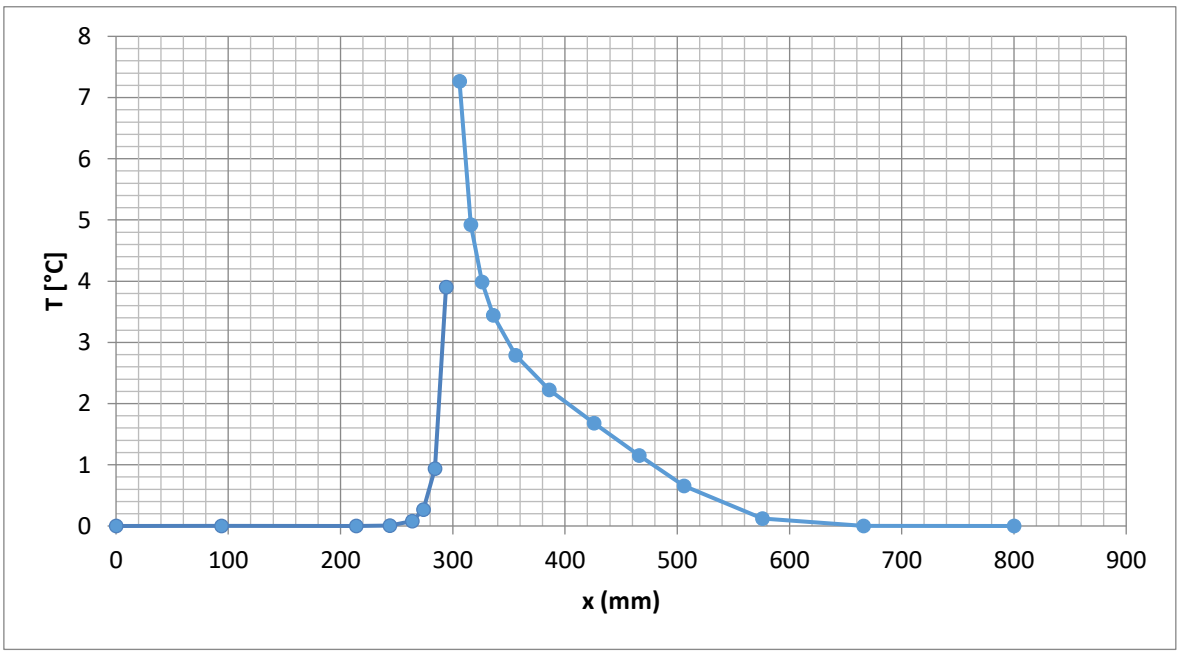


Figura 3.31 - Profilo di temperatura per t =0,72 h a monte (0<z<300 mm) e a valle dello scambiatore in scala (300<z<800 mm) per x = 500 mm e y= 300 mm (modello MILS con u=5.10^{-5} m/s), T_0 = 0°C, calcolato in corrispondenza della posizione dei sensori

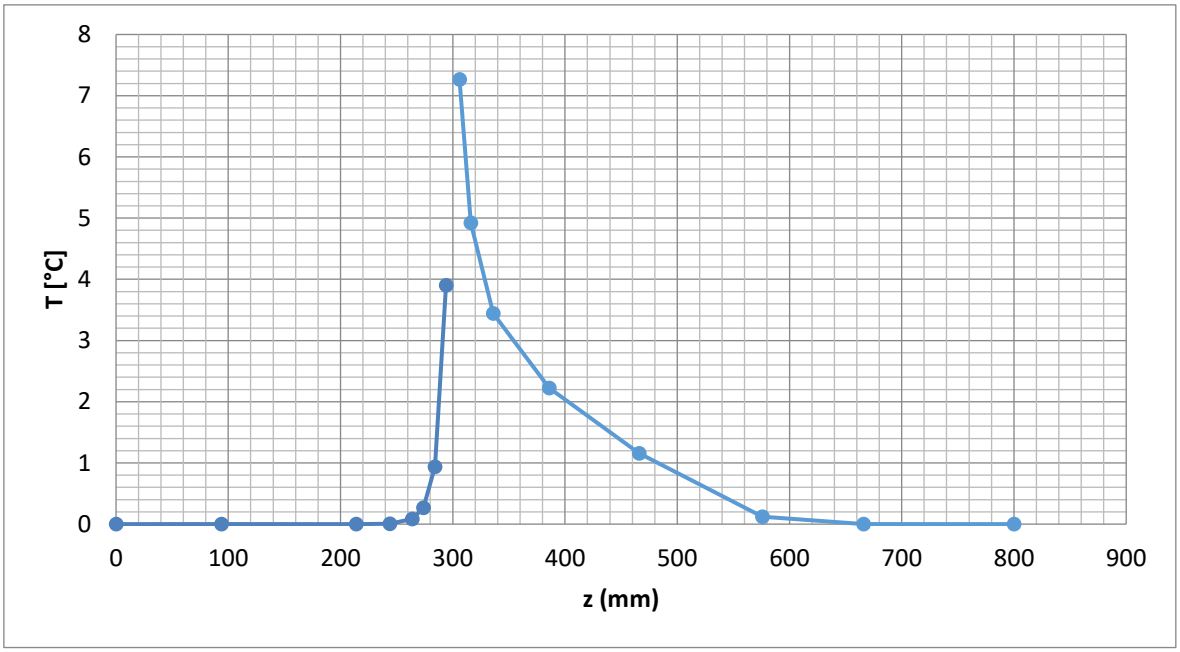


Figura 3.32- Profilo di temperatura per t =0,72 h a monte (0<z<300 mm) e a valle dello scambiatore in scala (300<z<800 mm) per x = 300 mm e y= 300 mm (modello MILS con u=5.10^{-5} m/s), T_0 = 0°C, calcolato in corrispondenza della posizione dei sensori

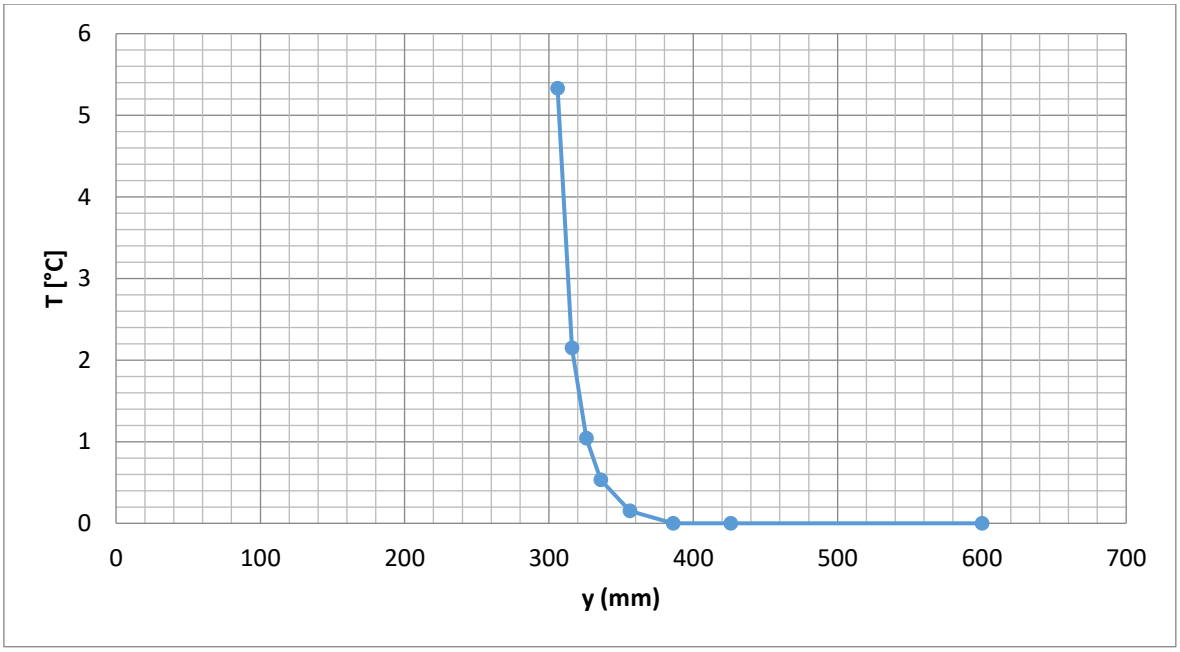


Figura 3.33 5- Profilo di temperatura al tempo t = 0,72 h in corrispondenza dei sensori a lato dello scambiatore in scala (300<y<600 mm) per x = 500 mm, z=300 mm (modello MILS con u=5.10^{-5} m/s), T_0 = 0°C, calcolato in corrispondenza dei sensori

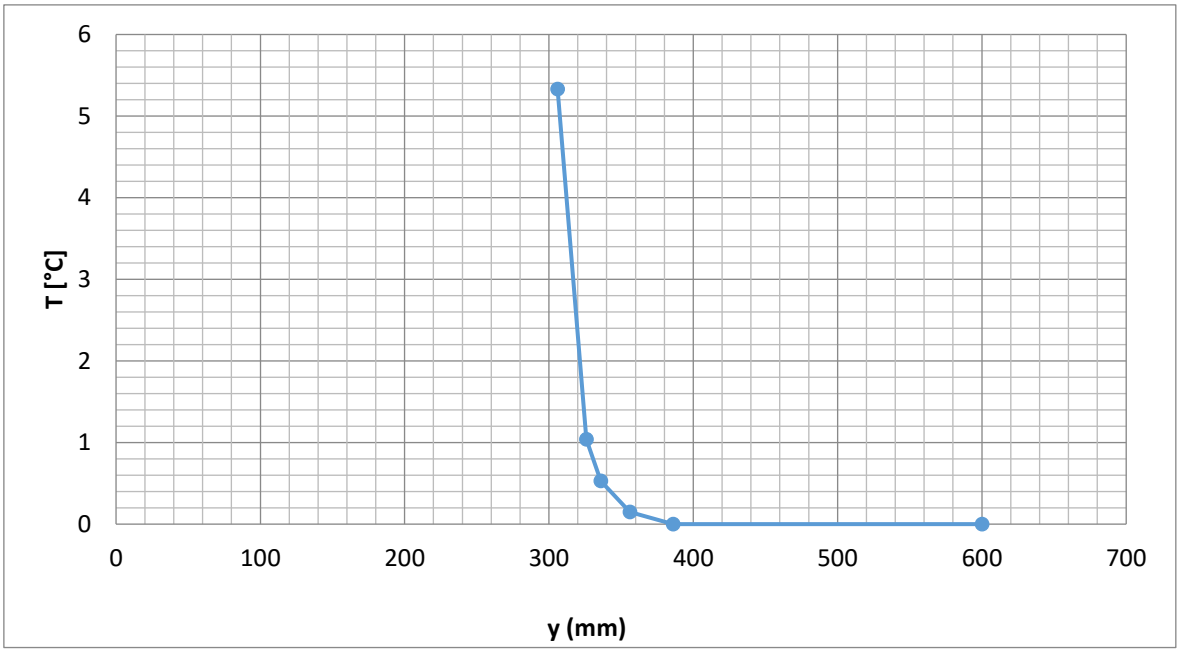


Figura 3.34 - Profilo di temperatura al tempo t = 0,72 h in corrispondenza dei sensori a lato dello scambiatore in scala (300<y<600 mm) per x = 300 mm, z=300 mm (modello MILS con u=5.10^{-5} m/s), T_0 = 0°C, calcolato in corrispondenza dei sensori

Inoltre si è deciso di posizionare alcuni sensori di temperatura al bordo della scatola per poter controllare la condizione al contorno.

In Tabella 3.19 sono riportate le posizioni esatte di tutti i 57 sensori di temperatura previsti. Mentre in Figura 3.36 e Figura 3.37 sono riportate la vista frontale (piano x - z) e la vista dall'alto (piano x - y) dei sensori di temperatura.

Posizione	x (m)	y (m)	z (m)	Posizione	x (m)	y (m)	z (m)
Valle	0,5	0,3	0,306	Monte	0,5	0,3	0
	0,5	0,3	0,316		0,5	0,3	0,094
	0,5	0,3	0,326		0,5	0,3	0,214
	0,5	0,3	0,336		0,5	0,3	0,244
	0,5	0,3	0,356		0,5	0,3	0,264
	0,5	0,3	0,386		0,5	0,3	0,274
	0,5	0,3	0,426		0,5	0,3	0,284
	0,5	0,3	0,466		0,5	0,3	0,294
	0,5	0,3	0,506		0,3	0,3	0
	0,5	0,3	0,576		0,3	0,3	0,094
	0,5	0,3	0,666		0,3	0,3	0,214
	0,5	0,3	0,8		0,3	0,3	0,244
	0,3	0,3	0,306		0,3	0,3	0,264
	0,3	0,3	0,316		0,3	0,3	0,274
	0,3	0,3	0,336		0,3	0,3	0,284
	0,3	0,3	0,386		0,3	0,3	0,294
	0,3	0,3	0,466				
	0,3	0,3	0,576				
	0,3	0,3	0,666				
	0,3	0,3	0,8				

Posizione	x (m)	y (m)	z (m)	Posizione	x (m)	y (m)	z (m)
Lato	0,5	0,306	0,3	Fondo pozzo	1,1	0,3	0,3
	0,5	0,316	0,3	Bordo vasca	1,1	0,3	0
	0,5	0,326	0,3		1,2	0,3	0,3
	0,5	0,336	0,3		0	0,3	0,316
	0,5	0,356	0,3		0	0,3	0,356
	0,5	0,386	0,3		0	0,3	0,244
	0,5	0,426	0,3		0	0,3	0,284
	0,5	0,6	0,3				
	0,3	0,306	0,3				
	0,3	0,326	0,3				
	0,3	0,336	0,3				
	0,3	0,386	0,3				
	0,3	0,356	0,3				
	0,3	0,6	0,3				

Tabella 3.19 - Posizione dei 57 sensori di temperatura scelti

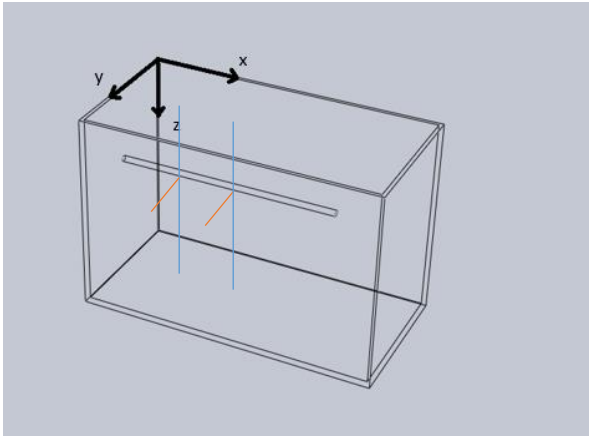


Figura 3.35 - Rappresentazione 3D della SandBox, sistema di riferimento e direttrici di misura. Con le linee blu si indicano le linee su cui sono posizionati i sensori lungo la direzione del moto di falda per x=30 cm e x = 50 cm. Con le linee rosse si indicano i sensori laterali per x = 30 cm e x = 50 cm.

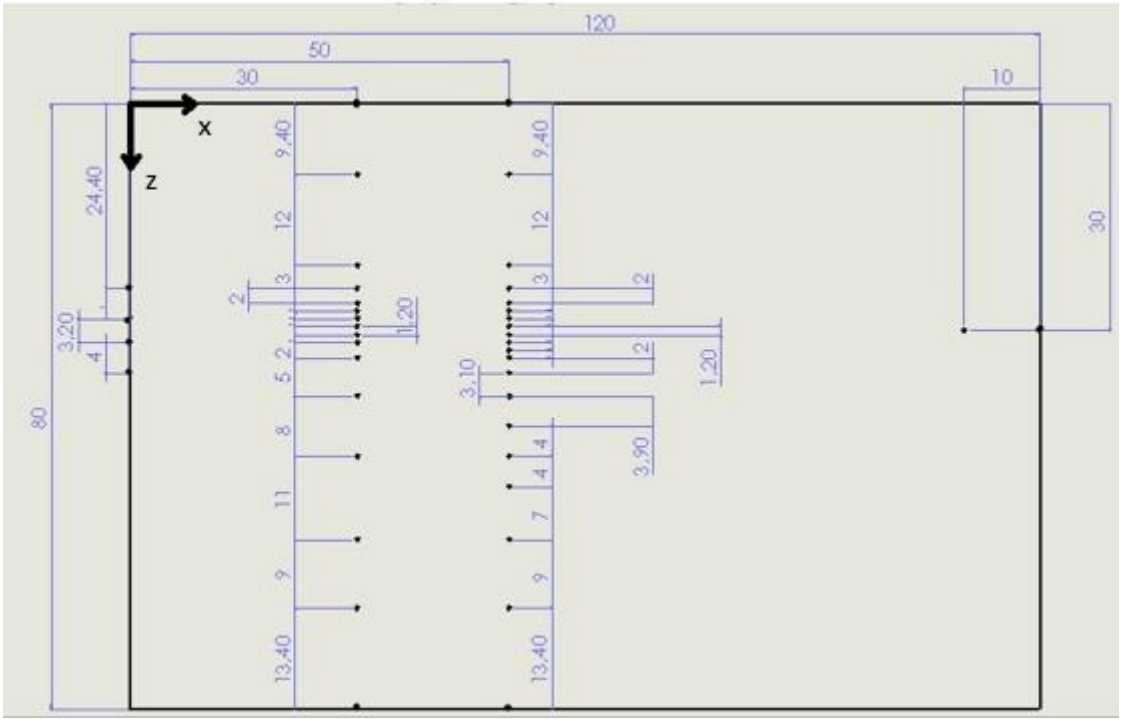


Figura 3.36 - Posizione dei sensori di temperatura nel piano xz (quote in centimetri)

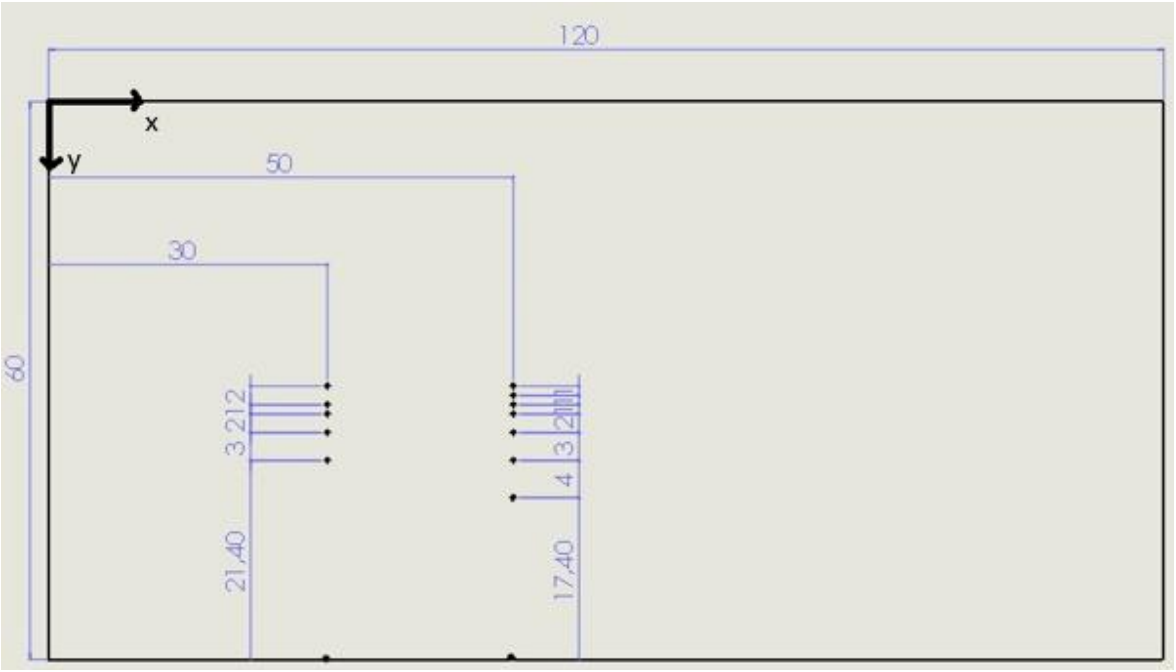


Figura 3.37 - Posizione dei sensori di temperatura nel piano xy (quote in centimetri)

3.8.2 I misuratori di portata

Le specifiche del misuratore di portata che si vogliono ottenere sono:

- campo di misura: 21 ml/ min - 2100 ml/min;
- perdite di carico ridotte;
- diametri di attacco compatibili con i diametri delle tubazioni;
- uscita in corrente 4 - 10 mA o in tensione 0 - 10 V;
- accuratezza < 1% su tutto il campo di misura.

Essendo il campo di portata così ampio, dal momento che tra la portata minima e massima vi è un fattore 100, è stato necessario prevedere l'installazione di due misuratori, uno per le basse portate ed uno per le alte portate. Per cui si ha un misuratore di portata da montare sul circuito di diametro più piccolo, ed uno da montare sul diametro più grande.

Per il campo di portate basse 0 - 500 ml/min, si è scelto un contatore volumetrico ad ingranaggi, mostrato in Figura 3.38. In tali misuratori, il fluido, che passa attraverso il misuratore, spinge e fa

ruotare i due ingranaggi interni, accoppiati in modo molto preciso, ed attraversa il contatore nelle camere tra il corpo ed i denti degli ingranaggi. La velocità di rotazione degli ingranaggi è proporzionale alla portata istantanea, ed è rilevata da un sensore fissato all'esterno del corpo del misuratore, senza quindi essere a diretto contatto con il fluido misurato. Essendo tali misuratori più idonei per fluidi molto viscosi, cioè con viscosità minima maggiore di 15 cP, si è dovuto prevedere l'installazione di un amplificatore, mostrato in Figura 3.39, per mantenere l'accuratezza < 1 % su tutto il campo di misura. Per montare tale misuratore sul circuito di diametro interno 4,8 mm, si installano dei portagomme con attacchi maschi G 1/4 ''.

Figura 3.38 - Misuratore ad ingranaggi per portate basse 0 - 500 ml/min

Figura 3.39 - Amplificatore per misuratore di basse portate

La tecnologia scelta per il misuratore di alte portate da 500 ml/min a 2100 ml/min, è di tipo vortex, il cui principio di funzionamento si basa sulla scia di Kármán. Su entrambi i lati di un corpo deflettore lambito dal fluido si formano vortici alternati. Questi vortici si distaccano a causa del

trascinamento operato dal fluido in moto e si forma la cosiddetta scia di Kármán. La frequenza f con cui si distaccano i vortici è direttamente proporzionale alla velocità di flusso v ed inversamente proporzionale alla larghezza L_d del corpo deflettore: $f = St\,\frac{v}{L_d}$, dove St è il numero di Strouhal (una grandezza adimensionale decisiva per determinare la qualità della misura della portata di un flusso turbolento). Dimensionando opportunamente il corpo deflettore, il numero di Strouhal (St) resta praticamente costante per un vasto intervallo di numeri di Reynolds (Re). La frequenza di distacco dei vortici da misurare dipende quindi solo dalla velocità di flusso e non dalla densità e dalla viscosità del fluido. Le variazioni locali di pressione derivanti dal distacco dei vortici vengono rilevate da un sensore piezoelettrico e convertite in impulsi elettrici in base alla frequenza di distacco dei vortici. Il segnale di frequenza direttamente proporzionale alla portata generato dal sensore di misura viene elaborato dal convertitore di misura. Data l'assenza di organi meccanici al suo interno, lo strumento risulta idoneo anche per la misura di liquidi con presenza di impurità o particelle solide; le perdite di carico risultano essere minime e la precisione elevata. Per tali ragioni tale tecnologia risulta essere idonea al caso applicativo in oggetto.

Nello specifico il misuratore di portata per l'intervallo di portate maggiori è riportato in Figura 3.40. In Tabella 3.20 si riportano le caratteristiche principali dello strumento scelto.

Figura 3.406 - *Misuratore per il campo di portate alte (500 ml/min - 2100 ml/min)*

Range di portata	[0,5 - 150] l /min
Precisione	< 1 % del valore letto (fino al 50 % del fondo scala)
	< 2 % del valore letto (sopra il 50 % del fondo scala)
Materiali a contatto con il liquido	Sensore ETFE; Corpo in Poliammide; Guarnizioni EPDM
Segnale in uscita analogico	0 - 10 V; 4 - 20 mA
Conformità CE in accordo a EN 61326-2 -3	
Attacchi filettati DN 6 G 1/2" maschi	

Tabella 3.20 - Caratteristiche principali del misuratore di portata nel campo 500 - 2100 ml/min

3.8.3 Il sistema di acquisizione

Il sistema di acquisizione scelto è un sistema della National Instruments composto da:

- uno chassis cDAQ 9174,
- 4 moduli di acquisizione per termocoppie NI 9214 a 16 canali l'uno,
- 1 modulo di acquisizione in corrente e tensione continua NI 9207 a 8+8 canali per le misure di portata e per la misura di corrente e tensione di alimentazione della resistenza elettrica che simula il geoscambiatore.

3.9 Metodo di riempimento della vasca

La vasca deve essere riempita di sabbia in modo da presentare una densità il più omogenea e uniforme possibile, poiché il problema inverso che viene analizzato presuppone che la densità globale del mezzo sia nota. Oltretutto è necessario che questo strato di terreno sia saturo. Queste problematiche pongono il problema della tecnica di riempimento di sabbia della scatola, problema studiato per la prima volta nella seconda metà del Novecento per la preparazione di campioni di piccola taglia da utilizzare principalmente in ambito civile-edile.

Sono diversi i metodi che sono proposti in letteratura: dry deposition, air pluviation (AP), water pluviation (WP), moist tamping, moist vibration, water sedimentation, water vibration, slurry deposition. Tuttavia Vaid [58] sostiene che tra i metodi citati, la raining technique in acqua (WP) e

in aria (AP) sono i metodi che producono i campioni più uniformi, in maniera più semplice, e meno dipendente dalla persona che crea il campione. Essi consentono di ottenere campioni a densità uniforme, la quale dipende dall'altezza di caduta della sabbia: il primo consiste nel far piovere la sabbia nel campione di prova tramite un setaccio, nel secondo caso il campione deve essere riempito precedentemente di acqua.

L'autore afferma che l'energia cinetica posseduta dalle particelle di sabbia nell'istante in cui impattano per terra controlla la densità relativa ottenuta.

Si scrive l'equazione del moto per una particella sferica isolata di massa m, in caduta libera in un fluido di densità ρ_f:

$$ma = mg - V\rho_f g - C_d \rho_f A \frac{v^2}{2} \qquad \textit{Eq. 3.52}$$

dove:

a è l'accelerazione della particella

g è l'accelerazione di gravità

V è il volume della particella

A è l'area proiettata della particella

v è la velocità della particella

C_d è il coefficiente di resistenza (che dipende dal numero di Reynolds)

Il secondo e terzo termine al secondo membro dell'equazione del moto rappresentano rispettivamente le forze di galleggiamento e di resistenza della particella. Integrando l'equazione è possibile determinare posizione, velocità e accelerazione (tramite una procedura iterativa, essendo C_d funzione della velocità), se si trascurano gli effetti di interferenza tra le particelle di sabbia. In particolare in Figura 3.41 si mostrano i risultati per una particella di diametro pari a 0,4 mm in caduta libera attraverso aria ed acqua. A parità di altezza di caduta, la particella possiede un'energia cinetica molto maggiore quando cade in aria. Inoltre si osserva come in entrambi i casi, oltre ad una certa altezza di caduta ci si porti ad una velocità di regime, che nel caso di caduta in acqua è molto minore ed è raggiunta per un'altezza di caduta molto minore. Questa osservazione porta Vaid [58] a concludere che il controllo dell'altezza di caduta in acqua per ottenere diverse densità è inefficace.

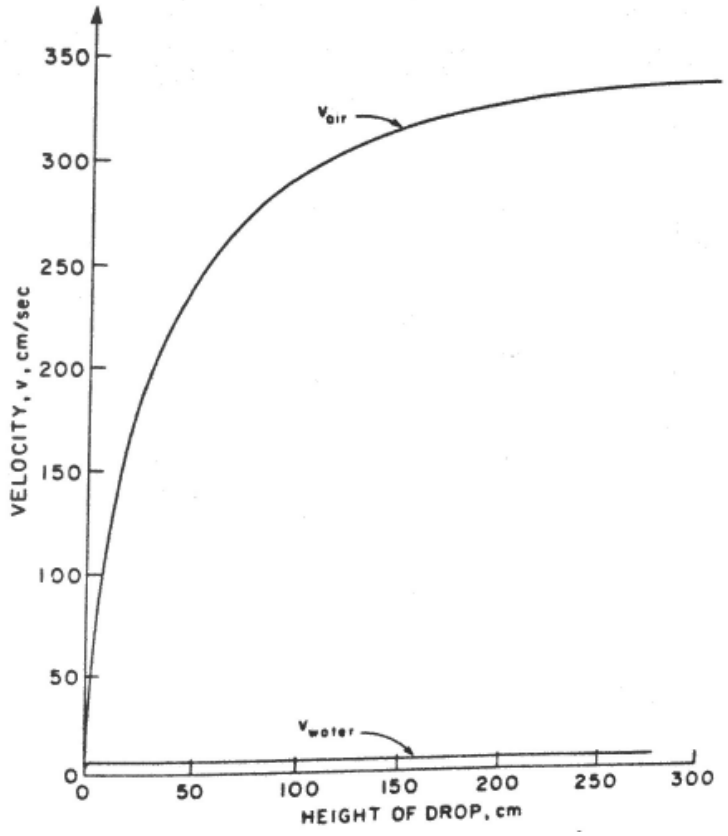


Figura 3.41- Velocità di una sfera di diametro 0,4 mm, in caduta libera in acqua e in aria [58]

L'influenza della dimensione della particella sulla velocità di impatto in funzione dell'altezza di caduta in aria è mostrata in Figura 3.42. Come ci si aspetta, la velocità di impatto decresce al diminuire del diametro delle particelle per ciascun livello di altezza di caduta. Per le condizioni esaminate, la velocità terminale cresce sostanzialmente linearmente all'aumentare della dimensione della particella e l'altezza di caduta a sua volta aumenta. Risultati simili a quelli mostrati in Figura 3.43 e Figura 3.43 possono essere ottenuti anche per la raining technique in acqua. Le altezze di caduta per raggiungere la velocità terminale tuttavia sono molto basse. Per un diametro di 0,4 mm si parla di 0,2 cm di altezza ed è perfino minore per particelle più piccole. Per particelle di 2 mm questa altezza è minore di 2 cm. La densità ottenuta tramite la water pluviation quindi sarà relativamente bassa rispetto al caso di pioggia in aria e pertanto l'autore suggerisce di ottenere densità più elevate in un secondo momento tramite delle vibrazioni. Oltre alla facilità di ottenere una densità omogenea, la raining technique in acqua permette anche di ottenere dei campioni già saturi e più facilmente riproducibili. Ai fini degli esperimenti che saranno svolti con l'apparato SandBox oggetto di questa tesi, si pensa quindi di adottare la tecnica di raining

technique in acqua dal momento che il campione deve essere comunque saturato e la saturazione successiva alla pioggia in aria potrebbe portare ad uno spostamento della posizione dei sensori nel terreno. Inoltre, per lo meno per ora, non interessa ottenere un particolare valore di densità del mezzo.

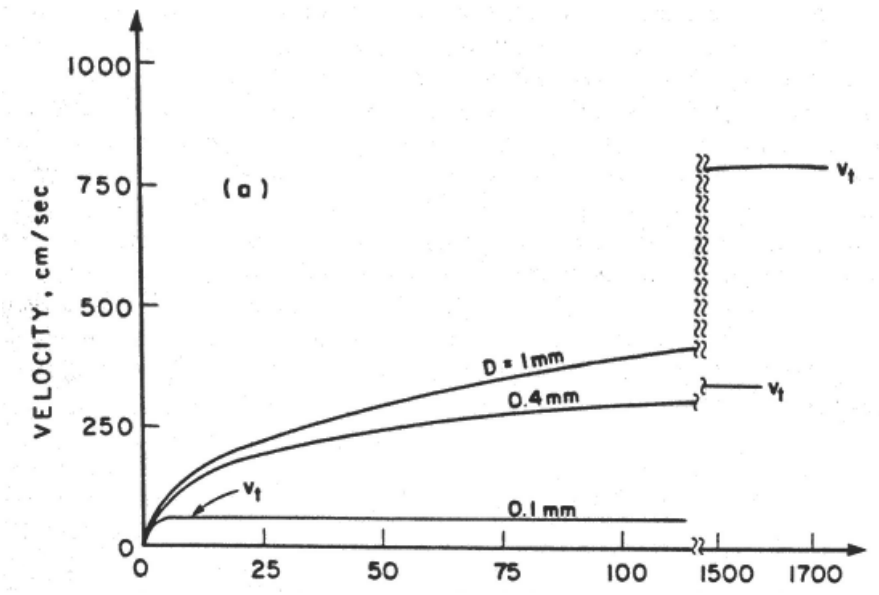


Figura 3.427 - Velocità di sfere di diametro diverso in caduta libera in aria (Vaid [58])

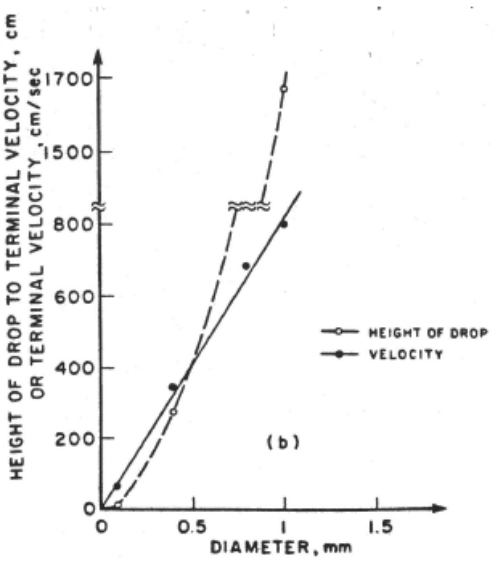


Figura 3.43 - Velocità terminale e altezza di caduta in funzione del diametro della sfera (Vaid [58])

Capitolo 4

Realizzazione e collaudo dell’apparato sperimentale

Nella prima parte del presente capitolo si descrivono le prove di laboratorio eseguite per la caratterizzazione del mezzo poroso, che simula il terreno, in termini di densità e porosità. In un secondo momento si descrivono i componenti della vasca e le loro peculiarità. Inoltre, si illustrano le fasi di costruzione e assemblaggio. Infine, si riporta il collaudo di tenuta all'acqua della struttura e si riassumono i risultati del lavoro svolto.

4.1 Caratterizzazione del materiale di riempimento

Si decide di acquistare una sabbia di riempimento per simulare un terreno poroso nel quale è presente moto di acqua di falda. Per questa ragione si sceglie sabbia di Po, fine, silicea. In Figura 4.1 e Tabella 4.1 si riportano, rispettivamente, la curva granulometrica e l'analisi chimica ricavate dal fornitore.

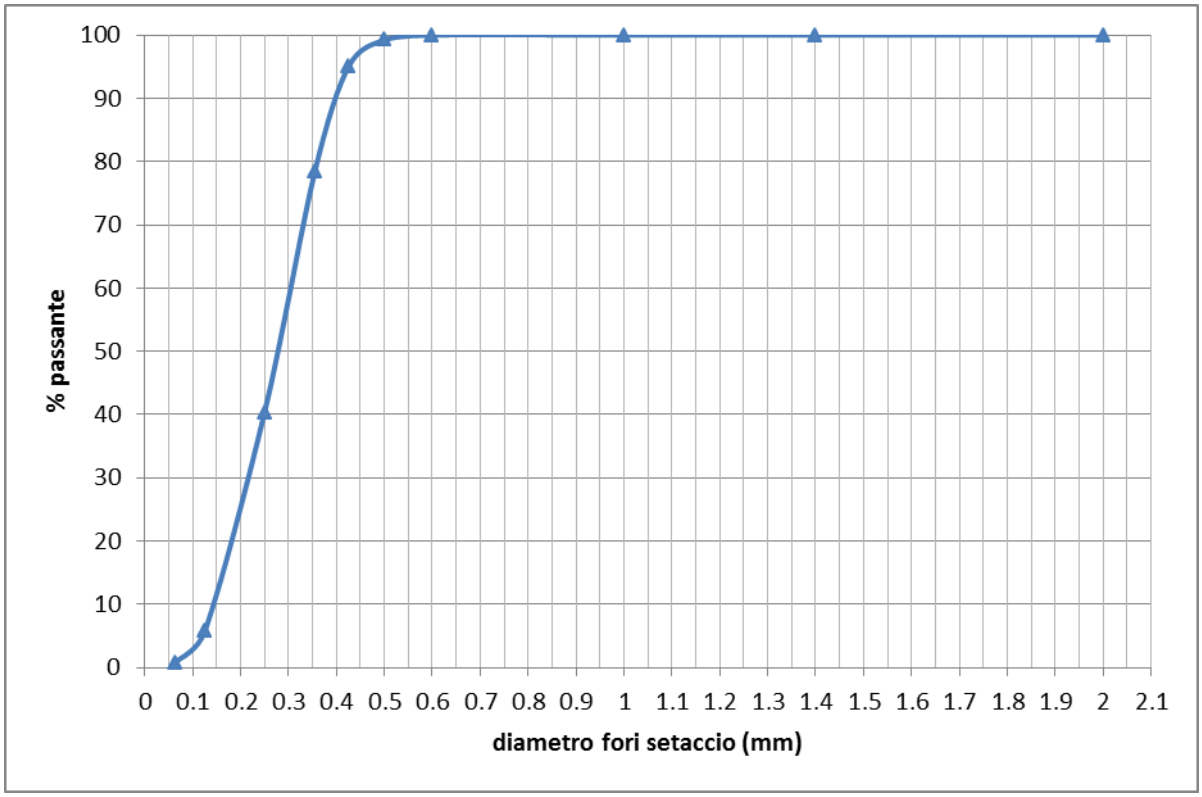


Figura 4.1 - Curva granulometrica ricavata dal fornitore di sabbia

Grazie alla curva granulometrica, che mette in relazione il diametro dei fori del setaccio con la percentuale di prodotto passante attraverso quei fori, si osserva che per un diametro di circa 0,15 mm del setaccio passa circa il 10% della sabbia ($d_{10\%}$ = 0,15 mm), $d_{50\%}$ invece corrisponde a 0,28 mm. Quest'ultimo diametro viene tipicamente utilizzato per confrontare la dimensione dei grani dei tipi di sabbia. Un ulteriore parametro che tipicamente si considera è il rapporto $d_{60\%}/d_{10\%}$, pari in questo caso a 0,30 mm/0,15 mm = 2, che determina quanto è ripida la curva granulometrica. Se la sabbia presenta dei grani di grandezza uniforme, allora $d_{60\%}/d_{10\%}$ tende a 1, mentre se i grani hanno dimensioni molto diverse tra loro, $d_{60\%}/d_{10\%} > 1$. Questi parametri sono di fondamentale

importanza per la determinazione della conducibilità idraulica della sabbia, e quindi per il dimensionamento dell'impianto idraulico ed il calcolo dell'altezza del battente idraulico, come visto nel paragrafo 3.7. Grani di dimensioni tanto più grandi e soprattutto tanto più diverse sono "meno impaccati" tra di loro e presentano quindi maggior volume di vuoti, attraverso i quali l'acqua può scorrere più facilmente, determinando quindi una maggiore conducibilità idraulica.

ANALISI CHIMICA		
Silice (SiO2)	79,8	%
Ferro (Fe2O3)	2,42	%
Alluminio (Al2O3)	3,28	%
Calcio (CaO)	4,6	%
Magnesio (MgO)	2,18	%
Sodio (Na2O)	2	%
Potassio (K2O)	1,96	%
PH	7	
densità	1400	kg/m3

Tabella 4.1 - Analisi fisico-chimica effettuata dal fornitore di sabbia

Si svolgono quindi delle prove di laboratorio per la determinazione della densità e della porosità della sabbia, nell'ottica di caratterizzarla ed avere quindi dei valori di proprietà fisiche misurati e successivamente confrontabili con i valori ricavabili dagli esperimenti che saranno eseguiti con l'apparato di prova.

Misure di densità

Si effettuano una serie di prove riempiendo per un volume pari ad 1 litro un contenitore graduato setacciando la sabbia nelle condizioni in cui è consegnata dal fornitore. Si misura a questo punto la massa del campione con una bilancia e, sottraendo la massa del contenitore, si ricava la densità della sabbia come rapporto tra massa e volume. Come ci si può attendere, il valor medio di densità misurato, pari a (1018 ± 9) kg/m^3, è minore rispetto al valore medio dichiarato dal fornitore (1400 kg/m^3), essendo il grado di impaccamento dei grani dei campioni realizzati con la raining technique minore rispetto al grado di impaccamento della sabbia nei sacchi acquistati. In Tabella 4.2 si riportano le misure ed i risultati di ciascuna prova eseguita.

# Prova	m	V	ρ
	g	l	kg/m^3
1	1021	1	1021
2	979	1	979
3	1001	1	1001
4	1032	1	1032
5	1066	1	1066
6	1010	1	1010
7	984	1	984
8	1006	1	1006
9	1048	1	1048
10	1035	1	1035
	Valore medio (kg/m^3)		1018,2
	Scarto tipo (kg/m^3)		27,6
	Incertezza (kg/m^3)		8,7
	Misura (kg/m^3)		1018,2 ± 8,7

Tabella 4.2 - Risultati delle prove per la determinazione della densità

Misure di porosità

E' opportuno innanzitutto osservare che un materiale solido sciolto o incoerente ha una porosità in aria che potrebbe facilmente essere modificata nel processo di saturazione con acqua. Tuttavia nel caso di questo lavoro, dal momento che la sabbia utilizzata per il riempimento della vasca dovrà essere satura d'acqua, non interessa tanto determinare la porosità della sabbia in aria, quanto piuttosto direttamente la porosità della sabbia satura d'acqua.

Si decide pertanto di misurare la porosità in due casi:

- nel caso (1) in cui il campione venga creato facendo piovere la sabbia in aria in un contenitore e quindi venga saturato in un secondo momento facendo piovere su di esso dell'acqua,
- nel caso (2) in cui si faccia piovere la sabbia direttamente in acqua, ottenendo un campione già saturo.

In questo modo è possibile osservare se il metodo di riempimento influisca sulla porosità finale del mezzo saturo.

Di seguito si riportano le procedure ed i risultati relativi ai due casi:

1) Si riempie un contenitore con volume V_0=1 litro di sabbia setacciata e si misura la massa di sabbia m_{solid}. A questo punto si fa piovere acqua sul campione fino alla saturazione, quindi si ripesa il campione e per sottrazione si ricava la massa di acqua assorbita m_{water}. Si misura inoltre il volume del campione di sabbia satura V_{tot} che risulta pari a 0,7 litri e quindi ridotto rispetto al volume iniziale di sola sabbia V_0. La diminuzione di volume è spiegabile in termini di riduzione della porosità che passa da un valore Φ_0 inziale per la sabbia "in aria" ad un valore Φ per la sabbia satura. A questo punto, conoscendo la densità dell'acqua, è possibile calcolarne il volume presente nel campione V_{water} e, dividendolo per il volume totale (nuovo) V_{tot} del campione, ricavare il valore della porosità finale Φ. Il valore medio di porosità ricavato dalle cinque prove eseguite si attesta sul valore di 0,374 $\pm$ 0,003. In Tabella 4.3 sono riportati i risultati delle prove.

# Prova	m_{solid}	m_{tot}	m_{water}	V_{water}	V_{tot}	Φ
	g	g	g	l	l	-
1	1018	1280	262	0,262	0,7	0,374
2	975	1245	270	0,27	0,7	0,386
3	1008	1266	258	0,258	0,7	0,369
4	1037	1297	260	0,26	0,7	0,371
5	996	1256	260	0,26	0,7	0,371
				Valore medio		0,374
				Scarto tipo		0,007
				Incertezza		0,003
				Misura		0,374 $\pm$ 0,003

Tabella 4.3 - Risultati delle prove di misura della porosità con modalità di riempimento "sabbia in aria"

2) In questo caso si parte da un volume di acqua a scelta V_{a0}, che si riempie di sabbia setacciandola, eventualmente formando un pelo libero d'acqua ΔV_1 leggibile al di sopra del volume V_1 di sabbia satura. Assumendo, data la tecnica di pioggia utilizzata, che non vi siano pori contenenti aria, è possibile scrivere l'Eq. 4.1, grazie all'ipotesi di incomprimibilità dell'acqua: il volume di acqua iniziale V_{a0} è ora distribuito diversamente, e si trova in parte nei pori della sabbia occupando un volume pari a ΦV_1, in parte a costituire il pelo libero di acqua al di sopra della sabbia satura occupando un volume pari a ΔV_1. Si decide di eseguire le prove misurando il volume iniziale di acqua V_{a0} e setacciando la sabbia in modo da

ottenere ΔV_1 pari a 0, così da non incorrere in errori nella sua lettura. A questo punto è possibile leggere il volume V_1 occupato dalla sabbia saturata, e calcolare la porosità secondo l'Eq. 4.1. In Tabella 4.4 si riportano i risultati delle prove.

$$V_{a0} = \Delta V_1 + \Phi V_1 \quad \xrightarrow{yields} \quad \Phi = \frac{V_{a0} - \Delta V_1}{V_1} \qquad \textit{Eq. 4.1}$$

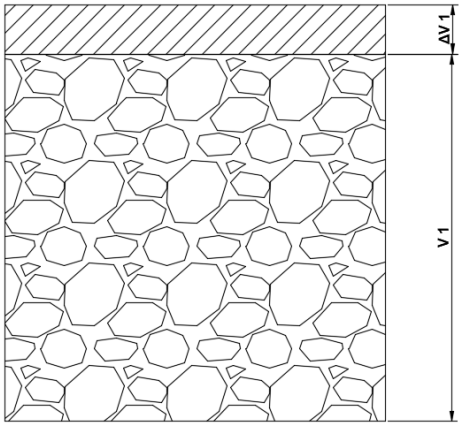


Figura 4.2 - Rappresentazione del volume di un campione

# Prova	V_a0	ΔV_1	V1	Φ
	l	l	l	-
1	0,5	0	1,35	0,370
2	0,31	0	0,85	0,365
3	0,4	0	1,13	0,354
		Valore medio		0,363
		Scarto tipo		0,008
		Incertezza		0,004
		Misura		0,363 ± 0,004

Tabella 4.4 - Risultati delle prove di misura della porosità con modalità di riempimento "sabbia in acqua"

Si osserva che i valori di porosità ottenuti tramite le due tecniche di riempimento sono molto simili.

D'altra parte è possibile stimare la porosità Φ_0 del campione di sola sabbia in aria attraverso la seguente equazione:

$$\Phi_0 = 1 - \frac{\rho}{\rho_s} \qquad \textit{Eq. 4.2}$$

dove ρ rappresenta la densità dei campioni di sola sabbia (Tabella 4.2), depositati con la raining techinque in aria, e ρ_s rappresenta la densità del grano di sabbia silicea, pari da letteratura a 2500 kg/m^3. L'Eq. 4.2 fornisce Φ_0 = 0,59, quindi un valore decisamente più alto dei valori di porosità dei campioni saturi d'acqua del caso 1 (Φ = 0,374 ± 0,003) e del caso 2 (Φ=0,363 ± 0,004).

A questo punto, si ricava la relazione che permette di calcolare la porosità di un campione ottenuto mediante raining technique in aria senza successiva saturazione (Φ_0) a partire dalla porosità Φ del medesimo campione saturato d'acqua. Si supponga di avere un campione di sola sabbia, ancora da saturare, di volume V_0, all'interno del quale l'aria occupa un volume pari a $\Phi_0 V_0$ (Figura 4.3). Si saturi ora il campione facendo piovere dell'acqua, e si ottenga un volume pari a V_1, inferiore al volume V_0 del campione nella situazione precedente, all'interno del quale l'acqua occupa un volume ridotto ΦV_1 (Figura 4.3). E' possibile quindi mettere in relazione la variazione di volume $\Delta V = V_0 - V_1$ al volume dei pori precedentemente occupato dall'aria e successivamente dall'acqua, essendo il volume occupato dai grani di sabbia invariato grazie all'incomprimibilità:

$$\Phi_0 V_0 = \Phi V_1 + \Delta V \qquad \textit{Eq. 4.3}$$

Considerando il valor medio di Φ ricavato in Tabella 4.3 e che sperimentalmente si osserva V_1 pari a 0,7 litri, partendo da V_0 di 1 litro (e quindi ΔV pari a 0,3 litri), si ottiene Φ_0 pari a 0,562, in buon accordo con il valore di 0,59 ricavato dalla Eq. 4.2.

In conclusione quindi le prove effettuate mostrano che la sabbia in aria ha una porosità oltre il 55%, ma nel processo di saturazione con acqua tale porosità si riduce al 36-37%. La modalità di deposizione e saturazione della sabbia (prima deposizione a pioggia quindi saturazione, oppure deposizione a pioggia in volume d'acqua) non influisce in maniera significativa sulla porosità finale.

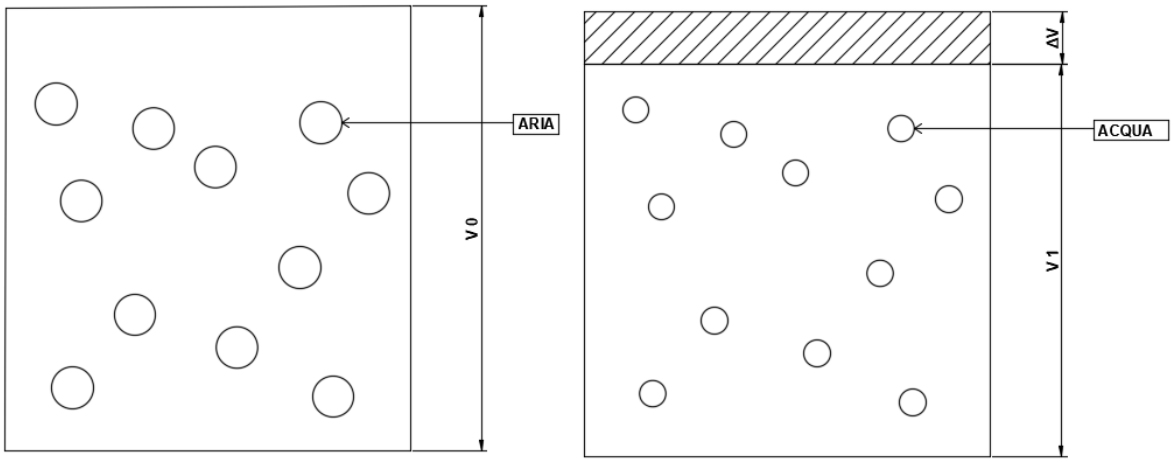


Figura 4.3 - Campione di sabbia ottenuto tramite la raining techinque in aria (a sinistra), medesimo campione di sabbia portato oltre la saturazione (a destra),

L'importanza di conoscere il valore di porosità della sabbia, così come è consegnata dal fornitore, nasce dalla possibilità di calcolare le proprietà fisiche medie globali del terreno, che dovranno successivamente essere confrontate con i risultati sperimentali del TRT. È di fondamentale importanza, quindi, conoscere a priori valori quanto più accurati e corrispondenti alla realtà. In secondo luogo la porosità consente anche di determinare a priori il quantitativo di acqua necessario all'interno della vasca, prima di iniziare la pioggia di sabbia, affinché si ottenga il volume di sabbia saturo desiderato.

4.2 Realizzazione della vasca di contenimento e prova di tenuta all'acqua

La vasca di contenimento è realizzata con 5 lastre di plexiglass, così da poter avere un controllo ottico del flusso di acqua nel terreno, della stratificazione della sabbia nel caso in cui si scelga di riprodurre un terreno stratificato, ed infine un controllo ottico di massima del posizionamento dei sensori di temperatura nel mezzo. Lo spessore di tali lastre è pari a 1,5 cm (con tolleranza dimensionale pari a 8%) con bordi fresati a 45 °, per facilitare l'operazione di incollaggio.

Le fasi di realizzazione, eseguite presso l'officina meccanica del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano, sono le seguenti:

1. realizzazione e incollaggio dei 9 piedini cilindrici di plexiglass pieni alti 10 cm, per il sostegno meccanico, sui quali appoggia la lastra preforata in acciaio (Figura 4.4). In Figura 4.5 sono indicate le quote delle posizioni dei piedini ed il loro diametro;

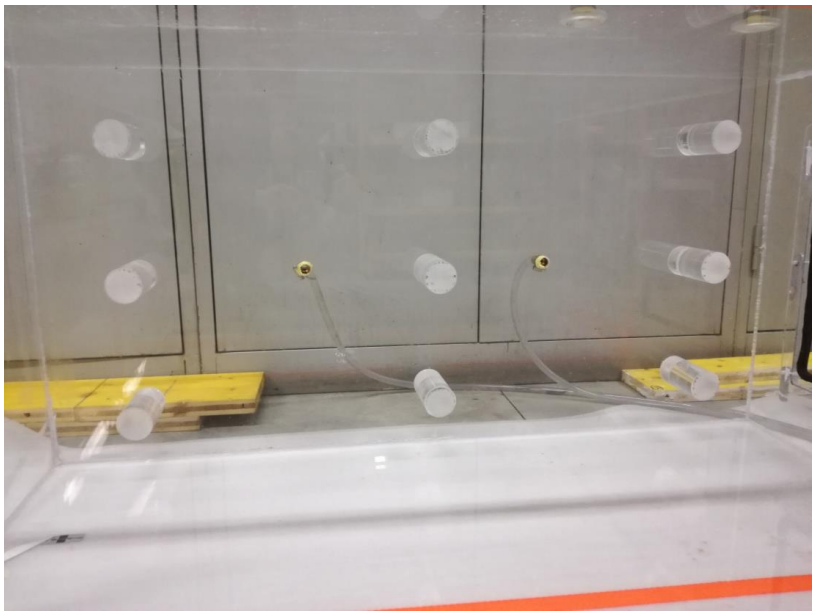


Figura 4.4 - Piedini di sostegno e fori per attacco tubazioni del circuito idraulico

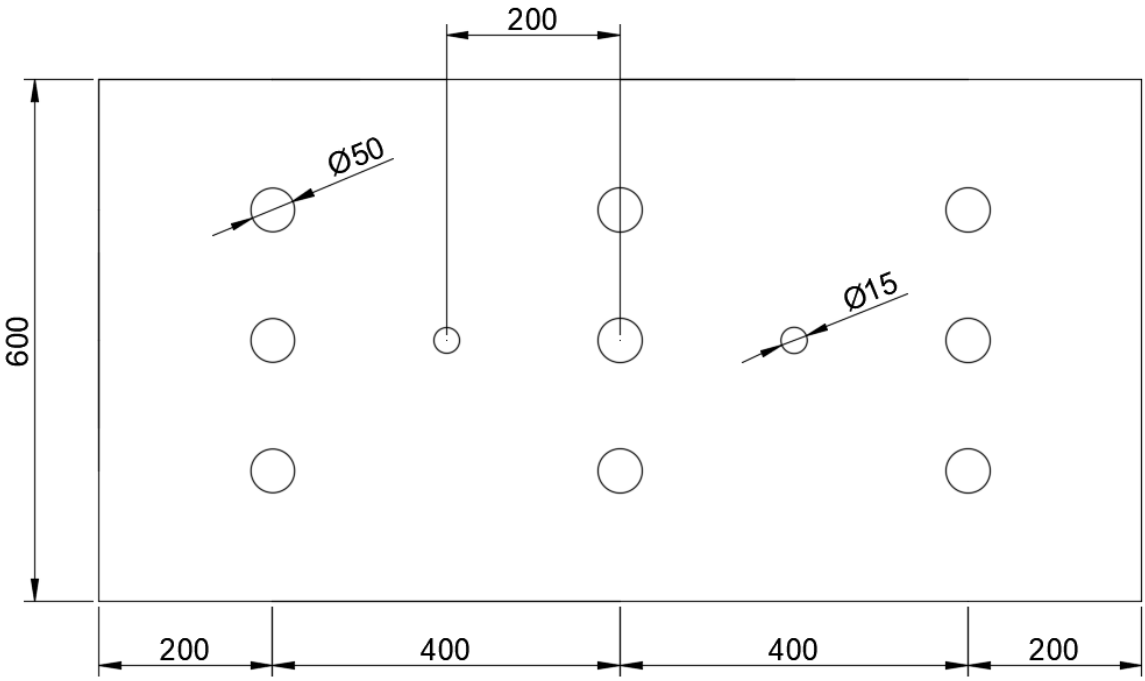


Figura 4.5 - Piedini di sostegno e fori per attacco tubazioni del circuito idraulico con quote in mm

2. realizzazione di uno sportello apribile per poter svuotare più comodamente la vasca dalla sabbia. Si è deciso di applicare due cerniere sul bordo superiore dello sportello, e in un secondo momento di provvedere alla realizzazione della tenuta idraulica lungo i bordi, applicando una guarnizione in gomma e, sul lato inferiore, 3 piastrine metalliche imbullonate (*Figura 4.6*);

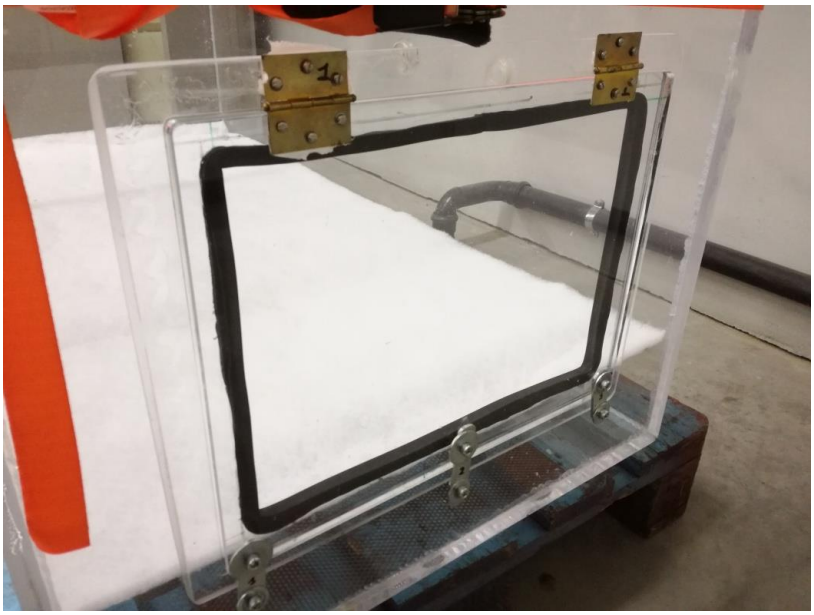


Figura 4.6 - Sportello apribile (cerniere, guarnizione e piastrine metalliche)

3. realizzazione dei fori per il passaggio del tubo di rame passante di lunghezza 1200 mm e diametro esterno pari a 12 mm, che simula il pozzo geotermico. Sulla lastra si praticano dei fori di diametro 19 mm, nei quali vengono incastrati dei tappi realizzati ad hoc, aventi un foro passante di diametro pari al diametro esterno del tubo di rame, per permetterne l'alloggiamento (Figura 4.7). Per la posizione dei fori si faccia riferimento alla Figura 4.8.

Figura 4.7 - Tubo di rame in cui saranno alloggiati i cavi autoscaldanti

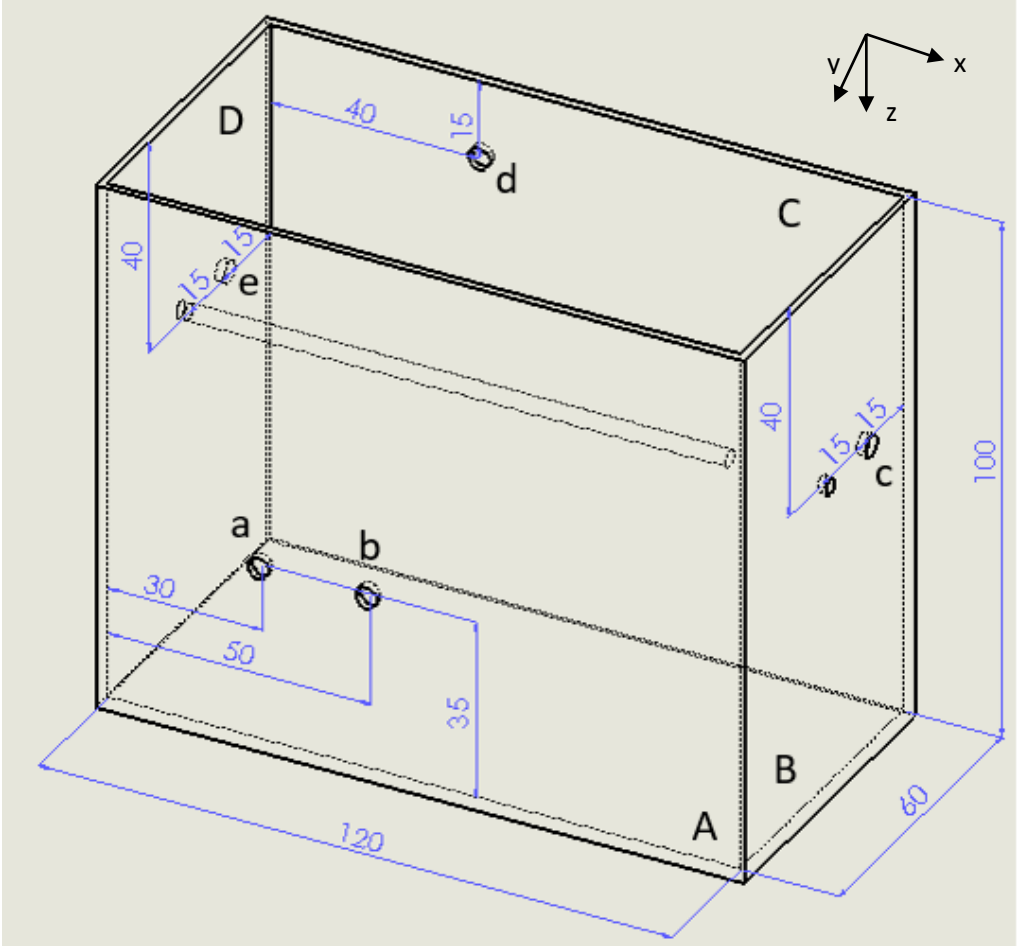


Figura 4.8 - Posizione geometrica dei fori realizzati sulle lastre di plexiglass per il passaggio dei cavi delle termocoppie e del geoscambiatore quote in cm

4. posizionamento e realizzazione dei fori filettati per il passaggio dei cavi delle termocoppie (diametro cavi 4 mm ciascuno). Si realizzano 5 fori, posizionati come in Figura 4.8, per minimizzare l'interferenza tra il cavo terminale di una sensore di temperatura e la parte sensibile di un'altra termocoppia: ovvero si cerca di evitare che il flusso di acqua sia disturbato dalla presenza di cavi di collegamento per poi attraversare una parte di terreno soggetta a misurazione. Sulla faccia A sono posizionati 2 fori di diametro 19 mm: nel foro *a* è previsto il passaggio dei cavi per le termocoppie posizionate ad una distanza x = 300 mm a valle dello scambiatore (allineate lungo la direzione z) e nel foro *b* per le termocoppie ad una distanza x = 500 mm a valle dello scambiatore (allineate lungo la direzione z). Sulla faccia B è realizzato un foro *c* di diametro 19 mm per il passaggio dei cavi delle termocoppie laterali (allineate lungo la direzione y) ad una distanza x = 500 mm e delle termocoppie posizionate a bordo vasca (x > 1000 mm). Sulla faccia C è posizionato un foro *d* di diametro 25 mm per il passaggio delle temocoppie a monte dello scambiatore (allineate lungo la direzione z) poste a x = 300 mm e x = 500 mm. Infine sulla faccia D si colloca un foro *e* di diametro 19 mm per il passaggio delle termocoppie laterali (allineate lungo la direzione y) a distanza x = 300 mm. In ogni foro filettato è avvitato un tappo, costruito su misura e avente un foro passante, per il posizionamento di un passacavo elettrico per impaccare i cavi ed aumentare la tenuta all'acqua (Figura 4.9). In Tabella 4.5 sono riportate le dimensioni dei fori nel plexiglass e le dimensioni dei fori passanti nei tappi.

Figura 4.9 - Foro, tappo (in verde) e passacavo per il passaggio delle termocoppie

n° Foro	Diametro foro	Diametro tappo
	mm	mm
a	19	12
b	19	12
c	19	12
d	25	19
e	19	12

Tabella 4.5 - Diametri dei fori nel plexiglass e nei tappi

5. realizzazione nella lastra di fondo di due fori filettati da 1/2'' per il collegamento con il circuito idraulico mediante portagomme (Figura 4.4 e Figura 4.5). Si sono praticati due fori per cercare di uniformare il flusso e non deviare la corrente lungo vie preferenziali all'interno del terreno;
6. esecuzione della procedura di incollaggio delle lastre, secondo istruzioni del produttore della colla e del plexiglass. La colla utilizzata è di tipo a solvente, monocomponente ad indurimento fisico;
7. applicazione di silicone sugli spigoli per evitare perdite di acqua;
8. taglio e zincatura delle lastre preforate (Figura 4.10, Figura 4.11);
9. taglio dei filtri in fibra di vetro G3 (classificazione secondo EN 779 : 2012 [59])(Figura 4.11);

10. posizionamento della lastra di metallo, in appoggio ai piedini, e della filtrina (Figura 4.11).

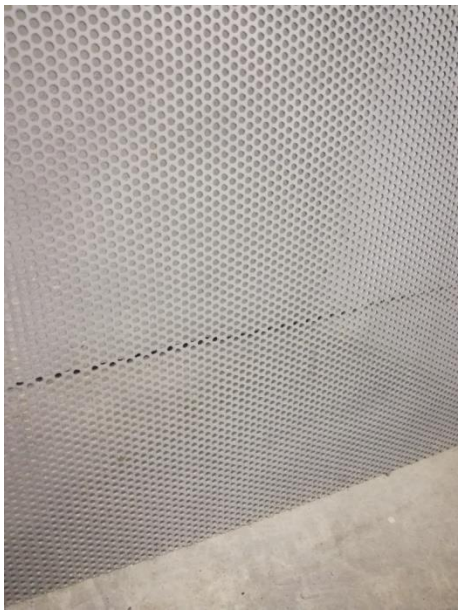


Figura 4.10 - Lastra perforata

Figura 4.11 - Passaggio di acqua attraverso la filtrina e la lastra perforata

Si è quindi eseguita una prima prova di tenuta all'acqua della vasca di contenimento a mezzo carico. Infatti per ottenere uno strato di 80 cm di sabbia satura (paragrafo 3.5), tenuto conto del valore di porosità della sabbia ottenuto nel precedente paragrafo 4.1, e dell'altezza di 10 cm del volume sottostante la lastra preforata, sarà necessario riempire la vasca con 40 cm di acqua dal fondo. Per cui si è riempita la vasca per un'altezza pari a 25 cm. La scelta di eseguire la prova a mezzo carico è precauzionale, dal momento che il fornitore della colla non dispone delle specifiche di resistenza meccanica del componente. Una volta eseguita questa procedura e non avendo constatato visivamente nessuna perdita di acqua, si decide di sollecitare ulteriormente la vasca di contenimento con l'aggiunta di 50 kg di sabbia setacciata mediante la ''pluviation technique''. La struttura, così sollecitata e posizionata su un pallet, è lasciata in tale condizione per 12 ore. Trascorso tale tempo, si è constatata una perdita di acqua, seppur contenuta, da uno spigolo tra la base della vasca ed una parete della stessa. Si è pertanto deciso di interrompere la prova e di riconsiderare il progetto della tenuta idraulica e meccanica, constatando che la colla non è in grado da sola di assolvere tale compito. Tale riprogettazione sarà oggetto di un proseguimento di questo lavoro di tesi. Ad oggi è possibile prevedere una possibile soluzione basata sull'impiego di un telaio metallico in cui inserire le lastre di plexiglass.

Conclusioni e prospettive

Lo scopo principale del presente lavoro di tesi è consistito nella progettazione dell'apparato sperimentale di prova per l'esecuzione in laboratorio in condizioni controllate di Test di Risposta Termica in presenza di moto di falda (SandBox). Alla progettazione è seguita una fase di acquisizione dei componenti e della strumentazione di misura, la realizzazione di alcune parti dell'apparato ed un primo collaudo.

A partire dalla necessità pratica di installare l'apparato all'interno del laboratorio del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano, ci si è chiesti se fosse possibile applicare una riduzione di scala geometrica drastica ad un geoscambiatore reale, rispettando tuttavia, oltre la similitudine dimensionale, anche la similitudine temporale e di velocità, mediante la conservazione dei numeri adimensionali di Fourier e di Péclet che governano il fenomeno di scambio termico con il terreno. La progettazione della vasca ha quindi tratto spunto dall'analisi della letteratura scientifica relativa ad apparati di tipo SandBox, approdando però, attraverso la metodologia di analisi del fenomeno di scambio termico e delle sue scale caratteristiche, ad un risultato originale.

Si è osservato che non è possibile mantenere lo stesso fattore di forma del geoscambiatore del caso reale, in quanto una lunghezza contenuta del geoscambiatore comporterebbe una miniaturizzazione eccessiva (si dovrebbe realizzare uno scambiatore del diametro simile a quello di un capello) e quindi poco gestibile dal punto di vista pratico, viceversa una riduzione modesta del raggio del pozzo porterebbe alla costruzione di un geoscambiatore lungo decine di metri. Tuttavia, dall'analisi svolta grazie all'implementazione dei modelli analitici della Sorgente Lineare Infinita (ILS), della Sorgente Lineare Finita (FLS), e della Sorgente Lineare Infinita in Movimento (MILS) è emerso che, per opportuni tempi di esecuzione del TRT, scelti secondo il criterio di conservazione del numero di Fourier, la forma più tozza del geoscambiatore in scala non preclude la possibilità di lavorare in similitudine rispetto alla realtà. Si è quindi scelto di applicare una scala di riduzione 100 per la lunghezza del geoscambiatore ed una scala 10 per il raggio del pozzo.

La conservazione del numero di Fourier non ha portato a particolari criticità, a differenza della riduzione di scala geometrica. Infatti la durata del TRT di laboratorio si riduce dalle 72 ore tipiche del TRT in campo ad 1/100 ovvero a 42 minuti, consentendo lo svolgimento di un numero maggiore di test. D'altro canto la dinamica del trasporto di energia nel terreno si è velocizzata,

rendendo più delicata, ma comunque possibile, la scelta dei sensori di temperatura e del loro posizionamento.

Per rispettare la similitudine di velocità, cioè conservare il numero di Péclet, si sono dovute scalare opportunamente le velocità di Darcy aumentandole di un fattore 10. Dunque, ci si è ritrovati a dover riprodurre delle velocità di falda dell'ordine di 10^{-7} m/s - 10^{-5} m/s. A tal fine si è scelto di realizzare un impianto idraulico costituito da una pompa peristaltica, un filtro a Y, un accumulo e valvole a sfera di intercettazione. La criticità maggiore è dovuta all'ampio campo di variabilità delle portate d'acqua in circolazione, tra i 21 ml/min e i 2100 ml/min, che rende difficile reperire componenti adatti simultaneamente alla portata minima e massima. La soluzione, quindi, è consistita nello sdoppiare il circuito idraulico utilizzando dei componenti quali tubi e portagomme adatti alla massima e minima portata, entrambi, però, accoppiati alla medesima pompa, poiché quest'ultima prevede l'alloggiamento di tubazioni di diametro differente. Se tale problematica, insieme al difficile reperimento di materiale di raccorderia (valvole, diramazioni e portagomme) per il circuito di dimensione minore, è stata facilmente risolta, dimensionare il misuratore di portata, sempre per il circuito più piccolo, è risultato più complicato, poiché la lettura della portata di 21 ml/min, con un'accuratezza inferiore all'1%, è difficoltosa. Per tale motivo, si è dovuto predisporre il misuratore di un amplificatore per permettere la linearizzazione dell'errore e consentire di raggiungere la specifica prescritta. Infine si è reso necessario garantire che il flusso d'acqua dall'ingresso all'uscita del terreno sia il più uniforme e monodirezionale possibile. La soluzione individuata prevede di alloggiare una lastra preforata ed uno strato di filtrina sia sulla sezione di ingresso dell'acqua nella vasca che in uscita da essa. Se la pompa deve vincere le perdite di carico introdotte dalle tubazioni e dai componenti di raccordo, è il battente idraulico sopra il terreno che deve vincere la perdita introdotta dal terreno stesso. Tuttavia, la determinazione dell'altezza di tale battente è critica, poiché essa dipende dalla permeabilità idraulica K (m/s) della sabbia, valore stimabile mediante relazioni da letteratura non prive di incertezza, basate sulla conoscenza precisa della curva granulometrica del mezzo poroso. Nel caso oggetto della presente tesi, il valore stimato per K è compreso tra $3{,}0 \cdot 10^{-4}$ e $4{,}0 \cdot 10^{-4}$ m/s a cui corrisponde un'altezza massima del battente compresa tra 13,3 cm e 9,8 cm, nel caso di velocità di Darcy massima ($5{,}0 \cdot 10^{-5}$ m/s). Per ottenere una stima migliore, sarà utile ricavare in laboratorio la curva granulometrica e/o misurare direttamente la conducibilità idraulica del mezzo.

La problematicità incontrata, nella scelta dei sensori di temperatura, è relativa alla limitata estensione spaziale del fenomeno di propagazione del calore, dell'ordine dei 10 cm/20 cm, e alla sua rapida dinamica con variazioni pari a 1,1 °C/min. Questi aspetti comportano la necessità di reperire misuratori di temperatura che siano dotati della parte sensibile il più piccola possibile, in modo da poter posizionare i sensori ad una distanza minima di 1 cm, ottenendo una lettura il più puntuale possibile ed evitando che la presenza di materiale diverso dal terreno interferisca sensibilmente sul fenomeno di propagazione. Si è optato quindi per l'acquisto di 57 termocoppie di diametro 1 mm con cavi di collegamento che garantiscono l'isolamento all'acqua. Il numero e la posizione dei sensori di temperatura è deciso simulando il campo di temperatura atteso nella vasca con le soluzioni analitiche dei problemi con sorgenti termiche costanti.

Non si riscontrano problematicità nella caratterizzazione, in termini di proprietà fisiche (densità e porosità), del terreno, poiché si adotta la ''raining technique'' per riempire la vasca di contenimento. Tale metodologia è facilmente eseguibile senza porre particolare accortezza nelle modalità di esecuzione, senza l'utilizzo di un apparato costruito ad hoc. Dalle prove eseguite si constata che si riescono ad ottenere campioni riproducibili ed uniformi di terreno, cioè con caratteristiche omogenee. Per quanto riguarda la porosità, si constata che essa è indipendente dalla modalità di riempimento: sia con "raining techinque" di sabbia in aria e successiva saturazione con pioggia d'acqua, sia con la "raining techinique" di sabbia in acqua, in modo da ottenere il campione già saturo, si ottiene il medesimo valore di porosità.

L'aspetto più critico è legato alla tenuta idraulica della vasca, secondo quanto emerso dal primo collaudo. Infatti, si nota una fuoriuscita modesta di acqua dagli spigoli della vasca, realizzata mediante incollaggio di lastre di plexiglass. Per cui, si suggerisce di predisporre un telaio metallico per garantire la tenuta idraulica ed insieme una migliore tenuta meccanica.

Si delineano quindi le future fasi per il completamento dell'apparato sperimentale (SandBox): realizzazione di un telaio metallico per la vasca; collaudo del circuito idraulico, in termini di determinazione della curva caratteristica della pompa peristaltica (portata di acqua - numero giri); collaudo dei cavi autoscaldanti, che simulano il geoscambiatore; calibrazione ed installazione dei sensori di temperatura; misura della conduttività termica della sabbia satura con una tecnica indipendente; esecuzione del TRT senza moto di falda e successivamente con moto di falda a diverse velocità.

Appendice

```
% MODELLO DELLA SORGENTE LINEARE INFINITA (ILS)[Poulikakos, Conduction Heat Transfer]
clear all


ls=2; % conducibilità termica terreno [W/mK]
rs=1700; % densità terreno [kg/mc]
cs=1381; % calore specifico terreno [J/kgK]


lw=0.59; % conducibilità termica acqua [W/mK]
rw=999; % densità acqua [kg/mc]
cw=4150; % calore specifico acqua [J/kgK]

q=50; % potenza termica specifica imposta [W/m]
T0=0; % temperatura terreno imperturbato [°C]

epsilon=0.22; % porosità terreno
l=ls*(1-epsilon)+lw*epsilon; % cond.termica effettiva [W/(mK)]
a=0.53/(10^6); % diffusività del terreno (m^2/s)
C=lambda/a; % capacità termica volumica mezzo (J/m^3.K)

r_inf=10; % estensione maglia lungo r (m)
dr=0.2; % passo spaziale (m)
Nr=r_inf/dr+1; % numero nodi spaziali
r=[0:dr:r_inf]; % vettore spazio
Nr=length(r);% numero nodi spaziali

tempo=[2,4,6]*3600; % durata temporale simulazione (s)
dt=10*24*3600; % passo temporale (s)
t=[0:dt:tempo]; % vettore tempi
Nt=numel(t); % numero nodi temporali


for j=1:Nt
    for i=1:Nr
        T(i,j)=T0+q/(4*pi*lambda)*expint(r(i)^2/(4*a*t(j)));
    end

end
```

```
1   clear all
2   close all
3
4   % SORGENTE LINEARE FINITA
5   % L'algoritmo restituisce il valore della temperatura nel terreno
alle
6   % distante radiali, tempi, e profonditaà forniti in input T(r,t,z).
7   % Gli altri input sono imposti dalla riga 21 alla 27 del codice.
8   % L'integrale viene svolto con la funzione Matlab "quadgk" che
riceve come
9   % input l'integranda espressa nella funzione esterna "integ.m" con
una
10  % tolleranza preimpostata da Matlab.
11
12
13
14  r=[0.5]; %[m] vettore delle distante radiali
15  Nr=length(r); %numero nodi radiali
16
17
18  t=[6,12,18,24,30,36,42,48,54,60,66,72]*3600;
19  %vettore istanti temporali espresso in secondi
20  Nt=numel(t); % numero nodi temporali
21
22  lambda=2; % conduttività termica mezzo (W/m/K)
23  a=0.53/(10^6); % diffusività del terreno (m^2/s) !!!
24  %(N.B. tenere lo stesso valore di a anche nella function integ.m)
!!!
25  C=lambda/a; % capacità termica volumica mezzo (J/m^3.K)
26  T0=8; % temperatura imperturbata mezzo (°C)
27  Q=5000; % potenza termica imposta [W]
28  L=100; % estensione lineare sorgente [m]
29  q=Q/L; % densità di potenza [W/m]
30
31
32  z=[10,20,30,40,50,60,70,80,90,100];%[m]
33  %vettore dei nodi lungo la profondità del terreno
34  Nz = length(z);
35
36
37  for j=1:Nt
38      for i=1:Nr
39          for v=1:Nz
40
41          result(i,j,v) = quadgk(@(h)integ(h,r(i),t(j),z(v)),0,L);
42
43          T(i,j,v) = T0 + q/(4*pi*lambda)*result(i,j,v);
44
45          end
46      end
47  end
48
49  Tg=T; %matrice delle temperature
50  t=t;
51  r=r;
52  z=z;
```

```
2   %funzione integranda richiamata nei codici "finite_line_source "
3   %!!! impostare il valore di diffusività termica del
terreno !!! 5
6
7    function [y]=integ(h,r,t,z)
8
9    a= 0.53/(10^6); % diffusività del terreno [m^2/s]
10   y =
erfc(sqrt((r).^2+(z-h).^2)./(2.*sqrt(a.*t)))./sqrt((r).^2+(z-h).^2)-
erfc(sqrt((r).^2+(z+h).^2)./(2.*sqrt(a.*t)))./sqrt((r).^2+(z+h).^2));
```

```
1   clear all
2
3
4   % MODELLO MOVING INFINITE LINE SOURCE (DIAO 2004)
5
6   ls=2; % conducibilità termica terreno [W/mK]
7   rs=1700; % densità terreno [kg/mc]
8   cs=1381; % calore specifico terreno [J/kgK]
9
10
11  lw=0.59; % conducibilità termica acqua [W/mK]
12  rw=999; % densità acqua [kg/mc]
13  cw=4150; % calore specifico acqua [J/kgK] 14
15  ql=50; % potenza termica specifica imposta [W/m]
16  T0=0; % temperatura terreno imperturbato [°C]
17
18  epsilon=0.22; % porosità terreno
19
20
21  l=ls*(1-epsilon)+lw*epsilon; % cond.termica effettiva [W/(mK)]
22
23
24  a = 1.07/(10^6); % diffusività termica effettiva [m2/s]
25  C=l/a; % cap.termica volumica effettiva [J/mcK]
26  u=1/(10^5); % velocità Darcy [m/s]
27
28  U=u*rw*cw/C; % velocità effettiva [m/s]
29
30
31  D=u*0/epsilon; %D=q/epsilon*dispersivity; % coefficiente
    di diffusione cinematica nell'ipotesi vx=vy [m2/s]
32
33  Dtot=a+D; % coefficiente di diffusione totale [m2/s]
34
35  x_inf=2; % estensione maglia lungo x [m]
36  dx=0.02; % passo spaziale lungo x [m]
37  x=[-x_inf:dx:x_inf]; % vettore x
38  Nx=numel(x); % numero nodi in direzione x
39
40  y_inf=0; % estensione maglia lungo y [m]
41  dy=0.2; % passo spaziale lungo y [m]
42  Ny=y_inf/dy+1; % numero nodi in direzione y
43  y=[0:dy:y_inf]; % vettore y
44  Ny = numel(y); % numero nodi in direzione y
45
46  tempo=120*24*3600; % durata temporale simulazione [s]
```

```
dtau=24*1*3600; % passo temporale [s]
Ntau=tempo/dtau; % numero nodi temporali
tau=[dtau:dtau:tempo]; % vettore tempi


for m=1:Nx
    for j=1:Ny
        for i=1:Ntau

            result(m,j,i) =
quadgk(@(z)intMLS(z,x(m),y(j),tau(i),U,Dtot),0,tau(i));

        T(m,j,i)=T0+ql/(4*pi*(Dtot*C))*result(m,j,i);

        Tprova(m,j,i) = T(m,j,i)-T0;


        end
        Tstea(m,j)=
        T0+ql/(2*pi*(Dtot*C))*exp(U*x(m)/(2*Dtot))*besselk(0,U*(x(m
        )^2+y(j)^2)^0.5/(2*Dto t));% soluzione stazionaria
    end
end
```

% Funzione richiamata all'interno del codice del modello MILS

```
function [Diao] = intMLS(z,x,y,tau,U,Dtot)

Diao = 1./(tau-z).*exp(-((x-U*(tau-z)).^2+y^2)./(4*Dtot*(tau-z)));
```

Indice delle figure

Figura 1.1 - Rappresentazione di un sistema geotermico [4]

Figura 1.2 - Impianto geotermico con scambiatori verticali a circuito chiuso (fonte: Tecnosol Srl)

Figura 1.3 - Schema di un impianto geotermico a circuito aperto (fonte: Tecnosol Srl)

Figura 1.4 - Ciclo del fluido refrigerante all'interno di una pompa di calore

Figura 1.5 - Riduzione della temperatura in funzione del raggio dovuto alla resistenza termica del pozzo e del terreno

Figura 1.6 - Sezioni di scambiatore verticale in configurazione di singola e doppia U

Figura 1.7 - Geoscambiatatore a doppia U in polietilene con raccordi a V

Figura 1.8 - Sezione di due tipologie di scambiatore coassiale: semplice (a sinistra) e complesso (a destra)

Figura 1.9 - Energy pile, Haka Gerodur

Figura 1.10 - Esempi di impiego di pali energetici

Figura 1.11 - Zone a differente grado di saturazione in un deposito di terreno [12]

Figura 1.12- Differenti tipi di falda in un deposito di terreno

Figura 1.13 - Perdita di carico in condizioni di flusso monodimensionale stazionario in un campione di terreno

Figura 1.14 - Valori tipici del coefficiente di permeabilità K per varie tipologie di terreno [12]

Figura 1.15 - Profilo di temperatura nel terreno

Figura 2.1 - Esempio di TRT con immissione di potenza termica [23]

Figura 2.2 - Schema dell'apparato di misura per l'esecuzione di un TRT [1]

Figura 2.3 - Apparato di prova svedese (TED) [27]

Figura2.4 - Apparato in valigia portatile della compagnia Soil & Groundwater (Amzell, Germania) [26]

Figura2.5 - Apparato recente utilizzato in Italia

Figura 2. 6 - Grafico della sensitività dei valori di conducibilità termica stimata in funzione della durata del test e del numero di ore iniziali scartate nell'interpolazione [23]

Figura 2.7 - Sequenza temporale della resistenza termica del pozzo calcolata dalla simulazione numerica per differenti velocità di Darcy, u, e valori di conducibilità idraulica, k_g, del materiale di riempimento [39]

Figura 2. 8 - Rapporto tra la velocità effettiva di Darcy (u_{eff}) e velocità di Darcy (u) in funzione della velocità di Darcy (u) [39]

Figura 2.9- Relazione tra u_{eff}, λ e il termine correttivo in figura (c) . [39]

Figura2.10 - Coppie valide per un caso simulato rappresentativo di una situazione nella quale non c'è prevalenza di uno dei due fenomeni (avvettivo – convettivo) sull'altro [39]

Figura 2.11 - Flowchart per le procedura del H/TRT [37]

Figura 2. 12 - Variazione di temperatura adimensionale massima in funzione del numero di Peclet, per alcuni valori di conducibilità termica adimensionale $\tilde{\lambda}$ [37]

Figura2.13 - Ground Function (Gin figura) per il TRT (a) in funzione del numero di Peclet, e (b)in funzione del rapporto tra conducibilità termiche. [37]

Figura2.14 - Rappresentazione schematica della sorgente lineare cilindrica

Figura 2.15 - Rappresentazione schematica del pozzo geotermico di lunghezza H e la sua corrispondente sorgente lineare ''virtuale'' [46]

Figura 2. 16 - Esempio di profilo di temperatura attorno ad un pozzo generato dal modello FLS ad un tempo pari a 6 mesi [30]

Figura 2.17- Esempio di curve isoterme in condizione stazionaria per il modello FLS con sorgente di profondità H=100 m e potenza q=50 w/m [30].

Figura 2.18 - Risultati dell'interpretazione di TRT, ovvero valori di conducibilità termica, con la line source approssimata (L.S.), e con la soluzione esatta (E1) [50]

Figura2.19 - Curve di iso-scostamento relativo tra ILS e FLS al bordo del pozzo (r_{bh}) [46]

Figura2.20 - Scostamento relativo tra i risultati dei modelli ILS e FLS a varie distanze radiali per αt = 100 m^2 (sopra) e αt = 1000 m^2 (sotto) [46]

Figura2.21 - Scostamento relativo percentuale tra i risultati dei modelli ILS e ICS al variare del raggio del pozzo r_{bh} e del parametro αt [46]

Figura2.22 - Scostamento relativo tra i risultati dei modelli ICS e ILS in funzione del numero di Fourier [46]

Figura2.23 - Esempio applicativo del "grafico dei range operativi" per un livello di tolleranza del 2% [46]

Figura 2.24 - Curve isoterme del modello MILS [17]

Figura2.25- Incremento di temperatura su una circonferenza attorno alla sorgente fissato Pe_x (in figura R è Pe_x) [17]

Figura 2.26 - Risposta termica di una sorgente lineare infinita con e senza moto avvettivo della falda (Fo/R^2 in figura rappresenta il numero di Fourier Fo) [17]

Figura 2.27 - Curve isoterme degli incrementi di temperatura. Le linee tratteggiate rappresentano i risultati ottenuti con il modello MFLS con una sorgente di lunghezza H = 50 m,, mentre le linee continue i risultati tramite il modello MILS. (q = 20W/m; Fo = 0,2; Pe = 8) [48]

Figura 2.28 - Incremento adimensionale di temperatura in funzione del tempo adimensionale $Fo/_{R'^2} = \propto t/_{(x^2+y^2)} = \propto t/_{r^2} = Fo_x$ per diverse profondità del pozzo e diversi valori di Peclet (Pe) ($u = 10^{-7} m/s$; x = 0,1m; y = 0m). [48]

Figura 2.29 - Incremento di temperatura adimensionale (valutati a metà della lunghezza della sorgente) per diverse lunghezze del pozzo ($u = 10^{-7} m/s$; x = 0,1m; y = 0m; Pe=0 per H=0; Pe=33 per H=200) [48]

Figura 2.30 - Incremento di temperatura su una circonferenza centrata nella sorgente (r = 0.1m, H = 50m, z = 0.5H m) : rapporto tra i modelli MFLS e MILS [48]

Figura 2.31 - Incremento di temperatura su una circonferenza centrata nella sorgente (r = 0.1m, H = 50m, z = 0.5H m) : rapporto tra i modelli MFLS e FLS [48]

Figura 3.1 - Telaio di legno della SandBox (a sinistra); Telaio di legno con sabbia senza coperchio (a destra) [51]

Figura 3.2 - sandbox a destra, vista del setup di test assemblato a sinistra [52]

Figura 3.3 - Posizione dei sensori: piano XZ a destra, piano YZ a sinistra [52]

Figura 3.4 - Rappresentazione dell'apparato sperimentale [53]

Figura 3.5 - Sezioni della sandbox [53]

Figura 3.6 - Descrizione del geoscambiatore in scala [53]

Figura 3.7 - Confronto tra risposte termiche nei punti A-C (CASE2) (grafico a destra); confronto tra risposte termiche nei punti A-C (CASE5) (grafico a sinistra) [53]

Figura 3.8 1 - Apparato di prova per misurare la conducibilità termica della sabbia e del riempimento. A destra è mostrato anche il posizionamento delle 9 termocoppie. [52]

Figura 3.9 – Simulazioni FLS con sorgente di profondità H = 100 m: temperatura nel terreno in funzione della profondità z, a distanza radiale dalla sorgente fissata pari a 0,5m, per diversi istanti temporali (24 h, 48 h, 72 h, 120 h)

Figura 3.10 - Temperatura in funzione della profondità ad una distanza r = 3 mm da una sorgente lineare finita di estensione H = 1 m e di potenza 50 W/m ad un tempo t = 24 h (modello FLS)

Figura 3.11 - Temperatura in funzione della profondità ad una distanza r = 6 mm da una sorgente lineare finita di estensione H = 1 m e di potenza 50 W/m ad un tempo t = 24 h (modello FLS)

Figura 3.12 - Temperatura in funzione della profondità ad una distanza r = 20 mm da una sorgente lineare finita di estensione H = 1 m e di potenza 50 W/m ad un tempo t = 24 h (modello FLS)

Figura 3.13 - Incremento di temperatura rispetto alla condizione iniziale, in funzione del tempo ad una distanza dalla sorgente (q = 50 W/m) pari a 3 mm (bordo del pozzo per scambiatore in scala 1:20; soluzione ILS, soluzione FLS media sulla estensione H = 1 m, soluzione FLS in z=H/2) oppure 6 cm (bordo del pozzo per scambiatore reale, ILS coincidente con FLS)

Figura 3.14 - Incremento di temperatura rispetto alla condizione iniziale, in funzione del tempo ad una distanza dalla sorgente (q = 50 W/m) pari a 6 mm (bordo del pozzo per scambiatore in scala 1:10; soluzione ILS, soluzione FLS media sulla estensione H = 1 m, soluzione FLS in z=H/2) oppure 6 cm (bordo del pozzo per scambiatore reale, ILS coincidente con FLS)

Figura 3.15 - Incremento di temperatura rispetto alla condizione iniziale, in funzione del tempo ad una distanza dalla sorgente (q = 50 W/m) pari a 20 mm (bordo del pozzo per scambiatore in scala 1:3; soluzione ILS, soluzione FLS media sulla estensione H = 1 m, soluzione FLS in z=H/2) oppure 6 cm (bordo del pozzo per scambiatore reale, ILS coincidente con FLS)

Figura 3.16 - Rappresentazione della SandBox 3D e geoscambiatore

Figura 3.17 - Incremento di temperatura a valle dello scambiatore (geoscambiatore in r=0 mm) con u = $5*10^{-5}$ m/s per tempi crescenti in secondi (modello MILS)

Figura 3.182 - Foto del tubo di rame all'interno del quale sarà alloggiato il cavo autoscaldante

Figura 3.19 - Schema impianto semplificato per dimensionamento circuito idraulico

Figura 3.203 - Diagramma coefficiente delle perdite di carico per lastra forata [55]

Figura 3.214 - Grafici di Prugh (1959)

Figura 3.22 - Rappresentazione schematica del sostegno per il calcolo delle perdite di carico

Figura 3.23 - Filtro a Y in bronzo 1/2''

Figura 3.24 - Valvole a sfera di intercettazione

Figura 3.25 - Raccordo a T, valvole a sfera, filtro e portagomme.

Figura 3.26 - Pompa peristaltica di alimentazione del circuito idraulico

Figura 3.27 - Curva Portata (ml/min) - n° di giri al minuto (rpm)

Figura 3.28 - Modello MILS: incremento di temperatura al bordo del pozzo (in scala 1:10) al variare del tempo per diverse velocità di Darcy

Figura 3.29 - Assemblaggio di un termometro a resistenza industriale ad immersione

Figura 3.30 - Caratteristiche principali di termometri a resistenza, termistori e termocoppie

Figura 3.31 - Profilo di temperatura per t =0,72 h a monte (0<z<300 mm) e a valle dello scambiatore in scala (300<z<800 mm) per x = 500 mm e y= 300 mm (modello MILS con u=5.10^{-5} m/s), T_0 = 0°C, calcolato in corrispondenza della posizione dei sensori

Figura 3.32- Profilo di temperatura per t =0,72 h a monte (0<z<300 mm) e a valle dello scambiatore in scala (300<z<800 mm) per x = 300 mm e y= 300 mm (modello MILS con u=5.10^{-5} m/s), T_0 = 0°C, calcolato in corrispondenza della posizione dei sensori

Figura 3.33 5- Profilo di temperatura al tempo t = 0,72 h in corrispondenza dei sensori a lato dello scambiatore in scala (300<y<600 mm) per x = 500 mm, z=300 mm (modello MILS con u=5.10^{-5} m/s), T_0 = 0°C, calcolato in corrispondenza dei sensori

Figura 3.34 - Profilo di temperatura al tempo t = 0,72 h in corrispondenza dei sensori a lato dello scambiatore in scala (300<y<600 mm) per x = 300 mm, z=300 mm (modello MILS con u=5.10^{-5} m/s), T_0 = 0°C, calcolato in corrispondenza dei sensori

Figura 3.35 - Rappresentazione 3D della SandBox, sistema di riferimento e direttrici di misura. Con le linee blu si indicano le linee su cui sono posizionati i sensori lungo la direzione del moto di falda per x=30 cm e x = 50 cm. Con le linee rosse si indicano i sensori laterali per x = 30 cm e x = 50 cm.

Figura 3.36 - Posizione dei sensori di temperatura nel piano xz (quote in centimetri)

Figura 3.37 - Posizione dei sensori di temperatura nel piano xy (quote in centimetri)

Figura 3.38 - Misuratore ad ingranaggi per portate basse 0 - 500 ml/min

Figura 3.39 - Amplificatore per misuratore di basse portate

Figura 3.406 - Misuratore per il campo di portate alte (500 ml/min - 2100 ml/min)

Figura 3.41- Velocità di una sfera di diametro 0,4 mm, in caduta libera in acqua e in aria [58]

Figura 3.427 - Velocità di sfere di diametro diverso in caduta libera in aria (Vaid [58])

Figura 3.43 - Velocità terminale e altezza di caduta in funzione del diametro della sfera (Vaid [58])

Figura 4.1 - Curva granulometrica ricavata dal fornitore di sabbia"

Figura 4.2 - Rappresentazione del volume di un campione

Figura 4.3 - Campione di sabbia ottenuto tramite la raining techinque in aria (a sinistra), medesimo campione di sabbia portato oltre la saturazione (a destra),

Figura 4.4 - Piedini di sostegno e fori per attacco tubazioni del circuito idraulico

Figura 4.5 - Piedini di sostegno e fori per attacco tubazioni del circuito idraulico con quote

Figura 4.6 - Sportello apribile (cerniere, guarnizione e piastrine metalliche)

Figura 4.7 - Tubo di rame in cui saranno alloggiati i cavi autoscaldanti

Figura 4.8 - Posizione geometrica dei fori realizzati sulle lastre di plexiglass per il passaggio dei cavi delle termocoppie e del geoscambiatore

Figura 4.9 - Foro, tappo (in verde) e passacavo per il passaggio delle termocoppie

Figura 4.10 - Lastra perforata

Figura 4.11 - Passaggio di acqua attraverso la filtrina e la lastra perforata

Indice delle tabelle

Tabella 1.1 - Classificazione risorse a bassa media e alta entalpia [4]

Tabella 1.2 - Valori di conducibilità termica di alcuni materiali di riempimento [11]

Tabella 1.3 - Valori indicativi percentuali di porosità e di porosità effettiva per varie tipologie di terreni. [15]

Tabella 1.4 - Valori tipici delle proprietà termiche ed idrauliche di vari terreni e rocce estratto da Diao, 2004 [17] (con ε è indicata la porosità)

Tabella 2.1 - Caratteristiche termofisiche dei terreno [UNI 11466]

Tabella 2.2 - Nazioni in cui è usato il TRT

Tabella 2.3 - Insieme di dati di TRT utilizzato da Gehlin [50]

Tabella2.4 - Parametri di simulazione impiegati da Philippe [46]

Tabella2.5 - Errore relativo nell'uso del modello ILS in funzione dell'intervallo temporale [46]

Tabella 3.1 - Parametri della SandBox [51] *per test con flusso termico costante*

Tabella 3.2 - Portata di acqua e velocità di Darcy sperimentata in [53]

Tabella 3.3 - Caratteristiche peculiari degli apparati [51], [52] e [53].

Tabella 3.4 – Tempi di osservazione del TRT in campo e tempi di osservazione in laboratorio secondo le diverse scale geometriche nell'ipotesi di conservare il numero di Fourier.

Tabella 3.5 – Temperature ottenute tramite simulazione con codice ILS per tempi riscalati secondo la scala di riduzione di raggio del pozzo 1/20 (q = 50 W/m, T_0 = 8°C, $\alpha = 0{,}53 * 10^{-6}\ m^2/s$, $\lambda = 2\ W/(m.K)$)

Tabella 3.6 - Temperature ottenute tramite simulazione con codice ILS per tempi riscalati secondo la scala di riduzione di raggio del pozzo 1/10 (q = 50 W/m, T_0 = 8°C, $\alpha = 0{,}53 * 10^{-6}\ m^2/s$, $\lambda = 2\ W/(m.K)$)

Tabella 3.7 - Temperature ottenute tramite simulazione con codice ILS per tempi riscalati secondo la scala di riduzione di raggio del pozzo 1/3 (q = 50 W/m, T_0 = 8°C, $\alpha = 0{,}53 * 10^{-6}\ m^2/s$, $\lambda = 2\ W/(m.K)$)

Tabella 3.8 - Temperature ottenute tramite simulazione numerica con modello ILS per tempi riscalati secondo la scala di riduzione di raggio del pozzo 1/10 (q = 50 W/m, T_0 = 8°C, $\alpha = 1{,}3 * 10^{-6}\ m^2/s$, $\lambda = 3\ W/(m.K)$)

Tabella 3.9 - Temperature ottenute tramite simulazione numerica con modello FLS per tempi riscalati secondo la scala di riduzione di raggio del pozzo 1/10, lungo l'asse dello scambiatore al variare della profondità z. (q = 50 W/m, T_0 = 8°C, $\alpha = 1{,}3 * 10^{-6}\ m^2/s$, $\lambda = 3\ W/(m.K)$)

Tabella 3.10 - calcolo della corrente necessaria per ottenere una dissipazione termica di 50 W/m, assegnate le dimensioni geometriche e la resistività del materiale

Tabella 3.11 Valori di portata massima e minima

Tabella 3.12 Diametro interno nominale ed effettiva. v_{dim} è la velocità di dimensionamento.

Tabella 3.13 - Coefficienti di perdita di carico localizzata [54]

Tabella 3.14 - Valori di portata, area, perimetro bagnato, diametro equivalente, velocità e numero di Reynolds per i canali 1 e 4

Tabella 3.15 - Valori di portata, area, perimetro bagnato, diametro equivalente, velocità e numero di Reynolds per i canali 2 e 3

Tabella 3.16 - Perdite di carico del sostegno

Tabella 3.17 - Caratteristiche tecniche della pompa

Tabella 3.18 - Curve caratteristiche pompa

Tabella 3.19 - Posizione dei 57 sensori di temperatura scelti

Tabella 3.20 - Caratteristiche principali del misuratore di portata nel campo 500 - 2100 ml/min

Tabella 4.1 - Analisi fisico-chimica effettuata dal fornitore di sabbia

Tabella 4.2 - Risultati delle prove per la determinazione della densità

Tabella 4.3 - Risultati delle prove di misura della porosità con modalità di riempimento "sabbia in aria

Tabella 4.4 - Risultati delle prove di misura della porosità con modalità di riempimento "sabbia in acqua"

Tabella 4.5 - Diametri dei fori nel plexiglass e nei tappi

Simbologia

Acronimi

ILS Infinite Line Source

ICS Cylindrical Line Source

FLS Finite Line Source

MILS Moving Infinite Line Source

MFLS Moving Finite Line Source

TRT Test di Risposta termica

BH BoreHole

COP Coefficient Of Performance

EER Energy Efficiency Ratio

GUE Gas Utilization Efficiency

PCI Potere Calorifico Inferiore

BHE Borehole Heat Exchanger

GF Ground Function

Simboli greci

α diffusività termica (m^2/s)

γ peso specifico (N/m^3)

ε errore percentuale (%)

ξ coefficiente di perdita di carico (-)

δ profondità di penetrazione (m)

θ differenza di temperatura (°C)

Θ variazione adimensionale di temperatura (-)

λ conducibilità termica (W/(m.K))

μ viscosità dinamica (Pa·s)

φ coordinata polare (°)

Φ porosità (-)

ρ densità (kg/m^3)

τ tempo adimensionale (-)

ω frequenza angolare (rad/s)

Simboli romani

A	area (m^2)
c	calore specifico (J/(kg.K))
C_u	coefficiente di uniformità (-)
C	capacità termica volumica (J/(m^3.K))
D	diametro (m)
FF	fattore di forma in scala ridotta (-)
$\widetilde{FF}$	fattore di forma (-)
Fo	numero di Fourier (-)
g	accelerazione di gravità (m/s^2)
h*	carico piezometrico (m)
H	profondità dello scambiatore (m)
$\overline{H}$	profondità ridotta (m)
H*	carico totale (m)
i	gradiente idraulico (-)
K	conducibilità idraulica (m/s)
k_p	permeabilità intrinseca (m^2)
Kv	coefficiente di portata (-)
L	lunghezza (m)
L_e	energia elettrica (J)
L_H	fattore di scala della profondità (-)
L_r	fattore di scala del raggio (-)
L_t	fattore di scala temporale (-)
L_v	fattore di scala della velocità (-)
$\dot{m}$	portata massica (kg/s)
p	pressione (Pa)
P	potenza termica (W)
Pe	numero di Péclet (-)
q	potenza termica per unità di lunghezza (W/m)
q'''	generazione di potenza per unità di volume (W/m^3)
Q	energia termica (J)

$\dot{Q}$	porta volumetrica (m^3/s)
r	raggio (m)
R	resistenza termica (K/W)
R_{pp}	resistenza termica tra il fluido e la parete esterna del tubo (K/W)
R_t	resistenza termica dell'eventuale tubo esterno (K/W)
Re	numero di Reynolds (-)
t	tempo (s)
$\bar{t}$	tempo caratteristico (s)
T	temperatura (K)
T_0	temperatura del terreno indisturbato (K)
$\tilde{T}$	periodo onda di calore (s)
u	velocità di Darcy in direzione x (m/s)
u_{eff}	velocità effettiva di Darcy (m/s)
U	velocità effettiva (m/s)
$\vec{v}$	vettore velocità di Darcy (m/s)
v_r	velocità reale (m/s)

Pedici

bh	pozzo geotermico
bh,W	bordo del pozzo geotermico
dim	dimensionamento
diss	dispersa
eff	effettiva
f	fluido termovettore
gr	riempimento del pozzo
in	ingresso
max	massimo
m,f	media del fluido termovettore
min	minimo
nom	nominale
out	uscita
s	solido

tot	totale
w	acqua

Bibliografia

[1] *UNI 11466 Sistemi geotermici a pompa di calore: Requisiti per il dimensionamento e la progettazione,* 2012.

[2] M. Hochstein, Classification and assessment of geothermal resources, Small Geothermal Resources: A Guide to Development Utilizazion, UNITAR, Nex York, 1990.

[3] U. Puppini, «L'utilizzo di acque sotterranee per climatizzazione e riscaldamento geotermico,» in *Convegno organizzato da AIRU e GUI*, Milano, 16-06-2015.

[4] M. Antelmi, Tesi: Modellazione numerica del trasporto di calore in falda per lo studio delle prestazioni energetiche e degli impatti termici derivanti dall'attività di una sonda geotermica, Politecnico di Milano, 2016.

[5] *Direttiva 2009/28/CE.*

[6] «www.orizzontenergia.it,» [Online].

[7] J. W. Lund e D. Freeston, «World-wide direct uses of geothermal energy 2000,» *Geothermics,* n. 30, pp. 29 - 68, 2001.

[8] S. Basta e F. Minchio, Geotermia e pompe di calore. Guida pratica agli impianti geotermici di climatizzazione, Basta Savino, 2007.

[9] F. Tinti, Geotermia per la climatizzazione, Palermo: D. Flaccovio, 2008.

[10] Delmastro e Noce, Manuale di geotermia a sonde verticali, Ulrico Hoepli, 2011.

[11] A. Baietto, M. Pochettino e E. Salvatici, Progettazione di impiante geotermici. Sonde verticali e pozzi d'acqua, Dario Flaccovio Editore, 2010.

[12] J. Facciorusso, C. Madiai e G. Vannucchi, Dispense di Geotecnica, Firenze: Università degli Studi di Firenze - Dipartimento di Ingegneria Civile e Ambientale, 2011.

[13] A. Cengel Yunus e M. Cimbala Iohn, Meccanica dei fluidi, MCGraw-Hill Education, 2015.

[14] D. A. Nield e A. Bejan, Convection in Porous Media, Springer, 2006.

[15] «Water Supply Paper, United States Geological Survey (USGS)».

[16] J. H. Lienhard, A Heat Transfer Textbook, Cambridge, Massachusetts, U.S.A.: Phlogiston Press, 2012.

[17] N. Diao, Q. Li e Z. Fang, «Heat transfer in ground heat exchangers with groundwater advection,» *Int. J. Thermal Sci.,* vol. 43, n. 12, 2004.

[18] S. Kavanaugh e K. Rafferty, Ground Source Heat Pumps: Design of Geothermal Systems for Commercial and Industrial Buildings., Atlanta, GA, USA: ASHRAE, 1997.

[19] B. Della Vedova, «Geotermia e Pompe di Calore: Sostenibilità ed Aspetti Economici,» in *Convegno GEOFLUID*, Piacenza, 2014.

[20] *Regolamento Regionale 15/02/10 n. 7. Regione Lombardia.*

[21] J. Sundberg, Thermal Properties of Soil and Rocks. PhD Thesis. Pubbl. A 57, Goteborg: Department of Geology. Chalmers Technical University, 1988.

[22] P. Morgensen, Fluid to duct wall heat transfer in duct system heat storage. Proceeding of International Coference on Surface Heat Storage in Theatory and Practice, Stockholm, Sweden, 1983.

[23] H. Witte, «Geothermal Response Test with Heat Extraction and Heat Injection: Examples of Applications in Research and Design of Geothermal Ground Heat Exchangers,» *Europäischer Workshop über Geothermische Response Tests,* 2001.

[24] C. Eklöf e S. Gehlin, TED - A mobile equipment for Thermal Response Tests. Master's Thesis, Lulea University of Technology, Sweden, 1996.

[25] W. Austin, Development of an In-Situ System for Measuring Ground Thermal Properties. MSc. Thesis, Oklahoma State University, USA, 1998.

[26] B. Nordell, IEA ECES ANNEX 21- Subtask 1, Termal Response Test (TRT) State of the Art 2011, 2011.

[27] S. Gehlin e J. D. Spitler, «Thermal response test - State of Art 2001,» *Report IEA ECES Annex 13,* 2002.

[28] S. Ghelin, Thermal response test method development and evalutation. Doctoral thesis, Lulea University of Technology, 2002.

[29] W. Austin, C. Yavuzturk e J. Spitler, «Development of an In-Situ System for Measuring Ground Thermal Properties.,» *ASHRAE Transactions,* vol. 106, 2000.

[30] M. Smith e R. Perry, In-Situ Testing and Thermal Conductivity Testing, Oklahoma State University USA, 1999.

[31] T. Bandos, Montero, P. Fernandez de Cordoba e J. Urcheguia, «Improving parameter estimations obtained from thermal response tests: effect of ambient air temperature variations,» *Geothermics,* n. 40, pp. 136-43, 2011.

[32] «IGSHPA. Closed-loop/geothermal heat pump systems: design and installation standards,» International Ground Source Heat Pump Association, Oklahoma State University, 2013.

[33] H. Witte, A. van Gelder e J. Spitler, «In Situ Measurement of Ground Thermal Conductivity: the Dutch Perspective.,» *ASHRAE Transactions, 108.Career and Thecnical Evaluation.,* 2002.

[34] ASHRAE, «ASHRAE handbook: HVAC applications.,» ASHRAE, Atlanta, GA, USA, 2011.

[35] Eskilson, «Thermal Analysis of Heat Extractions Boreholes,» *PH.D. Thesis. University of Lund, Sweden,* 1987.

[36] Blasi e Menichetti, «Conducibilità termica distribuita da un test di risposta termica (TRT) su una sonda geotermica,» *Acque Sotterranee - Italian Journal of Groundwater,* 2012.

[37] J. Raymond, R. Therrien e L. Gosselin, «Borehole temperature evolution during thermal response tests,» *Geothermics,* vol. 40, pp. 69-78, 2011.

[38] H. Fujii, H. Okubo, K. Nishi, R. Itoi, K. Ohyama e K. Shibata, «An improved thermalresponse test for U-tube ground heat exchanger based on optical fiber thermometers,» *Geothermics,* vol. 38, n. 4, pp. 399-406, 2009.

[39] V. Wagner, P. Blum, M. Kübert e P. Bayer, «Analytical approach to groundwater-influenced thermal response tests of grouted borehole heat exchangers,» *Geothermics,* 2012.

[40] J. Rouleau, L. Gosselin e J. Raymond, «New concept of combined hydro-thermal response tests (H/TRTS) forground heat exchangers,» *Geothermics,* 2016.

[41] L. R. Ingersoll e H. Plass, «Theory of the Ground Pipe Heat Source for the Heat Pump, Heating, Piping & Air Conditioning,» pp. 119-122, 1948.

[42] H. S. Carslaw e J. Jaeger, Conduction of heat in solids, Oxford, UK: Clarendon Press, 1947, p. 510.

[43] G. Hellstrom, Ground heat storage: Thermal analyses of duct storage system. PhD Thesis, Lulea University of Technology, 1991.

[44] L. Ingersoll, O. Zobel e A. Ingersoll, Heat Conduction with Engineering Geological and other Applications, p.325, New York: Mc Graw-Hill, 1954.

[45] M. Bernier, «Ground-coupled heat pump system simulation,» *ASHRAE Transactions ,* vol. 106, n. 605-616, 2001.

[46] M. Philippe, M. Bernier e M. Dominique, «Validity rangers of three analytical solutions to heat transfer in the vicinity of single boreholes,» *Geothermics,* vol. 38, pp. 407-413, 2009.

[47] D. Marcotte e P. Pasquier, «On the esimation of thermal resistance in borehole thermal conductivity test,» *Renewable energy ,* vol. 33, pp. 2407-2415, 200/.

[48] Molina-Giraldo, P. Blum, K. Zhu, P. Bayer e Z. Fang, «A moving finite line source model to simulate borehole heat exchangers with groundwater advection,» *International Journal of Thermal Sciences,* vol. 50, pp. 2506-2513, 2011.

[49] T. Bandos, A. Montero, F. E., J. Santander, J. Isidro, J. Perez e J. Urchueguia, «Finite-line source model for borehole heat exchangers: effect of vertical temperature variations,» *Geothermics,* n. 38, pp. 263-270, 2009.

[50] G. H. Signhild E.A. Gehlin, «Comparison of Four Models for Thermal Response Test Evaluation,» *ASHRAE Transactions,* vol. 109, n. 1, 2003.

[51] A. Beier Richard, D. Smith Marvin e D. Spitler Jeffrey, «Referece data sets for vertical borehole ground heat exchanger models and thermal response test analysis,» *Geothermics ,* n. 40, pp. 79-85, 2011.

[52] A. Kramer Cory e O. G. Fare, «Laboratory Thermal Performance Tests on a Model Heat Exchanger Pile in Sand,» *Geothecnical and Geological Engineering,* 2014.

[53] T. Katsura, K. Nagano, S. Takeda e K. Shimakura, «Heat Transfer Experiment in the Ground with Ground Water Advection,» *Proceeding of the 10 th Energy Conservation Thermal Energy Storage Conference on Ecostock,* 2006.

[54] N. Rossi, Manuale del termotecnico, Milano: HOEPLI, 2013.

[55] I. Idel'ck, Memento de pertes de charge, vol. 2, Eyrolles, EDF, 1986.

[56] M. Doninelli e M. Doninelli, TABELLE E DIAGRAMMI PERDITE DI CARICO ACQUA, Quaderni Caleffi.

[57] A. Brunelli, MISURE INDUSTRIALI FISICHE & MECCANICHE, Milano: GISISERVIZI S.R.L, 2008.

[58] Y. Vaid e D. Negussey, «"Preparation of Reconstituted Sand Specimens" Advanced Triaxial Testing of Soil and Rock,» *American Society for Testing and Materials,* pp. 405-417, 1988.

[59] *Filtri d'aria antipolvere per ventilazione generale - determinazione delle prestazioni di filtrazione EN 779:2012.*

[60] Y. Man e al., «A new model and analytical solution for borehole and pile gorund heat exchangers,» *International Journal of Heat and Mass Transfer,* 2010.

[61] M. Aprile, A. Bianchi, E. Colombo, G. Giberti, F. Inzoli, S. Leva, L. Mazzarella, M. Motta, L. Pistocchini e S. Paolo, FONTI ENERGETICHE RINNOVABILI, Milano: HOEPLI, 2014.

[62] A. Capozza, M. De Carli, A. Galgaro e A. Zarrella, Linee Guida per la progettazione dei campi geotermici per pompe di calore, RSE, 2012.

[63] S. Signorelli, Geoscientific investigation for the use of shallow low-enthalpy system. Phd Thesis, Swiss Federal Istitute of Technology Zurich, 2004.

[64] M. Bernier, «Closed - loop ground couple heat pump systems.,» *ASHRAE Journal,* 2006.

[65] S. Signorelli, S. Bassetti, D. Pahud e T. Kohl, «Numerical evaluation of thermal response test,» *Geothermics,* n. 36, pp. 141-66, 2007.

[66] C. Zhang, Z. Guo, Y. Liu, X. Cong e D. Peng, «A review on thermal response test of ground-coupled heat pump systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* n. 40, pp. 851-867, 2014.

[67] H. Berberich, N. Fisch e E. Hahne, «Fields experimentis with a single duct in water saturated claystone,» in *Proceedings of 6th International Conference on Thermal Energy Storage, Calorstock'94* , Espo, Finland, 1994.

[68] M. Abramowitz e I. Stegun, Handbook of Mathematical Functions, National Bureau of Standards;U.S Deptment of Commerce, 1964.

[69] X. Yu, Y. Zhang, N. Deng, J. Wang, D. Zhang e J. Wang, «Thermal response test and numerical analysis based on two models for ground-source heat pump system,» *Energy and Buildings,* vol. 66, n. 657 - 666, 2013.