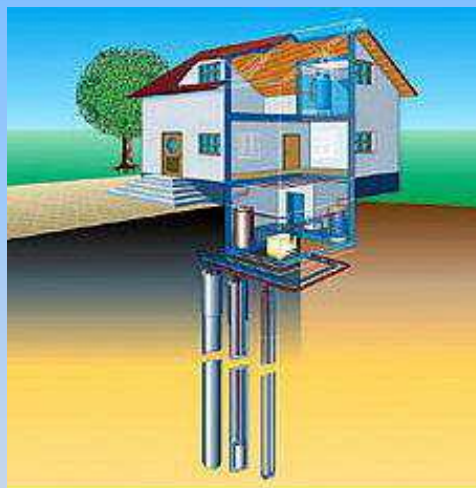


A zárt szondás hőszivattyús rendszerek tervezésének elméleti alapjai



Előadó:
Fodor Zoltán
MÉGSZ Geotermikus
Hőszivattyús Tagozat Elnöke

email:
geowatt@geowatt.hu

A szonda és kollektor tervezésről általában

- Magyarországon érezhetően szakmai berkekben is nagy ellentábora van a geotermikus hőszivattyús rendszerek alkalmazásának.
- Évek óta jelentős elmozdulás nem tapasztalható a rendszerek alkalmazásában, holott a legtöbb európai országban e rendszerek alkalmazásában jelentős felfutás tapasztalható.
- Egy olyan fűtési-hűtési és HMV rendszert mellőzünk, amely nagyrészt megújuló energiát – földhőt,- hasznosít, olyan ár/érték arányban amelyet bizonyíthatóan ,egyik alternatív, megújuló energiát hasznosító rendszer sem tud produkálni.
- Olyan technikát és technológiát mellőzünk, amelyet a leghatékonyabb módon, a legnagyobb komfortfokozatot biztosítva lehet alkalmazni nem csak új, hanem meglévő épületek gázkazános fűtési rendszereinek kiváltására, s amelyek megoldást biztosítanak a jelenlegi gázárak mellett az intézmények, lakóépületek fűtési-hűtési és HMV költségeinek 50-60%-os mértékű csökkentésére.
- Olyan rendszert mellőzünk, amely jól illeszthető az energia stratégiába, hiszen a hőszivattyúk hajtásához szükséges elektromos energia a decentralizált energiaellátás bővülésével, a technikai fejlődéssel nagyrészt megújuló energiával kiválható.

A szonda és kollektor tervezésről általában

- A mellőzés egyik oka lehet:
 - Mi a rendszert tervező, kivitelező szakemberek nem használjuk ki kellőképpen a rendszerben rejlő lehetőségeket, az energia hatékonyságra, az ár /érték arány alakulására nem fordítottunk kellő figyelmet, okot és lehetőséget adtunk a rendszerrel nem szimpatizálóknak, hogy a negatív tapasztalatokat általánosítsák.
- **A lehetőségek kihasználásának egyik módja , ha a rendszert tervezők, kivitelezők alapjaiban megismerik a hőszivattyús technika és technológia tervezésének elméletét, s nem követik el azokat az alapvető hibákat, amelyekkel sajnos igen sűrűn találkozhatunk, s amelyek alapjaiban megkérdőjelezzik a hőszivattyús rendszerek energiahatékonyságát, ár-érték arányát.**
- Tapasztalatom szerint a mérnök kollégák egy részének nincs elméleti rálátása , megalapozottsága ,a horizontális és vertikális szondarendszerek méretezésének elméletére ,amely a rendszerek energiahatékonyságát, ár/érték arányát,üzembiztonságát, jelentősen befolyásolhatja.

A HORIZONTÁLIS ÉS VERTIKÁLIS ZÁRT KOLLEKTOROS ÉS SZONDÁS RENDSZEREK MÉRETEZÉSÉNEK ELMÉLETI ALAPJA

- Az elterjedt, ökölszabályokon alapuló méretezési módszer, alkalmazása bizonyos határok között és feltételek mellett elfogadható, de amennyiben a tervező nincs tisztában az elméleti alapokkal, akkor főleg a „határokon kívüli” esetekben komoly tervezési hiányosságok keletkezhetnek.
- A szondarendszer méretezésének alapja az adott körülmények közötti „szükséges szondahosszúság meghatározása, amely lehetővé teszi egyéb, számunkra szükséges paraméter, –SPF(SCOP) várható értékének meghatározását, s a „Hosszútávú Termikus Hatás” elemzés elvégzését is.
- *HORIZONTÁLIS FÖLDHŐ KOLLEKTOR HOSSZÁNAK MEGHATÁROZÁSA FŰTÉSI ÜZEMMÓDBAN:*

$$L_H(m) = \frac{Q_H \left(\frac{COP_H - 1}{COP_H} \right) \times (R_p + R_s \times F_H)}{(T_L - T_{min})}$$

A KÉPLETBEN SZEREPLŐ ADATOK

- Az épület számított hővesztesége: Q_H ; KW/
- ALKALMAZOTT KOLLEKTOR/SZONDA HŐVEZETÉSI ELLENÁLLÁSA

• $R_p = \frac{1}{2\pi k_p} \ln\left(\frac{D_0}{D_1}\right) \text{ (mK/W)}$ *tén a számítása:*

D_0 = Cső külső átmérője (mm)

D_1 = Cső belső átmérője (mm)

k_p = A cső hővezető képessége (W/mK)

•A KOLLEKTOROKAT ÉS SZONDÁKAT KÖRÜLVEVŐ TALAJMEZŐ HŐVEZETÉSI ELLENÁLLÁSA

- $T_{\min} = ELT$ = A tervezett legalacsonyabb hőszivattyúba bemenő folyadék hőmérséklete. (K). /tervező adja meg!/
• T_1 = a talaj minimális hőmérséklete X_s mélységben
- $COP_H = A(T_{\min})$ hőmérséklethez tartozó fűtési COP_H érték, a legnagyobb terheléshez tartozó fűtési előremenő hőmérséklet ismeretében.
- F_H = A hőszivattyús üzemórák száma

A VERTIKÁLIS SZONDÁK MÉRETEZÉSE.

- A vertikális szondák méretezése alapjaiban nem különbözik a horizontális szondák méretezésétől.
- A különbség: $T_L = T_H = T_M$
- Ez azt jelenti, hogy a talaj hőmérsékletnél az adott terület geotermikus gradienseből következő átlagos talaj hőmérsékletet kell figyelembe venni, a fűtésnél és hűtésnél egyaránt.
- A másik különbség a kollektorokat és szondákat körülvevő talajmező hővezetési ellenállásának számításában van. A szondákban a tömedékeléshez szükséges különféle tömedékelő anyagok, a furat átmérők, a szondák elhelyezése, befolyásolják a szondát közvetlenül körülvevő réteg hővezetési ellenállását, amelyet a számításnál figyelembe kell venni.

$$R_g = \frac{1}{s_b} \left[\frac{k_s - k_g}{k_s k_g} \right] (mK/W)$$

k_g = a tömedékelő anyag hővezetési ellenállása (W/mK)

A MEGÁLLAPÍTÁS

1. A szodahossz a szükséges fűtési teljesítmény igény valamint a talaj és szonda paraméterek ismerete alapján minden esetre kiterjedő módon nem állapítható meg!
2. Minden esetben szükséges hozzá az alkalmazni kívánt hőszivattyú tervezett legnagyobb terhelésénél */legalacsonyabb szonda, valamint legmagasabb fűtési hőmérséklet/ jelentkező valós COP_H érték/!*

Ez alapján egyértelmű kell legyen! Szondát, kollektort csak egy adott típusú hőszivattyúhoz lehet tervezni!

3. A szondarendszert évi kWh terhelésre lehet egzakt módon méretezni! / számlálóban szerepel az F_H , a hőszivattyús üzemórák száma/ Ehhez a külső léghőmérsékleti átlagadatok, éves fűtési óraszámok szükségesek.

A fentiek miatt hőszivattyú típustól és futási órászámtól független ökölszabályok alapján megfelelő szintű tervezést és SCOP kalkulációt nem lehet végezni!

A hosszútávú termikus hatás elemzés

- A hosszútávú (25év) termikus hatás elemzése azt hivatott megvizsgálni, hogy az adott éghajlati és geológiai viszonyok között telepített zárt szondás rendszer a tervezett hőtechnikai igényeket folyamatosan, akár 25 év folyamatos üzem után is ki tudja-e elégíteni, vagy a szondák környezetében olyan mértékű tartós hőfokcsökkenés áll be, amely a hőszivattyúk üzemét lehetetlenné teszi.

- P. Eskilson módszere alapján:

$$DT = \frac{Q}{(2 \times 6,28 \times K_s \times H) g\left(\frac{t}{t_1}, \frac{R_0}{H}\right)}$$

- Q = Óránkénti nettó hőáram (W), - amelynek meghatározása:

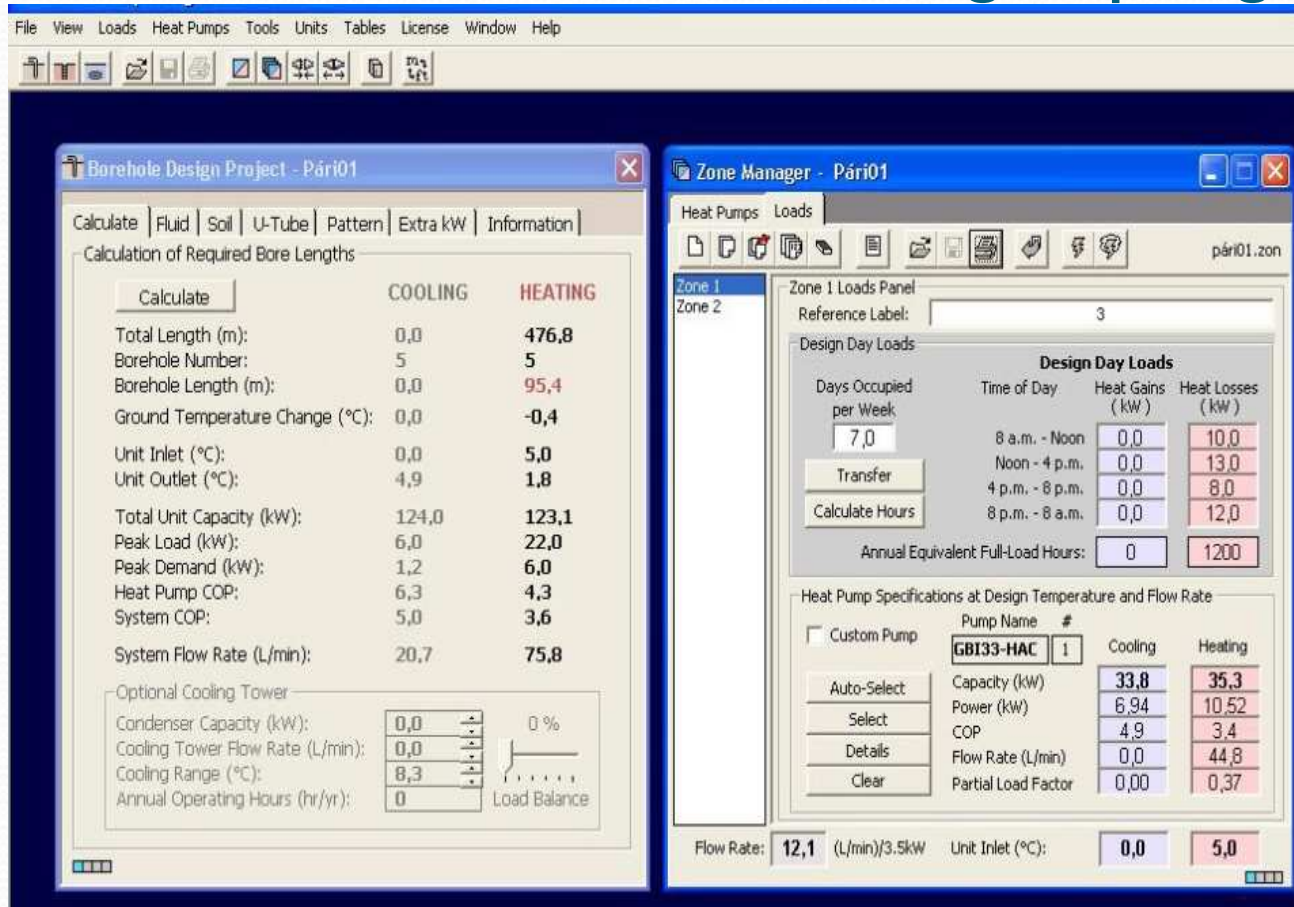
$$Q = \frac{ANL}{365 \times 24} / W /$$

- $ANL / Wh = DCL \times (SEER + 1 / SEER \times CHR - DHL \times ((SCOP - 1) / SCOP \times HHR)$
- DCL = tervezett hűtési teljesítmény /W/
- CHR = évi hűtési órák száma /h/
- DHL = tervezett fűtési teljesítmény /W/
- HHR = évi fűtési órák száma /h/

Összefoglalva

- A zárt szondás rendszerek tervezését a hőszivattyú típus megválasztása nélkül nem lehet megfelelő szinten elvégezni.
- Hangsúlyozottan igaz ez amennyiben a szondatervezés a várható évi SPF(SCOP) érték számítását is elvégzi. Ehhez ugyanis a tervezett fűtési hőfokszintek között általában 3 fűtési előremenő hőfokszintre kell megadni a kiválasztott hőszivattyú paramétereit, köztük a pillanatnyi COP értékeket. Lehet mondani, hogy ahány hőszivattyú ez annyi értéket képvisel.
- A fentiek alapján az is egyértelmű, hogy különböző hőszivattyú típusokhoz ugyanolyan évi SPF(SCOP) érték eléréséhez ,ugyanazon geológiai viszonyok között nem egyforma szondahossz, illetve szondaszám szükséges.
- A méretezési módszer alapján az is látható, hogy a szondákat nem kW értékre ,hanem kWh terhelésre méretezzük, hiszen a képlet számlálójában a F_H , a hőszivattyúk futási százaléka is szerepel. A külső hőmérsékleti viszonyok, a fűtési-hűtési órák számának ismerete nélkül az F_h érték nem határozható meg.

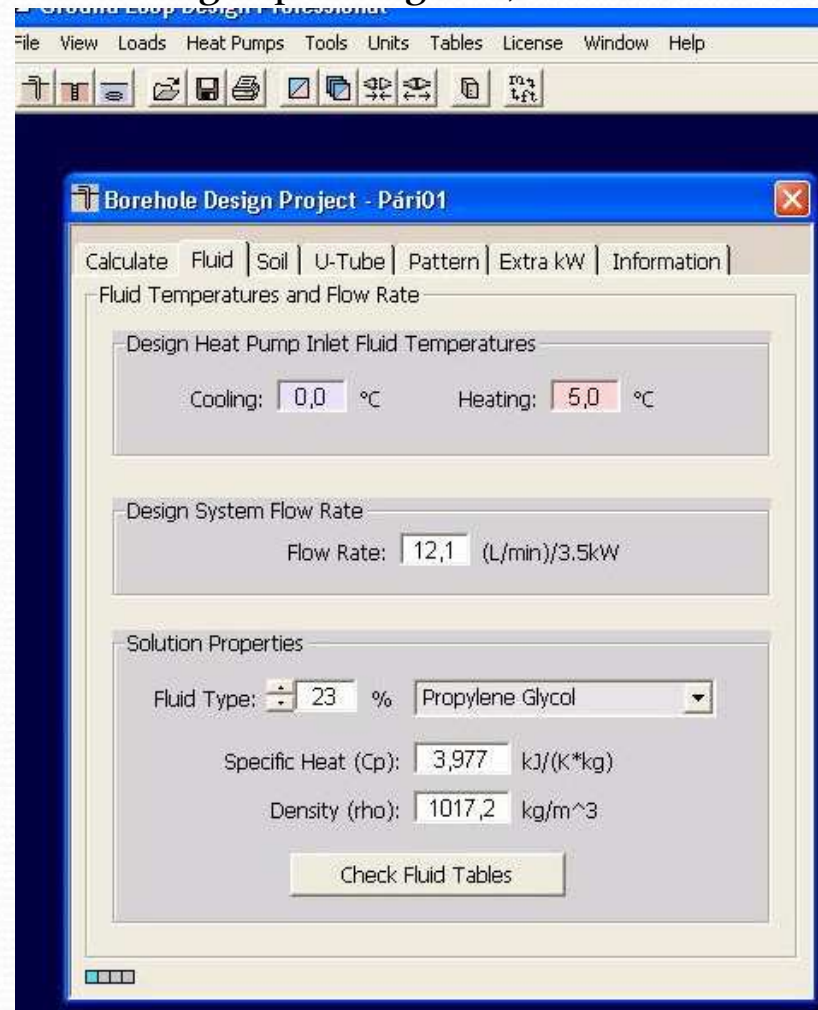
A szondatervezés „GLD design” programmal



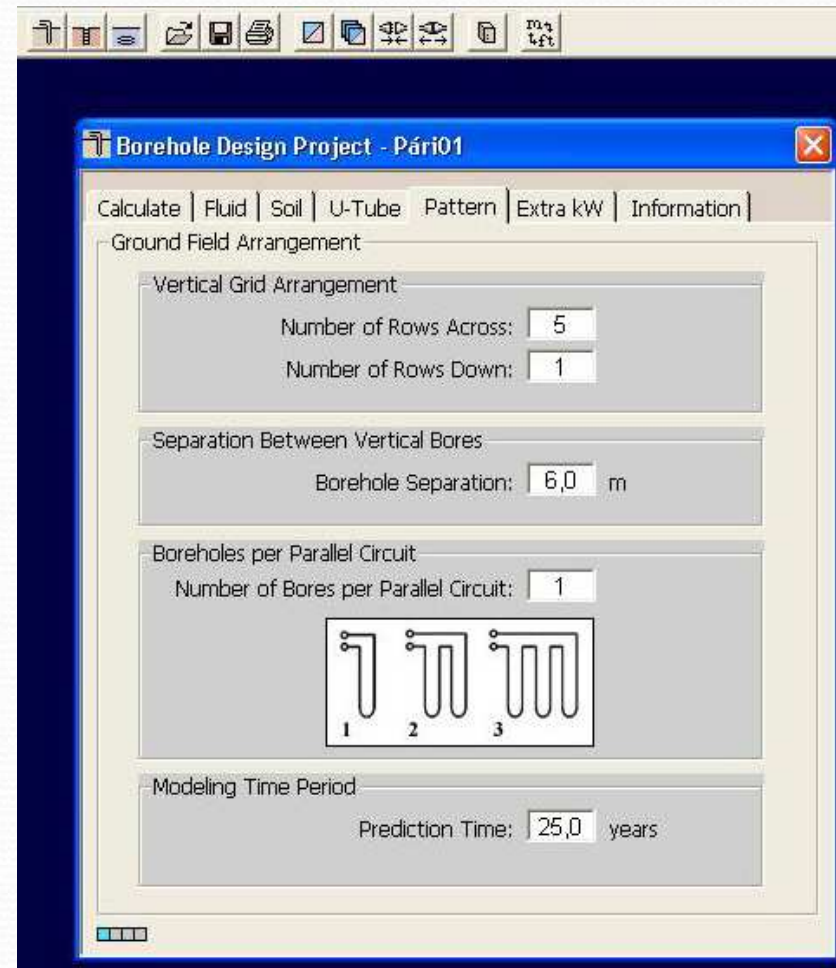
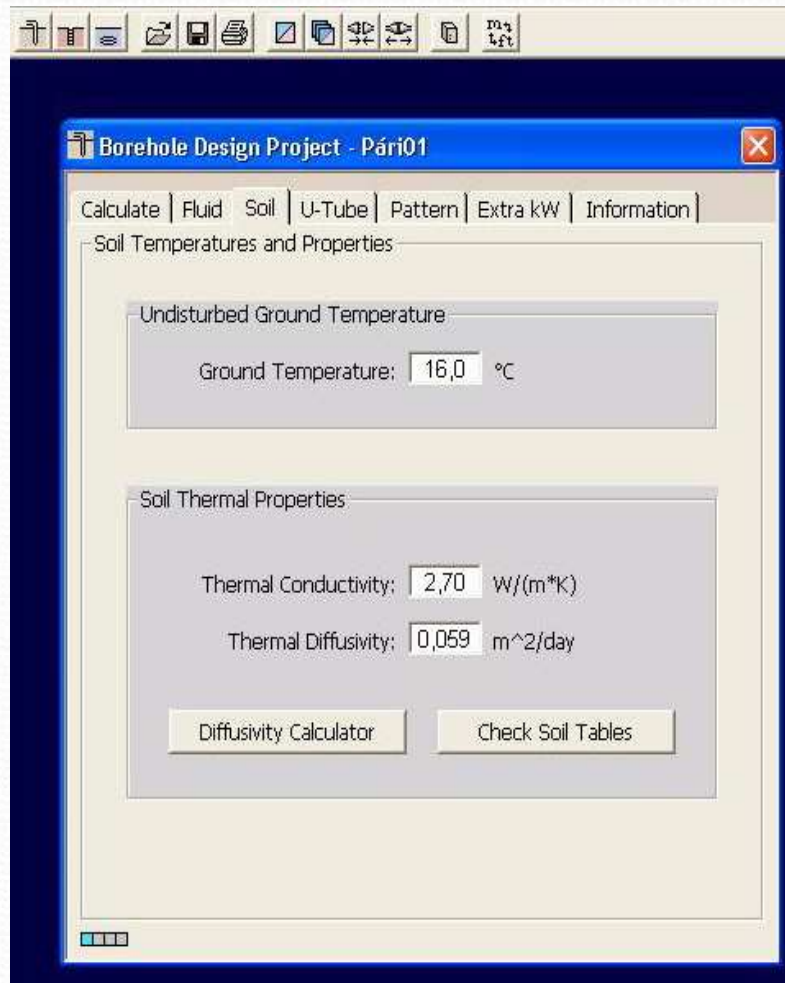
A tervezés első lépése természetesen az energia audit, amely alapján az évi fűtési óraszámok, s ebből a hőszivattyú várható futási ideje a külső átlag hőmérsékleti adatok alapján számítható. /jelen esetben 1200 h évi futási órászámmal számoltunk/ lásd:1.ábra A programban mint látható szerepelnek a Vaporline GBI33-HACW hőszivattyú paraméterei is.

A szondatervezés „GLD design” programmal

- A 2.ábrán a szondafolyadék beviteli mezeje látható. A tervezett legalacsonyabb folyadék hőmérséklet 5°C . Ez a hőfokszint egy nagy tartalékot jelent, hiszen a hőszivattyú akár -3°C feljövő vízhőmérsékletig képes dolgozni, természetesen a tervezettnél gyengébb évi SCOP értékkel.



A szondatervezés „GLD design” programmal



A szondatervezés „GLD design” programmal

Borehole Design Project - Pári01

Calculate | Fluid | Soil | U-Tube | Pattern | Extra kW | Information

Pipe Size and Thermal Resistance

Calculated Borehole Equivalent Thermal Resistance

Borehole Thermal Resistance: **0,263** h*ft*°F/Btu

Pipe Parameters

Pipe Resistance: **0,109** h*ft*°F/Btu Check Pipe Tables

Pipe Size: **1 in. (25 mm)**

Outer Diameter: **1,26** in

Inner Diameter: **1,02** in

Pipe Type: **SDR11**

Flow Type: **Turbulent**

U-Tube Configuration

☒ Single ☐ Double

Radial Pipe Placement

☒ Close Together ☐ Average ☐ Along Outer Wall

Borehole Diameter

Borehole Diameter: **5,20** in

Backfill (Grout) Information

Thermal Conductivity: **0,88** Btu/(h*ft*°F)

Borehole Design Project - Pári01

Calculate | Fluid | Soil | U-Tube | Pattern | Extra kW | Information

Additional Power Requirements

Pump Power Calculator

Circulation Pumps

Required Input Power: **0,4** kW

Pump Power: **0,3** kW

Pump Motor Efficiency: **85** %

Optional Cooling Tower

	Pump	Fan
Required Input Power:	0,0 kW	0,0 kW
Power:	0,0 kW	0,0 kW
Motor Efficiency:	85 %	85 %

Additional Power Requirements

Additional Power: **0,0** kW

A szondatervezés „GLD design” programmal

Ground Loop Design

Borehole Design Project Report - 2013.03.28.

Project Name: 7091 Párl.Nagy u.18-19 Polgármesteri Hivatal-Idősek Otthona	
Designer Name: Fodor Zoltán	
Date: 2013.01.21.	Project Start Date: 2013.01.21.
Client Name: Fehér Energia Kft.	
Address Line 1:	
Address Line 2:	
City:	Phone:
State:	Fax:
Zip:	Email:

Calculation Results

	COOLING	HEATING
Total Length (m):	0,0	476,8
Borehole Number:	5	5
Borehole Length (m):	0,0	95,4
Ground Temperature Change (°C):	0,0	-0,4
Unit Inlet (°C):	0,0	5,0
Unit Outlet (°C):	4,9	1,8
Total Unit Capacity (kW):	124,0	123,1
Peak Load (kW):	6,0	22,0
Peak Demand (kW):	1,2	6,0
Heat Pump COP:	6,3	4,3
System COP:	5,0	3,6
System Flow Rate (L/min):	20,7	75,8

Input Parameters

Fluid		Soil	
Flow Rate:	12,1 (L/min)/3,5kW	Ground Temperature:	16,0 °C
Fluid:	23% Propylene Glycol	Thermal Conductivity:	2,70 W/(m*K)
Specific Heat (Cp):	3,977 kJ/(K*kg)	Thermal Diffusivity:	0,059 m²/day
Density (rho):	1017,2 kg/m³		
Piping			
Pipe Type:	1 in. (25 mm) - SDR11		
Flow Type:	Turbulent		
Pipe Resistance:	0,063 m*K/W		
U-Tube Configuration:	Single		
Radial Pipe Placement:	Average		
Borehole Diameter:	132,1 mm		
Grout Thermal Conductivity:	1,52 W/(m*K)		
Borehole Thermal Resistance:	0,152 m*K/W		