



[2017-12-GT-004]

# 다양한 형상의 수직형 지중열교환기에 대한 유동 및 열전달특성의 수치적 연구

박재훈<sup>1)</sup> · 최훈기<sup>1)\*</sup>

## Numerical Study on Flow and Heat Transfer Characteristics for Vertical Ground Heat Exchangers of Various Shapes

Jaehun Pak<sup>1)</sup> · Hoonki Choi<sup>1)\*</sup>

Received 17 May 2017 Revised 7 September 2017 Accepted 18 October 2017

**ABSTRACT** Ground heat exchangers are the most important equipment for energy saving in the heating and cooling of buildings using geothermal heat. We report on a numerical study conducted to investigate the effect of various shapes for vertical ground heat exchanger system on its flow and heat transfer characteristics. The simulation is validated by comparing numerically calculated results with experimental results. The simulations are conducted for different tubing configurations of the ground loop which were U-tube, Branch-tubes, Annulus and Spline tube systems. The temperature distribution, heat transfer rate and the pressure drop are compared. The branch tube type ground heat exchanger showed the best heat transfer performance.

**Key words** Ground Heat Exchanger(지중열교환기), Single U-tube(단일 U형 튜브), Branch tube(분지관형 튜브), Annular tube(동심관형 튜브), Spline tube(스플라인형 튜브), Heat transfer rate(열전달율), Pressure drop(압력강하)

### Nomenclature

A : Cross Section Area, mm<sup>2</sup>c<sub>p</sub> : Specific Heat Capacity, J/kg-K

d : Tube diameter, mm

H : Borehole Depth, m

k : Thermal Conductivity, W/m-K

 $\dot{m}$  : Mass Flow Rate, kg/s

P : Pressure, kPa

 $\dot{Q}$  : Heat Transfer Rate, kW

R : Borehole Radius, mm

T : Temperature, K

U : Time Averaged Velocity, m/s

z : Cylindrical z-Coordinate

 $\mu$  : Dynamic Viscosity, kg/m-s $\rho$  : Density, kg/m<sup>3</sup>

### subscript

i/o : inner/outer

m : averaged

1) School of Mechanical Engineering, Changwon National University

\*Corresponding author: hkchoi@changwon.ac.kr

Tel: +82-55-213-3628

Fax: +82-55-263-5221

## 1. 서론

일반적으로 건물에서 냉방용으로 사용하는 대기열원 열펌프(air source heat pump)는 건물 내부의 열을 응축기를 이용하여 대기 중으로 방열시킨다. 이러한 대기열원 열펌프의 경우 여름철 대기온도가 매우 높아 열전달 효율이 떨어질 뿐만 아니라, 응축기 내의 냉매는 기체인 외부공기와 열교환을 하게 되어 성능이 저감된다. 지중열원 열펌프(ground source heat pump; GSHP)시스템은 대기보다 온도가 낮은 땅속으로 열을 방열하게 되므로 대기열원 열펌프보다 높은 성능계수를 가진다. 지중열원 열펌프와 기존의 대기열원 열펌프의 구성장치는 대부분 동일하나 대기 중으로 방열하는 응축기의 역할을 지중열교환기(ground heat exchanger; GHE)라는 장치가 대신한다는 차이점을 가진다. 지중열교환기는 작동유체의 순환여부에 따라 개방형(open-loop type)과 밀폐형(closed-loop type)으로, 지중열교환기 배관의 설치깊이에 따라 수평형과 수직형으로 나눌 수 있다. 지하수가 풍부한 일부 지역에서는 개방형을 사용하고 있지만 지중의 온도가 거의 일정한 수직형 지중열교환기가 훨씬 많이 사용되고 있다.

일반적인 수직 밀폐형 지중열교환기는 Fig. 1과 같이 물과 부동액의 혼합액체인 순환유체가 흐르는 고밀도 폴리에틸렌 U-tube와 이를 지지해주는 그라우트(grout)로 구성되며, 이 전체를 보어홀(Borehole)이라 하고 땅 속 깊이 설치한다. U-tube의 내부로 흐르는 순환유체의 열은 보어홀의 외벽이 암석과 접하면서 열을 암석으로 전달하게 된다.

지중열교환기에 대한 연구는 실험적, 해석적 또는 수치적인 방법으로 다양하게 수행되어지고 있다. Hellestrom<sup>[1]</sup>

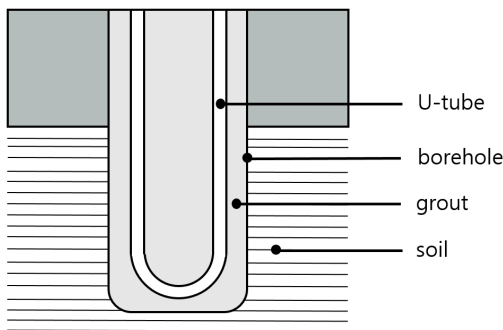


Fig. 1. Schematics of Single U-tube type GHE

은 보어홀 단면에서  $\Delta$ -회로의 열저항 회로를 구성하여 정상상태에서의 열전달 특성을 해석하였다. 이를 확장하여 Bunnet<sup>[2]</sup> 등은 다중폴(multipole)법을 이용하여 여러 개의 tube가 있는 경우와 비대칭으로 조합된 tube에 대하여 열저항 회로를 구성하여 해석하였다. 보어홀의 온도분포에 대한 대표적인 해석방법으로는 Ingersoll<sup>[3]</sup> 등이 사용한 라인소스모델(line source model)을 많이 사용하고 있다. 이 모델은 보어홀을 구성하는 순환유체, tube, 그라우트의 각 요소를 하나의 무한히 긴 선으로 가정하고 이 선과 균질한 땅 속과의 열전달이 일어난다는 가정에 근거한 모델이다. 이 모델은 계산시간이 아주 적게 소요되고 사용하기가 쉬운 장점을 가지고 있으나, 보어홀 내부의 구성요소들에 대한 3차원의 구체적인 온도분포를 구하지 못하는 한계점을 가진다. 이를 해결하기 위하여 전산해석을 수행하면 보어홀 구성요소들의 3차원의 온도분포를 구체적으로 구할 수 있다. Esen<sup>[4]</sup> 등은 FEM(Finite Element Method)방법으로 수직 밀폐형 지중열교환기에 대해 여름철과 겨울철의 외기조건에서 그라우트 부분에 대한 온도분포를 구하였다. 그들은 실험을 통하여 측정된 U-tube 외벽에서의 일정한 온도의 경계조건과 보어홀 외벽에서의 일정한 온도조건을 주어 보어홀 내부 온도분포를 구하였다. 그러나 tube 내에서는 순환유체에 의하여 강제대류 열전달이 일어나지만, Esen 등은 tube 외부의 제한적인 해석영역에서 전도열전달만 해석하였고 대류열전달은 고려하지 못한 한계성이 있었다. 지중열교환기를 순환하는 유체의 유량변화가 발생하면 Tube 내부에서 대류열전달 특성이 변화하게 된다. 앞서 기술된 연구자들이 제시한 방법으로는 강제대류의 열전달 특성을 구할 수 없었다. Ramadan<sup>[5]</sup> 은 FVM(Finite Volume Method)를 사용하여 U-tube형 지중열교환기 내부의 유체에 대한 온도분포를 구하였다. 그는 질량보존식, 운동량보존식 및 에너지보존식을 FVM방법을 통하여 차별화하여 U-tube 내부 유체뿐만 아니라 그라우트의 온도분포를 구체적으로 구하였다. Esen<sup>[4]</sup> 등이 실험을 통해 구한 벽면온도를 직접 경계조건으로 주었으며, 여름의 냉방조건과 겨울의 난방조건을 고려한 작동유체의 입구온도조건을 각각 부여하여 열전달 특성을 구하였다. Cvetkovski<sup>[6]</sup> 는 FVM방법으로 Single-U tube형 지중열교환기의 수직 직관뿐만 아니라 열교환기 하단부의 180°곡관에 대하여 Reynolds수와 Dean수가 유동

및 열전달 특성에 미치는 영향을 구하였다.

지중열교환기의 열전달 특성은 구성하는 매질의 물성, 땅 속의 온도조건, 작동유체의 유속뿐만 아니라 전열관의 형상에도 큰 영향을 받는다. 지금까지 사용되고 있는 수직 밀폐형 지중열교환기에서는 제작 및 설치가 간편하고 그라우트의 지지가 쉬운 U-tube형이 가장 많이 사용되고 있다. 수평형 지중열교환기에 많이 적용되고 있는 Coil형 또는 slinky형 지중열교환기는 전열표면적이 넓은 뿐만 아니라, Coil 내부 단면에서 원심력이 작용하여 형성된 2차유동(secondary flow)에 의하여 대류열전달 특성이 향상되는 장점을 가진다. 하지만 이러한 지중열교환기는 수직으로 깊이 설치하기가 매우 힘든 단점도 존재한다. Zarrella<sup>[7]</sup> 등은 Coil형 지중열교환기에 대하여 해석 해를 구하고 실험을 실시하여 온도분포를 비교하였으며, Single U-tube형 지중열교환기에 비해 열전달 성능이 우수하다는 것을 보여주었다. 최근에는 동심관(coaxial pipe)형 지중열교환기의 연구도 보고되고 있다. Carli<sup>[8]</sup> 등은 control volume approach 방법으로 동심관형 지중열교환기에 대하여 유동 및 온도분포를 구하였다. Zanchini<sup>[9]</sup> 은 FEM방법을 이용하여 외경이 고정된 동심관에서 내경의 크기를 변화시키며 열전달 특성을 구하였다. Kang<sup>[10]</sup> 은 전열관에 환형 핀을 부착하여 최적화된 핀의 길이를 연구하였다. Ramadan<sup>[5]</sup> 등은 Single-U tube형, 동심관형과 유사한 Concentric형, 그리고 Spiral형의 지중열교환기에 대한 열전달 성능을 CFD해석으로 구하여 비교하였다.

지중열교환기의 열전달 성능을 향상시키려면 Coil형 같이 와류를 발생시켜 대류열전달계수를 크게 하거나 분지관형과 같이 열교환기의 전열 표면적을 확대하는 것이 효과적이다. 이러한 분지관에 대한 연구는 Choi<sup>[11]</sup>에 의해 수행되었으며, 열전달 및 유동특성의 관점에서 전산해석이 이루어졌다. 수직형 지중열교환기에서 열전달 성능과 설치의 편리를 고려하여 U-tube형, 분지관형, 동심관형 그리고 스플라인형 지중열교환기를 해석의 대상으로 설정하였다. 본 연구에서는 4가지 형상의 지중열교환기에 대하여 열전달 및 유동특성을 규명하여 비교분석하려 한다.

## 2. 수치해석 방법

### 2.1 수치해석 대상의 형상

본 연구에서 열전달 특성을 비교할 전열관의 형상은 Single U-tube형, 분지관형, 동심관형, 그리고 스플라인형으로 Fig. 2에 보어홀 단면형상을 나타내었다. 분지관형은 작동유체가 유입(In-flow)되는 주관을 중심부에 위치시키고 유출(Out-flow)되는 분지관을 보어홀의 외곽부에 위치하게 구성하여 Single U-tube형 보다 전열표면적을 넓게 하였다. 본 연구에서 적용된 분지관의 개수(N)는 4, 8개로 구성하였다. 동심관형은 순환유체가 유입되는 주관이 보어홀 중심에 위치하고 유출되는 관은 주관을 둘러싸고 있게 구성하였다. 스플라인형은 동심관형 보다 전열표면적을 확대하기 위하여 유입 주관을 둘러싸고 있는 Out-flow 전열관을 스플라인형으로 고안한 새로운 형상의 지중열교환기이다.

Single U-tube형 지중열교환기와 분지관형, 동심관형 및 스플라인형 지중열교환기간의 열전달 성능을 비교하기 위하여 순환유체의 유량을 동일하게 하였다. 전열관의 단면적 및 보어홀의 크기도 같게 하였으며, 온도에 관한 경계조건도 동일하게 설정하여 비교하였다. 일반적으로 수직형 지중열교환기는 100m이상의 깊이로 시공된다. 하지만 본 연구의 해석조건과 방법의 타당성을 검증하기 위하여 Ramadan<sup>[5]</sup>

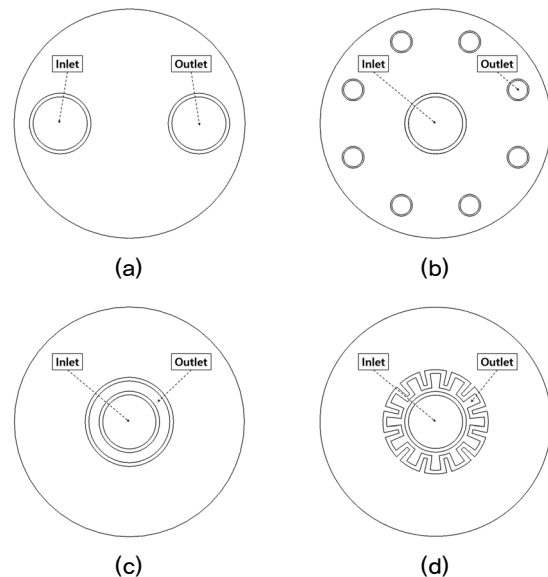


Fig. 2. Arrangement of the tubes in the borehole cross-section: (a) Single U-tube, (b) Branch tube, (c) Annular tube, (d) Spline tube

의 전산해석에 적용한 지중열교환기의 시공깊이를 그대로 적용하였다. 또한 기하학적인형상과 작동유체, 배관 및 그라우트의 물성치도 그의 해석과 동일하게 하여 비교분석 하였다. Fig. 2와 같이 해석영역도 순환유체, 전열관과 이를 고정시켜주는 그라우트로 조합된 보어홀 내부를 해석영역으로 설정하여 Ramadan<sup>[5]</sup>이 수행한 영역과 동일하게 하였다.

본 연구에서 제시한 Single U-tube형, 분지관형, 동심관형 및 스플라인형 지중열교환기의 형상과 그라우트 직경 및 깊이에 대한 구체적인 치수는 Table 1에 나타내었다. 지중열교환기 내부 열전달은 강제대류이므로 Reynolds수와 Prandtl수가 중요한 무차원수이다. 작동유체의 온도차이가 크지 않아 물성치의 변동이 미미하므로 평균유속의 크기가 무차원수의 크기에 가장 큰 영향을 주게 된다. 따라서 전열관 내부 유동의 평균유속의 크기를 동일하게하기 위해 본 연구에 적용되는 전열관의 입구는 원형단면으로 동일하며, 출구에서의 총 단면적을 같게 설정하였다.

### 2.2 지배방정식

일반적으로 열펌프의 부하에 따라 지중열교환기의 열전달 특성이 변화하므로 1차원, 비정상상태의 해석을 많이 하고 있다. 하지만 본 연구는 지중열교환기 내부의 유체 및 열전달 특성을 세밀하게 규명하기 위하여 3차원의 해석을 수행하였다. 이 경우 비정상상태에서는 너무 많은 계산시간이 소요되는 한계가 있고 다양한 형상의 지중열교환기의 열전달특성을 비교분석을 할 필요성이 있으므로 본 연구에서는 정상상태의 해석을 수행하였다. 적용한 질량보존식, 운동량보존식 및 에너지보존식은 다음과 같다.

Table 1. Geometrical dimensions of computational domain

Borehole depth (H)	30 m	
Borehole diameter (2R)	150 mm	
Tube thickness (t)	2.4 mm	
Tube inner diameter (di)	U-tube	35.2 mm
	Primary tube	35.2 mm
Tube cross section area (A)	U-tube, Branch tube, Annular tube, Spline tube	973.14 mm <sup>2</sup>

질량보존식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i) = 0 \quad (1)$$

운동량보존식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_i u_j}) \quad (2)$$

에너지보존식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_j} + \rho c_p \overline{u_i \theta} \right) \quad (3)$$

In-flow tube의 주관직경을 기준으로 하였을 때, Reynolds수가 13000으로써 난류유동 영역이다. Cevtkovski<sup>[6]</sup>는 수직 밀폐형 지중열교환기의 열전달에 관한 해석에 Realizable K-ε 난류모델<sup>[12]</sup>을 적용하여 정확성을 입증하였다. 따라서 본 연구도 해당 난류모델을 사용하였으며, 난류운동 에너지(K)와 소산율(ε)의 수송방정식은 다음과 같이 나타내었다

K- 수송방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k U_j) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_k}{\sigma_k} \right) \frac{\delta k}{\delta x_j} \right] + G_b + G_k - \rho \epsilon \quad (4)$$

ε- 수송방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon U_j) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\delta \epsilon}{\delta x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \frac{\rho C_2 \epsilon^2}{k^2 + \sqrt{\nu \epsilon}} \quad (5)$$

유체 유동의 지배방정식은 SIMPLE 기법<sup>[13]</sup>을 이용하여 해석하였다. 이는 압력 장을 직접 풀어내는 것이 아니라 질량보존식과 운동량보존식의 연계관계를 이용하여 각 지배방정식이 모두 만족될 때까지 보정작업을 반복하여 해를 구하는 방법으로서 유체 유동장의 해법으로 가장 일반적으로 채택되고 있는 신뢰도가 입증된 기법이다. 그리고 각각의 지배방정식에서 나타나는 대류항들은 이산화 과정에서 나타날 수 있는 수치 해의 불안정을 막기 위해 2차 상류화 도식을 채택하였다. 본 수치해석은 ANSYS FLUENT 17.1V<sup>[14]</sup>를 이용하여 계산하였다.

### 2.3 경계조건

본 해석에서의 열전달은 전열관내 고온의 순환유체와 전

Table 2. Velocity and temperature boundary conditions

Location	Boundary Conditions
Inlet velocity ( $U_i$ )	0.591 m/s
Inlet temperature ( $T_i$ )	317.15 K
Ground temperature ( $T_g$ )	289.15 K

Table 3. Thermophysical properties of material

Substance	Fluid	Tube	Grout
Density ( $\rho$ ), [kg/m <sup>3</sup> ]	1017	960	1540
Thermal conductivity (k), [W/m.K]	0.475	0.4	1.7
Specific heat ( $c_p$ ), [J/kg.K]	3947	2170	2030

열관 벽면 사이의 대류열전달, 전열관 벽면 및 그라우트간 고체에서의 전도열전달 등 복합열전달(Conjugate Heat Transfer)이 형성된다. 이러한 열전달 특성을 해석하기 위하여 비선형 미분방정식인 지배방정식에 대한 적합한 경계 조건의 설정이 중요하다. U-tube 및 주관의 입구단면에서 유입되는 작동유체의 경계조건은 일정한 유량(또는 유속)과 일정한 온도조건으로 설정하였다. 아울러 전열관의 출구 경계조건은 pressure outlet조건을 주었다. 전열관의 벽면에서는 no-slip조건을 주었으며, 보어홀의 상부 및 하부 그리고 둘레에는 Ramadan<sup>[5]</sup>이 적용한 일정한 온도조건을 주었다. 온도와 입구유속의 크기는 Table 2와 같다.

보어홀을 구성하는 전열관(고밀도 폴리에틸렌; HDPE), 그라우트(벤토나이트; Bentonite) 그리고 순환유체(물 75wt%+프로필렌 글리콜 25wt%)의 물성치는 Table 3과 같다.

### 2.4 격자계 및 코드검증

수치해석을 위한 격자는 ANSYS FLUENT에 사용되는 Meshing tool을 이용하였으며, 격자수는 550여만 개로 구성하였다. 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식에 대한 수렴여부는 초기 계산에 대한 평균 잔차를 기준으로 매 반복계산에서 발생하는 잔차의 크기를 비교하여 상대 값이  $1 \times 10^{-6}$  미만이 되도록 하였다. 전산해석의 타당성을 검증하기 위하여 Single U-tube형 지중열교환기에 대한 Esen<sup>[4]</sup>의 실험결과와 Ramadan<sup>[5]</sup>이 수행한 전산해석의 온도분포를 함께 비교하였다. 전산해석은 입구유속이 0.591m/s, 보어홀 외벽 온도가 289.15K인 조건에서 유체의 입구온도를

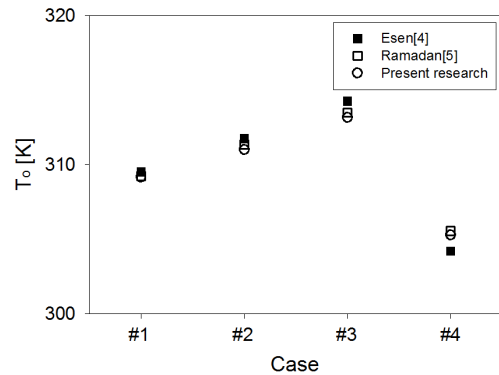


Fig. 3. Validation of numerical code

각각 312.48K, 314.65K, 317.15K 및 307.95K로 다르게 설정한 4가지의 경우에 대하여 수행되었다. Fig. 3과 같이 본 전산해석을 통해 도출된 출구온도는 Esen<sup>[4]</sup>의 실험결과와 비교하면 1%에서 3.4% 범위의 오차를 가지며, Ramadan<sup>[5]</sup>의 전산해석 결과와는 1% 이내로 온도의 크기와 경향이 잘 일치한다. 따라서 본 연구에서 적용한 수치적 모델은 타당하다고 판단된다.

## 3. 결과 및 고찰

### 3.1 열전달 특성 비교

여름철 실내의 열은 지중열교환기 내부의 고온 순환유체와 전열관 사이에서는 대류열전달로, 전열관과 그라우트 그리고 그라우트와 암석 사이에는 전도열전달에 의한 복합적인 열전달을 통해 히트싱크인 암석으로 전달된다. 각 형상에 따른 지중열교환기의 열전달 성능을 비교하기 위하여 작동유체의 입구온도, 유량 및 입구유속을 동일한 값으로 설정하여 해석을 수행하였다.

지중열교환기의 임의 단면에서의 온도분포를 구하였다. 이때, 입구 및 출구 단면이 위치한 지점을  $z=0$ , 지중열교환기의 하단부를  $z=H$ 라 정의하였다. 수직 깊이가  $z=H/4$ 인 지점에서 Single U-tube형, 분지관 수가 8개인 분지관형, 동심관형 및 스플라인형 지중열교환기의 등온선 분포를 Fig. 4에 나타내어 비교하였다. 모든 형상의 지중열교환기는 좌우로 대칭성을 가지기 때문에 단면의 절반만 나타내었다. 전열관 입구에서 보어홀 바닥까지 구간을 In-flow



tube로, 보어홀 바닥에서 전열관 출구까지를 Out-flow tube라 정의한다.

Fig. 4의 U-tube형 지중열교환기인 경우 고온의 In-flow tube 및 Out-flow tube 내부 유체는 온도가 낮은 암석과 가깝게 설치되어 있는 보어홀의 온도구배가 최대로 됨을 볼 수 있다. 상대적으로 tube가 설치되지 않은 보어홀에서는 tube와 암석과의 온도구배가 완만해져 열전달이 약하게 일어난다. 분지관형 지중열교환기에서는 보어홀 중심에 위치한 In-flow tube인 주관이 암석과 가장 먼 위치에 있고 Out-flow tube인 분지관들이 암석과 가깝게 위치하고 있다. 주관에서 암석으로의 전열은 분지관이 없어 온도구배가 완만한 영역으로 전달되므로 전열량이 적어진다. 분지관들이 암석과 가깝게 설치되어 온도구배가 큰 부분이 U-tube형 지중열교환기보다 넓은 영역을 차지하고 있다. 분지관의 개수가 증가하면 분지관과 암석간의 온도구배가 큰 영역이 증가하고 온도구배가 약한 영역이 줄어들어 전체적인 열전달 성능이 더 향상됨을 알 수 있다.

동심관형 및 스플라인형 지중열교환기는 In-flow tube

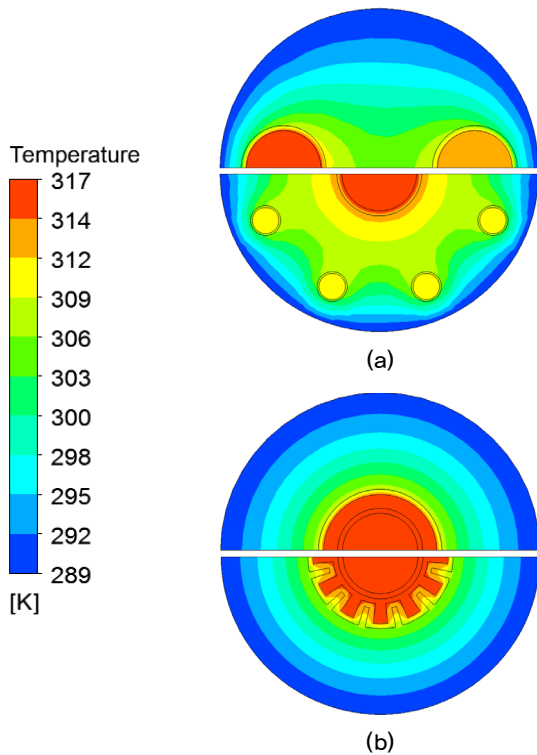


Fig. 4. Contours of the iso-thermal distribution at  $z=H/4$  : (a) U-tube & Branch tube (N=8), (b) Annular tube & Spline tube

와 Out-flow tube 모두 보어홀 중심에 위치하여 있으므로 In-flow tube에서 보어홀 외벽으로의 전열보다는 Out-flow tube에서 보어홀 외벽으로의 전열량이 대부분을 차지하게 된다. 스플라인형 지중열교환기인 경우 동심관형보다는 전열면적이 증가하여 부분적인 온도구배가 증가함을 볼 수 있다.

각 형상별 지중열교환기의 입구부터 출구까지 전체 유로를 따라 전열관내부 순환유체의 평균온도를 Fig. 5에 그려 보았다. 전열관 입구에서 유입된 고온의 순환유체는 암석과의 열전달에 의해 점점 온도가 낮아지고 전열관 출구에서 가장 낮은 온도로 유출된다. 입구에서 출구까지 단면적이 같은 U-tube형 지중열교환기의 유체 평균온도는 In-flow tube에서 Out-flow tube까지 선형적인 기울기로 온도가 낮아짐을 볼 수 있다. 이는 전열관의 입구에서 출구까지 전 영역에서 일정한 크기의 온도구배가 형성되기 때문이라고 판단된다. 분지관형 지중열교환기의 경우에는 단면적이 크고 암석에서 거리가 먼 주관의 In-flow tube에서는 평균온도의 감소하는 기울기가 U-tube보다는 작다. 분지관이 연결된 Out-flow tube에서는 온도의 감소기울기가 주관인 In-flow tube보다 훨씬 커짐을 알 수 있고, 아울러 U-tube의 평균온도 감소기울기보다도 커짐을 알 수 있다. 이는 주관에서보다는 분지관에서의 열전달이 더 활발히 일어남을 보여주는 결과이다. 분지관의 개수가 많아지면 온도의 감소기울기가 더욱 커지고 출구부 단면에서의 평균온도는 더 낮아진다. 분지관의 개수가 증가하더라도 In-flow tube인 주관 내에서의 작동유체 평균온도 감소기울기는 거의 같은 크기를 가짐을 볼 수 있다. 동심관형

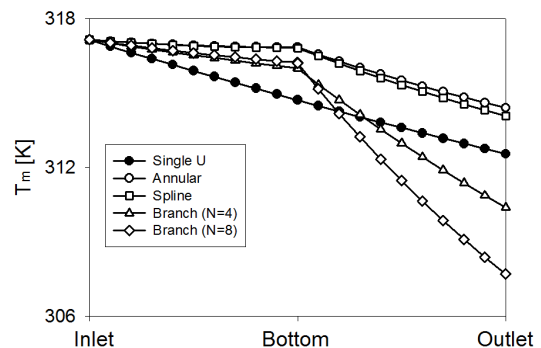


Fig. 5. Averaged temperature of circulating fluid along full length

인 경우 In-flow tube와 Out-flow tube가 보어홀 중심에 위치하여 고온유체가 유입되는 In-flow tube에서의 온도감소는 거의 없으므로 전열량이 미흡하고, Out-flow tube도 보어홀 외벽과 거리가 떨어져 있으므로 전체적인 열전달량이 U-tube형이나 분지관형보다는 줄어드는 현상이 나타난다. 전열관의 표면적을 증가시킨 스플라인형 지중열교환기는 동심관형에 비해 외부의 전열 표면적 확대효과는 거의 나타나지 않음을 알 수 있다. 이는 전열관에서의 열전달은 보어홀의 반경방향으로 온도구배가 형성되는데, 전열관 표면 내 반경방향으로의 수직 단면의 크기는 같기 때문에 원주방향으로의 증가는 전열효과에는 큰 영향을 끼치지 않음을 알 수 있다.

U-tube형 지중열교환기와 분지관형 지중열교환기의 입구온도가 동일하므로 출구단면에서의 온도크기에 따라서 열전달 성능을 비교할 수 있다. 입구와 출구단면의 온도차 ( $\Delta T$ )를 다음과 같이 정의한다.

$$\Delta T = T_i - T_o \quad (6)$$

Fig. 6은 입구와 출구에서의 온도차를 나타낸 그림이다. 동심관형과 스플라인형 지중열교환기의 경우, U-tube형에 비해 열전달 성능이 떨어져 적은 온도차를 가진다. 분지관형의 경우 4가지 지중열교환기중 가장 큰 온도차를 가지며, 분지관의 개수가 증가할수록  $\Delta T$ 값의 크기가 증가한다.

열교환기의 성능을 결정짓는 중요한 설계변수는 열전달율과 압력강하량이다. 지중열교환기에서 임의 깊이까지 지

중으로의 열전달율은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (7)$$

지중열교환기의 In-flow tube에서 보어홀 외벽으로의 열전달율을  $\dot{Q}_{in}$ , Out-flow tube에서의 열전달율을  $\dot{Q}_{out}$ , 배관내 유동 전 영역에서 총열전달율은  $\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{out}$ 로 구하였다. Fig. 7은 In-flow tube 및 Out-flow tube에서의 열전달율을 나타낸 그림이다. U-tube형 지중열교환기인 경우는 In-Flow tube의 열전달율과 Out-Flow tube의 열전달율이 거의 같은 크기를 가진다. 분지관형 지중열교환기에서는 분지관에서의 열전달율이 주관에서의 열전달율보다 큰 값을 가진다. 분지관의 개수가 증가할수록 주관에서의 열전달율은 점점 감소하고 상대적으로 분지관에서의 열전달율이 증가한다. 동심관형과 스플라인형 지중열교환기의 경우, 보어홀 중심부에 위치한 In-flow tube에서 보어홀 외벽으로 전달되는 열이 Out-flow tube에서 보어홀 외벽으로 전달되는 열전달량에 비해 훨씬 적음을 알 수 있다. In-flow tube와 Out-flow tube 전체에서의 전열량 또한 U-tube형이나 분지관형 보다는 훨씬 적음을 볼 수 있다. 일반적인 U-tube형 지중열교환기의 총열전달율은 40-50W/m인데 본 연구에서는 Esen<sup>[4]</sup> 및 Ramadan<sup>[5]</sup>의 경계조건과 동일하게 설정한 결과 160W/m로 크게 나왔다. 이는 순환유체의 유량, 유입온도, 벽면의 온도, 보어홀 지름 및 보어홀내부에서 U-tube의 설치위치 등 여러 요인이 수치해석 조건과 실제 시공과의 차이에서 발생된 결과로 판단된다.

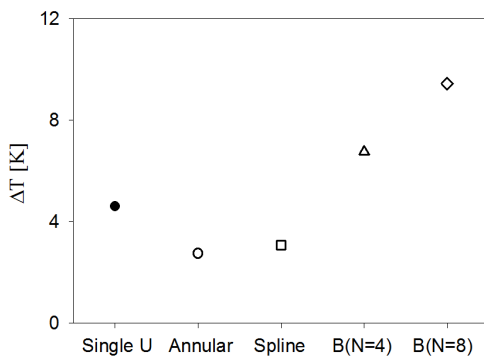


Fig. 6. Comparison of the temperature difference between inlet cross section and outlet cross section

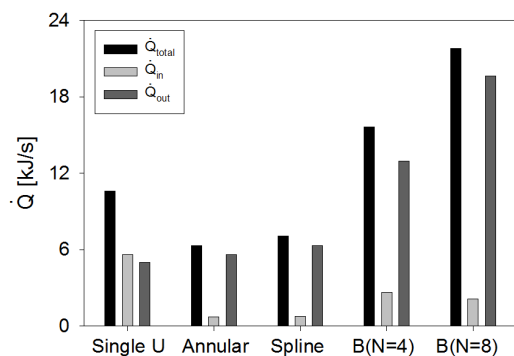


Fig. 7. Comparison of the heat transfer rate for in-flow region and out-flow region

### 3.2 압력강하 비교

열교환기의 성능은 열전달계수의 증가뿐만 아니라 압력 강하도 매우 중요하다. 지중열교환기의 경우 전열관 벽면과 그라우트 영역에서는 유체의 유동이 없으므로 압력강하를 고려할 필요가 없지만, 전열관 내에서는 강제적으로 유체를 순환시켜야 하므로 중요한 물리량이 된다.

Fig. 8은 지중열교환기의 입구단면에서부터 출구단면까지의 유체의 압력분포를 전열관 형상별로 나타낸 그림이다. 지중열교환기의 In-flow tube에서는 유입속도가 같고 tube의 형상과 직경이 동일하기 때문에 압력강하량의 기울기는 동일하다. Out-flow tube에서는 출구 단면적은 같지만 형상이 다르므로 tube 내에서 압력강하량의 기울기가 달라진다. 전열관 내 단면적의 변화 없이 일정한 유속으로 흐르는 U-tube형 지중열교환기에서는 선형적으로 압력강하가 발생됨을 알 수 있다. 분지관형 지중열교환기의 In-flow tube에서는 단면적이 U-tube의 단면적과 동일하여 유속이 같으므로 압력강하의 기울기가 같게 된다. 하지만 Out-flow tube로 유체가 유입되면 관마찰이 증가하여 압력강하의 기울기가 더욱 커지게 된다. 분지관의 개수가 증가하면 관속으로 흐르는 유체의 유속은 같지만 분지관 각각의 단면적 감소로 마찰이 증가하여 압력강하량이 더욱 증가하게 된다. 동심관형 및 스플라인형 지중열교환기의 경우, 유체가 흘러가는 배관 내 간극이 상대적으로 좁아 압력강하량이 증가하며 스플라인형의 경우가 가장 큰 기울기를 가진다.

압력강하량의 크기를 구체적으로 나타내기 위하여 입구 단면과 출구단면에서의 압력차( $\Delta P$ )를 식 (8)과 같이 표현한다.

$$\Delta P = P_i - P_o \tag{8}$$

Fig. 9는 입구단면과 출구단면에서의 압력차( $\Delta P$ )를 나타낸 그림이다. U-tube형 지중열교환기보다는 분지관형과 동심관형이 압력강하량이 크고 스플라인형 지중열교환기에서 압력강하가 가장 크게 나타남을 알 수 있다.

열교환기 설계 특성상 가장 중요한 요소인 열전달 성능과 압력강하량은 서로 상반되는 경우가 많다. 분지관형 지중열교환기도 U-tube형 지중열교환기에 비하여 열전달 성능은 향상되지만 압력강하량이 증가하는 현상을 볼 수 있다. 다만 지중열교환기는 유체의 유속이 비교적 느리므로 공급펌프 양정에 큰 영향을 끼치지 않아 열전달 성능향상에 관점을 두고 설계하는 것이 더 타당하다고 판단된다.

### 3.3 입구유속 변화에 따른 비교

지중열교환기 전열관의 입구단면에서 유속을 변화시키며 열전달 특성을 확인하였다. 입구유속은 Ramadan<sup>[6]</sup>이 수행한 전산해석의 유속 조건인 0.591m/s에 가장 가까운 0.6m/s를 기준으로해서 50%씩 증가 그리고 감소시킨 0.3, 0.6, 0.9m/s의 입구유속을 설정하였다. Fig. 10은 입구유속의 변화에 따른 지중열교환기에서 보어홀 외부로 전달된 총 열전달율의 변화를 나타낸 그림이다. Single U-tube형 지중열교환기에 비하여 열전달이 상대적으로 적게 일어나는 동심관형, 스플라인형의 경우 입구유속이 변화함에 따라 열전달율의 변화는 크지 않음을 알 수 있다. 이와 달리 분지관형 지중열교환기는 유속변화에 따라 혹은 분지관의 개수가 증가함에 따라 열전달율 상승폭이 더욱 증가함을 알

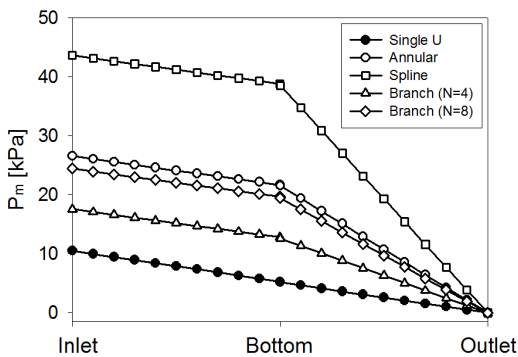


Fig. 8. Pressure distribution of circulating fluid along full length

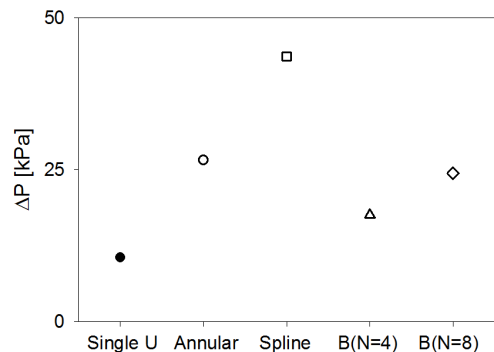


Fig. 9. Comparison of the pressure drop between inlet and outlet cross section



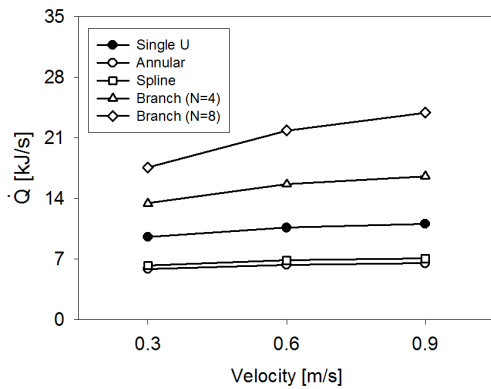


Fig. 10. Comparison of total heat transfer rate for three inlet velocity conditions

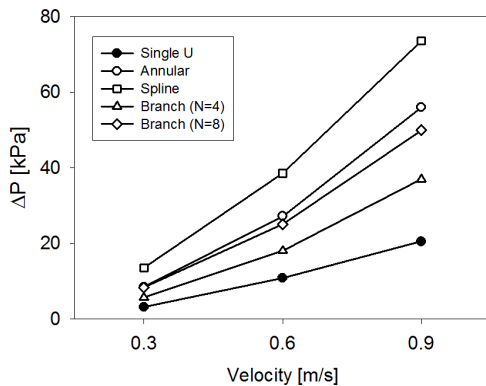


Fig. 11. Comparison of the pressure drop for three inlet velocity conditions

수 있다.

Fig. 11은 지중열교환기의 입구유속 변화에 따른 입구단면과 출구단면 사이에서 발생된 압력강하량을 나타낸 그림이다. 배관 내부의 압력강하량은 유체의 유속과 관내 표면적 크기에 따라 변화하며, 일반적으로 유속이 빨라지면 압력강하량 또한 증가한다. Single U-tube형 지중열교환기와 비교하였을 때, 동심관형과 스플라인형의 경우 outflow tube에서의 기하학적 형상에 의해 급격한 압력강하량의 증가를 확인할 수 있다. 분지관형의 경우 분지관의 개수가 많아질수록, 입구유속이 빨라질수록 압력강하량이 증가하는 것을 확인할 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 기존의 U-tube형 지중열교환기보다 전

열표면적의 확장이 가능한 분지관형 지중열교환기 그리고 설치가 용이한 동심관형과 스플라인형 지중열교환기에 대하여 전산해석을 통하여 열전달 및 유동 특성을 비교하였다. 아울러 U-tube형 지중열교환기에 관한 전산해석을 수행하여 기존의 실험과 수치해석 결과의 비교를 통하여 적용한 수치모델을 검증하였다. In-flow tube와 Out-flow tube의 전 유동장에서 작동유체와 암석간의 총 열전달율은 U-tube형 지중열교환기보다 분지관형 지중열교환기에서 더 큰 값을 가지며 분지관의 개수가 증가하면 그 크기도 증가하였다. 배관이 중심에 위치한 동심관형과 스플라인형 지중열교환기는 오히려 U-tube형 지중열교환기보다 총 열전달율이 감소함을 보였다. In-flow tube와 Out-flow tube의 전 길이에 대한 압력강하량은 U-tube형 지중열교환기 보다 분지관형 지중열교환기에서 더 큰 값을 가지며 분지관 개수가 증가하면 압력강하량도 증가한다. 동심관형 및 스플라인형 지중열교환기의 압력강하량은 U-tube형 지중열교환기보다 증가함을 보였다. Tube의 입구유량이 증가하면 U-tube형, 동심관형 및 스플라인형 지중열교환기에서의 총 열전달율은 큰 변화는 없지만 분지관형 지중열교환기에서는 유량이 증가함에 따라 향상된다. 입구유량이 증가하면 단면의 유속이 증가하므로 관내부의 마찰이 증가하여 4가지 형상의 지중열교환기 모두 압력강하량이 증가한다.

#### 감사의 글

이 논문은 2017년도 창원대학교 연구교수 연구비에 의하여 연구되었으며 이에 감사드립니다.

#### References

- [1] Hellström, G., 1991, "Ground heat storage: thermal analyses of duct storage systems", University of Lund, Sweden.
- [2] Bennet, J., Claesson, J., Hellström, G., 1987, "Multipole method to compute the conductive heat flows to and between pipes in a composite cylinder", Tekniska högsk.

Sweden.

- [3] Ingersoll, L.R., Plass, H.J., 1948, "Theory of the ground pipe heat source for the heat pump", Transactions Amer Soc Heating & Air-Conditioning Engr., 47(7), 339-348.
- [4] Esen, H., Inalli, M., Esen, Y., 2009, "Temperature distributions in boreholes of a vertical ground-coupled heat pump system", Renewable Energy, 34, 2672-2679.
- [5] Ramadan, A.S., 2016, "Parametric Study of Vertical Ground Loop Heat Exchangers for Ground Source Heat Pump Systems", PhD Thesis, The University of Western Ontario, Canada.
- [6] Cvetkovski, C.G., 2014, "Modelling of flow and heat transport in vertical loop ground heat exchangers", ProQuest Dissertations Publishing.
- [7] Zarrella, A., De Carli, M., Galgaro, A., 2013, "Thermal performance of two types of energy foundation pile: helical pipe and triple U-tube", Applied Thermal Engineering, 61(2), 301-310.
- [8] De Carli, M., Tonon, M., Zarrella, A., Zecchin, R., 2010, "A computational capacity resistance model (CaRM) for vertical ground-coupled heat exchangers", Renewable energy, 35(7), 1537-1550.
- [9] Zanchini, E., Lazzari, S., Priarone, A., 2010, "Improving the thermal performance of coaxial borehole heat exchangers", Energy, 35(2), 657-666.
- [10] H.S. Kang, 2009, "Optimization of an annular fin with variable pipe inside radius in the heat exchanger of ground source system", NewRenew. Energy, 5(1), 40-46.
- [11] H.K. Choi, G.J. Yoo, J.H. Pak, C.H. Lee, 2018, "Numerical study on heat transfer characteristics in branch tube type ground heat exchanger", Renewable Energy, 115, 585-599.
- [12] Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J., 1994, "A new k-epsilon eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows: Model development and validation", Nasa Technical Report, USA.
- [13] Patankar, S.V., 1980, "Numerical heat transfer and fluid flow", CRC press, USA.
- [14] Fluent, 2016, "ANSYS Fluent V.17.0 User Guide", USA.