

지중매설관의 특성이 토양 - 공기 열교환기 성능에 미치는 영향⁺

Effects of Earth-Tube Characteristics on the Soil-Air Heat Exchanger Performances

김 영 복*

정회원

Y. B. Kim

ABSTRACT

To optimize the design and operation of a soil-air heat exchanger system, the effects of variables characterizing system design and operation on the performance of the system were analyzed by a theoretical model which included the three-dimensional transient heat conduction equation. The solution of the theoretical model was acquired by a computer program that uses Finite Difference Methods and Gauss-Seidel iteration computation, in which the time discretization scheme was an implicit difference approximation. The computer program was validated first by comparison of the results for different grid sizes. Air outlet temperature, energy gain, and heat exchange efficiency of the system were analyzed based upon the tube diameter, tube length, tube thickness, and tube thermal diffusivity.

주요용어(Key Words): 토양(Soil), 공기(Air), 열교환기(Heat exchanger), 성능(Performance), 시뮬레이션(Simulation), 지열(Geothermal), 매설관(Earth Tube)

1. 서 론

지표면 아래의 토양온도는 지리적 위치, 기후, 연중 시기 등에 따라 달라지지만 지중 깊이 내려 갈수록 시간에 따른 온도변화폭은 줄어들고 일정한 값을 유지하게 된다. 이러한 지열에너지는 화석에너지에 대한 대체에너지로서 청정에너지이며, 농업시설의 냉·난방 목적으로도 사용될 수 있다. 농업시설에 대한 지열에너지 이용시스템으로서 토양 - 공기 열교환기의 최적설계와 작동을 위해서는 그 성능에 대한 시스템의 설계 및 작동변수의 영향이 분석되어야 한다. 그런데 실험적으로 여러 변수에 의한 영향을

분석하려면 비용과 시간이 많이 들기 때문에 토양 - 공기 열교환 시스템에 대한 이론 모델을 세우고 설계치수, 작동조건, 토양특성과 같은 입력자료에 따라 모델의 성능해석 결과를 산출할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 개발하는 것이 바람직할 것이다.

토양 - 공기 열교환 시스템의 성능해석을 위해 국내의 김(1997), 오(1995), 이(1994) 등은 실험분석을 수행한 바 있다. 그런데 이론적 접근으로서 Nordham(1973)은 유한차분모델에 의해 냉난방 시스템설계 변수들의 영향을 분석하였는데 하나의 긴 매설관을 사용하기 보다 같은 길이에 상당하는 여러 개의 짧은 매설관을 지름의 4~5배 간격으로 거리를

⁺ 본 연구는 NICEM과 경상대학교 부속 농어촌개발연구소의 지원으로 수행되었음.

* 경상대학교 농과대학 농업기계공학과

두어 배치하는 것이 압력강하도 적고 전열량도 많다고 하였다. Abrams와(1980)은 매끄러운 표면을 가진 폴리프로필렌 매설관에 대한 대류 열 전달 해석에서 난류영역에서는 $\pm 30\%$ 이상의 오차를 가정하고 모델링 하였으며, 매설관 열 전도율의 영향분석에서 열 전도율 $k = 205W/m \cdot ^\circ C$ 인 알루미늄 매설관의 경우 열 전도율 $k = 0.14W/m \cdot ^\circ C$ 인 폴리프로필렌 매설관보다 열 전달율이 10% 미만으로 증가한다고 하였다.

Spengler와 Stombaugh(1983)는 유한차분법을 이용하여 매설관의 직경과 길이, 공기유량을 함수로 한 성능분석 시뮬레이션을 수행하였고, 매설관의 특성과 수분이동이 고려되어야 정밀해석이 가능하다고 하였다. Ahmed 등(1983)은 토양내에서의 열 전달과 수분이동을 동시에 고려한 컴퓨터 모델을 개발하였는데 이 모델은 비정상 상태의 2차원 좌표계에 한정되고 있다. Puri(1986)는 시간의존 2차원 축대칭 유한요소 공식을 사용하여 단속운전시의 토양 - 공기 열교환 시스템의 열적 성능특성을 평가하였는데 검토된 파라미터는 매설관 직경과 길이, 토양수분의 분포, 유입공기 온도였다. 그리고 Puri(1987)는 경계적분공식을 사용하여 토양과 매설관 접촉부의 온도가 일정하다는 경계조건하에서 정상 열전도 방정식을 적용, 해석하기도 하였다. Himasekhar와 Bau(1988)는 포화된 다공질 물질내에 있는 실린더 주위의 대류전열 현상을 이론·실험적으로 분석하였는데 2차원 Darcy-Oberbeck-Boussinesq 방정식을 경계적합좌표계로 변환, 수치해석한 결과 초임계 Rayleigh number에서는 개발된 모델이 전열량을 과소 평가하게 되므로 시간의존 3차원 모델로 발전시켜야 한다고 제안하였다.

본 연구에서는 토양 - 공기 열교환기의 성능분석을 위해 그 전열과정을 보다 일반적으로 적용할 수 있는 비정상 3차원 에너지·물질평형 방정식으로 모델화하여 성능예측 컴퓨터 프로그램을 개발하고 매설관의 특성이 시스템 성능에 미치는 영향을 분석하였으며, 구체적 연구목표는 다음과 같다.

1) 지중매설관형 토양 - 공기 열교환기의 성능분석을 위해 토양내 전열방정식으로서 수분이동에 의

한 잠열전달을 고려한 비정상 3차원 열전도 방정식과 수분이동 지배방정식, 지중매설관내 공기 전열방정식으로서 속도항, 대류항, 전도항을 포함한 에너지 보존방정식을 기본방정식으로 하는 해석모델을 정립한다.

2) 기본방정식과 경계조건을 유한차분법에 의해 수치해석하여 입력조건에 따라 매설관 출구 공기온도, 열교환 효율, 토양내 온도와 수분의 변화와 분포를 예측할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 개발한다.

3) 시스템설계 변수로서 매설관의 직경·길이·두께와 열 특성이 시스템 성능에 미치는 영향을 분석한다.

2. 재료 및 방법

가. 해석모델

본 연구에서 해석하고자 하는 토양 - 공기 열교환기는 지중매설관과 공기송풍팬으로 구성되며, 팬에 의해 유입된 공기는 지중매설관을 통과하며 토양과의 열 교환이 이루어진다. 열 교환기의 전체적인 전열과정은 매설관내에서 대류, 전도와 물질전달, 매설관 자체의 전도, 토양내 열 전도와 수분이동으로 설명된다. 본 연구에서는 각 영역에서의 기존의 열 및 물질전달 지배방정식을 도입하고 매설관 자체영역과 초기·경계조건을 본 경우에 맞게 수식화하므로써 수학적 모델로 정립하였다.

시스템의 수학적 모델을 위한 가정은 다음과 같다.

1. 물질은 균일하며 등방성이다.
2. 시스템내 압력변화는 성능해석에 고려하지 않는다.
3. 토양내 잠열변화를 고려하되 수분이동은 온도만의 함수로 본다.
4. 해석의 복잡성을 피하기 위해 매설관 자체내에서의 길이방향 전열량은 전열면적이 작고 온도차가 크지 않으므로 고려하지 않는다.

매설관내 공기(김, 1989), 매설관 자체, 토양내 에너지 평형방정식(Puri, 1986)은 각각 다음과 같다.

$$\frac{\partial T_o}{\partial t} = \frac{2 \cdot H_c \cdot (T_i - T_o)}{\rho_a \cdot C_{pa} \cdot R_i} + \frac{k_o}{\rho_a \cdot C_{pa}} \cdot \frac{\partial^2 T_o}{\partial Z^2} - U \cdot \frac{\partial T_o}{\partial Z}$$

..... [1]

$$\rho_i \cdot C_{pi} \cdot V_i \cdot \frac{\partial T_i}{\partial t} = H_c \cdot A \cdot (T_o - T_i) + \frac{k_s \cdot A}{\Delta R} \cdot (T_s - T_i)$$

..... [2]

$$\rho_s \cdot C_{ps} \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot (K_s \cdot \nabla T_s) - Lg \cdot \nabla \cdot (\rho_s \cdot D_w \cdot \nabla M)$$

..... [3]

$$\text{단, } \nabla = \frac{\partial}{\partial X} + \frac{\partial}{\partial Y} + \frac{\partial}{\partial Z}$$

토양내의 물질평형 방정식으로서의 수분이동방정식(Puri, 1986)은 다음과 같다.

$$\frac{\partial M}{\partial t} = \nabla \cdot (D_i \cdot \nabla T_i) + \nabla \cdot (D_i \cdot \nabla M) + \frac{\partial K_h}{\partial Y}$$

..... [4]

방정식[1]~[4]에 대한 초기·경계조건은 다음과 같다.

$$t = 0 \quad M = M_{init}, T = T_{init} \quad \text{..... [5]}$$

$$t > 0 \quad X = 0, X_{\max} : \frac{\partial M}{\partial Y} = 0, \frac{\partial T}{\partial X} = 0 ;$$

$$Y = 0, Y_{\max} : \frac{\partial M}{\partial X} = 0, \frac{\partial T}{\partial Y} = 0 ;$$

$$Z = 0, Z_{\max} : \frac{\partial M}{\partial X} = 0, \frac{\partial T}{\partial Z} = 0 ;$$

매설관 외표면과 내표면에서 각각

$$\frac{\partial M}{\partial R} = 0, \quad N_u = 0.023 Re^{0.8} Pr^n,$$

$$\text{단, 가열시 } n = 0.4, \text{ 냉각시 } n = 0.3 \quad \text{..... [6]}$$

매설관 내표면에서의 대류열 전달계수는 열교환기 성능에 큰 영향을 주는 중요한 인자인데 본 연구에서는 Dittus and Boelter의 매끄러운 원관내 난류 열전달관계식(Holman, 1986)을 이용하여 구하였다.

경계조건 설정에서 수치해석된 컴퓨터 프로그램에 의한 예비계산을 통하여 수치계산 영역을 충분히 넓게 취하므로써 실제 작동조건과 위에서 설정된 경계조건이 서로 적합하도록 하였다.

공기의 획득에너지량은 방정식 (7)에 의해, 열교환효율, 혹은 온도효율은 교환가능한 최대에너지량에 대한 획득에너지의 비율로 정의되며 방정식(8)에 의해 계산하였다.

$$Q = \dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad \text{..... [7]}$$

$$\eta = [\dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{out} - T_{in})] / [\dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{in} - T_{ain})] \quad \text{..... [8]}$$

나. 수치해석 과정

연립방정식 (1)~(5)의 엄밀해를 얻는다는 것은 그것의 복잡한 비선형성으로 인하여 매우 어려우므로 수치해법에 의존하게 된다. 본 연구에서는 계수행렬의 형성이 비교적 쉬운 유한차분법을 이용하였으며, 공간차분에 있어서는 매설관내 공기의 물질전달항은 공기유동 방향을 고려하여 후방차분법을 적용하였고, 다른 항들은 차분근사오차를 줄이기 위하여 중앙차분법을 사용하였다.

시간차분에 있어서는 토양과 공기의 온도지배 방정식은 음적차분근사(implicit difference approximation), 매설관 온도의 계산을 위한 에너지평형 방정식은 양적차분근사(explicit difference approximation) 방법을 적용하여 수치해의 정밀성을 도모하고 해석의 복잡성을 피하도록 하였다.

유한차분근사에 의해 형성된 연립방정식은 Gauss-seidel 반복법에 의해 해를 구하였으며, 수치해의 수렴조건은 축차대입법에 의해 형성된 현단계 계산결과와 전단계 계산결과와의 차이값이 전단계 계산결과값에 대해 10^{-6} 수준 이하일 때로 하였다. 수렴조건을 10^{-6} 으로 하였을 경우와 10^{-8} 으로 하였을 경우의

수치해의 차이는 무시할 수 있을 정도였으므로 계산 시간을 고려하여 10^{-6} 으로 결정하였고, 이러한 수렴 조건은 수치해석상의 모든 절점에 적용되도록 하였다.

필요한 계산순서는 열흐름 방향을 고려하여 공기 온도, 매설관 온도, 토양 온도, 그리고 토양내 수분분포의 순으로 하였으며, 컴퓨터 프로그램에서의 흐름도는 그림 1과 같다. 계산시간 증분은 1분간격으로

하였고, 표 1과 같은 입력모우드에서의 계산영역은 예비계산을 통해 방정식(5)의 경계조건이 성립되는 범위로 확인된 $2.7 \times 3.9 \times 90\text{m}$ 로 하였다. 컴퓨터 프로그램의 검증을 위하여 시간증분과 3차원 공간 증분의 크기를 각각 다르게 하여 그 결과를 비교하였으며, 이론과 실험치와도 비교 분석한 후 시뮬레이션을 수행하였다.

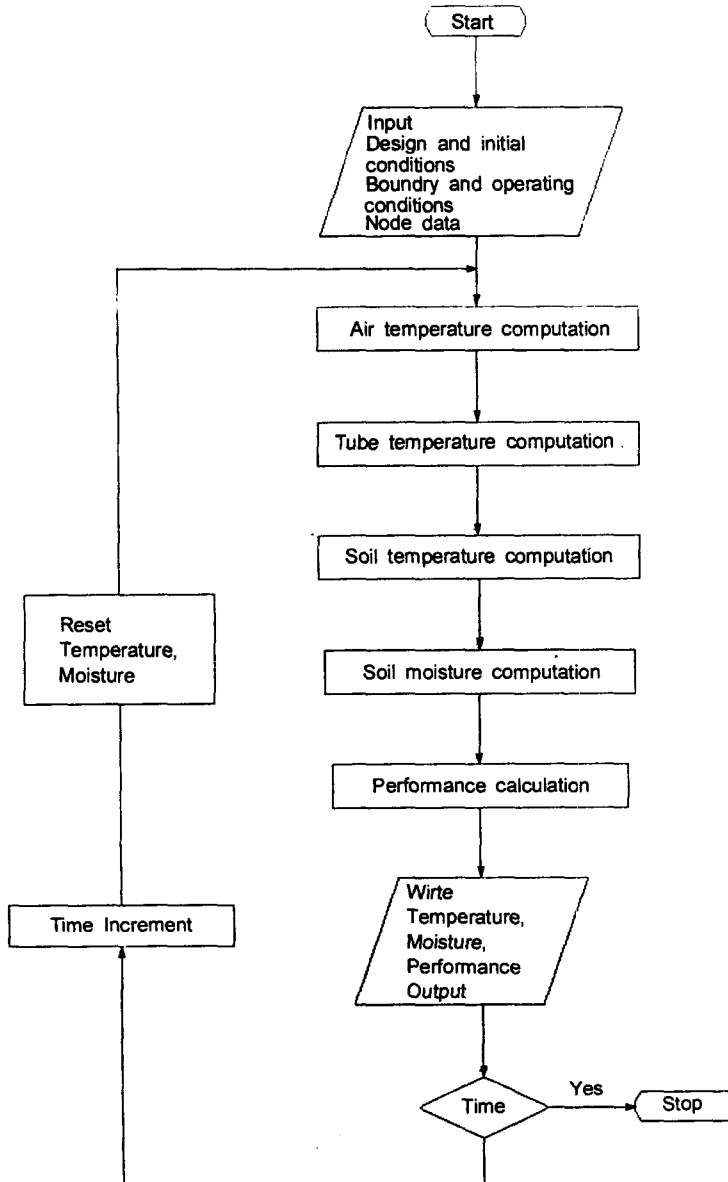


Fig. 1 Flow chart of computer program.

Table 1 Simulation modes for the dimensions and properties of earth-tube

Factors	Basic mode	Levels	Reference
Diameter (m)	0.3	0.2, 0.3, 0.4	8, 9, 11, 13, 14, 15, 16, 17
Length (m)	50	25, 50, 75	
Thickness (m)	0.01	0.005, 0.01, 0.02	
Thermal diffusivity (m ² /s)	1.46 × 10 ⁻⁷	2.91 × 10 ⁻⁷ 1.46 × 10 ⁻⁷ 0.97 × 10 ⁻⁷	

다. 입력변수 설계

시물레이션을 위한 입력자료로서 물질의 특성치와 시스템 설계치수, 작동조건들은 표 1과 같이 설정하였는데 이러한 설정치는 표에 나타난 바와 같이 기상자료, 기존 연구자들의 연구결과를 참조하여 일반적인 적용범위내에 있도록 하였다. 본 연구에서 시물레이션하고자 하는 지중매설관 특성으로서 설계치수는 직경 0.3m를 기준으로 3수준, 길이 50m를 기준으로 3수준, 두께 10mm를 기준으로 3수준, 밀도 1,000kg/m³을 기준으로 3수준으로 하였는데 밀도는 열 확산계수의 수준조절에 이용하였다. 지중매설관의 열 특성은 그 재료 종류와 성질에 따라 달라지는데 열 특성을 결정하는 데는 비열, 밀도, 열전도율이 포함되고 비열과 밀도가 작을수록, 열 전도율이 클수록 온도의 변화에 민감하게 된다. 이러한 상호관계는 열 확산계수로 결합되므로 지중매설관의 열 특성은 열 확산계수로서 나타내도록 하였고 열 확산계수의 수준은 밀도의 수준을 변화시켜 조절하였다. 그리고 지중매설관의 열 전도율과 비열은 폴리에틸렌을 기준으로 하여 각각 0.329W/m·℃, 2,260J/kg·℃ (CRC handbook, 1973)으로 하였다. 또한 시물레이션을 위한 기본모우드의 입력값들은 문헌을 참고하여 토양의 밀도 1,000kg/m³, 토양함수율 체적기준 20%, 토양초기온도 20℃, 공기유량 0.2m³, 공기유입온도 30℃로 하였다.

3. 결과 및 고찰

가. 해석모델의 검증

해석모델과 컴퓨터 프로그램의 검증을 위하여 두 가지 측면에서 검증하였다.

첫째는 시간중분과 3차원 공간중분의 크기를 각각 다르게 하여 그 결과를 비교하였던 바 그림 2(a)에서 보듯이 시간중분과 Z방향 절점크기에 따라서는 그 크기에 상관없이 동일한 결과를 나타내었으며, X와 Y방향 절점크기에 따라서는 미소한 차이가 있으나 이는 기본방정식들을 프로그램화 할 때 매설관을 선형으로 근사하지 않고 3차원 공간으로 정밀하게 고려하기 위하여 차분화 할 때 절점이 매설관 표면에 놓이도록 차분화 하였으므로 X와 Y방향의 절점크기가 달라지면 경계영역이 적게나마 달라지기 때문으로 판단되었다.

둘째는 이론예측치와 실험의 결과를 비교 분석하였는데 실험데이터는 Neal(1982)의 실험결과를 이용하였던 바 실험과 컴퓨터 프로그램에 사용된 공기와 지중매설관, 그리고 토양의 특성 값들은 표 2에 나타난 바와 같고 초기 지온의 상태 등 다른 실험조건들(Neal, 1982)을 프로그램에 입력하여 결과를 출력하였다.

실험과 이론예측치를 비교하기 위해 웅을 가동하기 시작한지 10분이 경과한 뒤의 실험과 이론예측의 지중파이프내의 공기온도 분포를 나타내면 그림 2(b)와 같다. 그림에는 지표면으로부터 지중파이프로 들어가는 부분의 온도부터 나타나 있는데 1.8m 깊이의 지중매설관으로 공기가 유입할 때의 외류 등이 기인하는 것으로 판단되는 입구부분을 지나고 나면 실험과 이론값이 비교적 잘 일치함을 알 수 있었다.

Table 2 Experimental conditions for validation of the computer program

Factors		Value	Reference
Operation conditions	Air flow rate(m ³ /s)	0.024	0.030 kg/s
	Air inlet temperature(°C)	-17	
	Convection heat transfer coefficient(Nusselt number)	200	Reynolds number = 9300
Tube conditions	Thickness(m)	0.005	Polyethylene pipe CRC handbook
	Specific heat(kcal/kg °C)	0.54	
Soil conditions	Density(kg/m ³)	1,500	Nagasima(1982)
	Specific heat(MJ/m ³ · °C)	1.3 + 4m	m: moisture content (van Wijk, 1963)
	Moisture content(%)	20	
	Soil initial temperature(°C)		Neal(1982), Kim(1996)

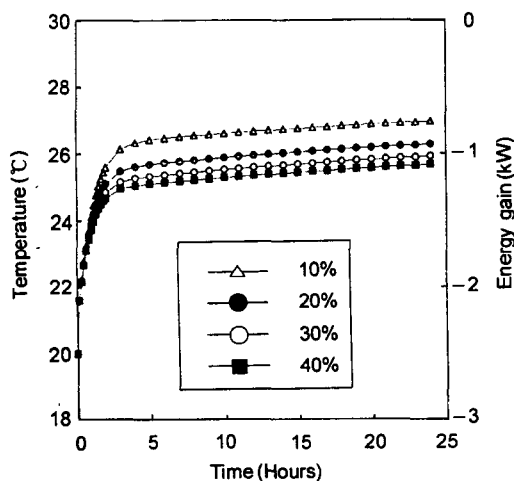


Fig. 2(a) Temperature and energy gain variations of the outlet air depending on the soil moisture content.

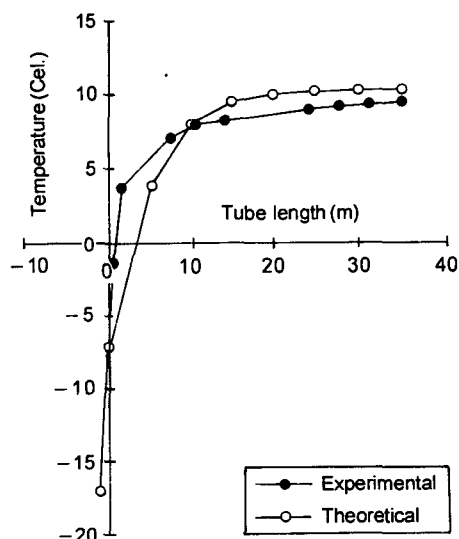


Fig. 2(b) Experimental and theoretical temperature distribution of the air.

나. 매설관 직경의 영향

매설관의 직경은 동일한 공기유량이 매설관을 통과할 때 공기의 속도를 결정하게 되고 이에 따라 대류열 전달계수가 달라지게 된다. 그리고 매설관의 직경이 변하더라도 공기유속이 일정하게 유지되면 공기유량이 변하게 된다. 매설관 직경의 크기와 매설관출구 공기온도, 에너지획득량과의 관계는 공기유량이 일정할 경우 그림 3(a)와 같다. 그림에서 살펴볼 때 공기유량이 일정하면 매설관 직경의 크기가 변하더라도 에너지획득량 변화에 그다지 영향을 주지 못하는 것을 알 수 있는데 그 이유는 매설관 직경이 작을 때는 공기유속이 커져서 공기가 매설관내에 체재하는 시간이 짧더라도 매설관 벽면과 공기사이의 대류열 전달계수가 증가하게 되고 매설관 직경을 클 때는 공기유속이 작아져서 공기가 매설관내에 체재하는 시간이 길더라도 대류열 전달계수가 작아지기 때문으로 판단된다. 한편, 매설관의 직경이 바뀌더라도 공기유속이 일정하게 유지되는 경우를 살펴보면 그림 3(b)에 나타난 바와 같이 출구 공기온도는 직경이 작을수록 낮아져서 입출구 온도차가 커지는데 그것은 유량에 비해 전열면적이 상대적으로 넓어지기 때문으로 판단된다. 이때 에너지획득량은 그림

3(c)에 나타난 바와 같이 직경이 크면 커진다. 그러나 직경이 크면 유량이 그 제품에 비례해서 커지는데 비교하면 에너지획득량의 차이는 그다지 크지 않은 것으로 나타났다.

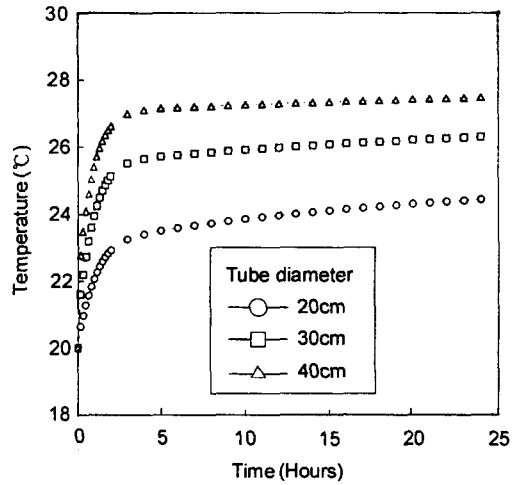


Fig. 3(b) Temperature variations of the outlet air depending on tube diameter with the same air velocity (2.83m/s).

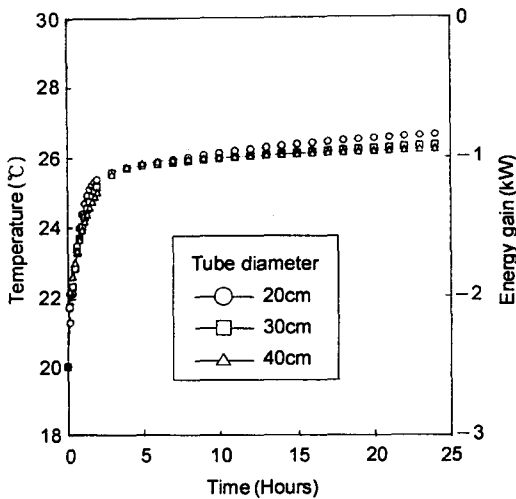


Fig. 3(a) Temperature and energy gain variations of the outlet air depending on the tube diameter.

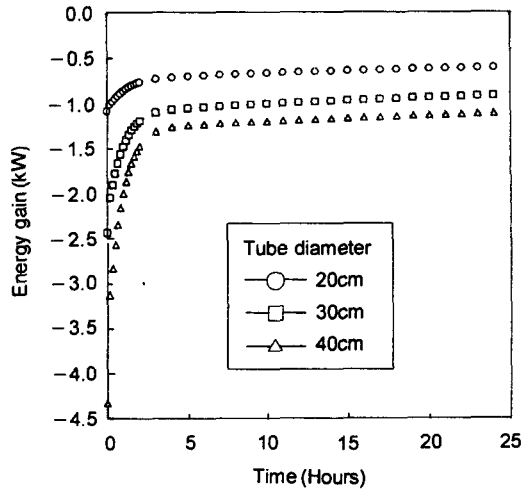


Fig. 3(c) Energy gain depending on tube diameter with the same air velocity (2.83m/s).

다. 지중매설관 길이의 영향

그림 4에 나타난 바대로 매설관의 길이가 길수록 에너지획득량이 증가하지만 매설관 길이가 3배로 된다고 하여도 에너지획득량도 3배로 되지는 않았다. 그것은 매설관내 공기온도가 매설관을 통과하면서 열 교환에 의해 토양온도에 점차 가까워져 열교환 가능성이 점차 줄어들기 때문이다. 따라서 하나의 긴 매설관 보다는 같은 길이에 해당하는 다수의 짧은 관을 설치하는 것이 유리하며 이러한 결과는 Nordam(1979)에 의해서도 제기된 바 있다. Nordam은 여러 개의 짧은 매설관을 설치하는 것이 압력강하도 적다고 하였으며, 다수의 매설관 설치시에는 인접 매설관과의 거리는 매설관 직경의 4~5배가 좋다고 하였다. 다수의 매설관을 설치할 때의 인접매설관 사이의 거리는 매설관 열교환의 영향이 미치는 범위를 고려하여 결정해야 하는데 지중매설관과의 열교환에 의한 토양내 열 전달의 영향은 山本(1981) 등에 의하면 매설관 표면으로부터 약 10cm 떨어진 위치로 한정되고, 佐佐木 등(1980)에 의하면 매설관 표면으로부터 15~20cm의 거리에서는 매설관 열교환에 의한 토양온도의 변동폭이 아주 적다고 하였다. 본 연구 조건에서 18시간 운전 후의 매설관 벽면으로부터 토양내의 수직평면상의 온도분포를 살펴

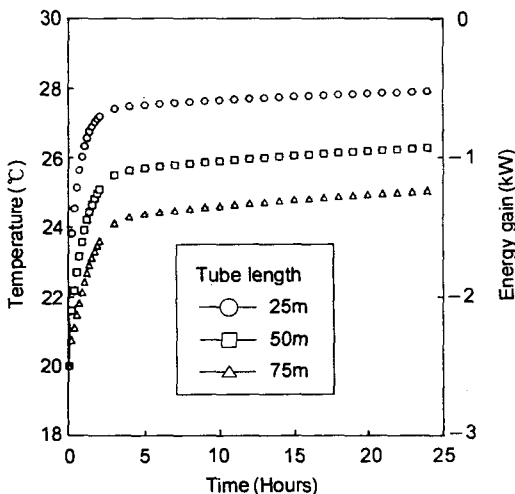


Fig. 4 Temperature and energy gain variations of the outlet air depending on the tube length.

보면 매설관에서 15cm 위치에서는 초기 토양온도보다 약 2~3°C, 30cm 위치에서는 약 1~2°C정도 변하는 것으로 나타났다.

라. 매설관 두께의 영향

매설관의 두께는 매설관의 강도를 유지하기 위해 필요한데 그 열적인 영향은 그림 5에 나타난 바와 같이 두께의 수준이 배수로 변화더라도 열교환 장치의 성능에는 거의 영향을 주지 않는 것을 알 수 있다. 이는 유동공기와 매설관 내벽면 사이의 대류열 전달계수에 비해 매설관의 전도열 저항이 아주 작기 때문으로 판단되는데 이러한 결과를 토대로 매설관의 두께는 강도를 유지할 정도만 되면 충분하다는 것을 알 수 있다.

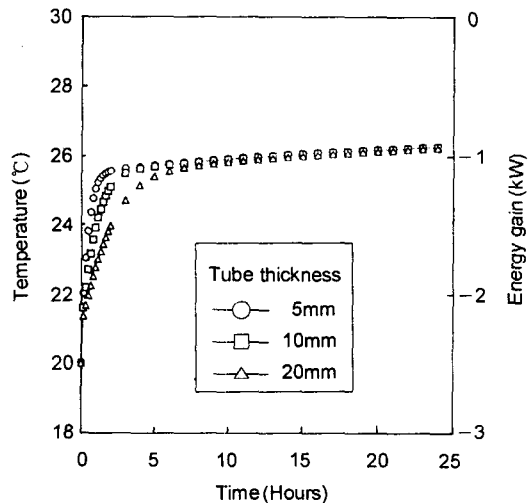


Fig. 5 Temperature and energy gain variations of the outlet air depending on the tube thickness.

마. 지중매설관 열특성의 영향

지중매설관 열 특성은 열 확산계수로서 나타내었는데 열 확산계수의 수준과 토양-공기 열교환 시스템의 성능 특성과의 관계를 나타내면 그림 6과 같다. 열 확산계수가 2.91×10^{-7} , 1.46×10^{-7} , $9.7 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$ 의 3수준일 때 지중매설관 열 확산계수의

수준은 온도변화와 에너지 획득량에 거의 영향을 주지 않는 것으로 나타났고, 열교환 효율은 약 40% 정도로서 거의 비슷하게 나타났다. 이것은 본 시뮬레이션 기본모우드에서 매설관벽면과 통과 공기사이의 대류열 저항이 매설관 단위길이 면적당 0.093 m². °C/W 인데 비해 폴리에틸렌을 기준으로 한 매설관의 전도 열저항이 매설관 단위길이당 0.029 m². °C/W 수준으로 상대적으로 작기 때문으로 판단된다.

이러한 경향은 高倉(1981) 등에 의한 실험적 연구에서도 알려진 바가 있는데 高倉 등은 지중열교환장치의 성능분석에서 재료가 다른 지중매설관을 설치 운전한 온실에서 실내기온의 변화를 관찰하여 표 3와 같은 결과를 얻었는데 매설관 재료가 PVC, PE, Steel로 바뀌더라도 그에 따른 열교환 영향은 아주

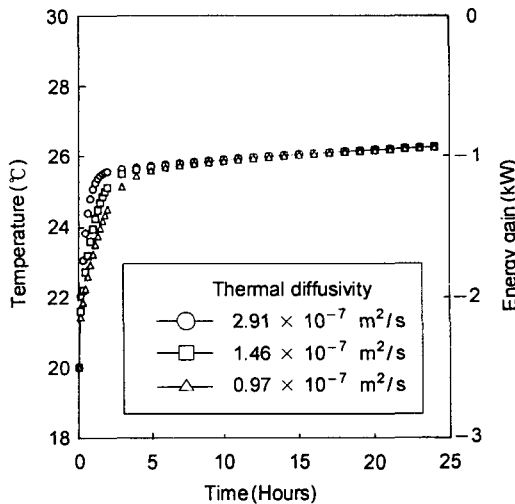


Fig. 6 Temperature and energy gain variations of the outlet air depending on the tube thermal diffusivity.

Table 3 Effect of the earth tube material on the temperature in greenhouse

외기온 (°C)	pipe material		
	PVC	PE	Steel
-2.9	8.8	8.9	8.9
-2.5	7.3	7.4	7.5
-5.0	6.7	6.8	6.9

적은 것으로 나타나고 있다. 따라서 본 연구에서와 같은 열교환 장치에서는 열교환 파이프의 열 전도율이 열교환 성능에 그다지 영향을 주지 않는다는 것을 알 수 있었으며, 이것은 앞으로의 설계에 좋은 참고가 될 것으로 판단된다.

4. 요약 및 결론

청정에너지인 지열을 이용하여 농업시설의 냉난방을 할 목적으로 토양-공기 열교환기를 설치할 경우 그 최적설계를 위해서는 장치의 운전 및 설계 변수들의 장치열 교환성능에 대한 영향을 분석하여야 하는 바 본 연구에서는 장치에서의 토양·공기·매설관의 비정상 3차원 에너지 및 물질평형 방정식을 정립하고, 유한차분법에 의해 수치해석할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 개발하였으며, 이를 이용하여 매설관의 직경·길이·두께·열 확산계수가 장치 열교환 성능에 미치는 영향을 분석하였다. 공기유량이 일정할 때에는 매설관 직경이 변하더라도 공기의 입출구 온도차와 에너지 획득량은 거의 변하지 않는 것으로 나타났으며, 이는 매설관 직경이 커질 때는 공기의 매설관내 체재시간이 길더라도 공기유속이 작아져서 대류열 전달계수가 작아지기 때문으로 판단된다. 한편, 공기유속이 일정할 경우에는 직경이 클수록 입출구 공기온도차는 작아지고 에너지 획득량은 조금 증가하였다. 매설관 길이가 길수록 열교환 능력은 증가하였지만 길이가 증가하는 비율만큼 증가하지는 않았다. 매설관의 두께와 열 확산계수는 열교환 성능에 그다지 영향을 주지 않았다.

Nomenclature

- A: 면적, Cp, Cpa, Cps, Cpt: 비열, 공기·토양·매설관의 비열
- Div, Dt, Di: 증기상태등온수분확산계수, 수분확산계수, 수분등온확산계수
- Hc: 대류열전달계수
- k, ka, ks: 열전도계수, 공기와 토양의 열전도계수
- Kh: 수력전도율, Lg: 수분증발잠열
- m: 매설관내의 유체유량
- M, Minit: 토양내 체적함수율, 초기 토양함수율
- R: 반경방향좌표, t: 시간

T, Ta, Ts, Tt: 온도 · 공기 · 토양 · 매설관의 온도
 Tain, Taout, Tinit, Tsinit: 매설관 공기입구 · 출구 ·
 초기온도, 토양초기온도

U: 공기유속

Vt: 매설관 검사체적

X, Y, Z: 직교좌표계

Xmax, Ymax, Zmax: 계산영역 경계단

P, pa, p1, pt: 밀도, 공기 · 수분 · 배설관 밀도

▽: 3차원 미분연산자

참 고 문 헌

1. 김영복. 1996. 환경보전형 지열이용 시스템에 의한 생물생산 환경제어기술. NICEM 해외훈련결과보고서.
2. 김영복, 백 이. 1996. 지중매설관 열교환장치의 성능 분석(1)-연속운전실험에서의 온도 특성 및 열교환 특성. 한국농업기계학회지. 21(4):436-448.
3. 오인환, 김일수, H. J. Heege. 1995. 양돈용지 열교환기의 개발. 축산시설환경학회지. 1(2):125-136.
4. 이종호, 박승제, 김용현, 김철수, 이중용. 1994. 지중열 교환온실의 축열 및 방열특성. 한국농업기계학회지 19(3):222-231.
5. 高倉 直, 山川健一. 1981. 地中熱交換方式の暖房效果と運用上の問題點. 農業施設 12. 41-47. 日本施設園藝協會. 施設園藝における效率的エネルギー利用. 環境制御方式導入の手引(1991) 인용.
6. 佐佐木皓二, 高橋 基, 板木利隆. 1980. 地中熱交換方式による施設暖房の實用化に関する研究(第2報) 温風暖房機併用における暖房性能・重油節減效果およびキュウリの生育・収量について, 神奈川園試研報 27, 35-44.
7. 山本雄二郎, 青木 清, 岡野利明. 1981. 地中熱交換ハウス基本設計. 電力中央研究所 · 研究報告. 481011, 31.
8. Abrams, D. W., and C. C. Benton. 1980. Simulated and measured performance of earth cooling tubes. pp. 737-741. In: J. Hayes, and R. Snyder (ed.). Proceedings of the 5th National Passive Solar Conference, Vol. 5.2. American Section of the International Solar Energy Society, Newark, De.
9. Ahmed E. Ahmed, M. Y. Hamdy, W. L. Roller, and D. L. Elwell. 1983. Technical Feasibility of Utilizing Reject Heat from Power Stations in Greenhouses. ASAE. pp. 200-210.
10. CRC handbook, 1973.
11. Himasekhar, K., and H. H. Bau. 1988. Thermal Convection Around a Heat Source Embedded in a Box Containing a Saturated Porous Medium. ASME Journal of Heat Transfer vol. 110: pp. 649-654.
12. Holman, J. P. 1986. Heat transfer. New York: McGraw-Hill.
13. Neal Elwood Blackwell. 1982. Rib roughened tubing: A soil- air heat exchanger application. Thesis for the degree of master of science.
14. Nordham, D. H. 1979. A design procedure for underground air cooling pipes based on computer models. p. 525-529. In: G. Franta (ed.). Proceedings of the 4th National Passive Solar Conference, Vol. 4. American Section of the International Solar Energy Society, Kansas city, MO.
15. Puri, V. M. 1986. Feasibility and performance curves for intermittent earth-tube heat exchangers. Trans. of the ASAE 29(2):526-532.
16. Puri, V. M. 1987. Earth-tube heat exchanger performance correlation using boundary element method. Trans. of the ASAE 30(2):514-520.
17. Spengler, R. W., and D. P. Stombaugh. 1983. Optimization of earth-tube heat exchangers for winter ventilation of swine housing. Trans. of the ASAE 26:1186-1193.
18. Van Wijk, W. R., and D. A. DeVries. 1963. Periodic temperature variations in a homogeneous soil. In W. R. van Wijk(ed.). Physics of Plant Environment. John Wiley & Sons, Inc., New York, 102-143.