

学位論文 博士（システムエンジニアリング学）

Y字型モデルを用いた樹形状地中熱交換器の
システムデザイン

System design of tree structure with Y-shaped model
for geothermal heat exchanger

指導教授： 前野 隆司 教授

平成26年度

慶應義塾大学大学院

システムデザイン・マネジメント研究科

小林 弘嗣

要旨

本論文は、再生可能エネルギーに挙げられる地中熱を効率的に利用するため、新しい流路形状を持つ地中熱交換器の適用可能性を、数値計算解析により検討するとともに、その実用性を確認するものである。

地中熱とは、地下 10 m から 200 m 付近に存在する熱を指し、冬は暖かく、夏は涼しい特徴を活かして、住宅用の冷暖房への応用等が検討されている。既存の地中熱交換器は、地中を垂直、もしくは水平に U 字型熱交換器 (U 字型モデル) を埋設させて、熱交換させるものが一般的である。しかしながら、地中 100 m 程度の深い位置までボーリングによる掘削が必要であり、その施工難度が高く、費用が嵩むことが普及への課題となっている。また、ボーリング孔の大きさに制約された熱交換器形状が主流となっており、全く新しい視点での流路形状を模索する研究例は少ない。掘削深度を軽減させ、新しい視点によって、必要な熱交換伝面を確保できる流路形状は、地中熱交換器のブレイクスルー技術となり、普及促進に貢献できると考えられる。

そこで本研究では、Duke 大学 A. Bejan 教授が提唱をする Constructal theory を用いて、自然界の長年のセレクションで培われた生物がもつ形状の規則性や自己相似性を参考に、河川や樹木、または生物の肺を代表に、自然界の多くに見られるような、先に進むにつれて分岐を繰り返す形状に注目した。既設形状にとらわれることなく、イノベーション (技術革新) を行うために生物の形状を模倣することは、既往の工業製品に適用された事例 (新幹線的设计など) が多くあり、こういったアプローチに効果が実証されている。これより、本論文では樹形状モデルに着目し、土壌を広く捉えられる新しい流路形状を設計して、地中熱交換器への適用可能性を検討した。まず、地中内に幹となる配管を 1 本設置して、枝管を 2 方向へ自由な角度に分岐をさせ、伝熱効率が最も良い第 1 分岐角度を求めた。次に第 2 分岐角を求め、その分岐の対称性、非対称性の検討を行った。その後、再度第 1 分岐角の検討へ戻り、第 2 分岐角までの収束解を得た。最終的に第 4 分岐角まで、同過程の繰り返しを行い、Y 字型のモデルを用いた樹形状モデルを求めた。本モデルは樹木や肺の形状と似た構造を示しており、フラクタル次元からも、樹木の自己相似性と同程度まで模倣が出来ていることを確認した。

そして、既存で一般的に使用されている U 字型モデル、樹形状モデルの特殊解として求められていた T 字型モデルの 2 つを用いて、Y 字型モデルの優位性を確認した。同一の条件 (掘削深度、配管容積) での伝熱効率を比較し、Y 字型モデルは他 2 モデルよりも高い伝熱効率を示した。これは土壌を広く面で捉えて、伝熱面積を多く設けられたことに起因すると考えられる。

さらに、実際に地中熱交換器として使用するための可能性検証を実施した。一般的な住宅をイメージした場合での U 字型、Y 字型の掘削深度を比較、それぞれのモデルの導入に必要な概算費用 (工費) の算出を行った。Y 字型モデルは U 字型モデルの掘削深度と比較して、約 50% まで軽減できることが分かった。したがって、埋設対象土壌に岩盤、地下水が存在する、地質が脆弱であるなどの場合は、Y 字型モデルが適している。その一方で、概算費用としては現状の掘削技術のままでは、U 字型に比較して Y

字型モデルは費用が多く掛かると見積られた。今後のジェット流やロボット掘削機の技術開発動向によっては費用を低減が期待でき、今後の技術発展に待たれる。

以上のように、本論文では Y 字型モデルを用いた樹形状地中熱交換器の適用可能性を示すとともに、その実用性について論じた。

Abstract

In this thesis, we study the practicality and applicability of the dendritic geothermal heat exchanger with Y-shaped design components by using numerical analysis, to use economically geothermal heat.

There is growing interest in designs that improve the performance of ground coupled heat pump systems. The classical design of ground coupling consists of pipes or channels with simple shapes (U-shaped, serpentines), and it has been used widely. Since the classical design requires a deep borehole to install the heat exchanger, to affect the construction difficulty and the engineering cost. In order to more promote usage of ground heat sources, we need engineering challenges that make good use of various configurations from Biomimetic. In industrial, Biomimetic was applied for an innovative engineering approach, for example the design of a pantograph and a nose of Shinkansen. It shows that the approach with Biomimetic is produced good results.

In this study, we design the new type of geothermal heat exchanger using Constructal theory which is proposed by Professor Adrian Bejan at Duke University. Constructal theory shows the generation of design (configurations, patterns, geometry) in nature, to apply for the good way of design for the optimum shape. It produces good results to reduce a depth of excavation, and to increase heat transfer rate between the channel and the conducting medium in which it is buried. Here we propose tree-shaped structures with Y-shaped design that are configured as two palms facing each other. The angle between branches of Y-shaped design can vary freely. Along this process of morphing and optimizing at every step, the best configuration (bifurcation angles) emerges, and it is a lung or a root-like tree with Y-shaped bifurcations that fill the available volume.

We compared the heat transfer performance of the evolutionary Y-shape, T-shape and classical design when tree with the same number of bifurcation levels and each design was constructed with same porosity. (T-shaped design has been proposed as tree shaped structure in earlier study.) As the results Y-shaped designs outperform the reference T-shaped and classical designs.

For the practicality study, we compared the depth of excavation of Y-shape and U-shape design, and made a rough estimate of the engineering cost. Although the engineering cost at present of Y-shape is higher than U-shape, Y-shaped structure can reduce to half of the depth of U-shaped structure. When it is difficult to dig the soil deeply, Y-shape will be suitable choice. It is hoped the technology development of drilling engineering for reduction of the digging cost of Y-shape.

Finally, in this study, we showed the utility and the possible application of tree structure with a Y-shaped model for the geothermal heat exchanger.

記号集	iii
第1章 序論	1
第2章 地中熱利用のための要求分析	6
2.1 再生可能エネルギーへの着目	
2.2 地中熱の基礎的事項	
2.2.1 地中熱の性質	
2.2.2 地中熱利用の分類と地中熱ヒートポンプシステム	
2.2.3 地中熱ヒートポンプシステムの歴史	
2.3 地中熱ヒートポンプシステム	
2.3.1 地中熱ヒートポンプシステムの基本構成	
2.3.2 地中熱ヒートポンプシステムのメリットとデメリット	
2.3.3 地中熱ヒートポンプシステムの導入事例	
2.4 地中熱ヒートポンプの普及へ向けた課題	
2.5 本研究の目的	
2.5.1 先行研究	
2.5.2 新しい地中熱交換器形状に求められる条件	
2.5.3 新しい形状の検討手法	
2.5.4 新しい形状への Constructal theory の適用	
2.6 Constructal theory に基づく流路設計	
第3章 シミュレーション評価手法の確立	34
3.1 数値解析モデルと方法	
3.2 蛇腹型配管	
3.3 スケール解析	
3.4 まとめ	
第4章 Y字型モデルを用いた地中熱交換器の設計	57
4.1 数値解析モデルと方法	
4.2 第1、第2分岐角	
4.3 拡大土壌領域における第1分岐角 β_1 と第2分岐角 β_2	
4.4 第3分岐角	
4.5 第4分岐角	
4.6 樹形状配管が及ぼす影響のまとめ	
4.7 シミュレーション結果のバリデーション	
4.8 樹形状モデルとフラクタル次元	

第5章 優位性の評価	94
5.1 数値解析モデルと方法	
5.2 樹形状モデルと既往モデルの比較	
5.3 スケール解析	
5.4 最小流動抵抗と滞留時間	
5.5 まとめ	
第6章 適用可能性と実用性の検証	112
6.1 Y字型モデルの設置間隔	
6.1.1 数値計算モデルと方法	
6.1.2 樹形状モデルの設置間隔	
6.1.3 空隙率と設置間隔の関係	
6.2 Y字型モデルのエンジニアリング検討	
6.2.1 地中熱交換器の掘削深さ	
6.2.2 Y字型モデルの製作検討	
6.2.3 Y字型モデルの概算費用（工費）	
6.3 まとめ	
第7章 考察	140
第8章 結論	145
引用文献.....	148
関連著作目録.....	154
謝辞.....	155

Nomenclature

Symbol	Definition, Unit
A	= effective heat transfer area, (m^2)
c, c_p	= specific heat at constant pressure, ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
D	= diameter of channel, (m)
G	= depth of a solid volume shape, (m)
h	= effective heat transfer coefficient, ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
H	= height of a solid volume shape, (m)
k	= thermal conductivity, ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)
L	= total pipe length, (m)
\dot{m}	= mass flow rate of working fluid in pipe, (kg s^{-1})
\mathbf{n}	= unit normal vector, (-)
N	= number of bifurcation levels, (-)
$N(r)$	= number of boxes, (pcs.)
P	= pressure, (Pa)
Pe	= Péclet number, (-)
Pr	= Prandtl number, (-)
R	= Flow resistance, (N)
Q	= Heat quantity, (J)
Re_d	= Reynolds number, (-)
r	= length, (pixel)
S	= spacing between pipe centers, (m)
T	= temperature, (K)
t	= time, (s)
t_b	= time of boundary layer development in a solid, (s)
t_{ss}	= characteristic response time, (s)
u, v, w	= velocity components, (m s^{-1})
U	= mean velocity, (m s^{-1})
V	= volume of the cube, (m^3)
V_0	= initial velocity, ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)
W	= width of a solid volume shape, (m)
x, y, z	= Cartesian coordinates, (m)

目次

Greek Symbols

Symbol	Definition, Unit
α	= thermal diffusivity, ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)
β	= bifurcation angle, ($^\circ\text{C}$)
δ	= boundary layer thickness, (m)
μ	= viscosity, (Pa s)
ν	= kinematic viscosity, ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)
ρ	= density, (kg m^{-3})
θ	= dimensionless temperature, (-)
φ	= composite volume fraction (porosity), (-)

Subscripts and superscripts

Symbol	Definition
*	= dimensionless
∞	= ground
avg	= average
f	= fluid
in	= inlet
out	= outlet
p	= pipe
s	= solid

第1章 序論

本章では、研究背景の概略を述べ、本論文の構成について説明を行った。現在の世界的なエネルギー事情から再生可能エネルギーへの注目度、地中熱エネルギーの利便性を示した。そして地中熱利用の向けた地中熱交換器の設計要件と、既存設備の改善すべき点を述べ、本研究が述べべき方向性とその手法を説明し、各章毎の概説を行った。最後に、Vee Modelによって本論文の構成を説明している。

私たちが豊かな生活を得る一方で、消費されるエネルギーは増加の一途を辿っている。そして、消費エネルギーの大部分を化石燃料に依存する社会構造は、化石燃料自身の枯渇問題や、産油国に限られる点、二酸化炭素排出量の増大など、多くの懸念を抱えることとなる。そのため、代替となるエネルギー源（再生可能エネルギー）への関心が年々高まっている。代表的な再生可能エネルギーとして、太陽光や風力、水力、バイオマスなどが挙げられるが、2010年に地中熱も、その仲間入りを果たしている。多くの注目を浴びる再生可能エネルギーであるが、太陽光などの従来から検討されている再生可能エネルギーは、利用できる条件やタイミングが、私たちの人間生活のリズムと必ずしも一致しない点が普及への課題として取り上げられている。そのため、より現実的な代替エネルギーが求められている。

地中熱は、地下200 mより浅い地盤の数10℃以下の熱源を指す。特徴として、地下10 m程度から深い部分（地下200 mまで）は、温度が一定に保存されている点がある。この地中熱の恒温性と蓄熱性に着目して、効率的な熱エネルギーの利用が可能である。地中温度は一般的に15℃程度であり、例えば夏季は地上気温（30℃）と比較して涼しく、冬季は地上温度（0℃）と比較して暖かい。この性質を巧みに利用することで、地中熱はその他の再生可能エネルギーよりも優位性がある。すなわち、気候や時間帯に影響されることなく、エネルギー源として利用をすることができる。また、地中熱を熱エネルギーとして利用するため、

発電所などエネルギー製造設備を必要としない自然エネルギーである。基本的には、土壌内から熱を採/排熱するだけのシンプルな仕組みである。われわれ人類は、以前から地中熱の安定した温度を保つ性質・利便性に着目して、井水冷却や室などへ、私たちの生活に役立ててきた。地中熱とは、われわれに身近な自然エネルギーであり、さらに、再生可能エネルギーの利便性を改善する可能性を持つ、非常に優れたエネルギー源であると言える。

昨今では、地中熱利用方法として、地中熱ヒートポンプシステムが挙げられる。地上との温度差を利用して、熱（冷熱）を地上へ汲み上げ、住宅用の冷暖房への応用を目的とする技術である。地中熱ヒートポンプシステムは、地中熱を汲み上げる地中熱交換器を主要部分として、その他にヒートポンプ、住宅用の冷暖房設備によって構成される。地中熱交換器は、ボーリング工法によって掘削された孔へ熱交換器を設置するのが一般的である。世界的に着目された技術であり、欧米では多くの実施例があるが、日本にも 3000 件程度の実施例が報告されている。地中熱の利便性を有効利用していくために、普及の促進が望まれている。

本研究では、地中熱ヒートポンプシステムを高効率に利用できることを目的に、その主要設備である地中熱交換器について検討を行った。地中熱交換器を設計する上では、具備すべき点として熱交換伝面の確保が挙げられる。効率的な熱交換器を設計するためには、大きな熱移動推進力（与熱源と受熱源の熱交換温度差）もしくは、大きな熱交換伝面積が必要である。再生可能エネルギーの地中熱においては、前者に必要な大きな熱交換温度差を設けることは難しいため、後者の伝面増大に傾注することになる。そのため、必要な熱交換伝面を確保することが最大の目的となる。

さらに、現状の地中熱交換器を検討する上で、いくつかの課題が挙げられる。まずは、その形状である。ボーリング工法によって掘削された孔へ熱交換器を埋設させるため、配管をアルファベットの U の形に折り曲げ、ヘアピンカーブを持つ形（以降 U 字型配管、もしくは

は U 字型モデルと呼ぶ) が採用され、かつ、U 字型配管の互いの平行配管 (往路管・復路管) を限りなく近づけた形に制限させ、掘削で得られた孔径に合わせる必要がある。地中熱利用技術の具現化の観点から、ボーリング孔と U 字型熱交換器を組み合わせる制約が生じ、自由な形状を地中熱交換器に採用することが出来ず、U 字型形状以外が選択できない現状がある。

また、地中熱交換器を埋設するための掘削深度が挙げられる。U 字型形状は必要熱交換伝面を確保するために、地中奥深くまで孔を掘削させて、埋設を行っている。地中熱の特徴から、10 m も掘削すれば十分な恒温性・蓄熱性の恩恵を与えることができるが、伝面確保のために現状では 100 m 程度も地中を掘ることが必要となっている。掘削深度が深いことは、掘削工事の難度を上げ、工事費用を高額なものとしている。必要伝面を最低限の掘削深度で賄える熱交換形状が求められる。

さらに、住宅用ならびにオフィスビル向けに地中熱を使用するためには、その施工主が所有する土地面積内での採熱もしくは排熱方法を検討するのが一般的であり、利用可能な土地面積の制約を受けることが挙げられる。わが国のように国土面積が豊富ではない環境では、限りある土地面積から有効に熱交換ができる地中用機器が求められている。すなわち、省スペースでの効率的な熱交換器の提案が必要である。

本研究では、上述した具備すべき点と現状地中熱交換器が持つ課題へ対応するため、ステップバイステップでの研究開発よりも、イノベーティブな解決手段の必要性を感じ、具現化に向けた制約を一時的に排除した新しい視点からの検討を行った。視点を大きく変えることで、閉塞しつつある現状をブレークスルーできる技術を生み出すべく、生物の効率性に着目することとした。生物の持つ規則的な形状は、長年の進化の過程・歴史から、生命活動にとって優れた形態・形状のみが効率性によって選択され、それ以外は淘汰されてきた。現在の生物の構造は、そのセレクションの歴史から求められた最適解である。そのため、大きな自然の一員であるわれわれが、自然エネルギー (再生可能エネルギー) を上手に使いこなすた

第1章 序論

めには、生物の教えを参考に、その構造に学ぶことが有意義と考えられた。この視点は、生物模倣、自然模倣、自己相似性の考えを利用することであり、本研究にて自由な発想から地中熱交換器の流路形状を提案した。必要熱交換伝面を掘削深度が少ない領域で満足させ、限られた土壌領域を有効利用できるように、生物の効率性を参考にして肺や根のように先へ行くほど分岐する構造（モデル）を設計し、地中熱交換器として適用可能性を論じた。そしてさらに、その実用性に向けた可能性の検証までを行った。

以下に、本論文の章毎の内容を記す。

第2章では地中熱ヒートポンプシステムの現況について、技術の背景・原理・歴史に触れ、現在での導入状況を述べた。本技術の普及促進に向けて必要な取り組み内容、導入に向けた課題を整理し、要求分析を行った。

第3章では、U字型配管の形状が地中と配管との伝熱現象に与える影響を検討して、本研究におけるシミュレーション評価手法の確立を行った。既存の地中熱交換器に多く用いられている形状を取り上げ、垂直平行に配管される往路管と復路管の互いの最適間隔を数値計算手法によって求めた。一方で、スケール解析手法を使った最適距離検討も行い、互いの解を比較することで、数値計算結果の妥当性を示した。本章では、U字型モデルの最適な往路管と復路管の設置位置を明らかにした。

第4章では、生物模倣の具体的な設計手法として、米国 Duke 大学の A. Bejan 教授が提唱をする Constructal theory を用いて、土壌内の任意の点（起点）から、各点（土壌内の熱源）へ流体を張り巡らすための流路形状について検討を行った。流路は幹となる配管から次々と次配管を繋ぎ合わせて流路を形成させる。配管同士の分岐角は伝熱効率が最大化するように自由に変化させ、常に最大結果を導き出した点を採用して、第一段階から第四段階まで作成した。最終的に求められた配管形状は Y 字型を基にした樹形状モデルとなった。本章では、既往の研究で求められた T 字型をした樹形状モデル（各分岐点での角度を 90° に制約した特殊解）と比較を行い、Y 字型モデルは伝熱効率が優れていることを示した。

第5章では、第2章での最適間隔を持つ U 字型モデルと、Y、T 字型モデルの3モデルに

て比較・評価検討を行った。樹形モデルの各発展段階において、熱交換容積、地中への深度を等しくした条件を採用した。本章では、Y字型モデルは既往のU字型モデルとの比較においても、伝熱効率が優れていることを示した。

第6章では、実際にY字型モデルの具現化検討を行った。往路管と復路管の互いの埋設位置が与える伝熱効率への影響を検討した。制限容積内に等間隔に設置することが最も効率的な位置であることが求められた。また、既存のU字型モデルを使った実証結果を基に、Y字型モデルの実践的なエンジニアリング（地中埋設深度や工費）について検討を行った。

第7章では、本研究で得られた結果の考察を行った。新規な熱交換器形状の提案が与える研究背景への成果と、Constructal theory と本研究の成果について述べている。そして、第8章では本研究の結論を記載している。

最後に、上述した本論文の構成を Fig. 1 にまとめる。

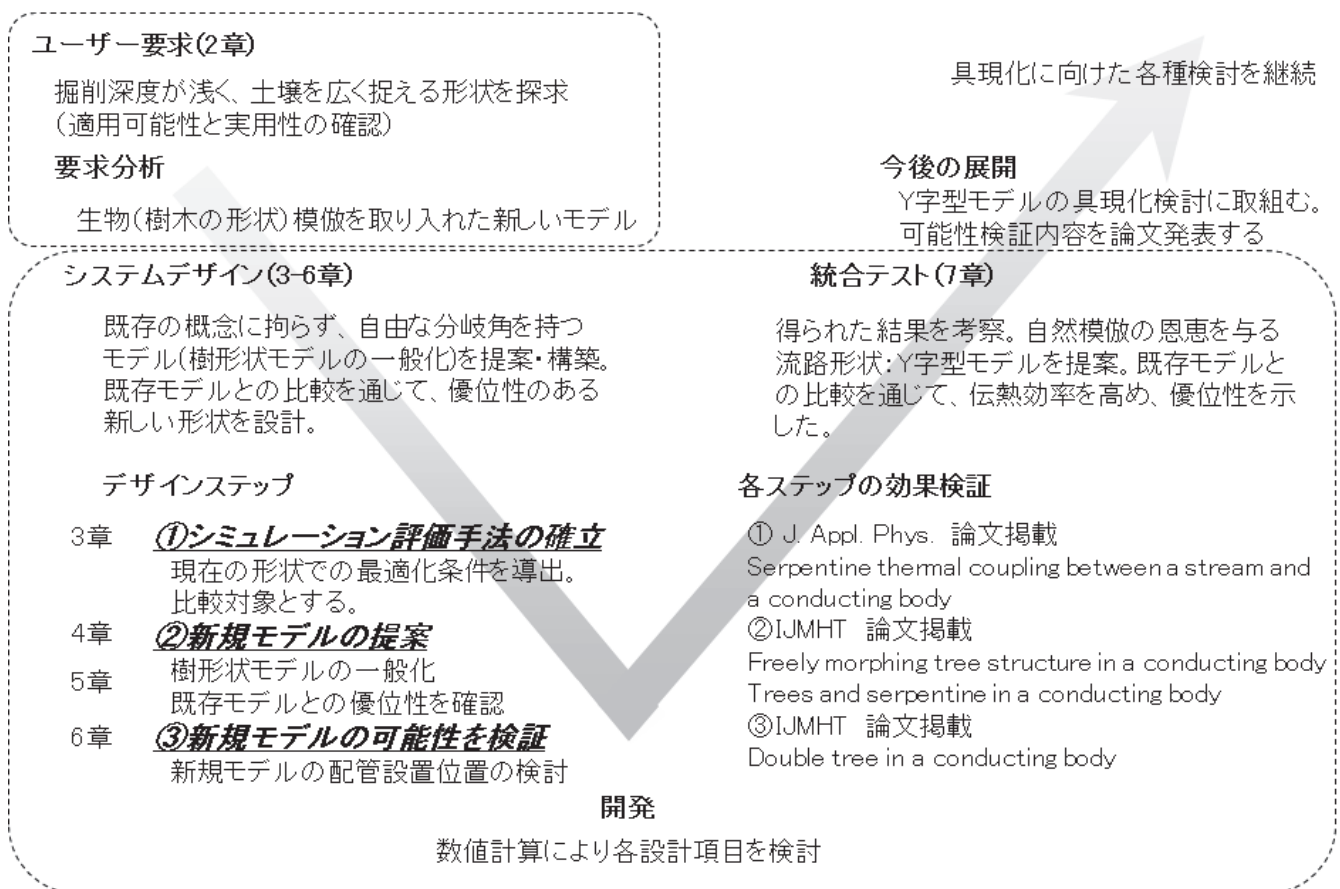


Fig. 1 本論文の構成 (Vee Model)

第2章 地中熱利用のための要求分析

2.1 再生可能エネルギーへの着目

わが国におけるエネルギーを取り巻く環境は、エネルギー供給の8割以上を化石燃料（石油や石炭、天然ガスなど）によって賄われ、そのほとんどが海外に依存している(Fig. 2-a)。世界的なエネルギー情勢は、近年の新興国における著しい経済発展などを背景にエネルギーの需要が増大し、化石燃料の市場価格が乱高下することによって、エネルギー市場が不安定になっている。さらには、化石燃料の利用に伴って発生する温室効果ガスを削減することが重要な課題となっている[1]。

このような状況の中、エネルギーを安定的かつ適切に供給するため、資源の枯渇の恐れが少なく、環境への負荷が少ない再生可能エネルギーへの関心が深まっている。（原子力エネルギーを利用することも選択肢として挙げられるが、東日本大震災での原子力発電所事故によって、その是非が問われているため、現時点では有力な選択肢とは言えない。ただし、海外では原子力発電所は増設傾向であり、今後日本においても再開の可能性があるので、ここで触れておく。）再生可能エネルギーとは、2009年8月に施行されたエネルギー供給構造高度化法（正式名称：エネルギー供給事業者による非化石エネルギー源の利用及び化石エネルギー原料の有効な利用の促進に関する法律）によって「エネルギー源として永続的に利用することができる」と認められるもの[2]と定義され、資源が枯渇せず繰り返し使え、発電時や熱利用時に地球温暖化の原因となる二酸化炭素をほとんど排出しない優れたエネルギーである。この中に、太陽光、風力、水力、地熱、太陽熱、大気中の熱その他の自然界に存する熱、バイオマスが認められ、2010年に地中熱も仲間入りを果たしている。地中熱利用は、他の再生可能エネルギーと比べると、知名度が低いように感じられるが、省エネルギー性と環境負荷低減効果は高く、第3次エネルギー基本計画（2010年）において、産業用・

業務用・家庭用の給湯・空調等におけるヒートポンプの導入促進施策が打ち出されている。

昔から我々は、生活の中に地中の安定した熱エネルギーを取り入れてきた。その一例として、室などに代表される地下室利用や地下貯蔵、または井水冷却などである。現代では、さらに新しい技術を取り入れ、多様な利用形態となっている。その用途は、暖房・給湯・冷房にとどまらず、農業の産業用、雪国の道路融雪用、さらには排熱や自然エネルギーを季節間で貯蔵する長期蓄熱用など、広範囲な利用が行われている。最近の動向としては、「地中熱ヒートポンプシステム」が挙げられ、地中熱を熱源とするヒートポンプによって住宅やオフィスの冷暖房や給湯に適用されている。また、ヒートポンプにより温水を製造して、屋内プールの加温に用いられている事例もある。地中熱の利用は、省エネルギー性と二酸化炭素の排出削減に大いに貢献することから、次世代型のシステムであると期待されている。

地中熱を利用したヒートポンプは、空気熱利用が一般的な家電メーカーより製造販売されているのと同様に、すでに確立され、販売されている。地中熱ヒートポンプは、再生可能エネルギー源の中でも、

- ・ 太陽光や風力と異なり天候や地域に左右されない安定性
- ・ 空気熱利用と異なり大気へ排熱を出さない
- ・ 省エネルギーで二酸化炭素排出量を削減できる

などのメリットを有し、ヒートアイランド現象の緩和や地球温暖化対策への効果が期待できる。また、地中熱利用は、再生可能エネルギーの優れた環境性能に加えて、利便性（使いたいときに使える）の面でも優れている。そのため、海外では欧米諸国を中心に普及が進み、わが国でも、経済面・技術面での障害が徐々に克服されつつある。自然エネルギーを利用した本システムは利用者にとって魅力的な方式として、国内での認知度向上と普及促進を一層図っていく必要がある。

本章では、地中熱ヒートポンプの普及促進に向けた要求分析を行うため、地中熱に関する

第2章 地中熱利用のための要求分析

基礎的事項、社会に求められている本技術のニーズを明らかにし、現在の利用状況と普及への課題をまとめる。さらに、その中で解決すべき課題を取り上げ、本論文を作成に至った背景について述べる。

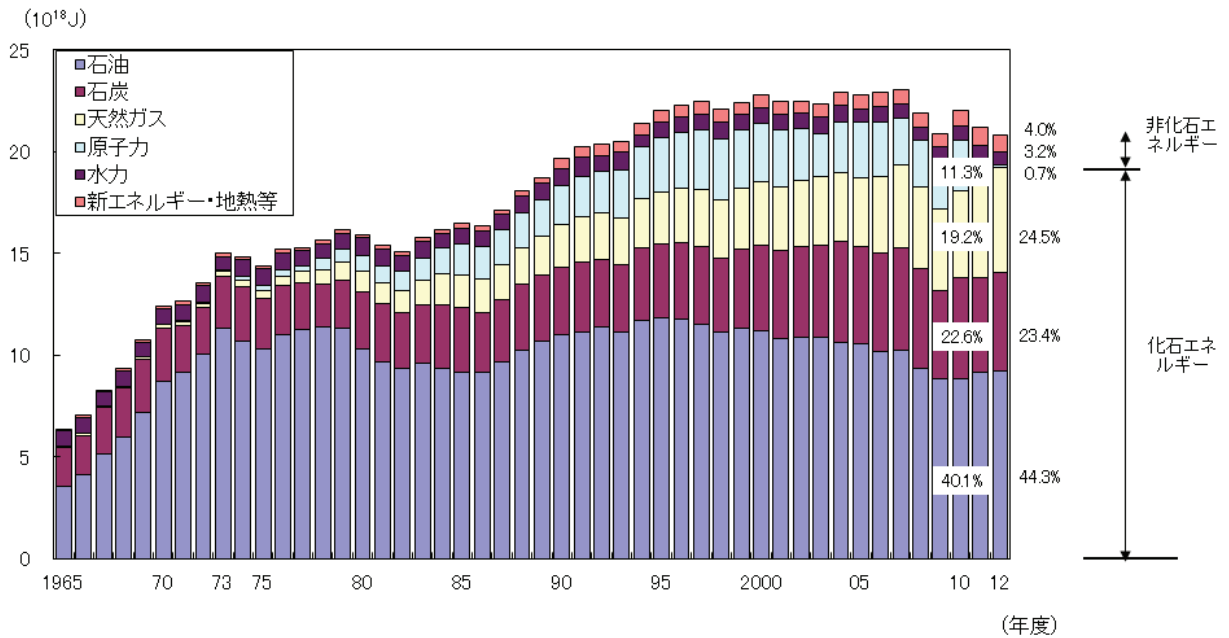


Fig. 2-a 日本における一次エネルギーの供給推移
(エネルギー白書 2014 年版[1]を参考に作成)

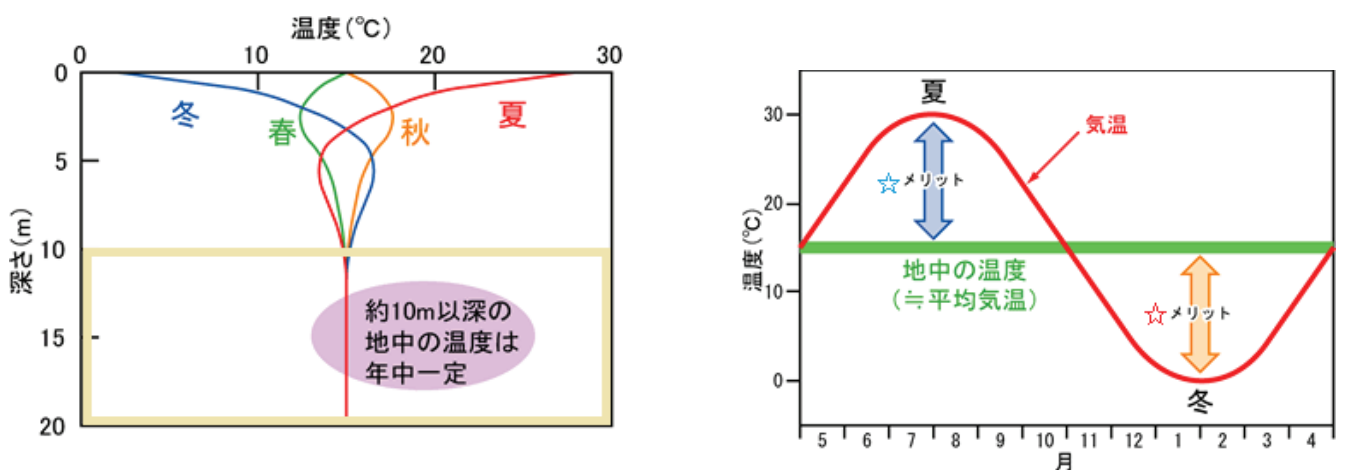


Fig. 2-b 地中熱の特徴
(地中熱利用促進協会[7]の資料を参考に作成)

2.2 地中熱の基礎的事項[3-6]

2.2.1 地中熱の性質

地中熱とは、おおよそ地下 200 m より浅い地盤に賦存する温度が数 10 °C 以下の低温の熱エネルギーと定義できる。その起源は地表面からの太陽エネルギーと地殻深部からの熱流であるが、火山地帯を除くと後者の影響度合いは前者に比べて極めて小さい。すなわち、太陽エネルギーによって暖められた土壌の熱のことである。一般に、深さ 10 m より深い地点の温度は外界の気温変動によらず年間を通じてほぼ一定である(Fig. 2-1)。この温度を不易層温度と呼び、その地域の年平均気温より 1~2 °C 前後高い。例として、九州南部や四国では約 20 °C、北海道では約 10 °C、東京や大阪では約 17 °C である。四季のあるわが国では、冬と夏に地上と地中との間で 10 °C から 15 °C もの温度差が生じる。つまり、温度が一定である地中は冬には温かく夏は冷たい。地中熱の利用ではこの温度差に着目して、効率的な熱エネルギーの利用を目的としている(Fig. 2-b)。

一方で、より深い地点での温度は上昇し、100 m 深くなるにつれて 2~4°C 程度ずつ高くなっていく。これを地温勾配と呼ぶ。温泉地域や火山地帯などでの地温勾配は大きい。これより、地熱と地中熱は利用方法の面から以下のように区別されている。

- ・地熱利用：火山に近い場所にある高温のエネルギーを発電等へ利用する
- ・地中熱利用：足もとにある恒温のエネルギーを温熱・冷熱として利用する

地中熱利用促進協会では「地中熱とは、昼夜間又は季節間の温度変化の小さい地中の熱的特性を活用したエネルギーのことである。」[7] と定義しており、わが国では地熱と区別して地中熱という言葉を用いている。

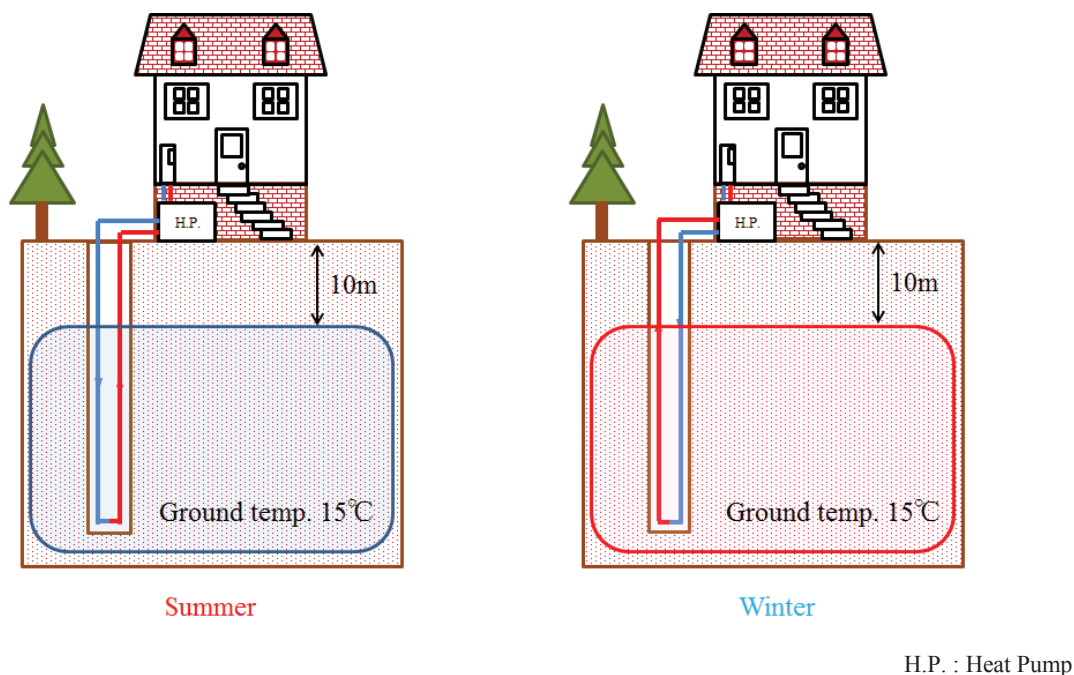


Fig. 2-1 Ground heat source in winter and summer

2.2.2 地中熱利用の分類と地中熱ヒートポンプシステム

地中熱利用の最大の特長は、どこでも入手可能な安定した熱源であり、この特長を生かして、さまざまな利用方法が確立されている。主な利用方法は、ヒートポンプシステム、空気循環、熱伝導、水循環、ヒートパイプなどが挙げられるが、本研究では、利用方法の面から社会的に需要が大きいと考えられる地中熱ヒートポンプシステムに着目して、議論することとした。地中熱ヒートポンプシステムは Table 2-1 に示すように、密閉型（クロードループ）と開放型（オープンループ）に大別される。

Table 2-1 Ground Source Heat Pump System

	Ground Coupled Heat Pump System ; GCHP	Ground Water Heat Pump ; GWHP
Figure		
Situation	Use an antifreeze solution through a closed loop buried in the ground to exchange heat in the heat pump.	Use water as the heat exchange fluid to circulate directly through the heat pump system.

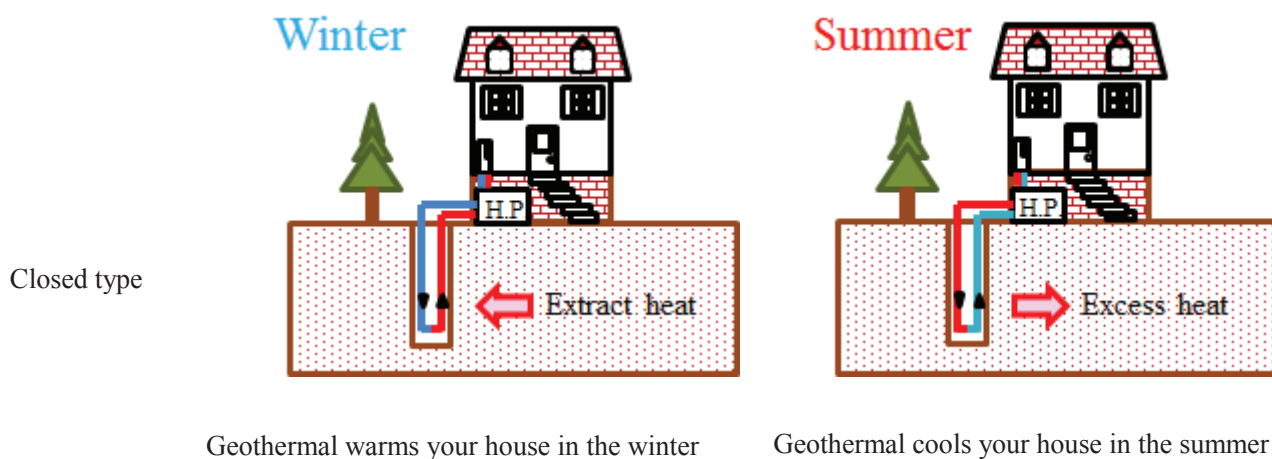
(1) 密閉型

密閉型の概要図を Fig. 2-2a に示す。地中に垂直（または水平に）、間接的に地盤との熱交換を行うための地中熱交換器（Grand Heat Exchanger ; GHEX）を埋設するもので、地中結合型ヒートポンプシステム（Ground Coupled Heat Pump System ; GCHP）と呼ばれている。開放型と比べて、熱交換効率は低いものの、地下水を揚水しないため、揚水規制のある地域でも導入が可能である。

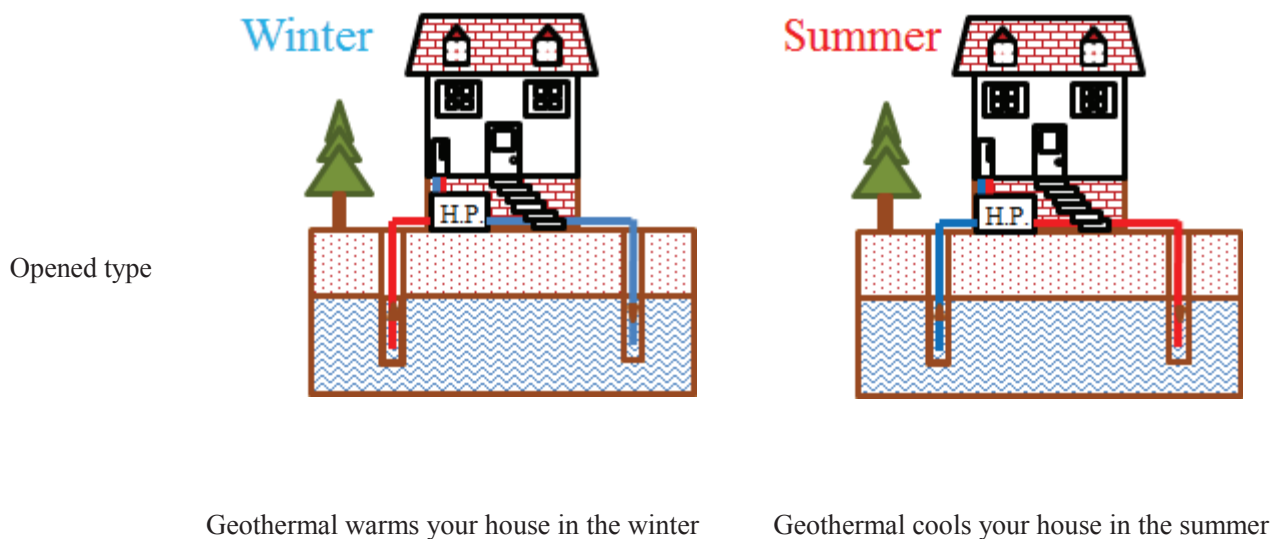
(2) 開放型

開放型の概要図を Fig. 2-2b に示す。地中に垂直に埋設されることが多いが、地盤と直接的に熱交換を行うものである。地下水や湖沼の水を直接、地上のヒートポンプの熱源として汲み上げて利用し、地下水利用型ヒートポンプシステム（Ground Water Heat Pump ;

GWHP) と呼ばれている。この場合は、必ず還元用の井戸や配管を持つ。オープンシステムは地下水や水量が豊富なところでは初期投資に対する熱利用量が大きく取れるため非常に有利であるが、反面、還元井戸のクロッキングや、熱交換器や配管のスケール、腐食の問題を抱えている。また、メンテナンスが必要となるため、小規模システムには適さない。



(a)



(b)

H.P. : Heat Pump

Fig. 2-2 Geothermal heat pump system in winter and summer, (a) closed type, (b) opened type

2.2.3 地中熱ヒートポンプの歴史

地中熱ヒートポンプ利用へ向けた既往の研究開発事例について目を向けてみると、欧州にて地中熱利用の研究が盛んに行われてきた経緯[10]がある。1900年頃から、スイスにおいて石炭代替の暖房用熱源として、地盤の熱利用を考え、地下水以外に熱源として普遍的に存在する地盤に着目していた。その後、1940年から50年代にかけて、米国の電力エネルギー委員会等が大規模な実証実験を行い、地中熱利用への取り組みは継続的に行われた。欧州においても、1980年代後半に、国際エネルギー機関 IEA の取り組みの一つとして、地盤蓄熱に関する大規模な実証試験が実施された。これらは、地中熱の理論的な解析を目的にスウェーデンやスイス、ドイツを中心に、地中熱計測や採熱・放熱に向けたシミュレーション、さらにはテストサイトを使っての太陽熱利用のための熱応答の実測などが行われた[8]。1990年代初頭からは、水平、垂直方向に掘削したボーリング孔へ U 字型熱交換器を挿入して、設計手法や性能評価の確立を目的とした実験的かつ理論的な基礎研究調査が数年に渡って実施された[9]。その後、季節変動や各地での土壌性質の影響による地中からの熱計測、熱応答に関する研究が多く行われるようになった。熱応答テストはスウェーデンから実施が始まり、米国や中央欧州においても実施された。ドイツ ランゲン地方の土壌にて U 字型熱交換器を埋設させて熱応答テストを実施し、熱交換器への流体入口温度、出口温度の熱応答線図（経時変化）を示した[11]。熱応答線図は、1999年中盤から各国の多くの研究者により示されるようになった。近年では地中熱の短期・長期にわたる特性に解析を加え、実証テストで熱拡散係数を実験的に計測し、シミュレーションを合わせて、具現化の検討を行っている[12-13]。地中熱交換器の特性は、短期的には掘削孔内の熱抵抗が、長期的には周辺地盤の有効熱伝導率の影響が支配的になることが分かってきている。上述のように、特に欧州での取り組みが盛んである背景は、早くから地球環境問題に注目し、石油代替を進めてきたことが考えられる。その結果、実証テストや土壌実地調査を行い、掘削深さなどの設計パラメータへの知見を蓄積することで、数値計算解析の手法を確立している。また、掘削コストの低減、

シームレスな樹脂製 U 字型熱交換器の開発による設置コスト削減、プレート式熱交換器の採用によるヒートポンプのコンパクト化と大幅な性能向上など、ハード面での実践的な技術革新が進んだ。そして、普及とともに、認定制度や、設計・施工ガイドライン、汎用設計ツール、協会設置と施工者教育などのソフト面の整備も相まって、設置数が飛躍的に伸びることとなった。

わが国においては、1950 年代後半から 60 年代初頭にかけて、ヒートポンプの熱源として地盤に着目し、実証実験が行われていたが、1960 年後半に空気熱源ヒートポンプ式暖房機能を備えたエアコンが登場し、地中熱利用への関心が低くなっていた。1970 年代から、太陽熱の地中蓄熱を利用した暖房システムに関する研究[14-15]が行われ、地中熱ヒートポンプの設計に向けて、U 字管型地中熱交換器の蓄熱能力、採熱特性のシミュレーション事例[16]などがある。1990 年代になると、海外での事例を参考に国内でも再び活発な研究開発が行われるようになり、技術的な検討が進んだ。2000 年あたりから、設置台数が増加してきており、この背景には、地球環境問題やヒートアイランド防止への貢献といったユーザー意識の変化に加え、国内メーカーから地中熱対応ヒートポンプが販売になったこと、さらに地中熱交換器設置費用が低減されつつあるなど技術的な要素が大きいと考えられている。同時に、地中熱交換器の効率的な利用に向けた研究開発が行われ、ボーリング孔の配置は与える相互影響を数値解析、シミュレーションを行う事例などが報告されている[17-18]。その後、地中温度計算における独自計算手法（例：稼働時の性能や消費電力量、ライフサイクルコストやライフサイクル CO₂ 評価などを）が研究され[19-20]、設計性能予測ソフトウェア（通称 Ground Club）が開発・商品化された[21]。具体的な土壌の物性影響を含めて実証検討ができるため、わが国での大規模な地中熱利用計画には、本ソフトウェアが使用される事例が多い。

2.3 地中熱ヒートポンプシステム

2.3.1 地中熱ヒートポンプシステムの基本構成

地中熱ヒートポンプシステムは大きく分けて、(1) 1次側システム（地中熱源側）、(2) 熱源機器システム（ヒートポンプと周辺機器）、(3) 2次側システム（建物冷暖房・給湯・融雪設備）の3つの部位から構成される。

(1) 1次側システム（地中熱交換器）

現在最も普及が進んでいるのは、2種類の方式である。

①ボアホール方式

ボアホール（Borehole）とは“ボーリングによる穴”の意味であって、この方式は直径120～150mm程度、深さ地下数10から110mに掘削された垂直の孔を用いて、U字型のチューブを挿入して熱交換器とすることで、地中から採熱する方法を指す。

②基礎杭方式

建物の基礎杭構築時にチューブを同伴して基礎杭の淵（円周）にU字型のチューブを複数取り付け、杭そのものを地中熱交換器とする方式である。また、この方式は建屋建設時にすでに計画されている場合には、基礎杭構築とともに熱交換器を設置することができるため、地中熱交換器の設置に掛かるイニシャルコストを低減させる利点がある。

地中熱交換器を後付けする場合には、①の方式が採用される。いずれの①、②の場合でも、U字型の熱交換器を使用することが一般的である。

(2) 熱源機器システム（ヒートポンプと周辺機器）

ヒートポンプとは、水を汲み上げるポンプ同様に、外部から少しの高質なエネルギー（電力や高温の熱エネルギー）を投入して、低温の熱を汲み上げ、昇温して利用するものである。地中熱により、冷房時（夏季）は放熱され、暖房時（冬季）は採熱された熱媒体（不

凍液) は地中熱ヒートポンプへ送られ、熱が汲み出される。現在、小型から大型まで国内メーカーから販売がされており、空調面積に合わせて選択できる。平成24年には、コロナ社から住宅用製品が発売され、ラインナップが整備された。サンポット社[51]からも同様に熱交換器が販売されており、本研究の具現化検討の章で検討した。今後の市場の拡大に伴って求めやすい価格になることが期待されている。

(3) 2次側システム（冷暖房、給湯、融雪設備など）

地中熱交換器によって採取された熱エネルギーを実際の生活へ利用する機器を指す。利用にあたっては、効率利用に適した機器（COPが高い空調器など）を2次側システムに選択することで、より高効率な地中熱利用が可能となる。

2.3.2 地中熱ヒートポンプシステムのメリットとデメリット

地中熱は他の再生エネルギーと大きく異なる点として、比較的場所や時期(タイミング)の制約を受けにくい点にある。また、排気を大気に放風させることなく、自己利用が出来る環境負荷の小さいシステムであると言える。以下に、地中熱ヒートポンプシステムのメリットとデメリットをまとめる。

(1)メリット

①どこでも使える

地下水を揚水するオープンループ方式の場合、地下水採取規制条例の規制により設置不可能な場合があるが、クローズドループ方式の場合は規制を受けず、U字型熱交換器を採用する場合、ボアホールを設置できる施工条件(敷地・騒音等)が整っていれば、利用が可能である。

②高効率運転

年間を通じて、ほぼ一定温度の地盤の熱源(地中熱)を利用することから、空気を熱源にするエアコン(空気熱源ヒートポンプ)と比較して、高効率な運転が期待できる。夏季は外気温に比べて地中熱は低く、冬季は高いことから、この温度差がメリットとなって少ない電力で同じ温度の熱を作り出すことが出来るためである。

③小型高性能ヒートポンプユニット

地中熱利用の場合、熱交換器内の採熱媒体として、不凍液が用いられる場合が多く、空気熱源と比較して小型・高性能に向いている。室外機のファンが無い場合運転音が小さく、デフロスト運転(室外機の霜除去のための運転)が不要である。

④排熱を自己利用できる

空気熱源ヒートポンプとの大きな違いは、大気の使用にある。地中熱ヒートポンプは、冷房排熱を大気中に排出せず、地中に放熱するため、特に夏の暑い排気は、熱帯夜やヒートアイランド現象緩和効果に貢献することができる。

(2) デメリット

① 設置コストが高い

実用例として、北海道の住宅へ暖房利用のために地中熱ヒートポンプを適用させる場合には、長さ 80 m から 100 m のボアホールが必要であり、その設置コストは 1 m 当たり 8000 から 15000 円程度であった。

② 広い設置面積が必要

水平に熱交換器を設置する場合には、住宅の延床面積に相当する土地面積が必要となる。

③ 設置工事の難易度が高い

工事に要する時間、場所、費用、騒音を改善できる小型・高速の削孔機が望まれる。

④ 計画、設置方法の高度化

自然の地中温度は一定であるが、地風の熱移動は主に熱伝導によるため、採熱、放熱による周囲の地中温度は低下、または上昇し、ヒートポンプの熱源側温度も大幅に変化する。したがって、これらの温度変化を予測してコストバランスのとれた高効率な計画、設計をするには、高い技術と知識が必要となる。

2.3.3 地中熱ヒートポンプシステムの導入事例

地中熱利用ヒートポンプシステムの設置件数は、環境省の調査によると全国に1000件あり、神奈川県では約30件余りの設備がある。Table 2-2 に導入事例[3]をまとめる。現在までの設置例の抜粋ではあるが、一般住宅向けから商業施設向けまで、様々な大きさの空調面積に対応するケースが存在している。地中熱交換器は前項にて説明したように、U字型熱交換器を採用している例が多く、建屋の基礎杭を想定した施工(回転貫入鋼管杭)も導入されている。また、深度は導入検討地での土壌性質に依存するが、一般的に100m程度まで掘削して埋設する例が多い。

Table 2-2 The example of actual case on geothermal heat pump system [3]

	House (residential) Yokohama-city	Building (Office) Tokyo	Building (Public) Kawasaki-city	Building (Commercial) Fukuoka-city
Heating/cooling area	21m ²	3030m ²	80m ²	9496m ²
Geothermal heat exchanger	Double U-tube 90m×1unit	Double U-tube 75m×8units	Rotary penetration pile(φ165.2mm) 30m×8units	Double U-tube 100m×70units
Geothermal heat pump system	Cool 4kW Heat 5kW	Cool 56kW Heat 63kW	Cool 28kW Heat 31.5kW	Cool 527kW Heat 530kW
The date of introduction	August, 2012	November, 2008	March, 2009	April, 2012

2.4 地中熱ヒートポンプ普及へ向けた課題

わが国でも地中熱利用の普及が広がりつつあるが、今後さらに促進していくため、以下の Table 2-3 に課題を挙げる[3-6]。

(1) 高効率な地中熱交換器の開発

掘削工事における、わが国特有の課題としては、以下の2点が挙げられる。

- ①地層が柔らかく、ボアホールが崩れやすい
- ②施工地が狭く、住宅同士が接近している。

①に関しては、導入先進国と比較して地層が柔らかいため、ボアホールが崩れやすいことなどが原因として挙げられる。また、②の施工地が狭い、すなわち住宅同士が接近している場合も多く、施工時の安全・仮設施設の設置が求められ、一般的な土工工事と比較しても難度が高い工事と言える。これは、地中熱交換器を埋設する工事コストとして跳ね返り、高額な工事費用が掛かるために普及の足枷となっている。しかしながら、地中熱の性質に立ち返って考えれば、地下10 m以降は温度が一定のため、深く掘るほどに温度変化が大きく、多くの熱交換を出来るわけではない。地中を深くまで掘削する理由は、地中熱交換器に求められる要求熱交換伝面積を設けるためである。掘削工事の課題を検討する手法として、容易に地中深くまで掘削できる技術の開発も考えられるが、一方で、地中深くまで掘削せずとも、要求熱交換伝面を満足できる形状の地中熱交換器を設計すること有効な手段と考えられる。

(2) 認知度

地中熱の認知度が低いことが挙げられる。昨今のわが国では、再生可能エネルギーへの関心が高いが、対象となるものは太陽光や風力、水力といったものが多く、地中熱は、(地熱との定義の違いを含めて)知名度が低い。その理由は、国が定義する再生可能エネルギーは、

「エネルギー源として永続的に利用できる」と認められるもの」としており、これに地中熱が含まれていなかった。しかしながら、エネルギー供給構造高度化法によって定義され、2010年に、ようやく地中熱も再生可能エネルギーとして国から認可が下りた。ほかの再生可能エネルギーよりも遅れを定義化・許可に遅れを取ったため、地中熱の利用発展は今後加速していくと考えられる。知名度は低いことは、導入を検討する契機を失するものであり、可及的速やかに知名度向上を図る必要がある。地中熱エネルギーが持つポテンシャルは高く、その他の再生可能エネルギーの課題や制約（天候に大きく左右されやすく、使いたいときに使えない）を受けにくい。そのため、応用度の高い環境で使用することができ、省エネ効果や二酸化炭素削減へ大きな貢献を期待されている。

(3) 地質情報整備

地中熱交換器を設置するに当たり、その本数は導入コストに直結する。そのため、最適な本数での設置が望まれるが、実際には地質調査を行い、土壌の有効熱伝導率などの地盤情報を基に設計されるため、そのデータの採取が重要となる。しかしながら、有効熱伝導率計測のための熱応答試験には、多くの費用(70 - 150万円)が掛かり、設置コストに大きな負担を与えている。導入事例を増やすことで、そのデータベースを構築し、設置の都度に試験を実施しなくとも地盤情報が得られるよう、整備を進めていく必要がある。

(4) 環境影響評価

地中熱は夏季と冬季で、放熱と採熱を繰り返す利用形態を取るが、その季節間では多少の温度差が発生している。実際の土壌が与える影響を把握して、利用継続していくために、年単位での使用を試み、環境モニタリング機器による観測・データベース化が望まれる。

(5) 技術の普及

地中熱利用設備を、正しく設計、施工できる技術者のもとで、期待通りの省エネ性、環境

性を発揮していくことが求められている。そのためには、調査、設計、施工、維持管理技術の普及も欠かすことができないと考える。正しい技術の普及・伝承が必要である。同時に、埋設熱交換器のメンテナンス性向上や、長期利用へ向けた安定性検討なども、今後の技術が普及していくにつれて、必要な検討に含まれると考えている。

本節では、普及に向けた課題を上述のように(1)から(5)まで述べてきた。それぞれの課題解決に向けて、整理をすると以下のようにまとめることができる。

- (a) 根本的に、普及の障壁となっている内容
 - ⇒地中熱交換器の高効率化（掘削深度の軽減）
- (b) 普及が進むことで課題が解決方向に進む内容
 - ⇒地熱ヒートポンプコスト削減、地質情報蓄積、環境影響評価、技術の普及
- (c) 普及による導入効果を明確にすることで解決へ寄与できる内容
 - ⇒国・地方自治体の導入支援、認知度向上

Table 2-3 The task for the dissemination of the Geothermal Heat Pump system [3]

Countermeasure	
Developing new geothermal heat exchanger	To decrease in difficulty for excavating work
	To increase in efficiency for geothermal heat exchanger
Improving publicity	Advertise the merit of geothermal usage
	Proactively introduce for public facility
Facilitation geology information	Facilitate the data base of geology information
Environment assessments	Continuous research of a change in the underground temperature
Dissemination of technology	Standardization of know/how to use a geothermal heat
	Human resources development

それぞれの課題解決は、地中熱ヒートポンプの普及促進へ向けたブレークスルーに求められており、重要であるのは(a)である。なぜならば、(a)の解決によって導入事例が増えれば、おのずと解決の方向へ向かい、その説得力を強めていくためである。(b)での地質情報蓄積に関する内容は、多くの既往の研究でも取り上げられ、その地域ごと適正評価が必要となるため、わが国での普及を考えた場合にも積極的な情報収集が求められる。これは地中熱交換器敷設によって情報を蓄積することができる。(c)も同様に、導入事例が増えれば、更なる国や行政による積極的なリーダーシップも加勢され、解決の方向へ向かう。

(a)に関する熱交換器の更なる効率化は、熱交換器を埋設する深度や範囲を改善し、限られた土壌を最大限利用することや、掘削工事の負担軽減に寄与が期待できる。そして、高度な掘削工事が軽減されれば、導入への障壁を下げる事が出来る。

そこで本論文では、この点に着目して検討を行った。次項では本研究の目的について、詳細を述べる。

2.5 本研究の目的

2.5.1 先行研究

地中熱交換器に関する先行研究について述べる。Sanner ら(2003)[8]の報告によれば、理論的な解析（シミュレーション）は、Eskilson ら(1988)[64]や Claesson ら(1988)[65]が古く、スウェーデンやドイツでボアホール内に熱交換器を埋設して、採熱シミュレーションが行われ、近年の解析方法の基礎になっている。その後、Sanner ら(1993)[66]は地中熱交換器に U 字型熱交を選択し、その設計や性能評価のためにテストサイトにて熱応答の実測を行い、シミュレーション結果と実証による両面での検討手法が築かれた。

昨今では、地中熱の本格利用に向けて、地中からの熱を高効率に利用するため多方面からの研究開発が報告されている[22-29]。地中熱交換器の埋設方向として、土壌へ垂直に埋設する方法（垂直埋設手法）と土壌へ水平に埋設する方法（水平埋設手法）が存在する。Esen ら(2007)[22]は、配管設置方法の検討を行い、水平方向に設置した U 字型熱交換器が受ける地中からの熱流束を数値計算、実験から求め、性能評価を行った。水平埋設手法を選択する場合、掘削する深度に寄るが、一般的な傾向として垂直埋設手法よりも多くの熱交換器伝面が要求されることが報告されている。すなわち、水平方向の土壌面積も多く必要となる。そのため垂直埋設方法を対象とした先行研究が多い。

地中熱交換器の形状について、濱田ら(1996)[16] は鋼管井戸型、U 字型管、ダブル U 字型管（ボーリング孔に二重の U 字型熱熱交換器を埋設）の 3 種類の熱交換器形状による採熱効率の比較を行った。埋設するためのボーリング孔については、Katsura ら(2008)[19]や、Lee ら(2011)[31]によって、限られた土壌の有効利用方法として、垂直方法に設置した U 型熱交換器の数値計算を用いた性能評価へボアホール孔同士の距離が与える影響が報告された。ここでは配管間隔を、6,12,18 m と変更して影響を検討しており、配管同士が近づくと干渉影響のために効率が下がることが報告されている。さらに、U 字型熱交換器設置に当たっては、Abbaspour ら(2011)[32]が、垂直方法に埋設した U 字型塩化ビニル製の配管設置位置、長さ

の影響を検討した。

上述のように、垂直埋設手法による地中熱交換器に関する先行研究は、既存の U 字型熱交換器を対象とした検討が多く、U 字型の形状での設計に向けた各種パラメータの影響についての検討が成されてきた。その一方で、地中熱交換器を埋設のために地中を深く 100 m 程度まで掘削することを前提とする現状に対して、掘削深度を軽減して要求熱交換伝面積を設けるための形状提案といった視点での検討は十分に実施されていない。前節でも述べたが、掘削深度が深くなることは、掘削工事の難度を上げ、工事費用にも影響を与える。また地中 100 m までの間に大きな岩盤や地下水層が存在する場合などは、掘削工事が理想的に遂行できないことが考えられる。さらに地中熱の性質からも、地中 10 m より深い区域は、その恒温性と蓄熱性が担保されていることから、それ以上深い地点から熱を汲み上げる必要性は低い。すなわち、地中熱利用においては、比較的浅い地中からの採熱（排熱）が理想的であり、技術的に掘削深度を軽減することは、その実用化に向けて有益である。しかしながら、先行研究の多くでは、ボーリングでの掘削を前提として、その孔に収まる地中熱交換器の形状が検討されている。この背景には、地中熱利用に関する分野の研究開発が過渡期（発展段階）であることが少なからずとも影響していると考えられる。今後の本格的な実用化を前に、多面的な検討が求められている分野である。そこで本研究では、ボーリング孔への埋設を前提とした制約を一時的に排除して、新しい視点からの地中熱交換器の検討に着目した。

2.5.2 新しい地中熱交換器形状に求められる条件

地中熱交換器を含めた一般的な熱交換器を設計する上で、熱を伝えるための推進力、すなわち熱交換温度差と、熱交換を行うための界面、すなわち熱交換伝面の確保が重要になる。一般的に熱交換器の熱交換温度差と熱交換伝面積は互いに影響を及ぼす。大きな熱交換温度差が設定できる条件では、熱交換伝面積を小さくすることが出来る。このことは設備を小さくすることに寄与し、設備投資額軽減につながる。しかし、熱交換温度差が大きく設定でき

ない場合には、熱交換伝面積を大きくする必要がある。地中熱利用を検討する場合、夏冬の季節における地中との熱交換温度差は $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 程度と考えられる。多くの化学工業を中心として製造プロセスを例にすると、熱交換温度差が $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 程度という条件は最低限の熱交換温度差である。しかしながら地中熱の性質上、これ以上の温度差を設けることは難しいため、地中熱交換器を設計する上では、要求される伝熱量に対して、必要な熱交換伝面積を不足することなく確保することが最も重要な条件となる。

さらに、現状の U 字型熱交換器が地中を深くまで掘削して埋設されている理由のひとつとして、要求熱交換伝面積を確保するためと考えられる。U 字型熱交換器の往路管、復路管において、土壌との熱移動現象をイメージすると、それぞれの配管が線で土壌と熱交換を行っていると言え、深く掘削することで配管長さを保ち、必要な伝面積を確保している。新しい形状を考える上では、掘削深度を軽減させるためにそれぞれの配管が線よりも多く、土壌と相互関係を保つことができる、面をイメージすることが重要な条件と考えられる。このためには、ボーリングで掘削した孔に合わせて形状を検討するだけでは、ブレークスルーできないと考える。現状の考え方に捕らわれないイノベーティブな考え方が必要となる。

以上より、新しい形状に求められる条件として、必要熱交換伝面積を確保すること、掘削深度を軽減するために土壌を面で捉える形状を考えるためのイノベーションが挙げられる。

2.5.3 新しい形状の検討手法

現状の地中熱交換器の形状に対して、新しいアプローチを行うために、生物の優れた構造や機能から学び、人工物へ応用する手法として、Duke 大学 A. Bejan 特別教授が提唱する Constructal theory を用いることとした。本手法は、生物が太陽エネルギー等を効率的に利用・変換することで、長い年月を掛けて進化の過程を経てきていることに着目し、生物のセクションによって淘汰され、最終的に残った形状・構造は効率面から求められた最適解であると考えている。Constructal theory は、工業製品を代表とする人工物の設計のみでなく、今後

のわれわれが目指すべく循環型社会を設計する上でもヒントになる。生物の教えに学ぶ手法は、各方面においても脚光を浴びている。

生物や自然界の模倣や、自己相似性の考えに則ることによって、生み出された工業製品が多く存在している。例えば、新幹線のパンタグラフの構造は、フクロウの羽を参考にしている。フクロウの風切羽には、他の鳥にはないセレーションと呼ばれるギザギザがあり、これが空気をうまく逃がして抵抗を少なくしている。獲物に静かに近づくための自然の工夫である。この構造からヒントを得て、フクロウの羽の仕組みをパンタグラフに取り入れて、空気抵抗の減少に成功しており、騒音を30%まで減少させることを実証した事例がある[54]。同じく新幹線の先頭車両先端部分の形状は、カワセミのクチバシの形状を用いて、空気抵抗を軽減させることに応用された。クチバシはその先端から頭部に向かって断面積が変化しているが、その変化率が一定であることから、空気中から水中にダイビングする際の急激な抵抗の変化を抑える効果を持つことを突き止めた。そして、実際に新幹線設計に応用して走行抵抗の低下から省エネ・省資源を実現させ、車外騒音の軽減にも効果があることを実験的に実証した[63]。その他にも、トンボの羽の上下には凹凸があり、渦を発生させて羽の上下で圧力差を生成し、揚力を得ていることを応用して、航空機の羽設計に利用されている例や、ゴボウの実が服や動物の毛に張り付く様子を模倣して、面ファスナーのイガの形状に応用された例がある[54]。

以上のように、生物模倣によるアプローチ手法は、現状の考え方からイノベーティブな革新を行う上で、適した考え方と言える。わが国においても、環境省や特許庁が2013年より、持続可能な社会を実現するために生物模倣技術に着目し、その実用化と普及促進に向けての検討が始まった[62]。生物模倣に基づくアプローチ方法は、環境負荷を低減するモデルの構築への寄与だけでなく、従来の工学的な手法の限界を突破する手段としての貢献が期待されている。



Fig. 2-3 Lena river, Siberia [41]



Fig. 2-4 Chikuma river, Nagano [Google earth]

2.5.4 新しい形状への Constructal theory の適用

本節では具体的な地中熱交換器の設計に当たり、Constructal theory の適用を考え、本研究の目的を述べる。

土壌を面と捉えて相互関係を築いて熱交換を行うためには、地中熱ヒートポンプを起点として、熱交換器はその起点から広範囲な拠点に向かって流体を運ぶことができるよう、流路（往路管）を形成する必要がある。また、熱交換後の流体を集めるための流路（復路管）も設置しなければならない。そこで、流路形成に当たっては、地上の河川の形状を調べることにした。Fig. 2-3 は北シベリアのレナ河の航空写真を示す。河川は、その起点（写真右中央上部）から流れを発散させて各拠点へ水を運ぶため、樹枝状構造を成して地形が形成されていることが分かる。また、Fig. 2-4 は長野県千曲川の航空写真を示す。こちらは、流れが収束する場合にも樹枝状形状を成していることが示されている。地中熱交換器の構造は、熱媒体を送りこみ、これによって温熱源から熱を運ぶという双方向の要求がある。河川の構造には細分化と合流があるので、この2つの機能を合体して模倣することに意義があると考えられる。理想的には、河川や人間の肺、あるいは植物の枝、特に地中に埋設することを前提にすると、根の構造のように浅く埋めて細分化したものが、熱伝達を念頭に置いた場合には適

している。

上述のように、植物の根のように3次元的に細分化した構造における熱輸送の最適条件の「一般解」を求める探求と、これに基づく熱交換器の設計が必要となる。しかし、2.5.1節にて述べたように、U字型熱交換器の形状での検討が主流であり、これまでにこのような研究アプローチ例は見当たらない。また、樹形状(樹枝状形状)の応用に至っては、直交型のヒートパイプのような特殊解のみが提案されたに過ぎなかった[33-35]。そこで、本研究では、細分化構造の最適化(一般解)を企図して、直交モデルを発展させた2次元Y字型モデルに着目し、幹となる配管から枝管を分岐させ、第4段階までの分岐角度の最適化を試みることにした。

2.6 Constructal theory に基づく流路設計

Constructal theory では、自然界の長年のセレクションの過程の中で生まれて来た形状は、効率面からの選択で勝ち残ったものであると考えられている。これらは流路内の抵抗によるエネルギーロスを最小限に留め、エネルギーを有効に活用していく方向性を示している。本論文で対象としている再生可能エネルギー（地中熱）を有効に利用していくためには、この考え方は有益なものであると考えている。具体的に地中熱交換器の流路設計に Constructal theory を組み込む方法について説明をする[43]。起点から各点へ向かって多くの地中熱を集めるためには、配管は一様に発展するのではなく、波状的に発展させる必要がある。主配管から分岐配管を生み出し、配管形状を進化させていくのである。そこで、Fig. 2-5 に示すような、主配管と2本の分岐管が存在する例を挙げる。配管内の作動流体には管摩擦が発生するため、流路の分岐を行うごとに流体抵抗 (R) によるロスを最小限に抑えるよう設計を行う。

前提として、配管内の流動状態は層流とする（乱流の場合は後述する）。内径 D_1 の円形配管が途中で内径 D_2 の2本の円形配管に分岐する場合を仮定し、各配管の長さを L_1, L_2 とする。以下の条件下（配管容積を一定、配管が占める空間を一定）で、constructal law の考えに基づいて、流体抵抗の最小化 = 配管内での圧力損失を最小にする条件配置 (D_2 / D_1) を求める。

$$D_1^2 L_1 + 2D_2^2 L_2 = \text{constant} \quad (2-1)$$

$$L_1 \times 2L_2 = \text{constant} \quad (2-2)$$

円筒配管内の層流については、圧力損失 ΔP と質量流量 \dot{m} には、ポアズイユ流れの関係から以下を求めることができる。

$$\frac{\Delta P}{\dot{m}} = \frac{128 \nu L}{\pi D^4} \quad (2-3)$$

ここで、 ν は動粘性率を示している。式(2-3)を変形することで、

$$\frac{\Delta P}{\dot{m}} \sim R = \frac{L_1}{D_4^4} + \frac{1}{2} \frac{L_2}{D_4^4} \quad (2-4)$$

を得ることができる。

最適な配管形状を求めるために、微分法やラグランジュの未定乗数法を用いることで、式(2-4)の R を最小にする D の関係式を求める。結果は、式(2-5)となる。

$$\frac{D_2}{D_1} = 2^{-\frac{1}{3}} \quad (2-5)$$

つまりは、式(2-5)の関係式に基づいて、発展途中で分岐を含む樹形モデルを設計することで、円筒配管内の流体の圧力損失を下げる、最適な形状を得ることができる。その時の配管の内径比とは $2^{-1/3}$ とすべきであることが導かれた。これは生理学分野では、Hess- Murray の法則 [41]として知られており、血管分岐の3乗則に近い値を示している。

以上より本論文では、地中熱交換器の最適な形状を設計する場合には、配管内径は式(2-5)の関係式を採用することとした。

上述では配管内の摩擦抵抗についてのみ議論をしているが、実際には配管の分岐による圧力損失（マイナー損失）も発生する。本論文での検討には含まれていないが、実際には分岐を45度で行う場合には、0.22、90度で行う場合には、0.46程度の配管分岐による損失係数が発生することを付け加えておく。

2.5章、2.6章のまとめとして、2.5章の始めに地中熱利用に関する要求分析を行った。ほかの再生可能エネルギーと比較して有望な点も多く、普及が望まれているが、解決すべき課題もあることを整理した。課題解決に向けて、本研究では地中熱交換器の高効率化検討を行うこととし、Constructal theory に従った樹形状モデルの提案を目指している。樹形状モデルは、最も効率的な形状として生物界でセレクションされた結果であること、および2.6章にて述べた配管内の流体抵抗を最小限にする配管の接続法則を採用することで、新規な地中熱交換器の設計へ応用する。

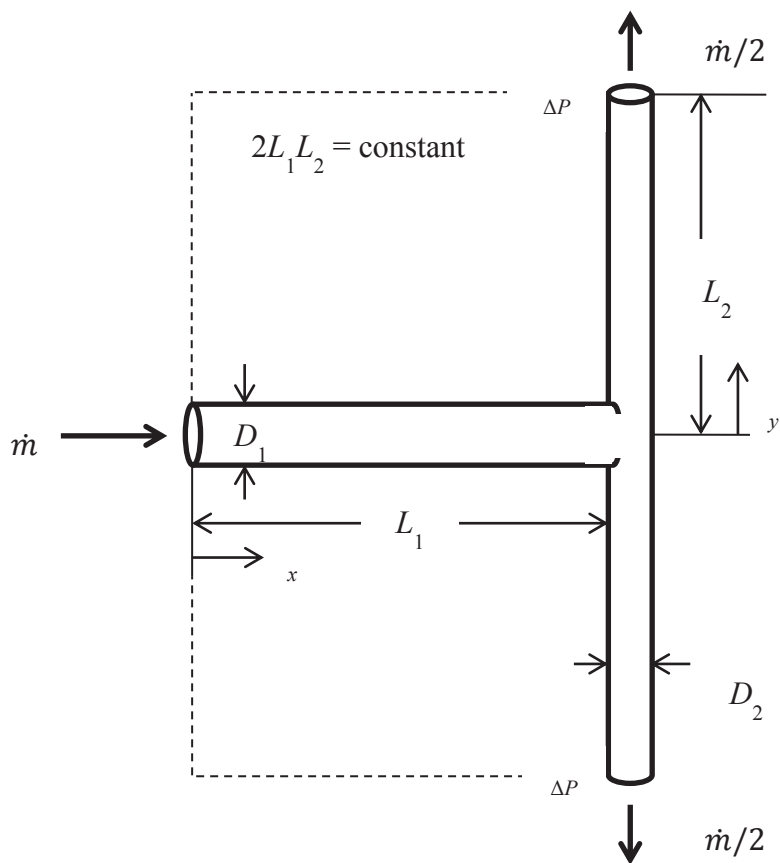


Fig. 2-5 T-shaped assembly of round pipes [43]

第3章 シミュレーション評価手法の確立

本章では、既存の U 字型モデルを用いて、U 字型や蛇腹型熱交換器の形状が与える伝熱現象への影響を検討して、次章以降での Y 字型モデルの提案に向けたシミュレーション手法の確立を行った。まず、限られた容積内での効率の良い熱交換器形状を模索し、往路管、復路管の配管同士の最適な間隔を数値計算によって求めた。また、土壌の形状が与える流体出口温度へ与える影響を求め、土壌の奥行方法の影響が大きいことが示した。さらに、数値計算によって求めた配管間隔結果を、スケール解析に基づいて検証を行った。以上より、既存の U 字型モデルの最適な形状を決定した。

地中熱利用へ向けた理論的な解析(シミュレーション)の先行研究は、Sanner ら(2003)[8]の報告によれば、理論的な解析(シミュレーション)は、Eskilson ら(1988)[64]や Claesson ら(1988)[65]が古く、スウェーデンやドイツでボアホール内に熱交換器を埋設して、採熱シミュレーションを実施している。その後、Sanner ら(1993)[66]は地中熱交換器に U 字型熱交を選択し、その設計や性能評価のためにテストサイトにて熱応答の実測を行い、シミュレーション結果の検証が行われ、基礎的な U 字型熱交換器の設計パラメータが説明された。その後、限られた土壌を有効に利用するため、ボアホールの掘削位置が与える、お互いの熱交換器への影響が検討された。Cui ら(2007)[12]は U 字型熱交のボアホール同士の間隔は近すぎない設置位置を推奨した。しかしながら、U 字型熱交換器自身の往路管、復路管の最適な位置関係については、検討が十分ではない。そこで本章では、これらの関係について、数値計算とスケール解析にて検討を行うこととした。

3.1 数値解析モデルと方法

Fig. 3-1 に示すように、土壌内に埋設された蛇腹配管を仮定する。最も単純な形状として、

まずはU字型配管から検討を始めることとする。パイプの体積を V_f とし、土壌の体積を V とする。U字型配管の入口部分と折り返し部まで、さらに折り返し部から出口部分までの互いに平行な配管同士の間隔を S と定義し、配管の直径を D とする。土壌空間として想定している立方体の外表面は断熱されているものとする。なお、立方体の体積は一定とするが、形状は変更可能とする。一方で、配管の全長を L とし、配管の縦横比を L/D と定め、この値は常に一定とする。初期の土壌温度 (T_∞) は、配管内の流体温度 (T_p) より高く、土壌から配管内の流体が採熱を行うことで、配管の周囲には冷却層が発生し、土壌全体の平均温度が低下する。これらの熱のやり取りは、それぞれが逆転した場合、すなわち土壌が冷たく、流体温度が暖かい場合であれば、配管の周囲に加熱層が発生することとなる。

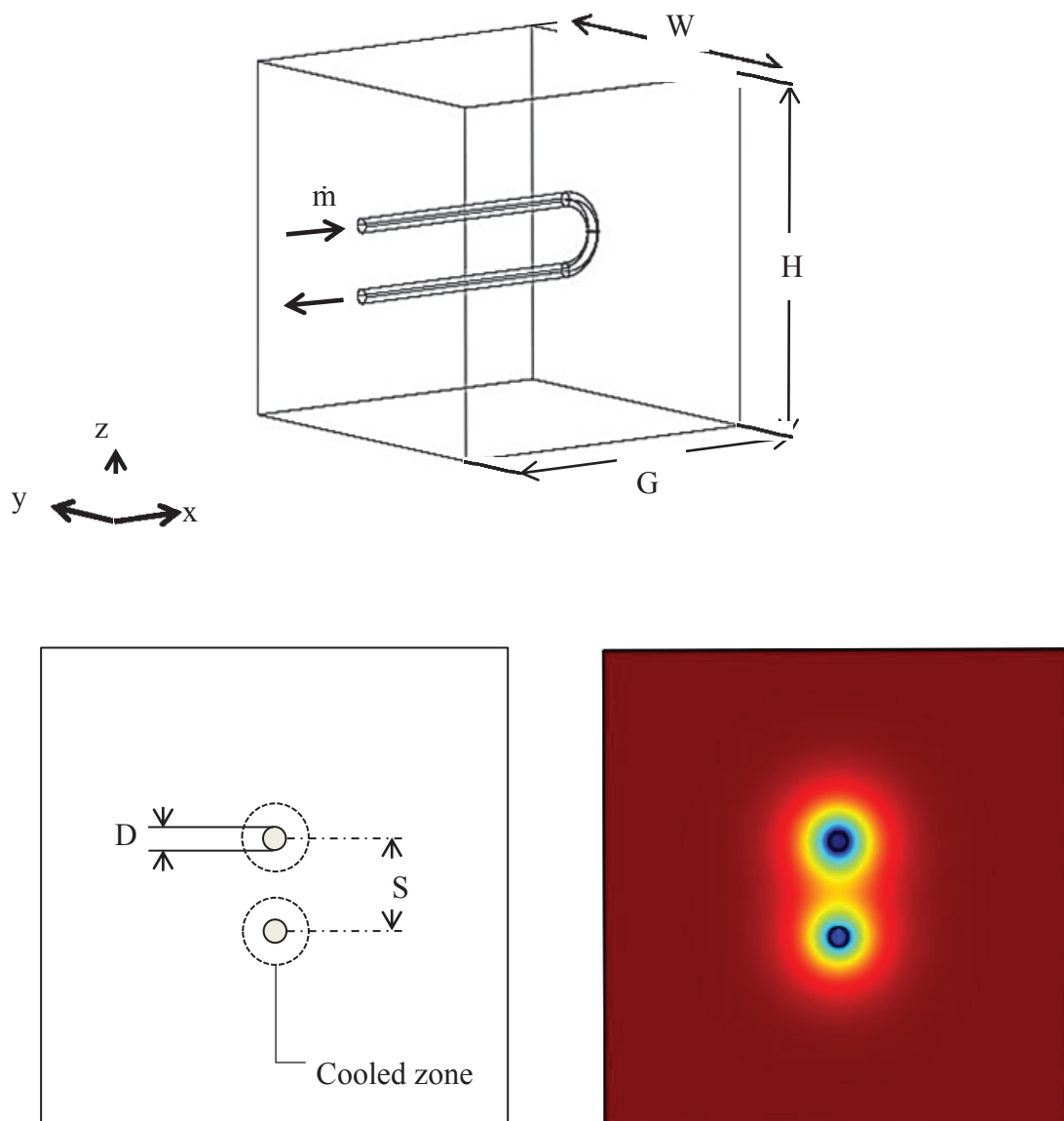


Figure 3-1
U-shaped pipe inside a cube when $S/D = 5$.

配管形状に関して、具体的には3つのU字型形状 ($S/D = 2, 5, 10$) を検討した。流体と温度分布は、非定常状態を採用した。これらの数値解析は、市販のシミュレーションソフトウェア[44]を用いて数値計算された。質量と運動量保存については、以下の連続の式とナビエ・ストークスの式を用いた。

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3-1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (3-2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \nabla^2 v \quad (3-3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \nabla^2 w \quad (3-4)$$

ここで、 $\nabla^2 = \partial^2/\partial x^2 + \partial^2/\partial y^2 + \partial^2/\partial z^2$ とし、 x, y, z は Fig.3-1 に定義されている。それぞれの速度成分は、 u, v, w で表記されている。 P は圧力、 μ は粘度を示す。流体と土壌のエネルギー保存については、以下の熱伝導方程式を用いた。

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_f \nabla^2 T \quad (3-5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha_s \nabla^2 T \quad (3-6)$$

ここで、 T は温度を、 α_f と α_s は、それぞれ流体と土壌の温度拡散性を示している。土壌と流体界面を介在する熱流束保存については、以下に示す。

$$k_s \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_s = k_f \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_f \quad (3-7)$$

k_f は流体の熱電導度を示し、 \mathbf{n} は表面の法線ベクトルを示す。

結果に汎用性を持たせるために、支配方程式群を無次元化するため、以下の無次元数を用いる。

$$(x_*, y_*, z_*, n_*) = (x, y, z, n)/V^{1/3} \quad (3-8)$$

$$(u_*, v_*, w_*) = (u, v, w)V^{1/3}/\alpha_f \quad (3-9)$$

$$t_* = \alpha_f t / V^{2/3} \quad (3-10)$$

$$P_* = (P - P_{out})V^{2/3}/(\mu\alpha_f) \quad (3-11)$$

$$\theta = \frac{T_\infty - T}{T_\infty - T_{in}} \quad (3-12)$$

P_{out} は、配管出口での排出圧力とし、 T_{in} は流入冷媒温度とする。立方体を想定した土壌の一边のスケールは $V^{1/3}$ とする。これらを用いて、式(3-1)から(3-7)は、以下のように変更される。

$$\frac{\partial u_*}{\partial x_*} + \frac{\partial v_*}{\partial y_*} + \frac{\partial w_*}{\partial z_*} = 0 \quad (3-13)$$

$$\frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial u_*}{\partial t_*} + u_* \frac{\partial u_*}{\partial x_*} + v_* \frac{\partial u_*}{\partial y_*} + w_* \frac{\partial u_*}{\partial z_*} \right) = -\frac{\partial P_*}{\partial x_*} + \nabla^2 u_* \quad (3-14)$$

$$\frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial v_*}{\partial t_*} + u_* \frac{\partial v_*}{\partial x_*} + v_* \frac{\partial v_*}{\partial y_*} + w_* \frac{\partial v_*}{\partial z_*} \right) = -\frac{\partial P_*}{\partial y_*} + \nabla^2 v_* \quad (3-15)$$

$$\frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial w_*}{\partial t_*} + u_* \frac{\partial w_*}{\partial x_*} + v_* \frac{\partial w_*}{\partial y_*} + w_* \frac{\partial w_*}{\partial z_*} \right) = -\frac{\partial P_*}{\partial z_*} + \nabla^2 w_* \quad (3-16)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t_*} + u_* \frac{\partial \theta}{\partial x_*} + v_* \frac{\partial \theta}{\partial y_*} + w_* \frac{\partial \theta}{\partial z_*} = \nabla^2 \theta \quad (3-17)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t_*} = \alpha_* \nabla^2 \theta \quad (3-18)$$

$$k_* \frac{\partial \theta}{\partial n_*} \Big|_s = \frac{\partial \theta}{\partial n_*} \Big|_f \quad (3-19)$$

ここで、無次元数群は、以下のように表す。

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha_f} \quad k_* = \frac{k_s}{k_f} \quad \alpha_* = \frac{\alpha_s}{\alpha_f} \quad (3-20)$$

また、初期条件と境界条件は、以下のものとする。

$$T = T_\infty \quad \text{at } t = 0 \quad (3-21)$$

$$T = T_{in} \quad \text{at } x = 0 \quad (3-22)$$

$$T \rightarrow T_\infty \quad \text{as } D/2 \rightarrow \infty \quad (3-23)$$

流体は、層流状態とし、レイノルズ数は以下のように定義する

$$Re_d = \frac{\rho_f V_0 D}{\mu_f} \quad (3-24)$$

例として、作動流体を水とし、 $L = 1.8 \text{ m}$, $D = 4 \text{ cm}$, $\dot{m} = 2.3 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$ とした場合、 $Re_d = 720$ と計算される。

配管内の流体と土壌の熱移動現象は、非定常の熱対流とする。土壌に対する配管の容積の割合（空隙率）は、0.002 とし、流体はU字型配管内を移動することで暖められ、一方で土壌は熱を奪われ、冷やされていく。Fig. 3-2 に、配管に沿った作動流体の平均温度分布を示す。図中の屈曲は、U字型配管の2本の平行管同士の熱相互関係によるものである。ここで、流体の無次元化温度 θ_f と無次元化配管長さ L_* を以下に定義する。

$$\theta_f = \frac{T_\infty - T_f}{T_\infty - T_{in}} \quad (3-25)$$

$$L_* = L/V^{\frac{1}{3}} \quad (3-26)$$

T_∞ は土壌の温度、 T_f は流体の温度、 T_{in} は流体の入口温度を示す。系全体の温度が T_{in} に近づくことにより、 θ_f はやがて1へ近づく。配管断面での流速分布を、Fig. 3-2 の上部へ示す。

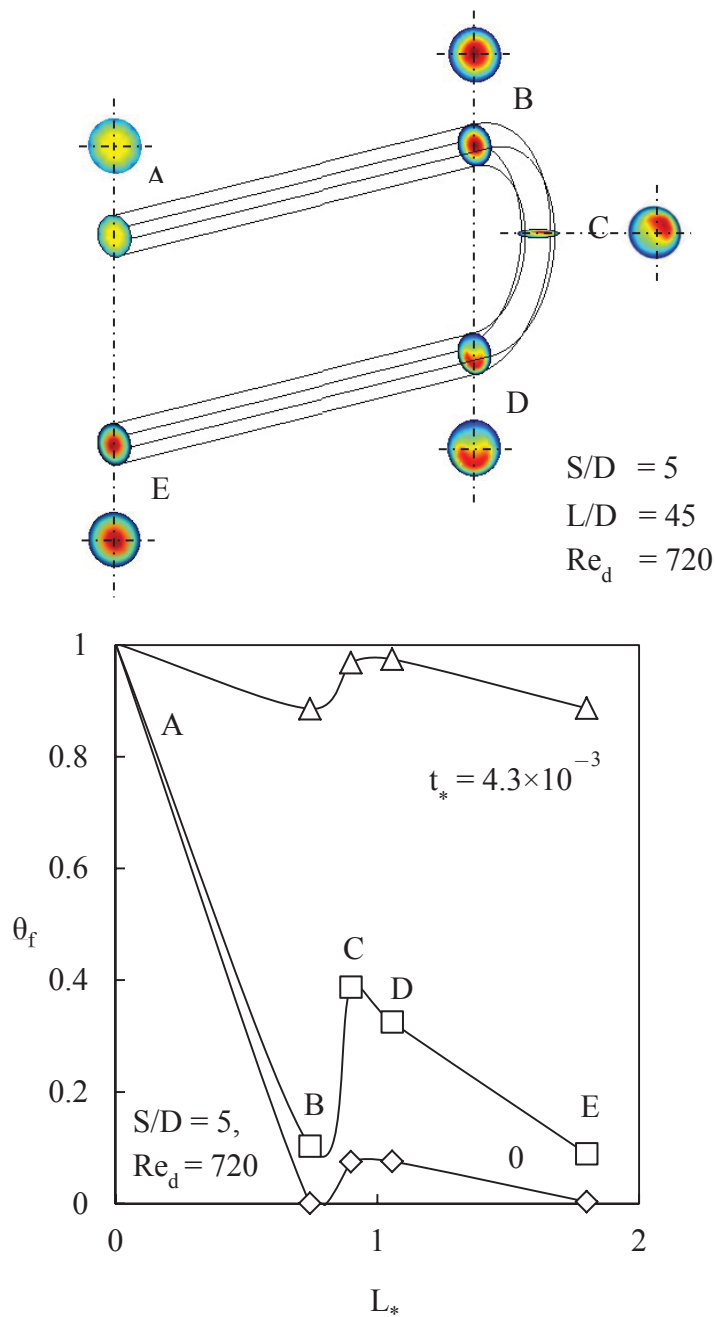


Figure 3-2

The velocity distribution and the mean temperature θ_f along the length of the U-pipe.
 (θ_f : Dimensionless fluid temperature, L_* : Dimensionless total pipe length)

赤く着色されている箇所は、配管内の速度ピークを示している。配管の折り返し部（ヘアピンカーブ部）において、速度ピークは配管の最も外側に集中している。そして、配管出口付近においては、断面の中心付近に速度ピークが表れている。

Fig. 3-3(a) に、流体の無次元化出口温度 θ_{out} と土壌の無次元化平均温度 θ_{avg} の関係性を示す。この時の条件は、 $Re_d = 720, S/D = 5$ とする。

$$\theta_{\text{out}} = \frac{T_{\infty} - T_{\text{out}}}{T_{\infty} - T_{\text{in}}} \quad (3-27)$$

$$\theta_{\text{avg}} = \frac{T_{\infty} - T_{\text{avg}}}{T_{\infty} - T_{\text{in}}} \quad (3-28)$$

T_{∞} は土壌の温度、 T_f は流体の温度、 T_{in} は流体の入口温度を示す。 θ_{out} と θ_{avg} は、継時的に増加する。そして、 T_{out} と T_{avg} は、 T_{in} へ近づいていくため、これらの数値は1へ近づいて行くこととなる。レイノルズ数を与える影響について、Fig. 3-3(b)に示す。レイノルズ数が高くなるにつれて、熱拡散が促進され、平衡に早く近づくことを示している。

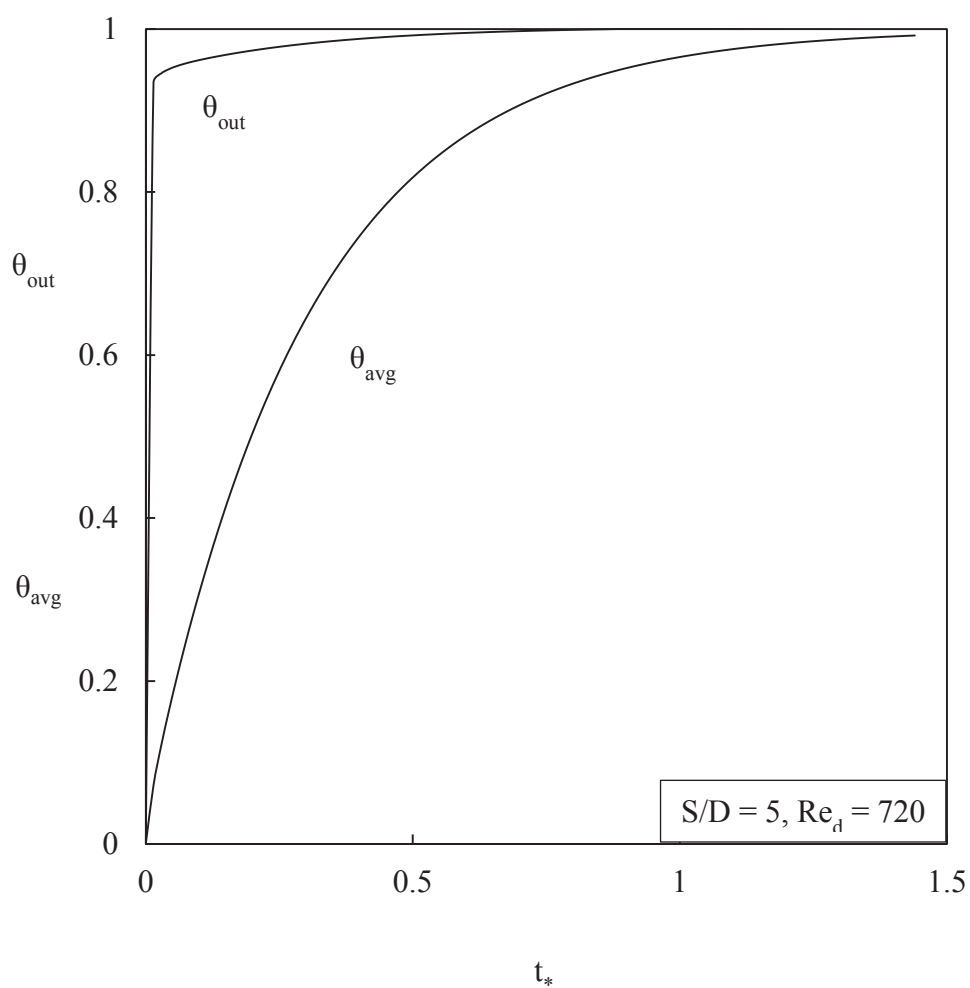


Figure 3-3 (a)

The fluid outlet and the solid average temperature versus time.

(θ_{out} : Dimensionless outlet temperature, θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube,
 t_* : Dimensionless time)

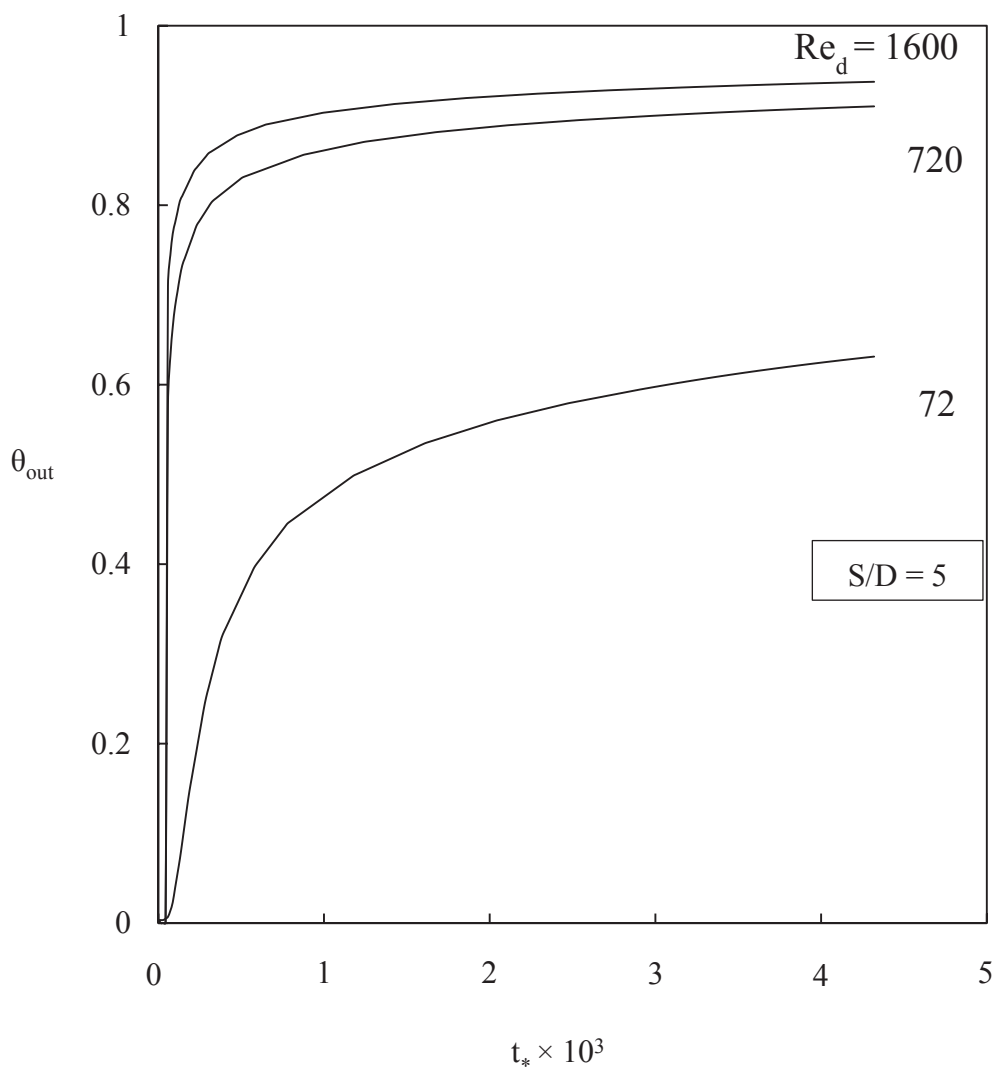


Figure 3-3 (b)

The effect of the Reynolds number on the outlet temperature.

(Re_d : Reynolds number, θ_{out} : Dimensionless outlet temperature, t_* : Dimensionless time
 S/D : Space between pipes / Diameter of pipe)

管間距離が与える影響を、Fig. 3-4(a) に示す。 θ_{out} は継時的に増加を示し、 S/D 値が大きくなるにつれて、数値が小さくなる。 θ_{out} が小さい数値とは、 T_{out} が土壌に近づく、すなわち暖かい土壌の熱を吸収し、冷たい配管内の流体が土壌と同じ温度になるまで暖められることを意味しており、土壌と流体との熱のやり取りは良好な関係であることを示している。その一方で、配管同士の間隔が狭いとき、土壌によって暖められ配管の出口へ向かう流体が、新たに配管の入り口から流入した冷たい流体によって、逆に熱を奪われてしまい、冷やされてしまうことを示しており、不効率な形状であることを示している。

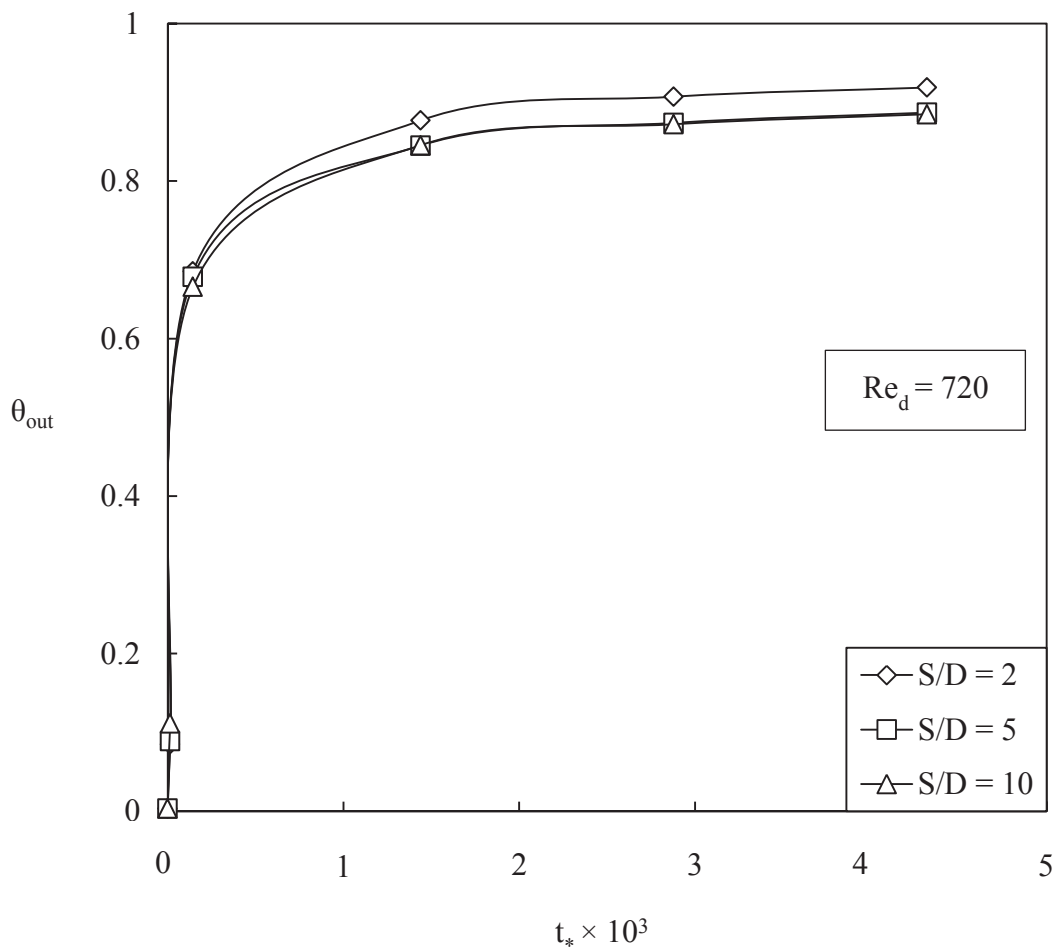


Figure 3-4 (a)
The effect of S/D on the outlet temperature.

(Re_d : Reynolds number, θ_{out} : Dimensionless outlet temperature, t_* : Dimensionless time
 S/D : Space between pipes / Diameter of pipe)

管間距離の設定方法について、Fig. 3-4(b)に示す。それぞれの曲線は、Fig. 3-4(a)の曲線を、 t_* ごとに再度整理した図である。無次元化出口温度は、 S/D 値がおおよそ5以下の場合に急速な減少を示しており、 S/D 値が5以上の場合 S/D の変化に対して、比較的緩やかに変化を行う。有限な領域である土壌（熱伝導物質）内にヘアピンのように折れ曲がった配管を設置する場合の管間距離に関する設計は、 S/D 値を5までに設定することを基準とし、これより小さい値（配管同士が近い場合）は適さない。この設計の特徴は、土壌内の熱を最大限に採熱し、ヒートポンプへ暖められた流体を送り返すことにある。同時に、この設計は最小限の土壌体積を用いてヒートポンプを稼働させるために適したものである。

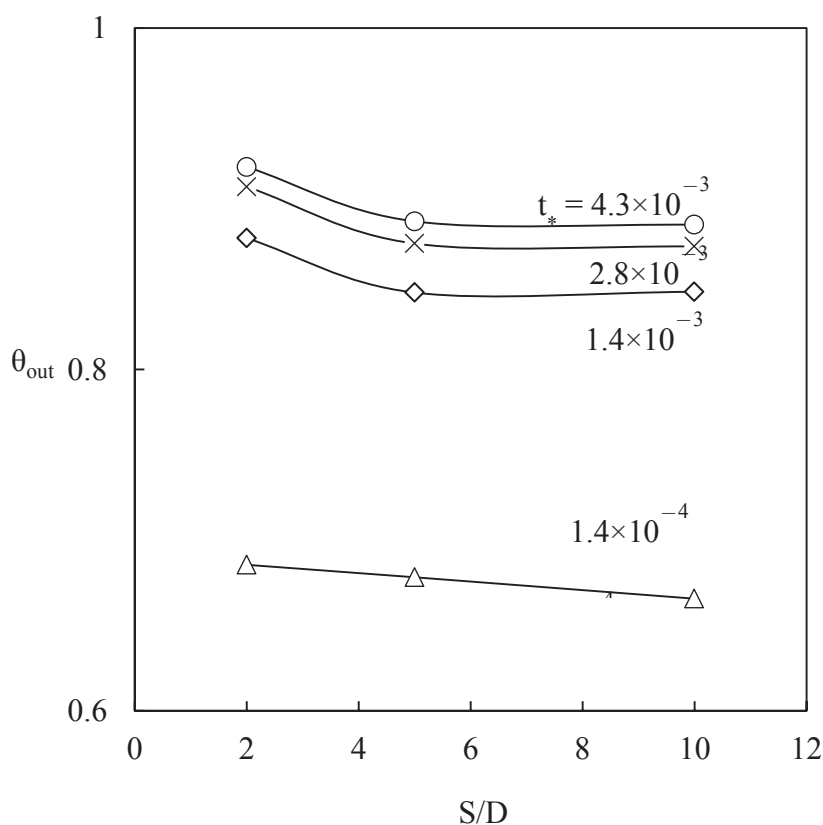


Figure 3-4 (b)

The relation between spacing, outlet temperature and time.

(θ_{out} : Dimensionless outlet temperature, t_* : Dimensionless time
 S/D : Space between pipes / Diameter of pipe)

引き続き、有限の土壌へ最も多くの U 字型配管を挿入する検討として、土壌形状の影響について Fig. 3-5 に示す。Fig. 3-1 に示した様に土壌は立方体を仮定していたが、ここでは、土壌体積を固定した条件で、Fig. 3-5 に示す 3 つ形状を検討し、Fig. 3-6 にそれぞれの伝熱効率を評価した。また、配管形状は全て同じものを使用している ($S/D = 5, L/D = 5$)。

Fig. 3-6 において、これらの形状では、 θ_{out} が小さい値を示していることから、Fig. 3-5 の 2 つ目の形状 ($W/H = 2, G = 2$) と 3 つ目の形状 ($W/H = 0.5, G = 2$) が適していることを示している。土壌形状の奥行 (G 値) が増加するにつれて、伝熱効率も増加している。

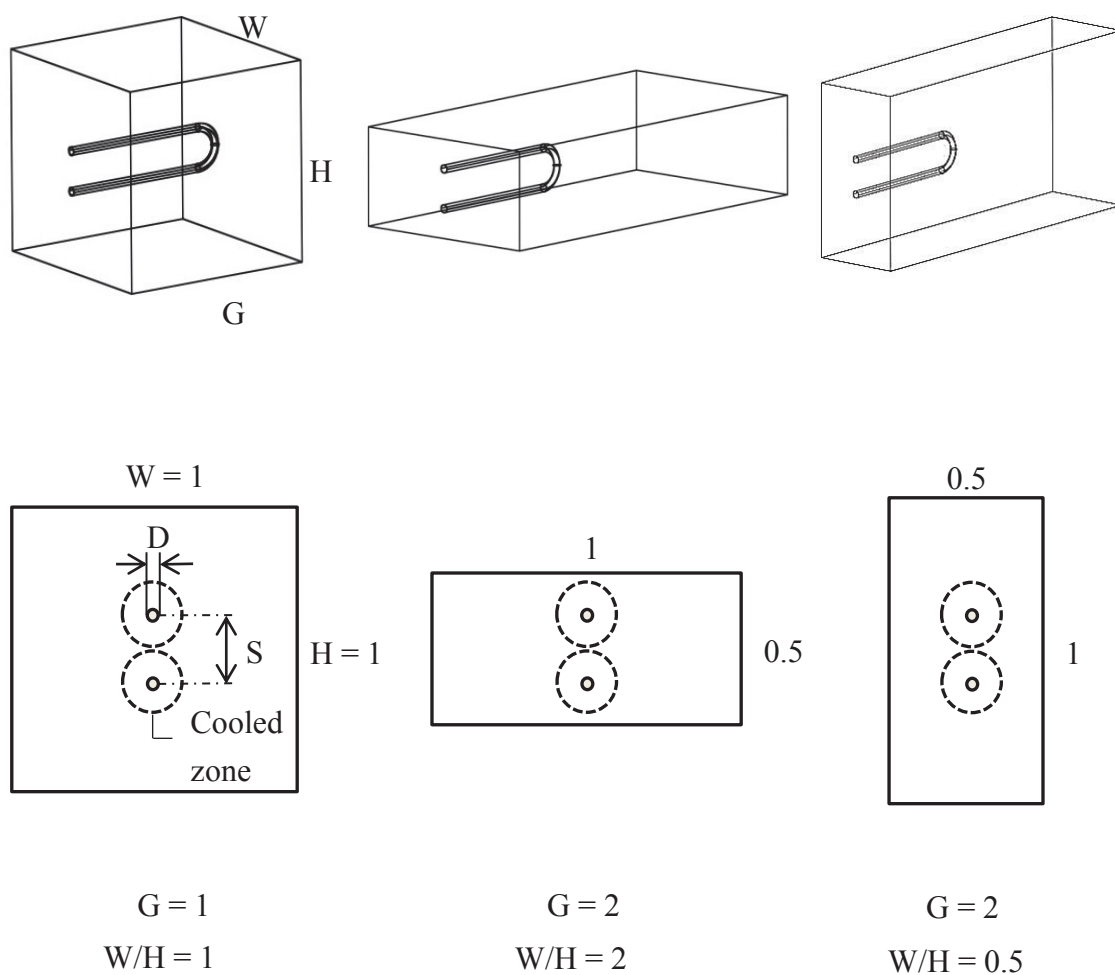


Figure 3-5
Three shapes of the solid volume.

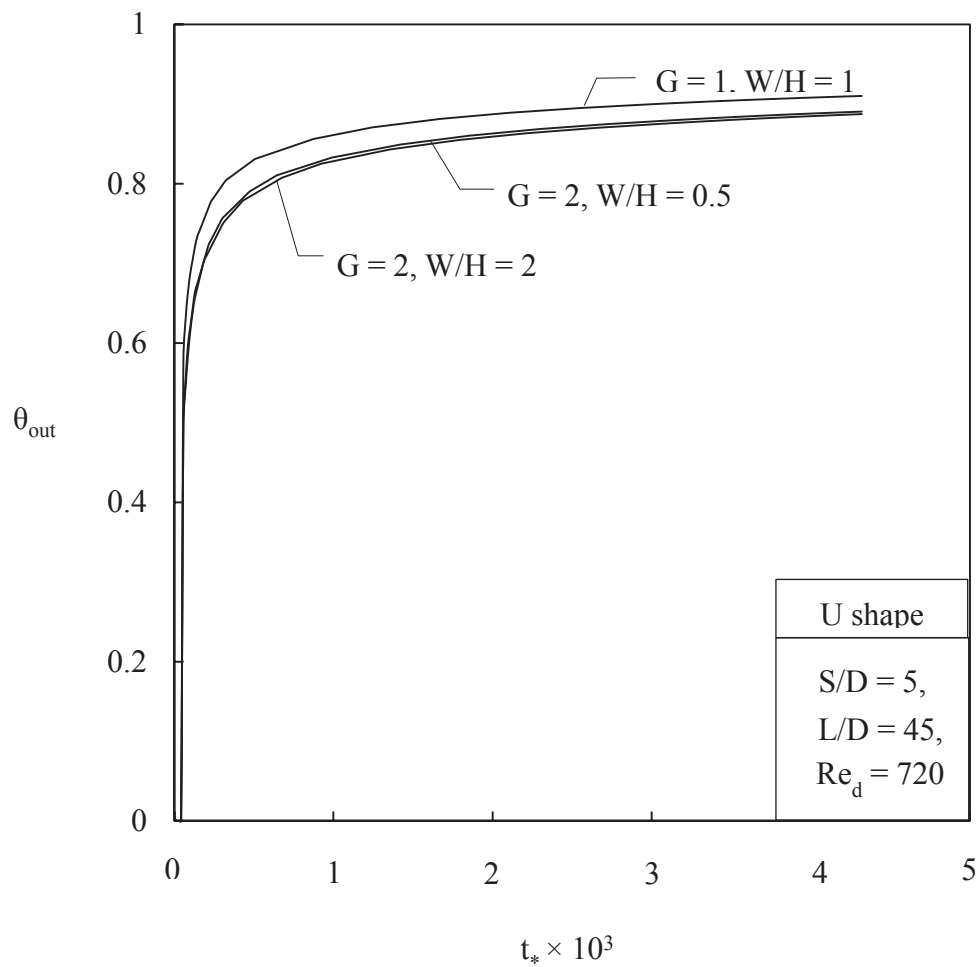
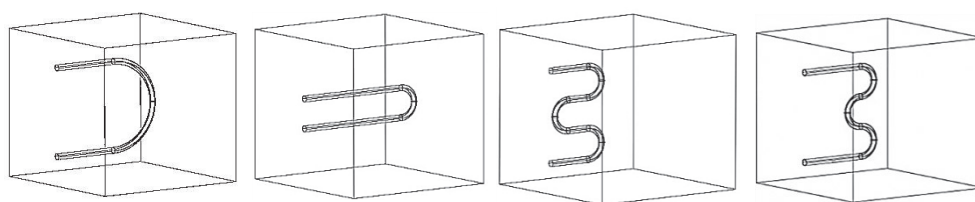


Figure 3-6
The effect of volume shape on the outlet temperature.

(θ_{out} : Dimensionless outlet temperature, t_* : Dimensionless time
S/D: Space between pipes / Diameter of pipe, L/D: total pipe length / Diameter of pipe)

3.2 蛇腹型配管

Fig. 3-7 の上部に示すように、4 つの形状の蛇腹型配管を使って、伝熱効率に与える影響を検討した。蛇腹型配管を用いるに当たり、入口配管と出口配管の距離が等しくなるように、U字型配管の S/D は 15 となるように設定された。配管や土壌形状は $L/D = 45$, $G = 1$ とし、空隙率は 0.002 に設定されている。Fig. 3-7 の下部には、Fig. 3-2 と同じ θ_f の蛇腹配管 1 における平均温度を示している。



U shape ($S/D = 15$) U shape ($S/D = 5$) Serpentine 1 Serpentine 2

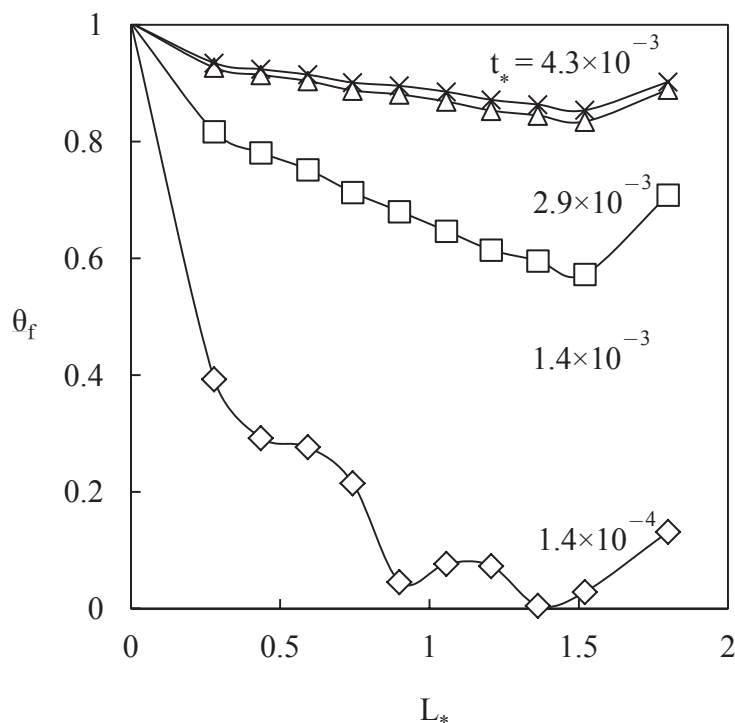


Figure 3-7

Four pipe shapes in a solid cube, and the fluid temperature along the length of serpentine 1.

(θ_f : Dimensionless fluid temperature, L_* : Dimensionless total pipe length)

配管形状による伝熱効率への影響を Fig. 3-8 に示す。Fig. 3-8(a) に示す結果から、蛇腹配管 2 での伝熱効率が優れている。Fig. 3-4 での結果より、 S/D 値は 5 以上の時に伝熱効率に影響を及ぼさないこと示したが、ここでも S/D 値が 5 と 15 の場合を比較することより、同様の結果を見ることができる。

時間の経過とともに、土壌体積温度は、流体の入口温度に近づいてくる。平衡へ漸近してくるまでに必要な時間を計測するため、ここで、平衡状態 ($\theta_{out} = 1$) への漸近が 80%まで進んだ状態の時間を t_{ss*} と定め、以下にしめす。

$$\theta_{out}(t_{ss*}) = 0.8 \theta_{out} \quad (3-29)$$

Fig. 3-8(b)では、平衡へ漸近するために時間 t_{ss*} とペクレ数との関係を示す。

$$Pe_f = V_{avg} \times V^{1/3} / \alpha_f \quad (3-30)$$

V_{avg} は、配管内での平均流速とする。時間 t_{ss*} は、ペクレ数の増加とともに、急激に減少をする。

さらに、蛇腹配管 2 を用いて、土壌形状が伝熱効率に与える影響について、Fig. 3-9 に示す。土壌形状の変化は体積を一定の基で行われた。結果より、3 つ目の形状 ($G=2$) の場合は、伝熱効率を最も良くすることを示した。

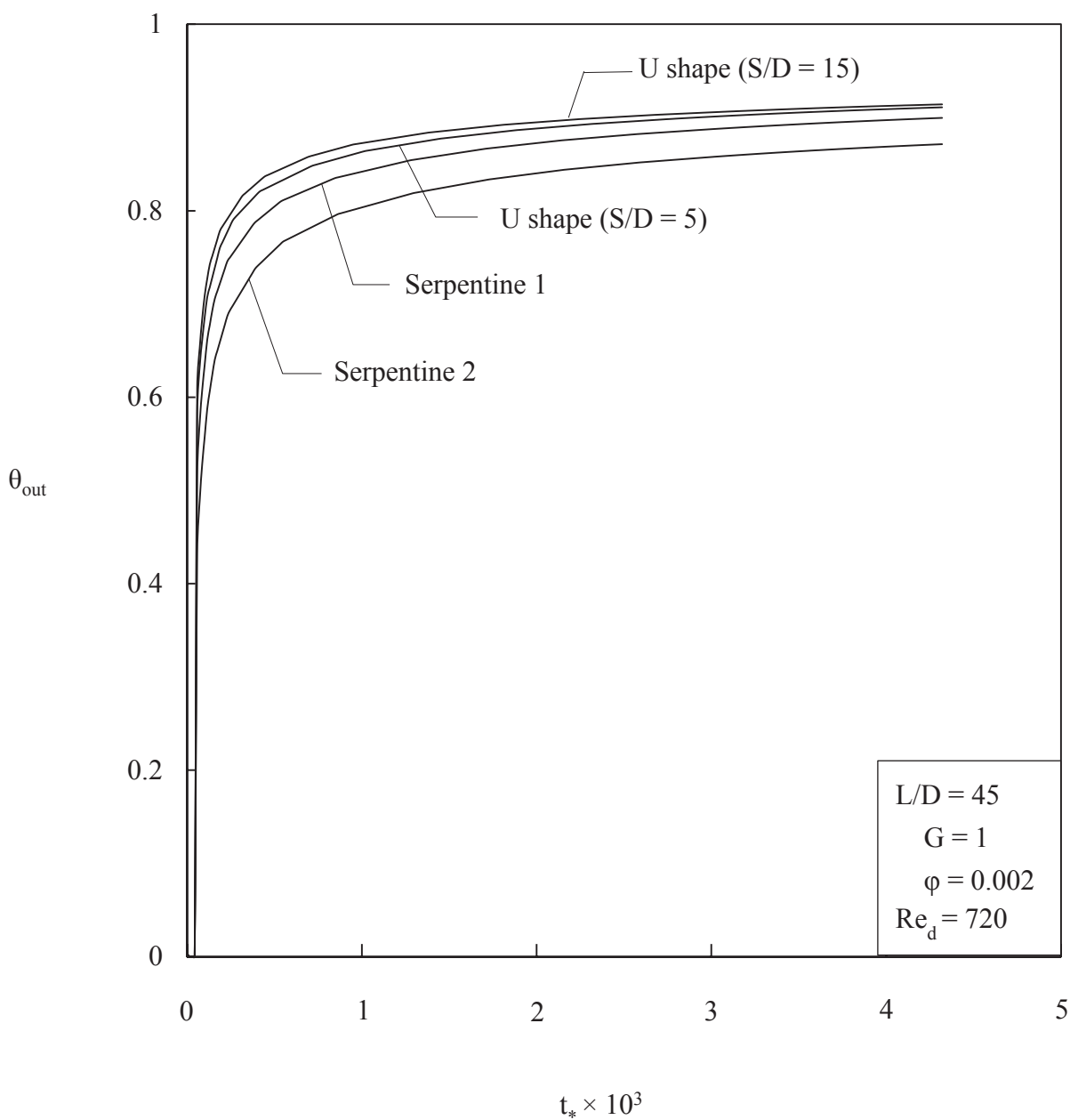


Figure 3-8 (a)

The outlet temperature in the four configurations of Fig. 3-7.

(θ_{out} : Dimensionless outlet temperature, t_* : Dimensionless time,
 L/D : total pipe length / Diameter of pipe, G : Depth of a solid volume shape,
 ϕ : porosity, Re_d : Reynolds number)

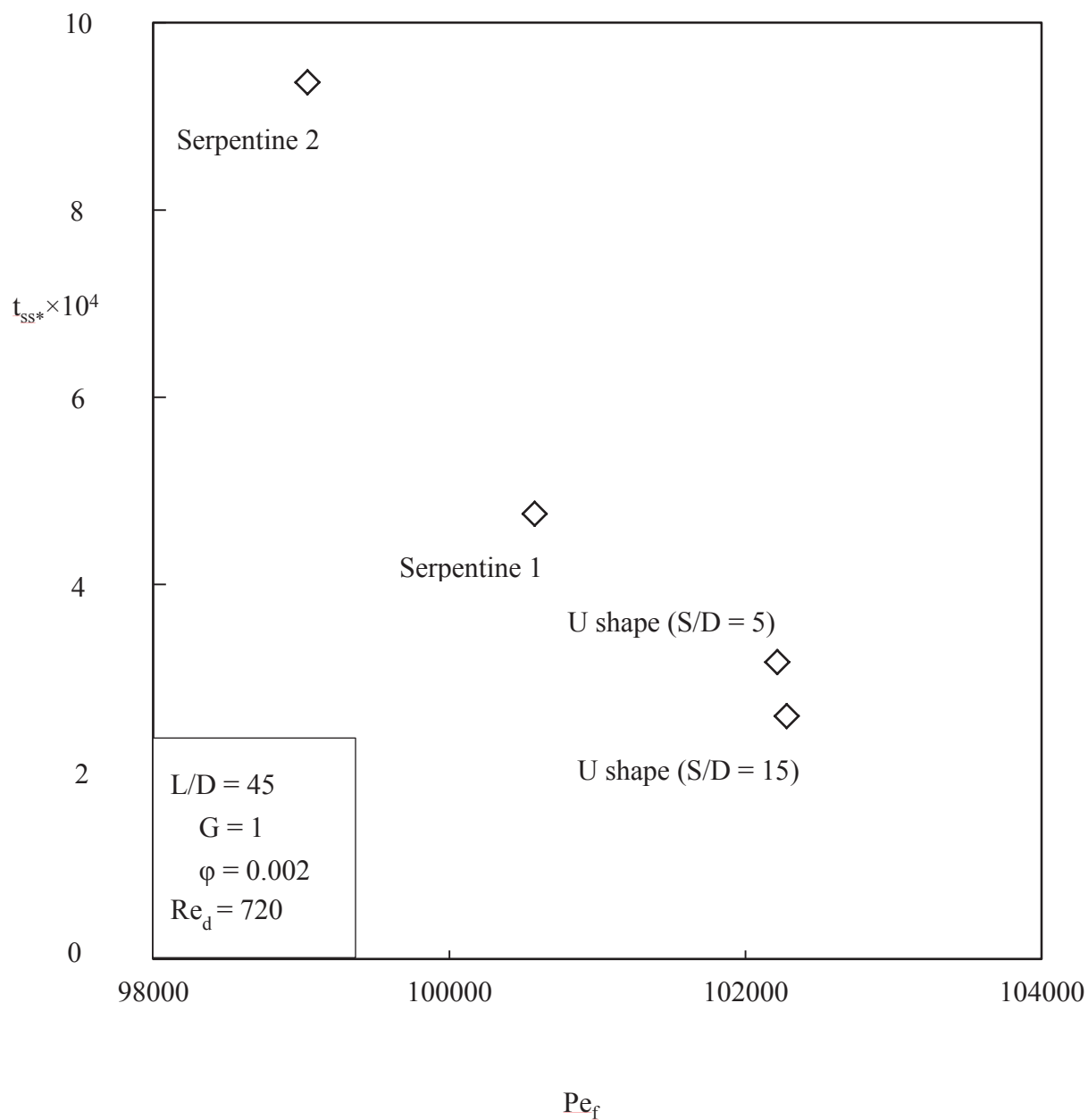


Figure 3-8 (b)

The relation between the time of approach to equilibrium and the Péclet number of the fluid.

(t_{ss^*} : Dimensionless characteristic response time, Pe_f : Péclet number,
 L/D : total pipe length / Diameter of pipe, G : Depth of a solid volume shape,
 ϕ : porosity, Re_d : Reynolds number))

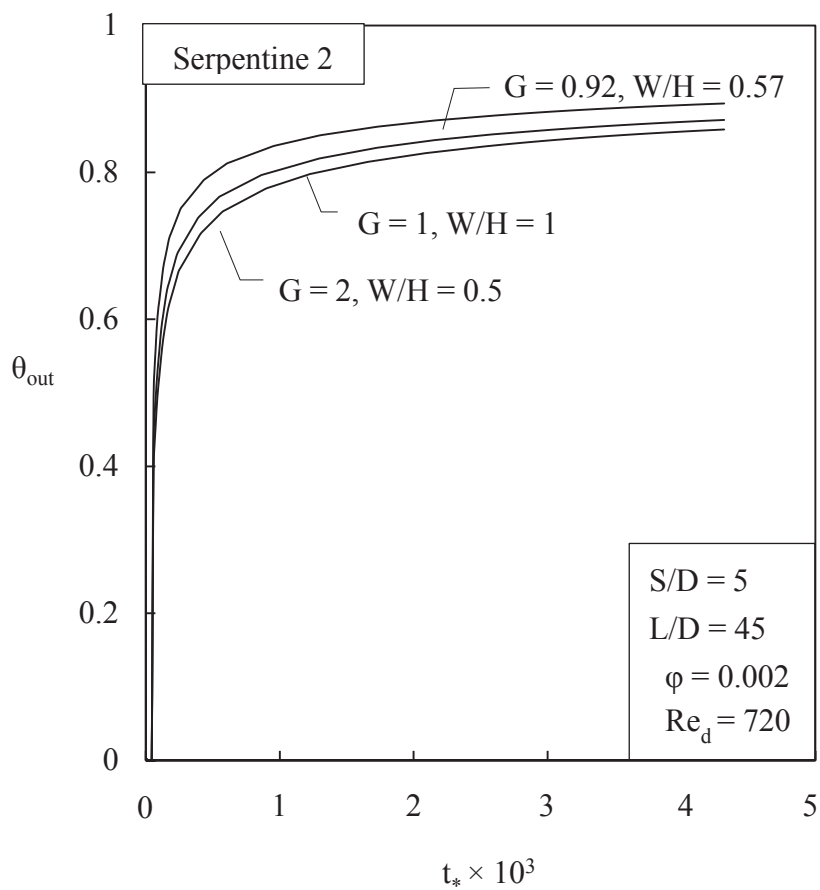
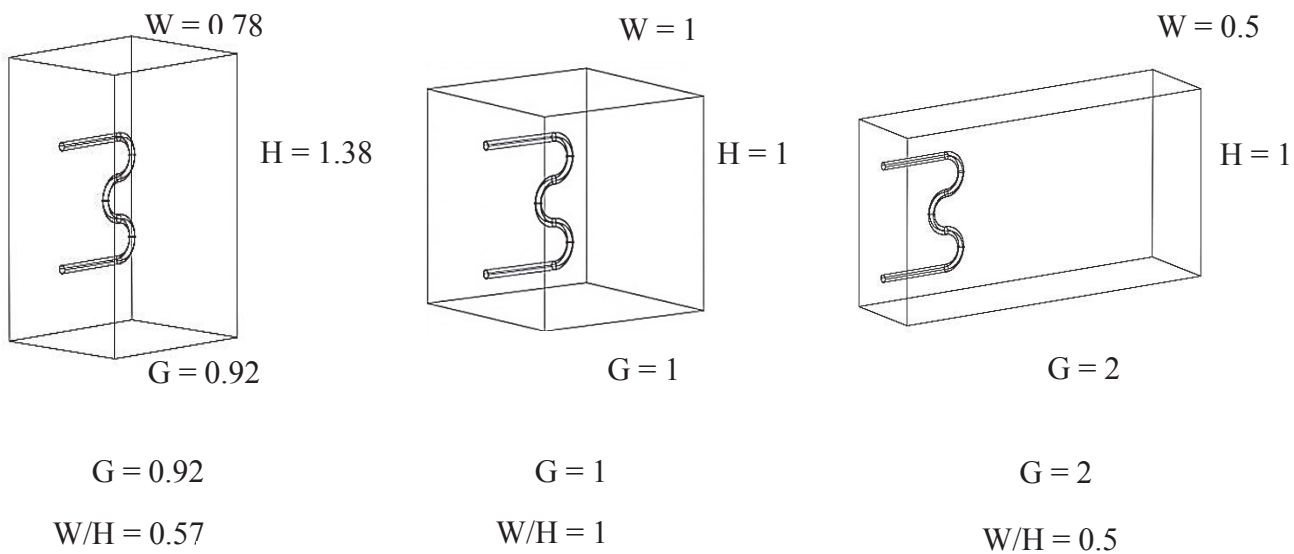


Figure 3-9

Three serpentine pipes in a fixed volume, and the effect of volume shape on the outlet temperature.

(θ_{out} : Dimensionless outlet temperature, t^* : Dimensionless time)

3.3 スケール解析

本章では、配管が埋め込まれている土壌と、配管内の流体との熱のやり取りに影響を与える幾何的形狀について、数値解析によって検討してきた。たとえば、Fig. 3-4 に示すように、 S/D 値が 5 以上の場合には流体と土壌との伝熱効率は大きく改善されない。限られた土壌を最大有効に適した熱交換器を埋設するためには、管間距離の最適化が重要になる。そこで、スケール解析の立場から、最適な間隔の検討を行ってみることとした。

配管内を流体が流れる場合($t > 0$)、Fig. 3-11(a)に示すように、配管と接している土壌は、時間の経過とともに周囲に冷却層を形成する。層の厚さは、 $\delta \sim (\alpha_s t)^{1/2}$ で表され、式(3-6)の両辺のバランスで決定される。厚さ δ は継時的に単調増加し、冷却された土壌を把握することで、土壌からまだ採熱可能な空間を示している。 δ が発達を行い、同じ流体の隣り合う部位の存在によって干渉を受けるとき（時刻は $t \sim t_b$ ）、その冷却層は隣り合う配管との距離（間隔）と等しい時であると考えることができる。言い換えれば、 $\delta(t_b) \sim S/2$ であり、整数倍のオーダーを無視できるとき、以下のように表すことができる。

$$S \sim (\alpha_s t_s)^{1/2} \quad (3-36)$$

最も効率的な形状は、冷却された土壌体積が、その割り当てられた配管が採熱可能な土壌体積と一致するときである。ここで、土壌の物性として、質量を m_s 、比熱を c_s と定める。時刻 t_b までの熱交換過程において、流体からの熱移動は土壌側の熱エネルギー変化量と等しいため以下の様になる。

$$\dot{m}c_p[T_{\text{out}}(t) - T_{\text{in}}]t_s \sim m_s c_s [T_{\infty} - T_{\text{avg}}(t)] \quad (3-37)$$

ここで、温度変化 $T_{\text{out}} - T_{\text{in}}$ と $T_{\infty} - T_{\text{avg}}$ は、 $T_{\infty} - T_{\text{avg}}$ と同じスケールにて行われている。式(3-37)より、以下の式が導かれ、

$$t_s \sim \frac{m_s c_s}{\dot{m} c_p} \quad (3-38)$$

式(3-36)と組みわせることで、以下の式(3-39)が求まる。

$$\frac{S}{D} \sim \left(\frac{m_s c_s \alpha_s}{\dot{m} c_p D^2} \right)^{1/2} \quad (3-39)$$

Fig. 3-4 にて数値計算を行った物性値は、以下の3つの値を使用している。 $m_s = 2050 \text{ kg}$, $c_s = 1840 \text{ J/kgK}$, $\alpha_s = 1.38 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, $\dot{m} = 2.3 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$, $c_p = 4183 \text{ J/kg K}$ そして、 $D = 4 \text{ cm}$ である。これらの値を式(3-39)に代入することで、右辺はおおよそ2と求めることができる。 S/D 値のオーダーは、U字型配管の平行配管部分の周辺に形成される冷却層が、互いにちょうど触れる状態であったことが確認された。

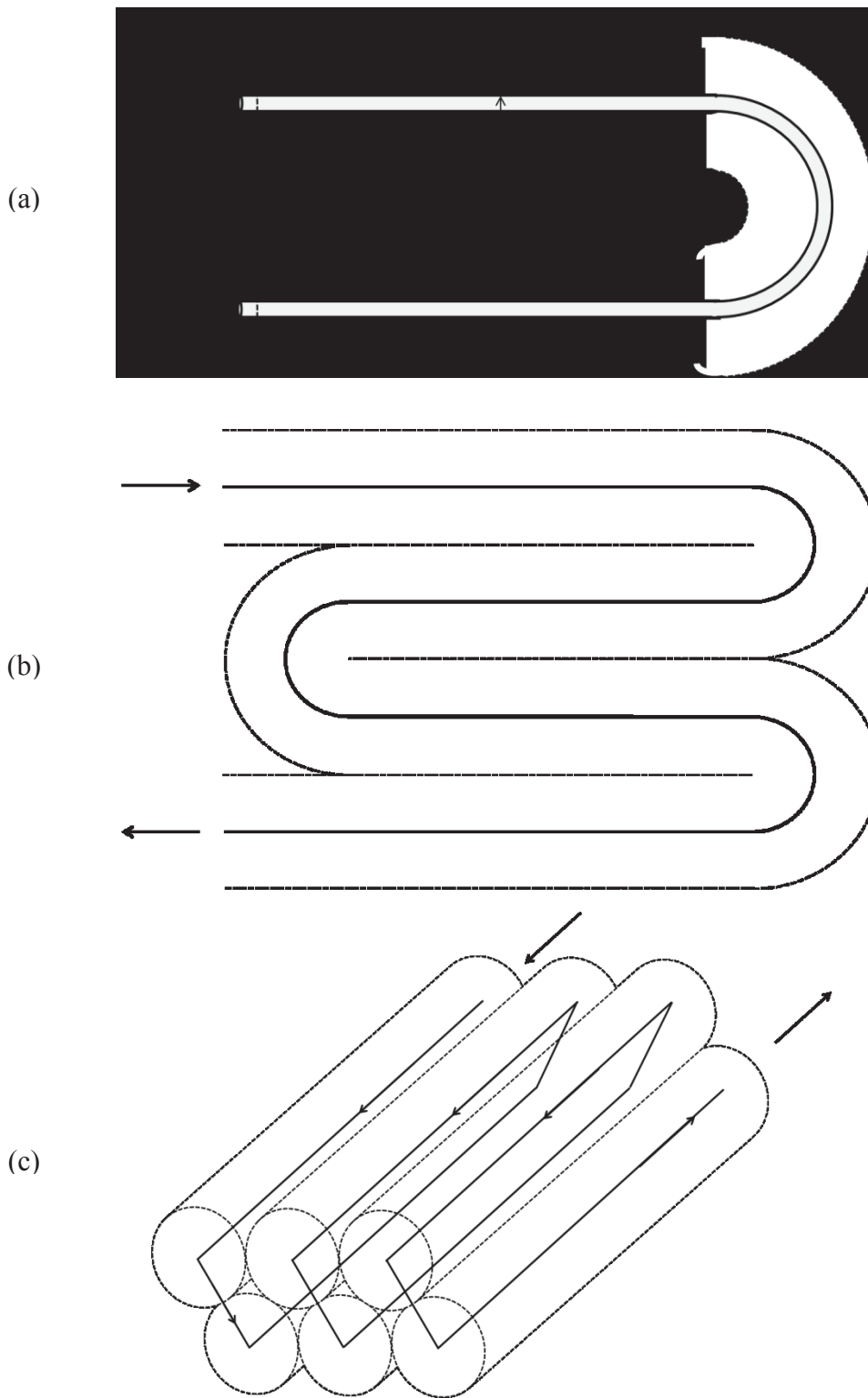


Figure 3-11

(a) The solid sleeve of cooled solid that grows around the buried pipe, and designs for high density packing: (b) Packing in one layer, (c) Packing in two layers.

(m: mass flow rate of working fluid in pipe, D: Diameter of pipe, δ : boundary layer thickness)

3.4 まとめ

本章では、単独のヒートポンプの作動流体として割り当てられた有限な土壌と、単相流体との熱のやり取りの基礎的な特徴を調査した。特に配管形状に着目し、流体-土壌間の時間変化が伝熱効率にどのような影響を与えるのか、検討をおこなった。いくつかの配管形状(U字型、蛇腹型)が検討され、伝熱効率を改善する形状の提案がされた。

流体が流れる2本の配管を、有限な土壌を最大限有効に利用するために、出来るだけ近づけて、コンパクトに土壌内に組み込む際の最適距離について述べた。配管同士の間隔は、流体-土壌間での熱のやり取りで生じる熱拡散(境界層)の厚さと等しいか、もしくは大きくなるように定められるべきである。最適な間隔は、配管周辺に与えられた土壌体積と、配管自身が採熱可能な領域が一致しているときである。これは、土壌内に如何に効率的に埋設させるかを示しており、Fig. 3-11 (b) と (c) にイメージを表している。配管周辺の円筒型冷却層が、配管が採熱可能な、与えられた領域内にきちんと収まるようにされるべきである。境界層厚さ δ は、流体-土壌間の熱やり取りに掛かる時刻 t_b によって求められる。たとえば、ヒートポンプ稼働の場合、 t_b は昼夜単位、もしくは季節単位の長さになることが推測される。この原理は、配管の設置方法に適応されるものである。

第4章 Y字型モデルを用いた地中熱交換器の設計

本章では、Y字型モデルを用いた新規な流路形状を持つ地中熱交換器の設計を行った。自然界の長年のセレクションで培われた生物の効率性を参考に、生物の肺や根のような先に進むにつれて分岐を繰り返す、土壌を広く捉えるような構造を提案し、地中熱交換器としての適用可能性を検討した。地中内に幹となる配管を1本設置して、枝管を2方向へ自由な角度に分岐をさせ、伝熱効率が最も良い第1分岐角度を求めた。次に第2分岐角を求め、その分岐の対称性、非対称性の検討を行った。その後、再度第1分岐角の検討へ戻り、第2分岐角までの収束解を得た。最終的に第4分岐角まで、同過程の繰り返しを行い、Y字型のモデルを用いた樹形状モデルが求められた。本モデルは生物の肺や根の形状と似た構造を示していた。

U字型熱交換器以外の形状を検討した先行研究として、Combellesら(2012)[34]によるT字型の地中熱交換器の適用性検討がある。ここでは、90度での分岐を前提とした特殊解にて、配管の先に進むに連れて分岐を繰り返す形状を検討している。しかしながら、自然界には90度で分岐を行う生物は存在しておらず、生物の規則性が持つ効率的な形状を十分に反映しているとは言えない。そのため、本章では樹形状モデルの分岐角度の一般解を求めるべく、90度で分岐を行う制約を解消し、自由な角度で分岐を繰り返すことで、T字型モデルよりも自然界の恩恵を与えることができる効率的な熱交換器の設計を行うこととした。

4.1 数値計算モデルと方法

Fig. 4-1に示すように、分岐配管を持つ互いに向き合う2つの樹形状モデルを想定した。ひとつの樹形状モデルが流体を張り巡らせ、他方が流体を土壌から回収して、ヒートポンプへ送り出す。

簡略化のために、まずはひとつの樹形状モデルにだけ着目し、分岐長さ、分岐角度を変化させて、最も効率的な形状を求める。既往の樹形状モデルを扱う研究の多くは、その形状を固定させて、伝熱効率を改善させる条件を決定する言った順序をたどるが、本研究では適したモデル形状を決定することに傾注している。Fig. 4-1 に示すように、今まで樹形状モデルとして多く検討された形状は、T字型に二股に分岐をするモデルである。ここでの、分岐長さは以下に示す規則性を持っている。

$$L_1, \quad L_2 = \frac{L_1}{2}, \quad L_3 = L_2, \quad L_4 = \frac{L_3}{2}, \quad L_5 = L_4 \quad (4-1)$$

本章では、T字型モデルをベンチマークとして、各分岐での長さを採用して、Fig. 4-2 に示すように、樹形状モデルの分岐角度を自由に変化させることから検討を始めた。

樹形状モデルは、等温配管にて形成されており、温度の異なる土壤内に埋設されていると仮定する。土壤形状は立方体であり、体積 ($V=2L_1 \times 2L_1 \times 2L_1$) を一定とする。この体積の境界は断熱されている。土壤の初期温度 T_1 は樹形状の温度 T_0 よりも高いものとし、時間の経過とともに、配管周辺には冷却層が発生する。これらの解析は、初期の時刻において樹形状モデルが暖かく、土壤が冷たい状態であっても成り立つものである。

等温円筒モデルは、土壤に埋め込まれた熱交換器の配管の温度変化を表すには、とても適している。なぜならば、配管内を潜り抜ける流体の滞留時間は、土壤と埋設配管との熱のやり取りが行われる昼夜時間、もしくは季節時間に比べてたいへん短く、土壤と配管の熱交換プロセスの大部分が近似的に等温とみなすことができ、その温度はヒートポンプから到達した流体の入口温度に匹敵する。本シミュレーション上では、配管内を潜り抜ける流体の質量流量を $\dot{m} = 0.023 \text{ kg/s}$ 、比熱を $c_p = 4183 \text{ J/kg}$ 、流体の温度変化を $T_{\text{out}}(t) - T_{\text{in}}$ 、潜り抜けるのに掛かった時間を $t_f = 100 \text{ s}$ と表すと、配管内の流体が得る熱量は $Q_f = \dot{m}c_p[T_{\text{out}}(t) - T_{\text{in}}]t_f$ と表すことが出来る。ここで、 $T_{\text{out}}(t)$ とは、時刻 t における流体の出口温度とし、 T_{in} は流体の入口温度とする。一方で土壤側は、質量を $m_s = 2050 \text{ kg}$ 、比熱を $c_s = 1840 \text{ J/kg K}$ 、土壤の温度変化は $T_{\infty} - T_{\text{avg}}(t)$ と表すと、 $Q_s = m_s c_s [T_{\infty} - T_{\text{avg}}(t)]$ となる。ここで、 T_{∞} は初期の土壤平均

温度とし、 $T_{\text{avg}}(t)$ は時刻 t における土壌の平均温度とする。なお、温度変化 $T_{\text{out}} - T_{\text{in}}$ と $T_{\infty} - T_{\text{avg}}$ は、 $T_{\infty} - T_{\text{avg}}$ と同じスケールにて行われているとする。これより、 t_f は土壌と埋設配管との熱のやり取りに掛かる時間に比べてたいへん短いことから、 Q_f は Q_s の 0.25%程度となる。このため、配管内の温度変化は等温とみなすこととし、配管と土壌との境界面温度が常に流体の入口温度となるように仮定した。

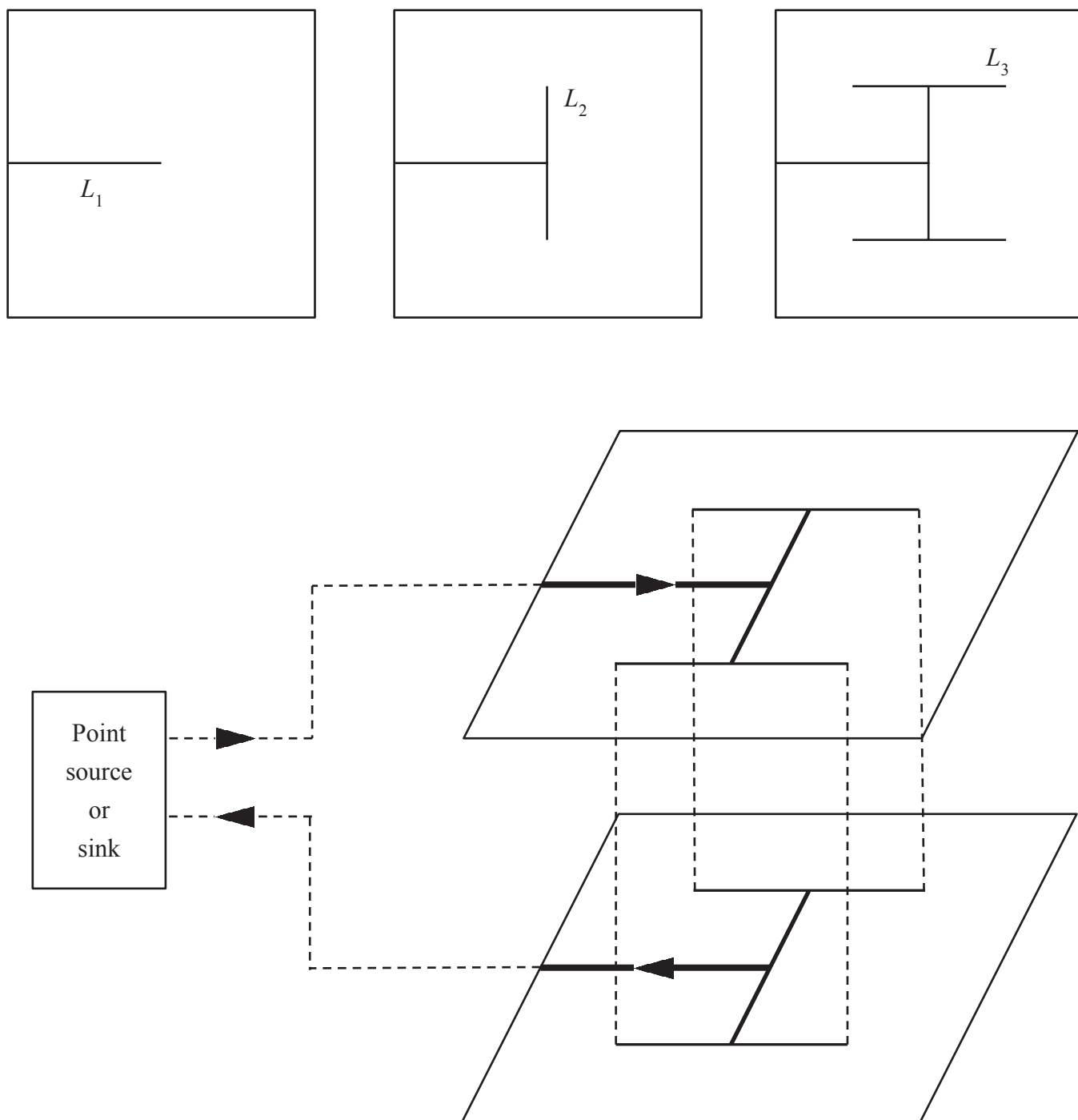


Figure 4-1 Tree structures with T-shaped bifurcations. Top: view from above. Bottom: two trees in counter flow, for heat transfer between a point and a volume.

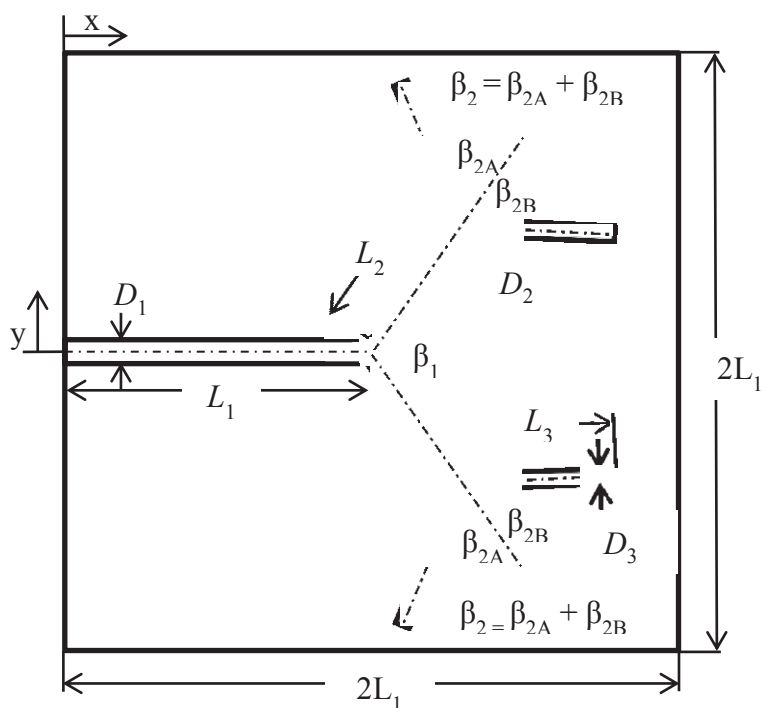
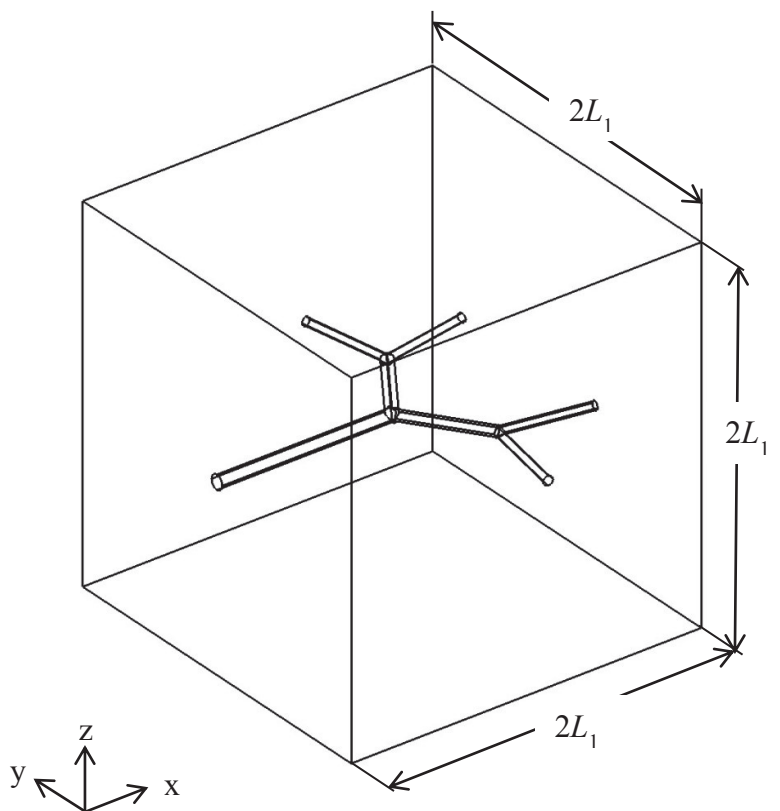


Figure 4-2

Tree architecture with freely varying angles, and with lengths according to Eqs. (4-1)

本章で取り扱う樹形状モデルは、Y字型の規則性を持つ。T字型は分岐角度が全て90°だったためであるが、本章では自由に分岐角度を変化させ、最も効率の良い角度を採用して、さらに次の分岐へと進むため、主幹と分岐を見ると、Y字型に見えることから、この規則性が予測され、さらにこれをY字型モデルと呼ぶことにする。

主幹となる配管の直径を D_1 、長さを L_1 とする。すべての配管は円管であり、それぞれの直径の大きさは、Hess-Murray Rule [41]に従うものとする。

$$\frac{D_i}{D_{i+1}} = 2^{1/3} \quad (i = 1, 2, \dots) \quad (4-2)$$

分岐管の長さは、本章では式(4-1)に沿って検討を行った。最初の分岐角は、主幹と第1分岐との間の角度 β_1 となる。第2、第3は、それぞれ β_2 、 β_3 とする。

温度分布は非定常熱伝導モデルとして市販のシミュレーションソフトウェアを使って数値計算された[44]。樹形状モデルの周辺土壌内に対するエネルギー保存則は以下の式(4-3)にて定義される。

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \nabla^2 T \quad (4-3)$$

ここで、 α は土壌の温度拡散率を示し、 $\nabla^2 = \partial^2/\partial x^2 + \partial^2/\partial y^2 + \partial^2/\partial z^2$ 、として x, y, z はFig. 4-2に定義している。一般化のために、以下の無次元数を定義し、支配方程式を無次元化することとした。

$$(x_*, y_*, z_*) = (x, y, z) / V^{1/3} \quad (4-4)$$

$$t_* = \alpha t / V^{2/3} \quad (4-5)$$

$$\theta = \frac{T_0 - T}{T_0 - T_1} \quad (4-6)$$

ここで、 T_0 は樹形状モデル表面の初期温度である。立方体（土壌）の一辺を $V^{1/3}$ とする。式(4-3)は、以下のように無次元化される。

$$\frac{\partial \theta}{\partial t_*} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_*^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y_*^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z_*^2} \quad (4-7)$$

また、初期条件と境界条件を以下の様に設定する。

$$\theta = 0 \quad \text{at} \quad t_* = 0 \quad (4-8)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial x_*} = 0 \quad \text{at} \quad x_* = 0, 2 \quad \frac{\partial \theta}{\partial y_*} = 0 \quad \text{at} \quad y_* = -1, 1 \quad \frac{\partial \theta}{\partial z_*} = 0 \quad \text{at} \quad z_* = 0, 2 \quad (4-9)$$

4.1 第1、第2分岐角

無次元化時刻 $t_* = 0$ から、樹形状モデルとの温度差に従って土壌の熱が移動を始める。土壌の平均温度はやがて減少して T_0 へ近づいて行く。我々の関心事は、熱平衡へ近づくために効果的な樹形状を求めることである。熱平衡への促進に寄与する形状を割り出すため、無次元化時刻を固定し ($t_* = 0.5$ or 1.0)、土壌の平均温度へ与える樹形状モデルの影響を調査した。

$$\theta_{\text{avg}} = \frac{T_0 - T_{\text{avg}}}{T_0 - T_1} \quad (10)$$

Fig. 4-3 において、土壌の平均温度 θ_{avg} に与える第1分岐角度 β_1 の影響を示した。図中の放物線は $\beta_1 = 110^\circ$ の際に最大値を示した。

次に、第1分岐角度 β_1 を 110° として、第2分岐角度の影響 β_2 を調査した。Fig. 4-4a において、最適角として β_2 が 115° であることを示す。Fig. 4-4a の最右側に示した点は、T字型モデルで β_1, β_2 が 180° に設定されたものを示しており、この結果より、T字型モデルよりも、 β_1, β_2 を最適角度に設定したY字型モデルの方が、優れていることが分かる。

Fig. 4-4a において、第2分岐角は L_2 分岐の中心線に対して、左右対称であることを前提とした。そのため、次の検討では、第2分岐の左右対称性について、 $\beta_2 = \beta_{2A} + \beta_{2B}$ を前提として、 $\beta_{2A} \neq \beta_{2B}$ となる条件を挙げて検討を行った。すなわち、 β_2 の最適値は Fig. 4-4a にて求められた値を採用し、 β_{2A} の角度を変化させて検討を行う。Fig. 4-4b において、 β_{2A} の最適値が 80° であることを示す。すなわち、 $\beta_{2B} = 115^\circ - 80^\circ = 35^\circ$ である。結論として、樹形状配管とその周辺の土壌との熱のやり取りを促進させる形状として、非対称性が優れていることが分かった。Fig. 4-5 において、ここまでの樹形状配管の変化の過程を示す。伝熱効率について、最適化されたY字型モデルとT字型モデルを、同じ空隙率、表面積に調整した条件で Fig. 4-6a に比較した。Y字型モデルの方が、より早い速度で熱平衡へ向かうことが示されている。Fig. 4-6b と 4-6c では、それぞれの樹形配管周辺の温度分布を示している。

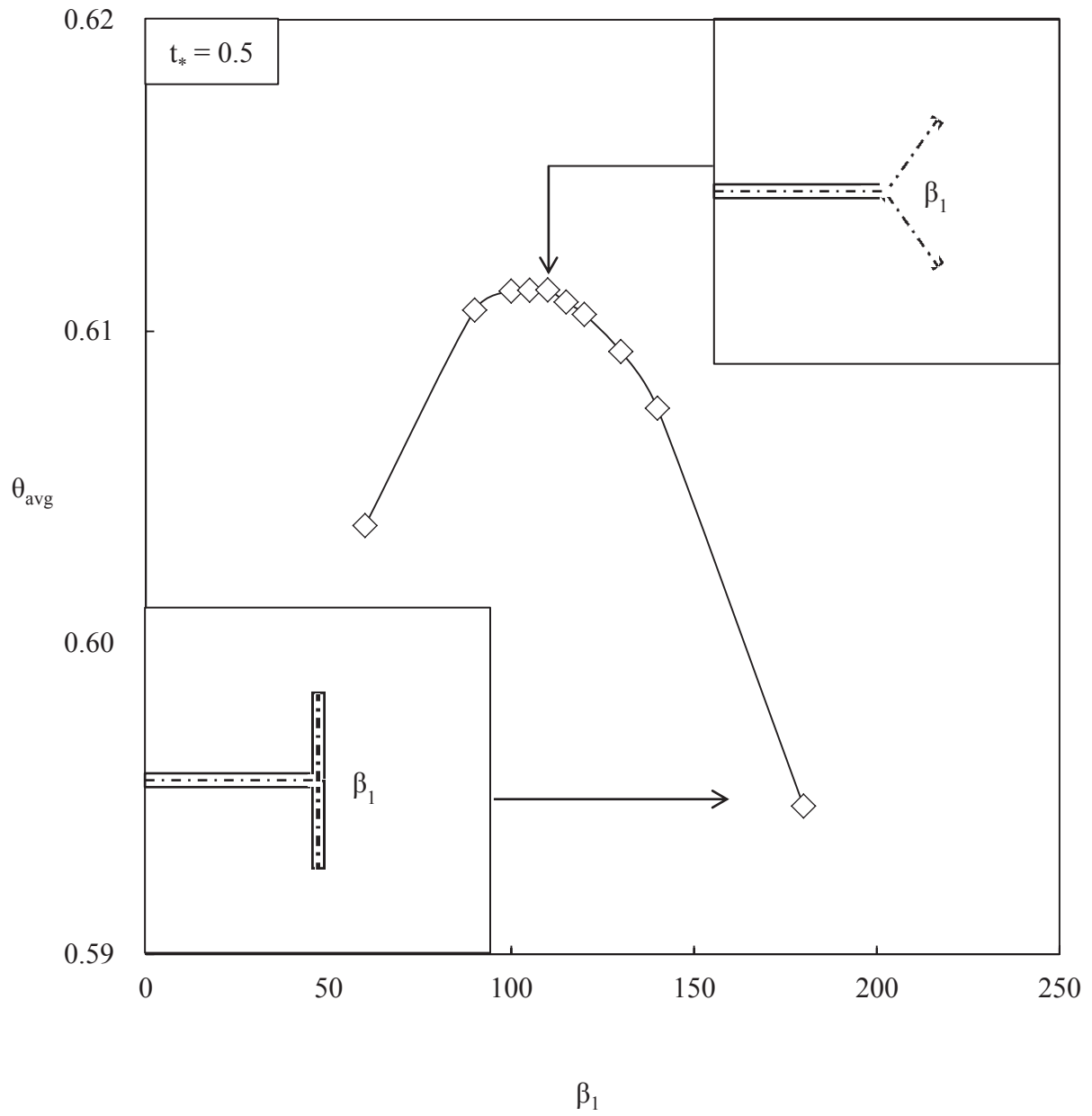
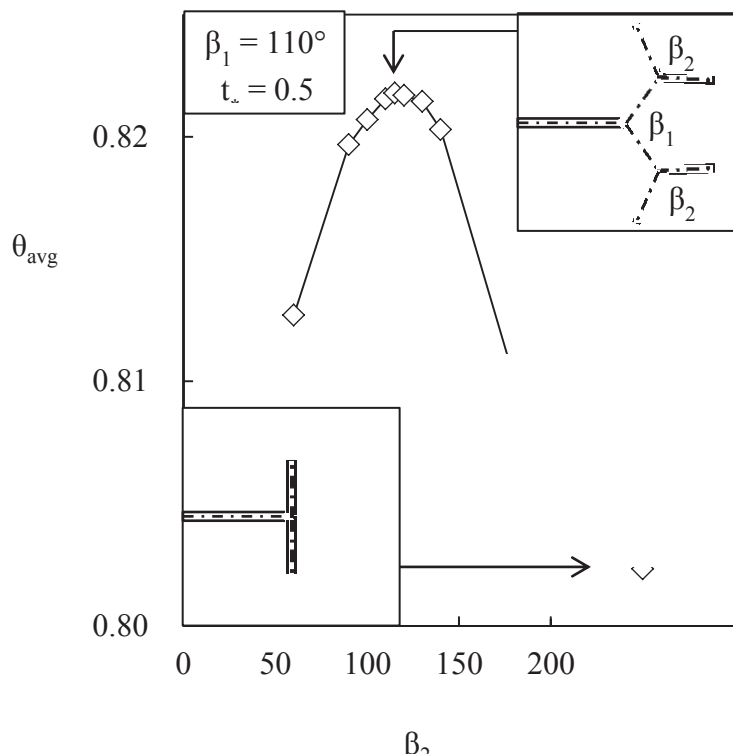


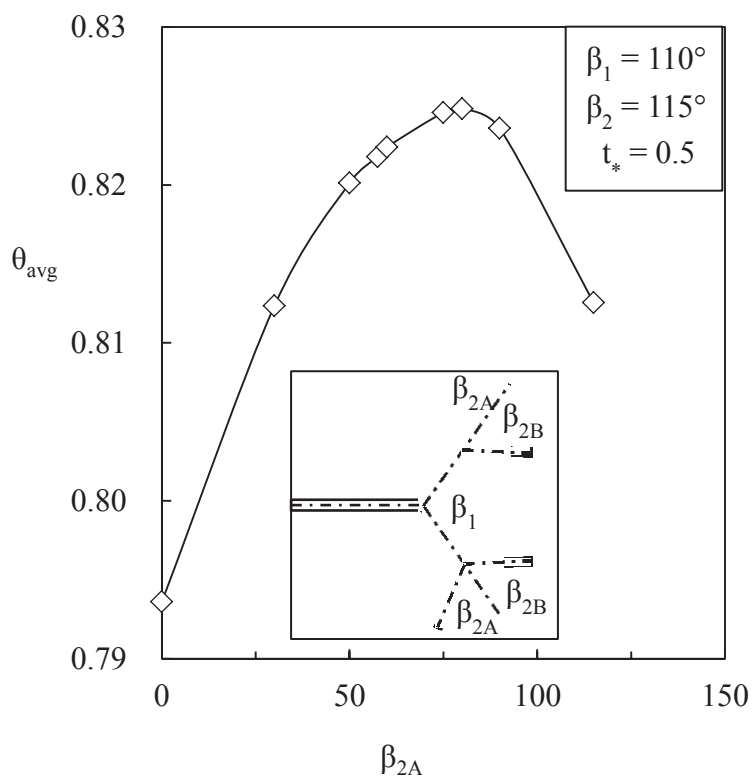
Figure 4-3

The effect of the bifurcation angle β_1 on the average temperature.

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube)



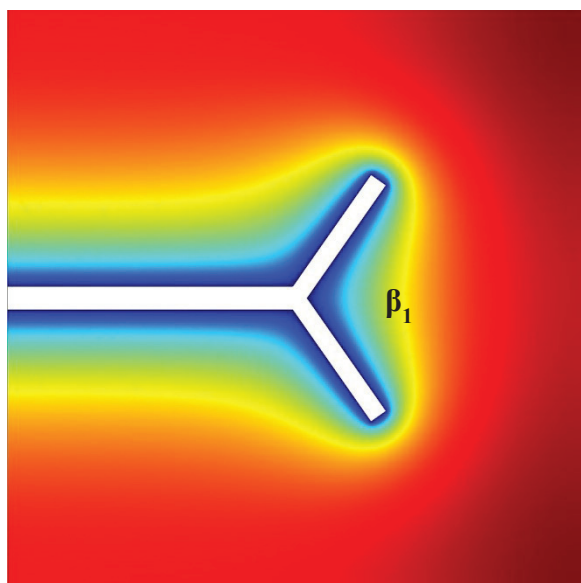
(a)



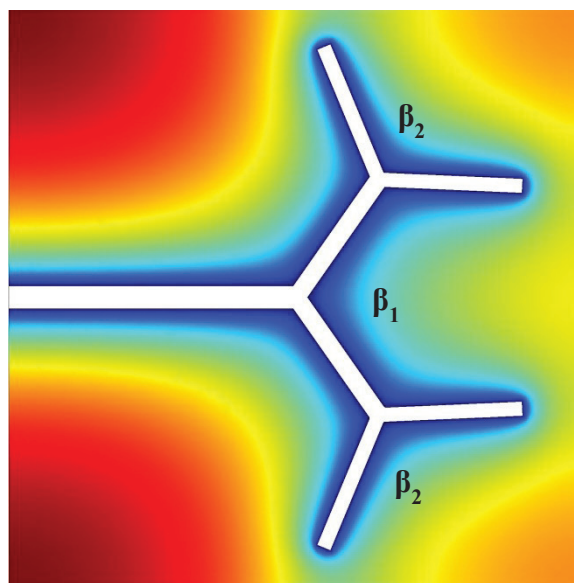
(b)

Figure 4-4 (a) The optimization of bifurcation angle β_2 when the first angle was set at $\beta_1 = 110^\circ$, and (b) The effect of the symmetric vascular design on the average temperature when $\beta_1 = 110^\circ$ and $\beta_2 = 115^\circ$.

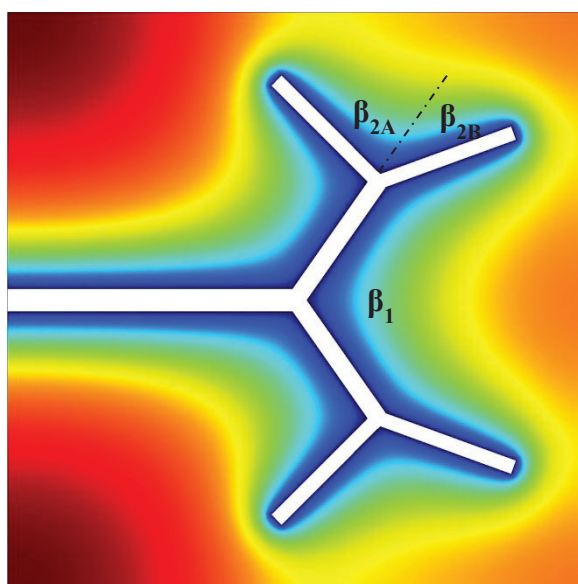
(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube)



(a)

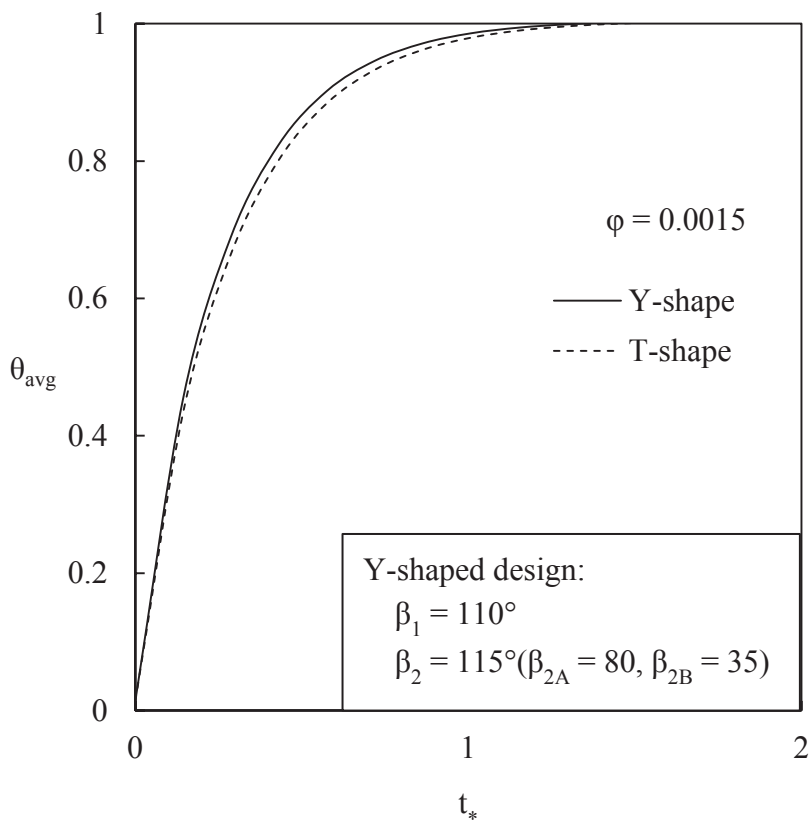


(b)

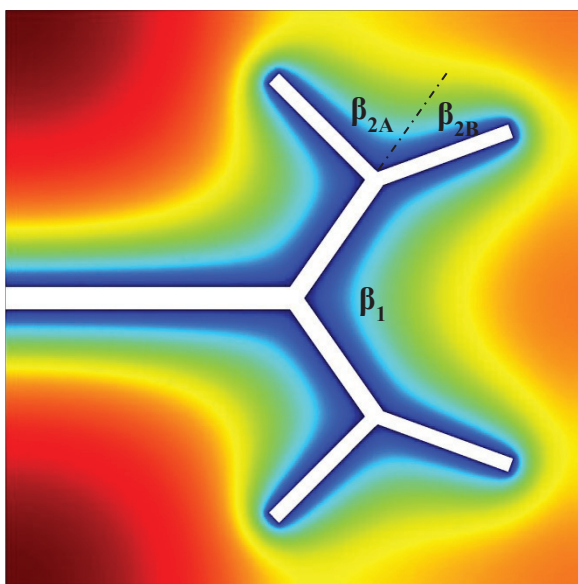


(c)

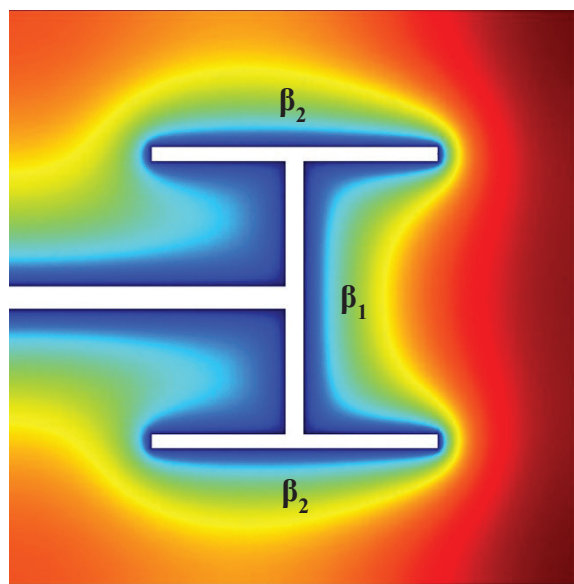
Figure 4-5 Temperature field around the tree when (a) $\beta_1 = 110^\circ$, (b) $\beta_1 = 110^\circ$ and $\beta_2 = 115^\circ$ with symmetric design, and (c) $\beta_1 = 110^\circ$, $\beta_{2A} = 80^\circ$ and $\beta_{2B} = 35^\circ$.



(a)



(b)



(c)

Figure 4-6 (a) Comparison Y-shaped design with T-shaped, (b) Temperature field around Y-shaped tree when $\beta_1 = 110^\circ, \beta_{2A} = 80^\circ$ and $\beta_{2B} = 35^\circ$, (c) Temperature field around T-shaped tree when $\beta_1 = 180^\circ$ and $\beta_2 = 180^\circ$.

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube, t_* : Dimensionless time)

4.3 土壤領域を拡大した場合での第1分岐角 β_1 と第2分岐角 β_2

有益な形状として表れた非対称性形状は、成長した樹形状配管とそれが埋設されている土壤周囲の断熱境界面との干渉によって出現した。この仮説を説明するために、Fig. 4-2 に示した土壤領域を、Fig. 4-7 に示すように拡大させて($V=4L_1 \times 4L_1 \times 4L_1$)、同じ順序にて最適角度を求める過程を追試することとした。モデルの全ての形状的な特徴や最適化手順は、4.2 節と同じものを踏襲している。

Fig. 4-8 において、長さ L_1 の幹配管と第一分岐のみで形成される樹形配管の β_1 の最適化を行い、 β_1 は 95° と求まった。この角度は、Fig. 4-3 での結果と比較して小さい値となったが、土壤領域が小さく、さらに凝縮されていたためと考えられる。

Fig. 4-9 において、 β_1 を 95° とした場合の最適な β_2 を求め、 80° であることが分かった。さらに、非対称の検討を行うため β_{2A} を変化させ、その影響を Fig. 4-9b に示した。最適な β_{2A} は 40° であることが示され、 $\beta_{2B} = 80^\circ - 40^\circ = 40^\circ$ であることが分かった。この結果から、第二分岐角 β_2 は対称性が最適であり、土壤領域が小さい場合の Fig. 4-4b のように断熱境界との干渉によって非対称性が出現することはなかった。

ここまで、第1分岐角 β_1 と第2分岐角 β_2 の最適角を求めてきたが、 β_1 は β_2 が存在する前に最適化された角度であるため、第2分岐が誕生したことによって、干渉を受けて最適角度が異なる点に出現することも推測される。そこで、 β_2 の角度はそのままに、再度 β_1 を最適化することとした。結果は、Fig. 4-10 に示す。最適な β_1 は、 100° として表れた。第1分岐単独の状態でも最適化された角度は、第二分岐を含めた状態で再度最適化を行うことで、 95° から 100° へと変化した。

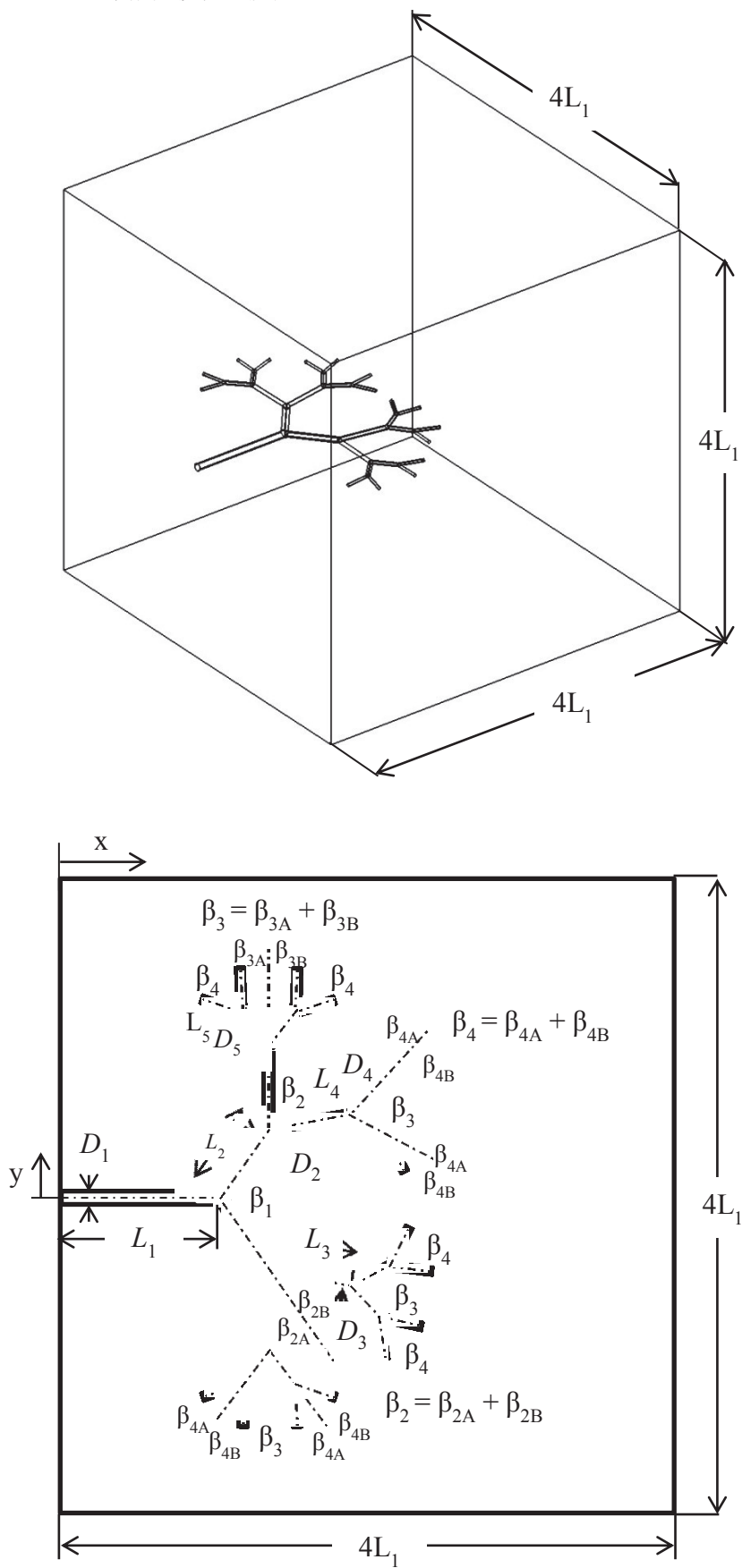


Figure 4-7

Vascular composites inside a larger cube.

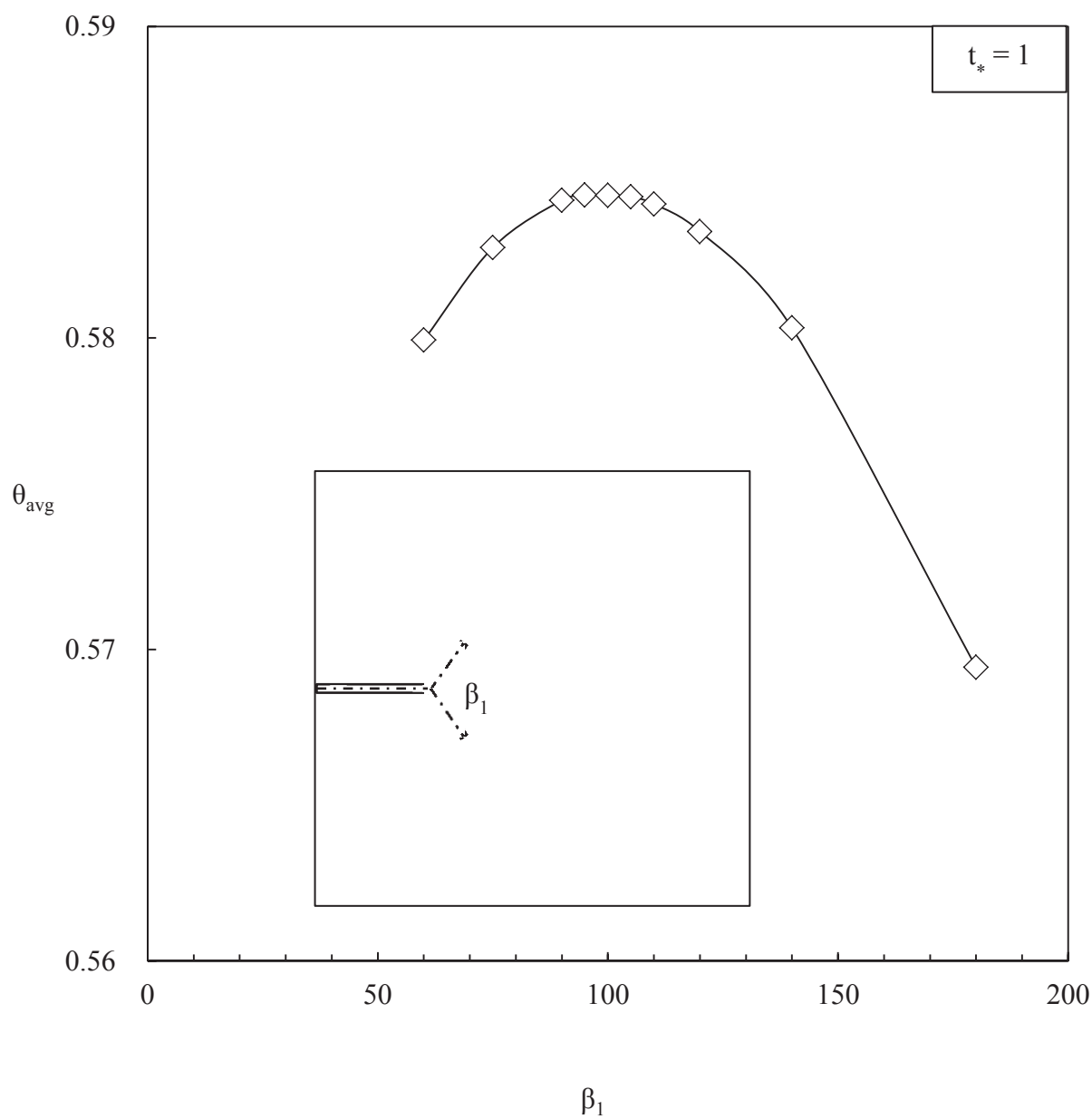


Figure 4-8

The effect of the bifurcation angle β_1 on the average temperature in a larger cube.
(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube)

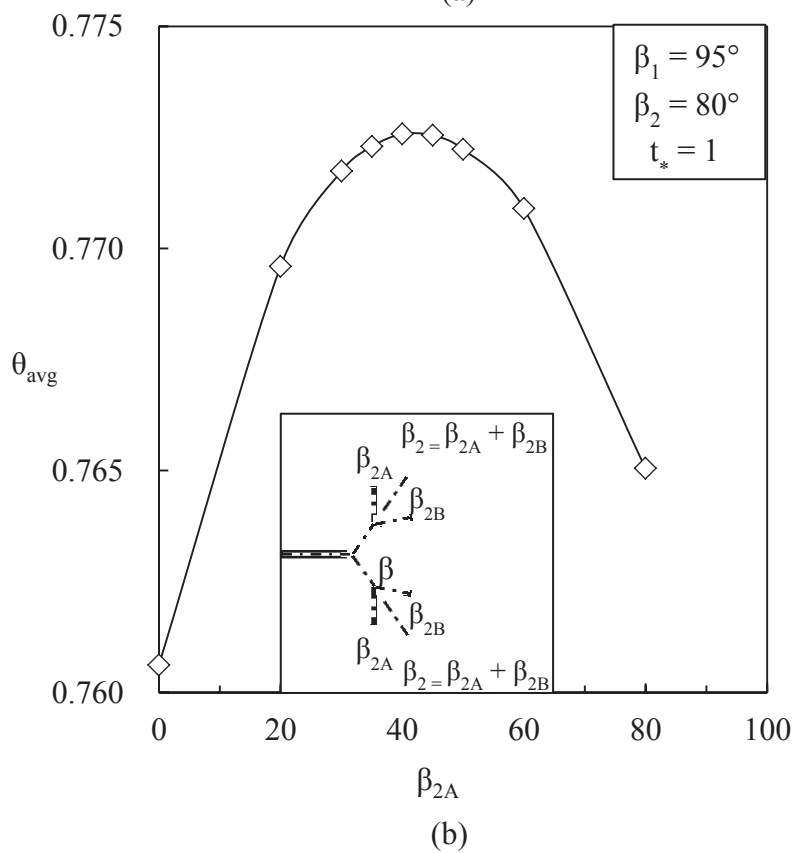
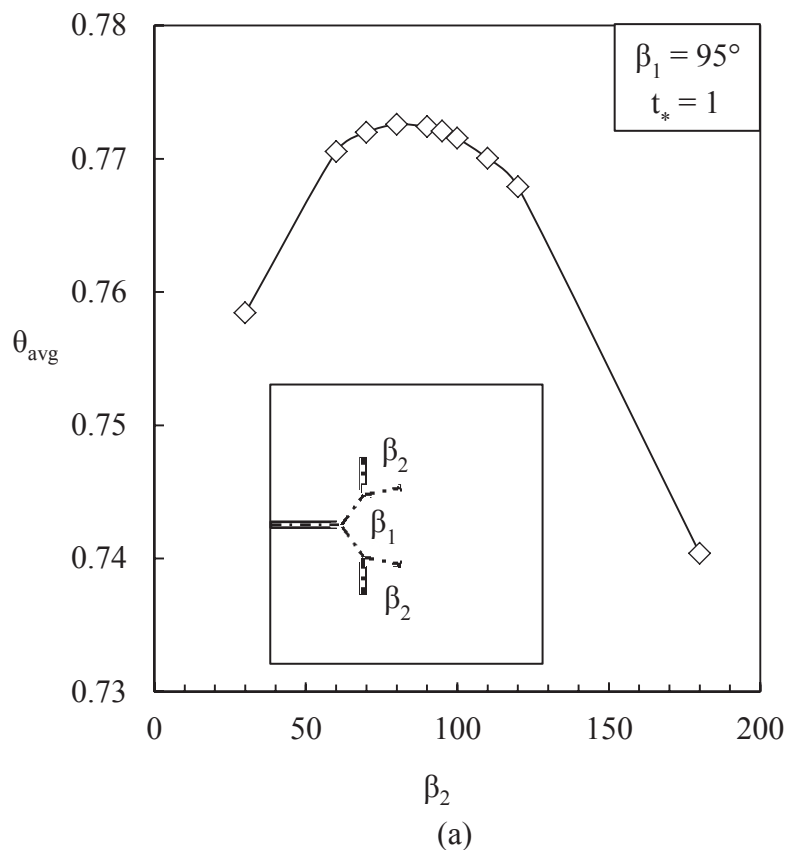


Figure 4-9 (a) The optimization of bifurcation angle β_2 when the first angle was set at $\beta_1 = 95^\circ$ in a larger cube, and (b) The effect of the symmetric vascular design on the average temperature when $\beta_1 = 95^\circ$ and $\beta_2 = 80^\circ$.

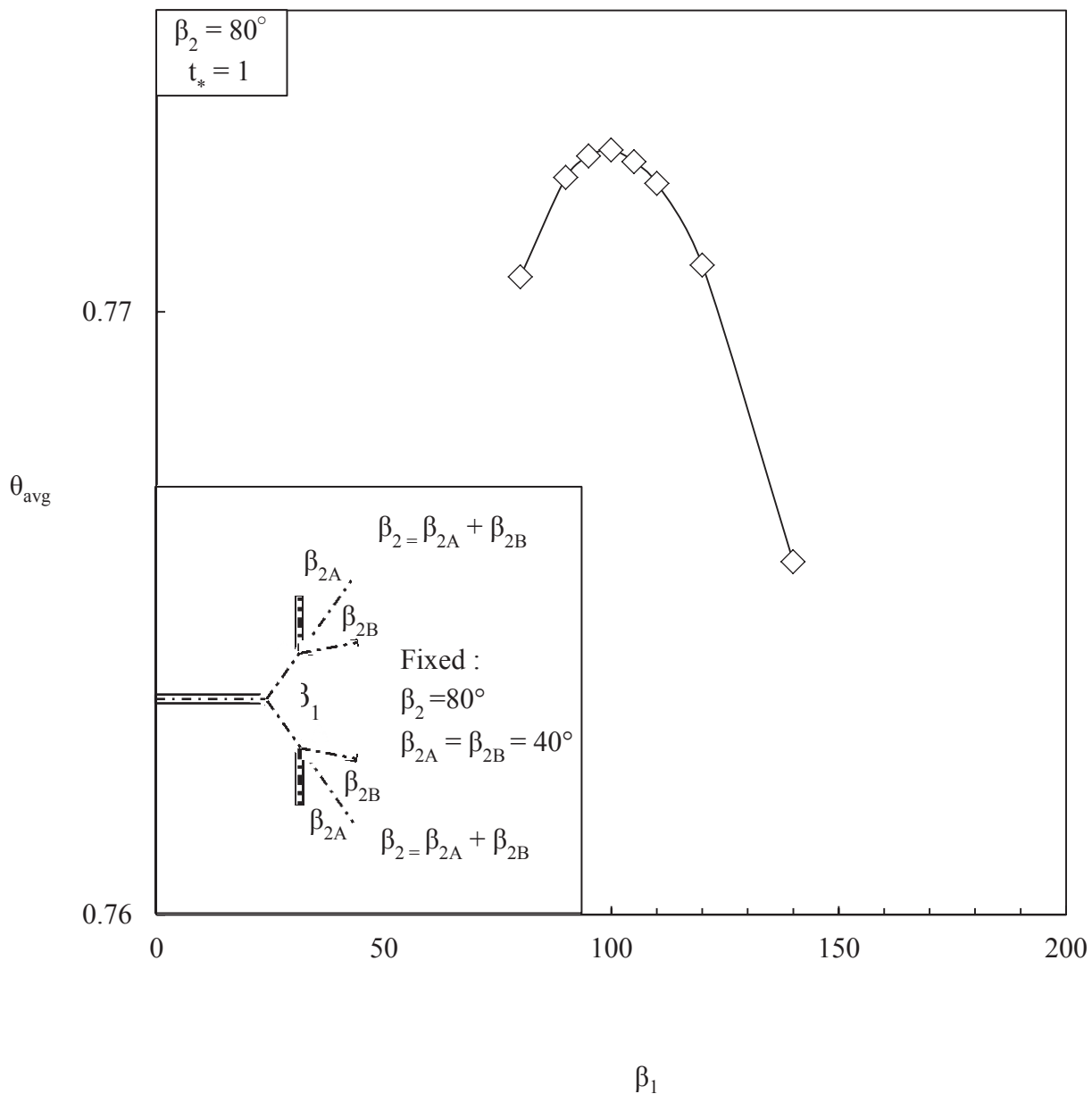


Figure 4-10 Repeating the optimization of bifurcation angle β_1 , while keeping second angle optimized value, $\beta_2 = 80^\circ$ (symmetry) in a larger cube.

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube)

4.4 第3分岐角

第3分岐段階の樹形状配管モデルは、4.3節での検討ステップと等しく、分岐段階の順序による影響も考慮して、最適角検討が行われた。 β_1 が 100° 、 β_2 が 80° を前提とし、Fig. 4-11aにおいて第三分岐角 β_3 の最適角度を 85° と求めた。そして、非対称性の検討を行うため、 β_{3A} を変化させ、最適な β_{3A} の値を、Fig. 11bに示した。結果として、 β_{3A} が 42.5° のときに最大値を示しており、 $\beta_{3A} = \beta_{3B} = 42.5^\circ$ となることから、対称な形状が有益であることが分かった。これは、土壌領域を拡大したため、断熱境界との距離が設けられたことによって互いの干渉が発生しなかったためと考えられる。

β_3 の最適値が求まったところで、 β_1 、 β_2 の値の最適性を検証するため、 β_3 の最適値はそのままに、再度 β_1 と β_2 の最適値を求める。 β_2 と β_3 をそれぞれ、 80° 、 85° として、 β_1 の最適値を、Fig. 4-12aに示した。ここで β_1 の再最適値は 101° となった。これまでの最適な値と比較して、 1° 大きい数値となった。さらに、 β_1 と β_3 を、 101° と 85° として、 β_2 の最適化をFig. 4-12bに示す。再最適化された β_{2A} は、 40.5° と求まった。その結果は今までの β_{2A} の値より 0.5° 大きい数値であり、 β_2 としては、 81° となった。

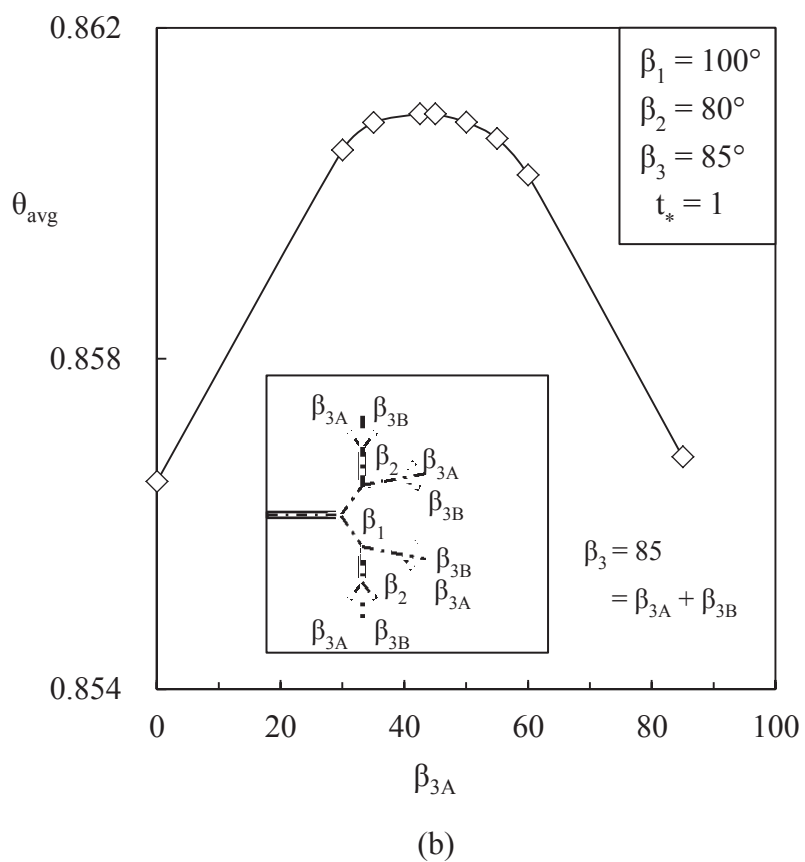
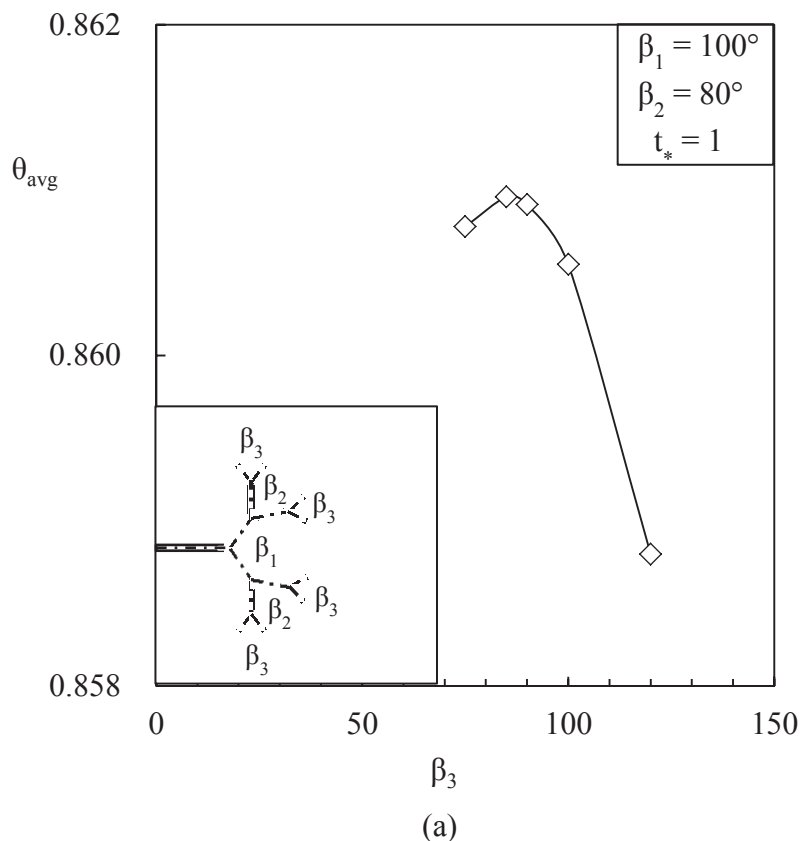


Figure 4-11 The optimization of bifurcation angle β_3 when $\beta_1 = 100^\circ$ and $\beta_2 = 80^\circ$ in a large cube, and (b) The effect of the symmetric design on average temperature when $\beta_1 = 100^\circ$, $\beta_2 = 80^\circ$ and $\beta_3 = 85^\circ$ in a larger cube.

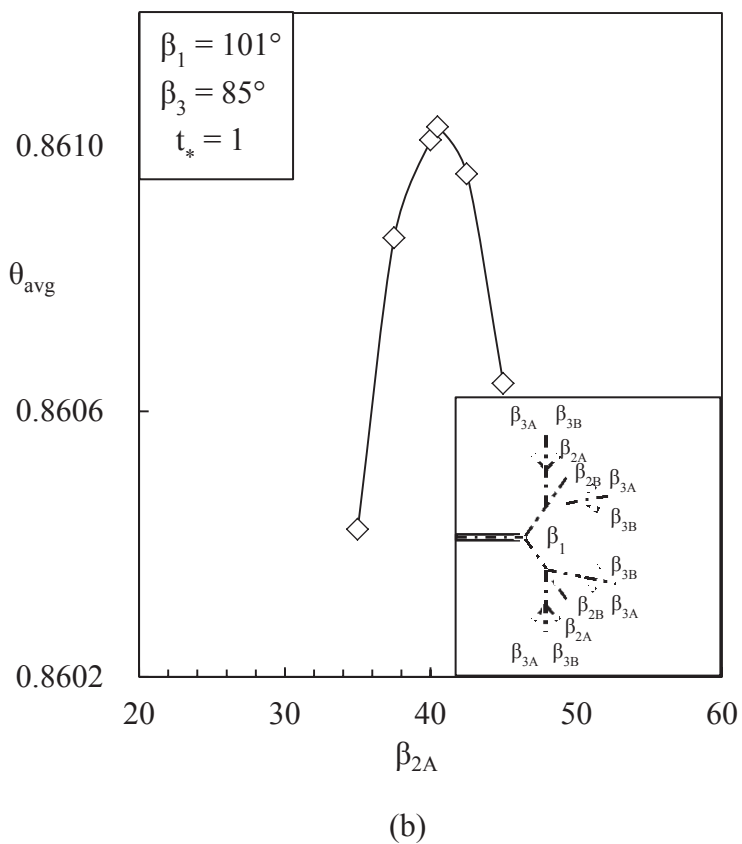
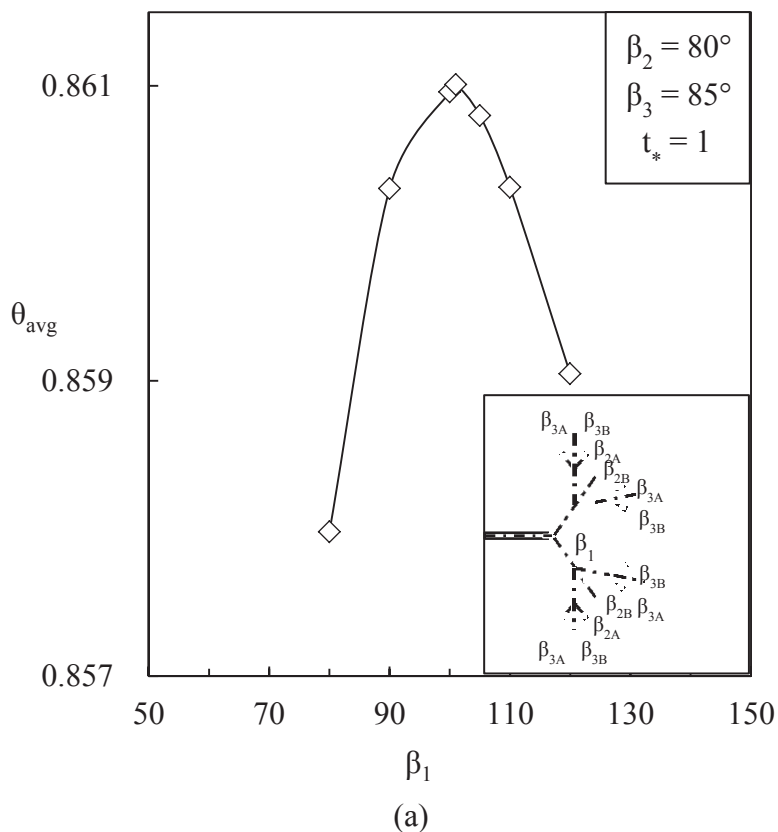


Figure 4-12(a) Repeating the optimization of bifurcation angle β_1 , while keeping second angle optimized value, $\beta_2 = 80^\circ$ (symmetry) and third angle optimized value, $\beta_3 = 85^\circ$ (symmetry) in a larger cube, and (b) The re-optimization of bifurcation angle β_{2A} , while keeping first angle optimized value, $\beta_1 = 101^\circ$ and third angle optimized value, $\beta_3 = 85^\circ$ (symmetry) in a larger cube.

4.5 第4分岐角の最適化

これまで、 β_1 、 β_2 、 β_3 と求まってきた結果を用いて、第四分岐角 β_4 の最適化検討を実施する。Fig. 4-13a において、 β_1 、 β_2 、 β_3 をそれぞれ、 101° 、 81° 、 85° とした前提で、 β_4 の最適値を 70° と求めた。そして、Fig. 4-13b において非対称性の検討を行い、 β_{4A} の最適値は 40° となった。すなわち、 $\beta_{4B} = 70 - 40 = 30^\circ$ となることから、第四分岐角において非対称性が表れた。これは分岐が進むにつれて、断熱境界との距離が近づいたため、互いの干渉を受けたことによると考えられる。

さらに、今までの検討ステップと等しく、 β_4 は 70° ($\beta_{4A} = 40^\circ$ and $\beta_{3B} = 30^\circ$)として、 β_1 、 β_2 、 β_3 の最適化を再度行った。Fig. 4-14a において、分岐下流の各角度を β_2 、 β_3 、 β_4 をそれぞれ、 81° 、 85° 、 70° として、 β_1 の最適化を示す。その結果は、 β_1 は 105° となり、以前の値よりも 4° 大きい値となった。Fig. 4-14b においては、さらに β_{2A} の再最適化を行うために、 β_1 、 β_3 、 β_4 をそれぞれ、 105° 、 85° 、 70° とした最適化数値を示す。これより、 β_2 は 82° となった。以前の最適値と比較して、 1° 大きい数値となった。最後に、 β_{3A} の再最適化を行う。Fig. 4-14c に、 β_1 、 β_2 、 β_4 をそれぞれ、 105° 、 82° 、 70° として β_{3A} の最適化を示した。ここで、 β_{3A} は 42.5° となり、すなわち β_3 は 85° となった。これは以前の最適値と変化はなく、Fig. 4-11b に示した数値と等しい値であった。

ここまでの分岐の成長段階を、樹形状配管周辺の土壌の温度分布と共に、Fig. 4-15 に示す。

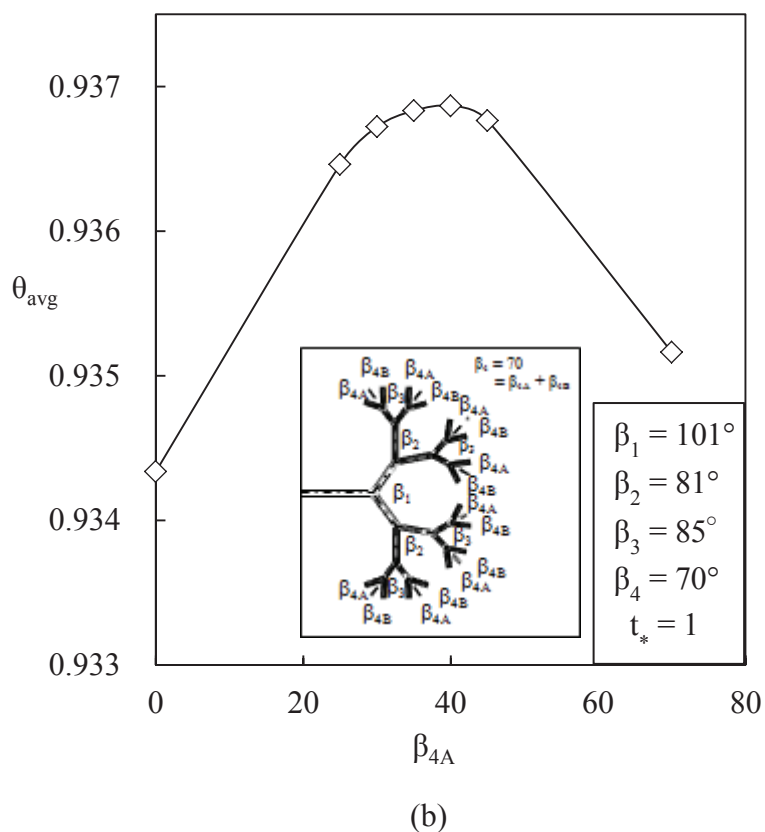
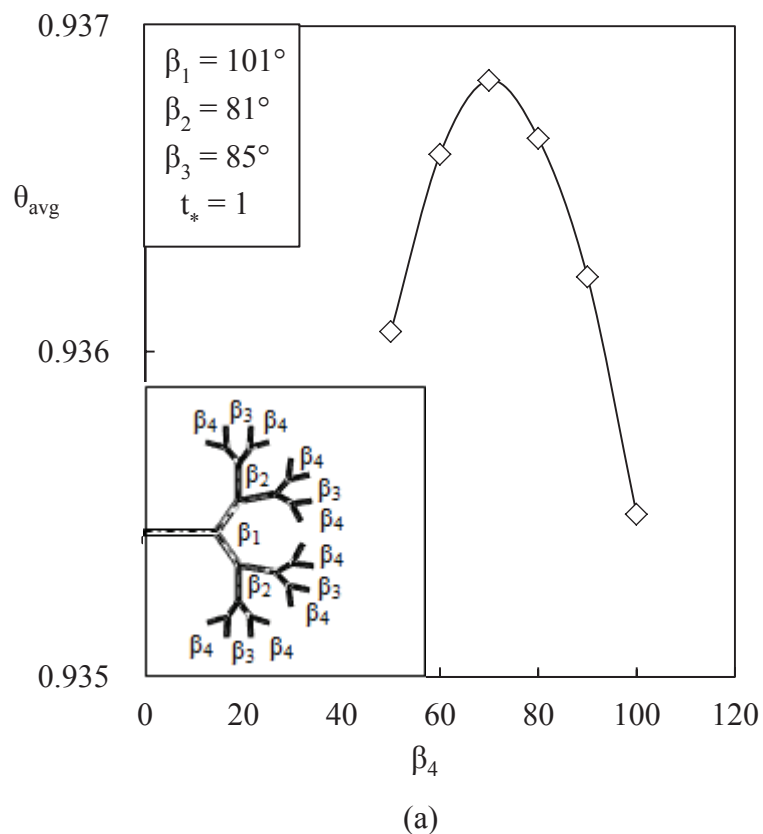


Figure 4-13 (a) The optimization of bifurcation angle β_4 when $\beta_1 = 101^\circ$, $\beta_2 = 81^\circ$ and $\beta_3 = 85^\circ$ in a larger cube, and (b) The effect of the symmetric design on average temperature when $\beta_1 = 101^\circ$, $\beta_2 = 81^\circ$, $\beta_3 = 85^\circ$ and $\beta_4 = 70^\circ$ in a larger cube.

第4章 Y字型モデルを用いた地中熱交換器の設計

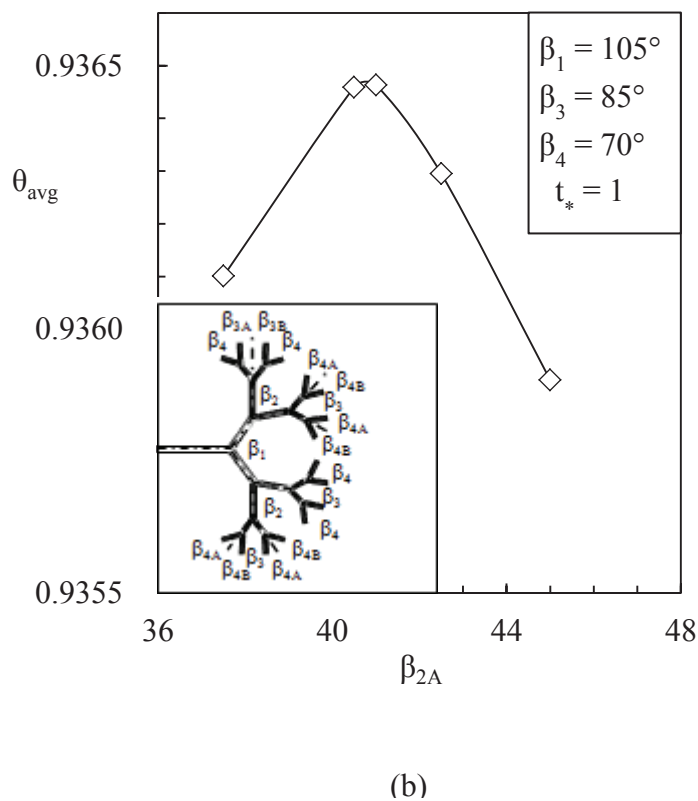
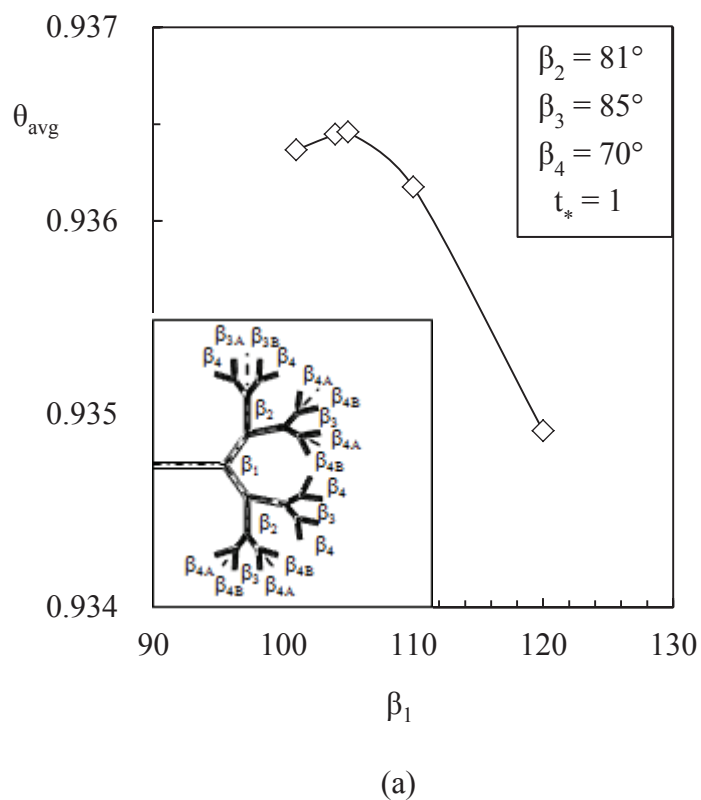
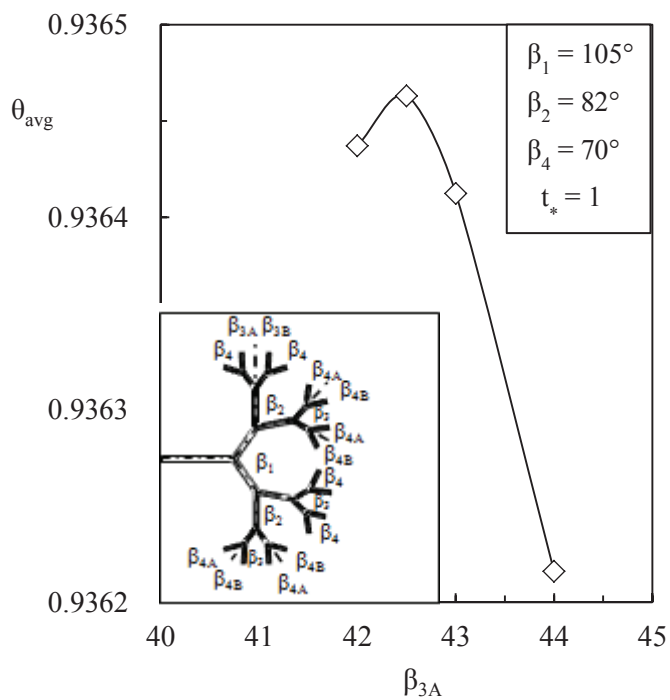


Figure 4-14 (a) The optimization of bifurcation angle β_1 , while keeping second angle optimized value, $\beta_2 = 81^\circ$ (symmetry), third angle optimized value, $\beta_3 = 85^\circ$ (symmetry) and fourth angle optimized value, $\beta_4 = 70^\circ$ (asymmetry) in a larger cube, (b) The re-optimization of bifurcation angle β_{2A} , while keeping first angle optimized value, $\beta_1 = 105^\circ$, third angle optimized value, $\beta_3 = 85^\circ$ (symmetry) and fourth angle optimized value, $\beta_4 = 70^\circ$ (asymmetry) in a larger cube.



(c)

Figure 4-14 (c) The re-optimization of bifurcation angle β_{3A} , while keeping first angle optimized value, $\beta_1 = 105^\circ$, third angle optimized value, $\beta_2 = 82^\circ$ (symmetry) and fourth angle optimized value, $\beta_4 = 70^\circ$ (asymmetry) in a larger cube.

4.6 樹形状配管が及ぼす影響のまとめ

本章では、土壤内に埋設された樹形配管と、その土壤間での伝熱効率の向上を目指して、樹形状モデルの自由な成長過程を示してきた。最適な形状は、それぞれの最適化段階において発生してきた。Fig. 4-15 に示すように、樹形状配管は漸進的に発展を行い、限られた領域内に満たされた Y 字型モデルを用いて、まるで人間の肺（気管）のような形状として出現した。

Fig. 4-16 にここまでの樹形状モデルの各発展過程での伝熱効率を示している。同じ発展段階 (N) での Y 字型モデルと、各分岐角度が 90° に制限された T 字型モデルとの比較を行った。Fig. 4-16a-d において、式(4-10)にて定義をされた θ_{avg} を用いて、土壤平均温度を各過程で示している。急速に立ち上がる曲線は、樹形状配管と土壤との熱のやり取りが素早く行われていることを示しており、伝熱効率が優れていることを示している。それぞれの過程において、Y 字型モデルは、T 字型モデルよりも優れていることが分かった。

Fig. 4-17 において、発展過程のロードマップを示している。土壤平均温度は、数値計算によって求められ、Fig.4-16 にて示した 6 つの形状での時刻 $t_* = 1$ における結果を示す。最も θ_{avg} が大きい数値を示すものは、全体の伝熱効率が高いことを示している。発展した Y 字型モデルは、その基準となった T 字型モデルよりも、樹形構造の複雑さが増すごとに、その 2 つの伝熱効率の差が増加していく。

2 つの設計の相対的な優位性については、任意の時刻 $t_* = 1$ におけるそれぞれの土壤平均温度の比率 ($\theta_{avg,Y} / \theta_{avg,T}$) で表される。 N (分岐部レベルの数) が 1 から 4 へ増加するにつれ、この比率は 1.03、1.06、1.08、1.08 の値を示す。この配列から、Y 字型モデルの優位性は分岐部レベルの数が増加するにつれて、プラトー（比率の上昇が頭打ちになった）状態に達したと考えることができる。Y 字型と T 字型モデルの相対的な伝熱効率の比率は、樹形状モデルの伝熱効率の堅牢性を明らかにしている。すなわち、堅牢性は最適化されたモデルの複雑さが増すにつれて、増加している。

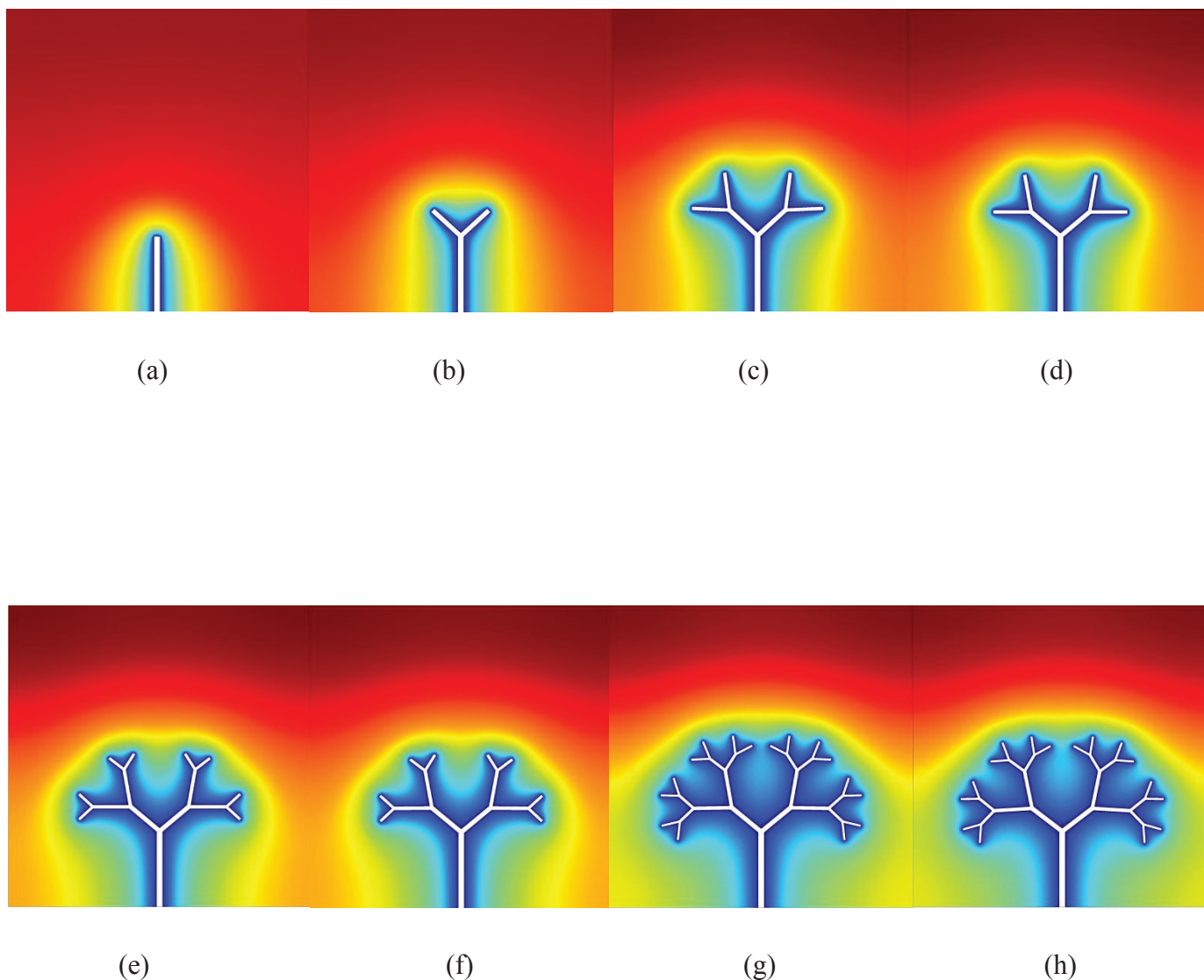


Figure 4-15 The temperature field around the tree in a large solid: (a) Trunk; (b) Tree when $\beta_1 = 95^\circ$; (c) Tree when $\beta_1 = 95^\circ$ and $\beta_2 = 80^\circ$ ($\beta_{2A} = \beta_{2B} = 40^\circ$); (d) Tree when the optimization is repeated and $\beta_1 = 100^\circ$, $\beta_2 = 80^\circ$ ($\beta_{2A} = \beta_{2B} = 40^\circ$); (e) Tree when $\beta_1 = 100^\circ$; $\beta_2 = 80^\circ$ ($\beta_{2A} = \beta_{2B} = 40^\circ$) and $\beta_3 = 85^\circ$ ($\beta_{3A} = \beta_{3B} = 42.5^\circ$); (f) Tree when the optimization is repeated and $\beta_1 = 101^\circ$, $\beta_2 = 81^\circ$ ($\beta_{2A} = \beta_{2B} = 40.5^\circ$) and $\beta_3 = 85^\circ$ ($\beta_{3A} = \beta_{3B} = 42.5^\circ$); (g) Tree when $\beta_1 = 101^\circ$, $\beta_2 = 81^\circ$ ($\beta_{2A} = \beta_{2B} = 40.5^\circ$), $\beta_3 = 85^\circ$ ($\beta_{3A} = \beta_{3B} = 42.5^\circ$) and $\beta_4 = 70^\circ$ ($\beta_{4A} = 40^\circ$ $\beta_{4B} = 30^\circ$) and (h) Tree when the optimization is repeated and $\beta_1 = 105^\circ$, $\beta_2 = 82^\circ$ ($\beta_{2A} = \beta_{2B} = 41^\circ$), $\beta_3 = 85^\circ$ ($\beta_{3A} = \beta_{3B} = 42.5^\circ$) and $\beta_4 = 70^\circ$ ($\beta_{4A} = 40^\circ$ $\beta_{4B} = 30^\circ$).

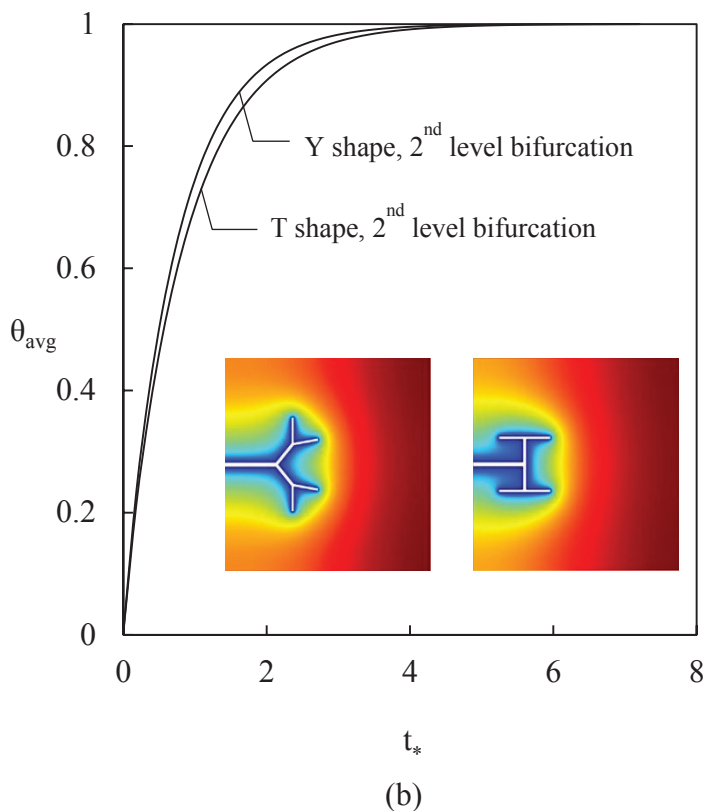
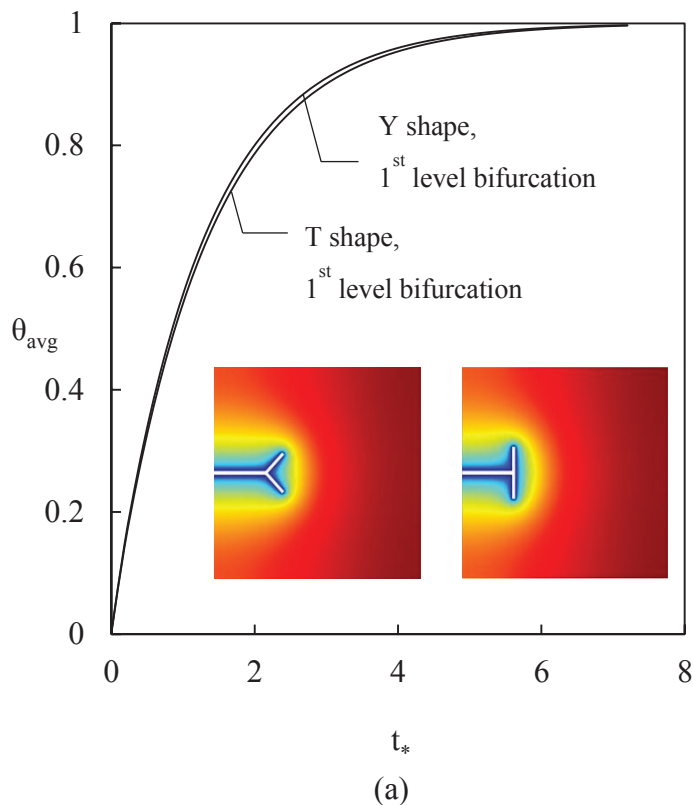


Figure 4-16

The thermal performance of Y-shaped and T-shaped tree designs: (a) $N = 1$; (b) $N = 2$

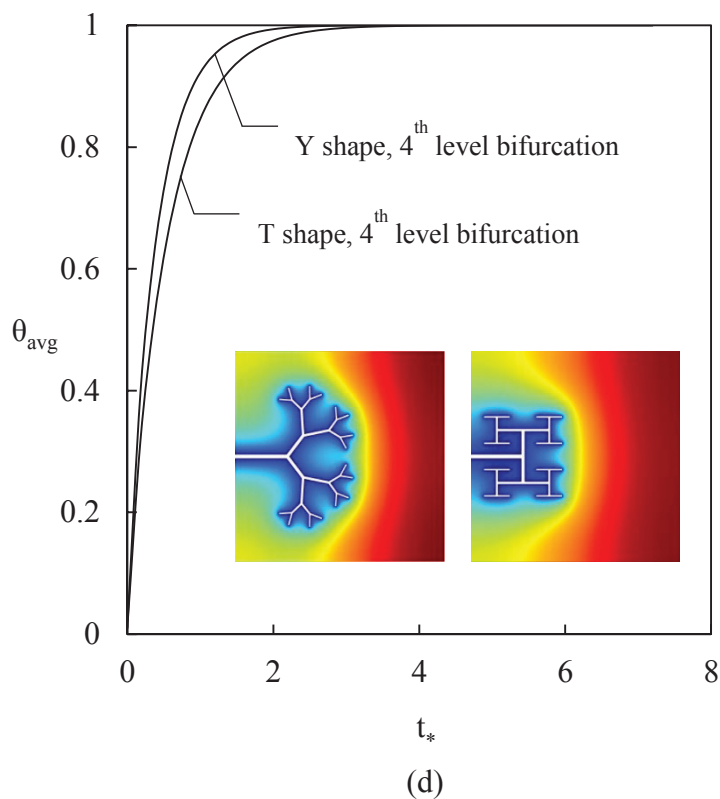
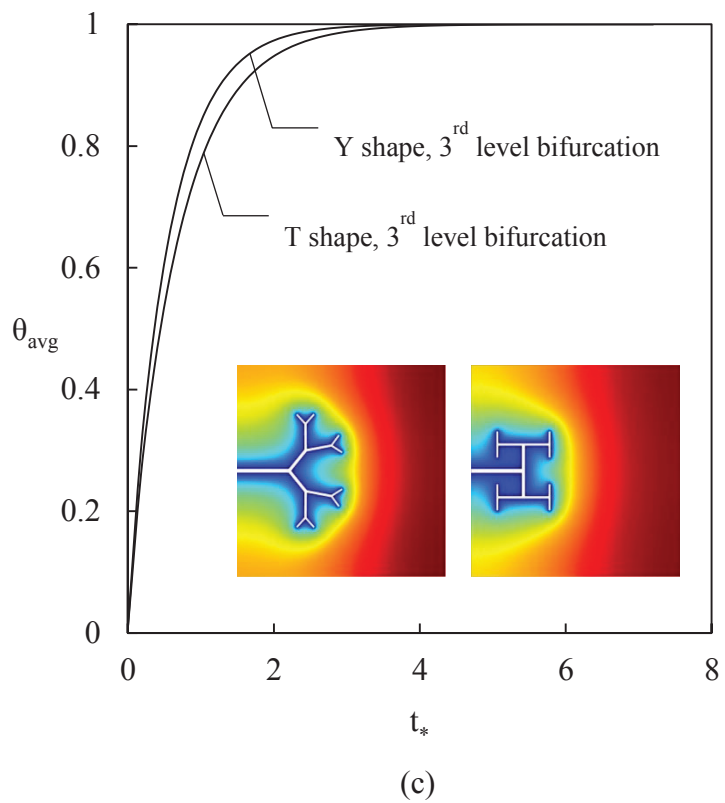


Figure 4-16

The thermal performance of Y-shaped and T-shaped tree designs: (c) $N = 3$; (d) $N = 4$

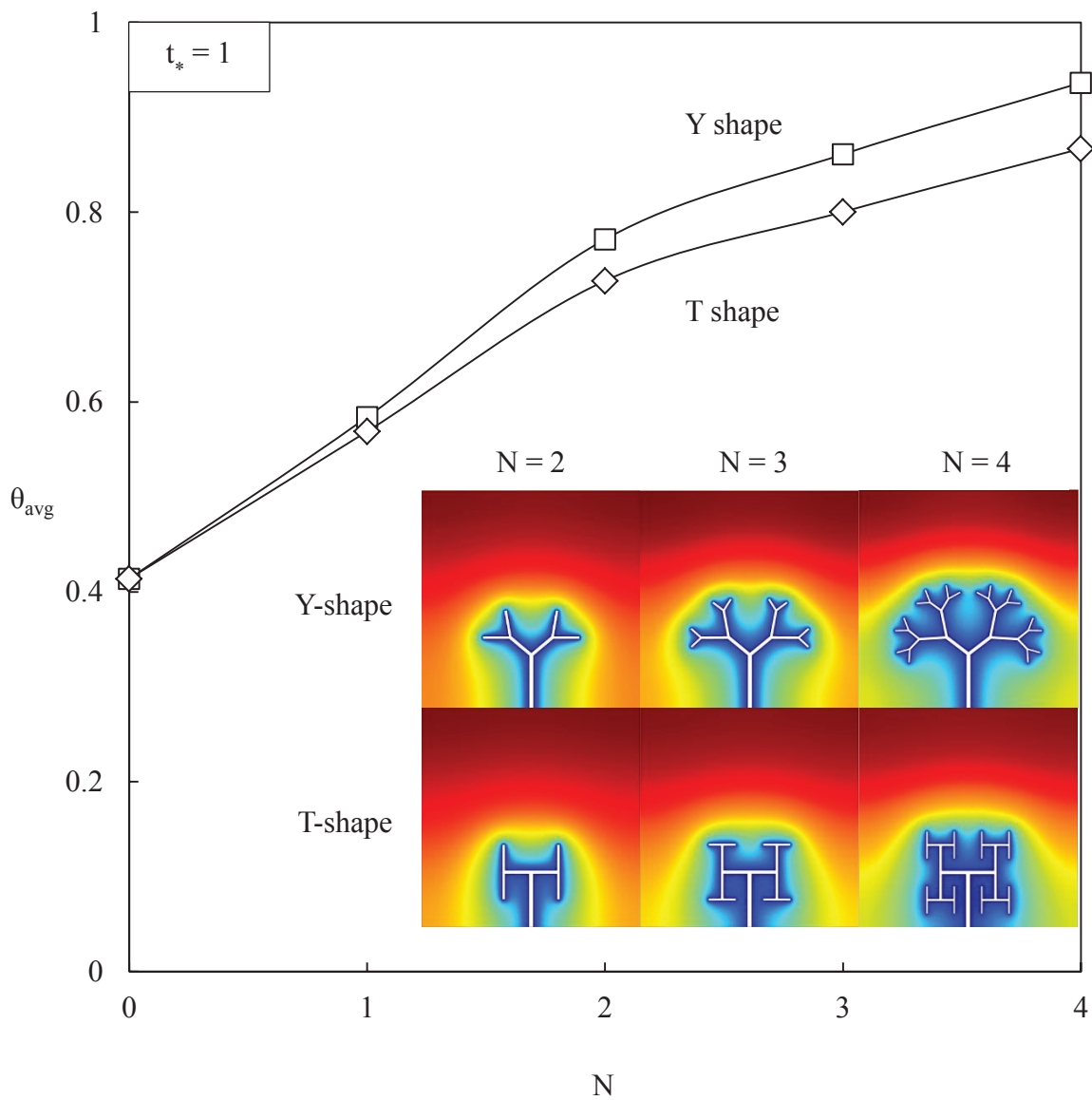


Figure 4-17
Comparison between the Y and T designs when $t^* = 1$.

4.7 シミュレーション結果のバリデーション

本章で得られた結果について、土壌を想定した領域の大きさに、土壌内の配管が影響を受けていないことを確認するため、土壌の大きさを10倍とした際の第1分岐角度、第2分岐角度のバリデーションを実施した。各種シミュレーションに用いた支配方程式、境界条件、初期条件等は、4.1に示した内容と同様である。結果を以下の Fig. 4-18, 19に示す。

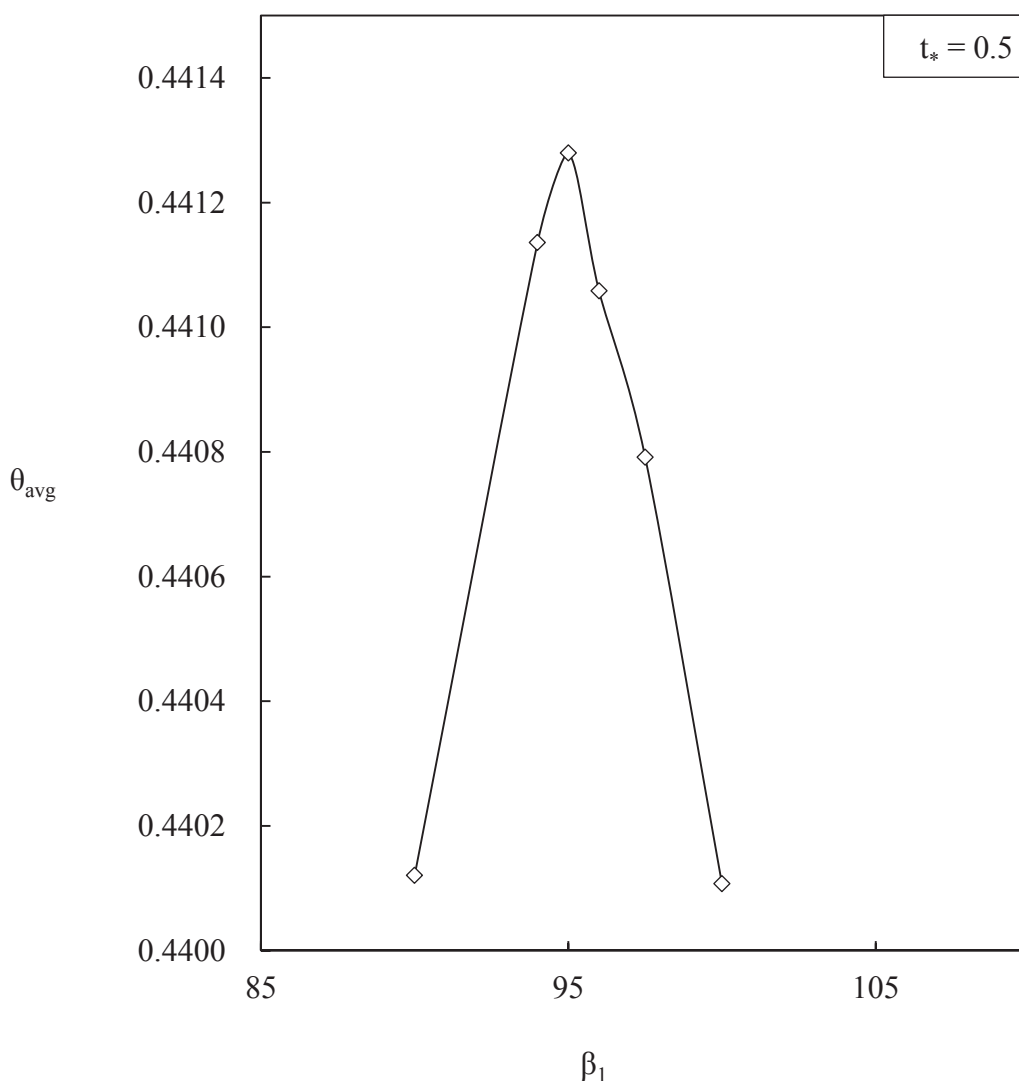


Figure 4-18
Validation of the bifurcation angle β_1 on the average temperature.

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube)

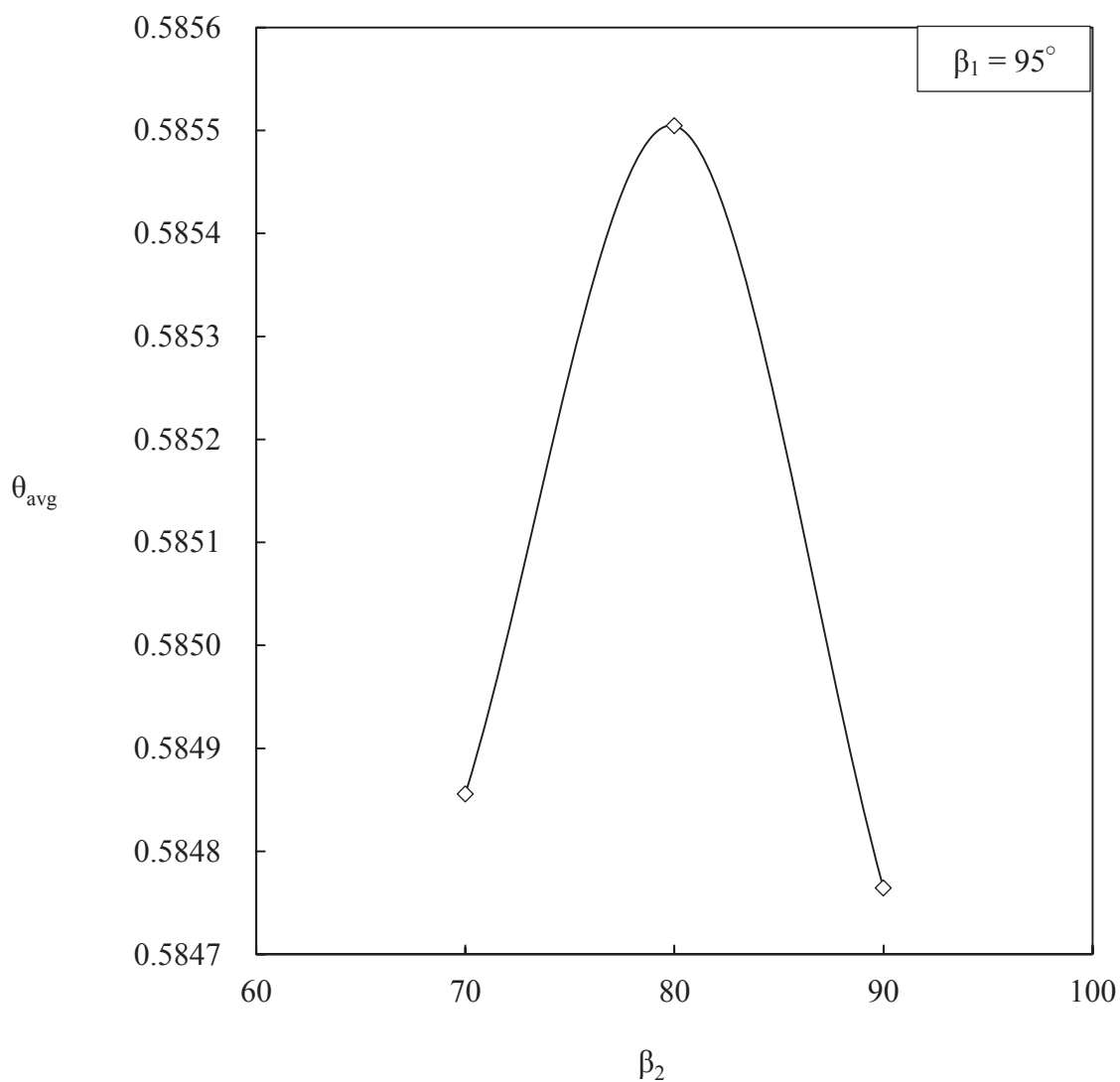


Figure 4-19

Validation of the bifurcation angle β_2 when the first angle was set at $\beta_1 = 95^\circ$

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube)

第1分岐角 β_1 、第2分岐角 β_2 とともに、4.3 にて求めた値と等しい結果となった。土壤の大きさは、配管の分岐段階における角度を決定するプロセスに対して、すでに影響を与えない大きさであることを示した。以降の分岐角決定プロセスについても同様に、影響を与えてないものと考えられる。

4.8 樹形状モデルとフラクタル次元

本節では、生物の肺や根のような先に進むにつれて分岐を繰り返し、土壌を広く捉える樹形状のフラクタル次元を求め、分岐のある樹木のフラクタル次元と比較することで、Y字型モデルとの自己相似性を確認する。

フラクタルとは、その自己相似性を示す数学的な概念のことを指す。自然界に存在するものの形状は、ユークリッド幾何学だけでは表現できないものがある。直方体や円柱、球や長方形と言った幾何学上よく知られた形状には、特徴的な長さが存在している。これによって大まかな形状が決定される。しかしながら、特徴的な長さを持たない形状も自然界には存在しており、大まかに形状を決定できないものがある。例えば、積乱雲の形状は、円や球などを利用して単純に決定することができない。雲の一部は球に近い形に見えても、その表面には多くの凹凸があり、それを全て表現するためには無数の円や球を用いる必要がある。すなわち、特徴的な（一意的な）長さを知ることができず、積乱雲らしさを表現することができない。こういった事例は積乱雲だけではなく、海岸線や樹木の形状、動物の体内にある肺や血管等の複雑に枝分かれした構造にも当てはまり、複雑な図形が存在している[55]。

特徴的な長さを知るため、その一部を拡大、縮小して観察することで、自己相似なパターンの図形によって全体が構成されていることが分かる。このパターンに対して、数学者のMandelbrotはフラクタルという言葉を考案して、フラクタル幾何学(fractal geometry)を提唱した。フラクタルな図形の重要な特徴は、自己相似性(self-similarity)を示すことである。そして、小さな世界と大きな世界の類似性を、フラクタル次元と呼ばれる非整数次元によって表した。これより、特徴的な長さを持たない形状においても、その図形らしさを数学的な概念で定量的に述べることができる[56-57]。ここで、フラクタル図形の代表である、シェルピンスキー・ガスケットやコッホ曲線は、全く同じ図形が繰り返し登場して相似性を確認できるが、積乱雲に代表される自然界の形状は、同じ程度の複雑さを持った形状に見えるのであって、統計的な意味で自己相似になっている点に、注意をしておく。

次に、実際に樹形状モデル (T,Y字型モデル) についてフラクタル次元を求める。まずは、T字型モデルの断面 (平面図面) を用いて、主幹配管と、第一分岐配管との関係性からフラクタル次元を理論的に求める。ここで、主幹配管の直径と配管長さは、 D_1, L_1 とする。同様に第一分岐配管は D_2, L_2 とし、第4章での定義と等しく、

$$D_2 = D_1 \times 2^{-\frac{1}{3}}, \quad L_2 = \frac{L_1}{2} \quad (7-1)$$

とする。配管は、第一の分岐にて、主幹配管の長さを 1.5 倍することによって、配管面積が $2^{2/3}$ 倍となる。このことから、フラクタル次元は、

$$\text{Log}(2^{2/3}) \div \text{Log}(1.5) \cong 1.14 \quad (7-2)$$

と求めることができる。

続いて、ボックスカウント法によるフラクタル次元の求め方を述べる。本手法は主に以下の3つのステップによって求められる。

- (1) 解析する画像を 1 辺の長さ r の格子状で分割
- (2) 対象とする形態を含むボックスの数を $N(r)$ としてカウント
- (3) r と $N(r)$ の関係を両対数グラフにプロットして得られる直線の傾きを抽出

最終的に(3)での傾きがフラクタル次元として表れる。通常では専用の画像解析ソフトウェアを使用することが多いが、瀬尾らによって、表計算ソフトウェアの Microsoft 社製 Excel を使って対象画像のフラクタル次元を求める簡易的な手法が提案されている[58]。本節では、簡易手法を参考に、上述した第一分岐された T字型モデルのフラクタル次元を求め、理論的に算出された数値との比較から、本手法の妥当性を確認することとした。

主幹配管と、第一分岐配管で構成された T字型モデルを作成し、Excel の格子状に分割されたシート上に貼り付けた。ボックス群は作業性を考慮して、 5×5 ピクセルから、 100×100 ピクセルとして、図形が存在するボックスの数を数え、Fig. 4-20 に示すように、両対数グラ

フの結果を得た。両対数グラフには右肩下がりに各プロットがされており、これは対象図形がフラクタル図形であることを示している。各プロットの近似線を記載すると、その傾きを求めることができ、フラクタル次元は 1.139 程度であることがわかった。そして、上述の理論値と比較して、ほぼ等しい値となっていることから、本算出方法の妥当性が確認できた。

本計算手法の妥当性が確認できたことから、次に T 字型モデル、Y 字型モデルの第 4 分岐まで行った樹形状について、フラクタル次元を求めた。結果を Fig. 4-21, 22 に示す。フラクタル次元は、T 字型モデルが 1.272、Y 字型モデルが 1.258 と求められた。ほぼ両者ともにフラクタル次元は 1.2-1.3 程度であることが分かった。

一般的に分岐のある樹木のフラクタル次元は、1.3-1.8 程度であることが知られている [59-61]。樹木の時限に幅があるのは、樹木の種類や生育環境によって成長過程、成長方向が異なるために一概に数値として述べることができないが、これらの数値を本論文で求めた樹形状モデルのフラクタル次元を比較すると、両者は近い数値を持っていることが分かる。すなわち、両者の自己相似性は近い値を示しており、Y 字型モデルの形状は樹木の形状と相似性があることを示している。両者のフラクタル次元の差は、実際の樹木は 3 次元で成長をしていくが、現段階の Y 字型モデルは紙面奥行方向への成長（発展）を考慮していないためと考えられる。また、この結果は同時に、第 4 分岐までの発達段階の Y 字型モデルは、樹木に近い自己相似性を示していることを確認できる。これは更なる発達段階を迎えなくとも、すでに樹木に近い自己相似性を示している。

本論文にて求めた Y 字型モデルを用いた樹形状地中熱交換器の形状は、生物を模倣した結果でもあることが示された。

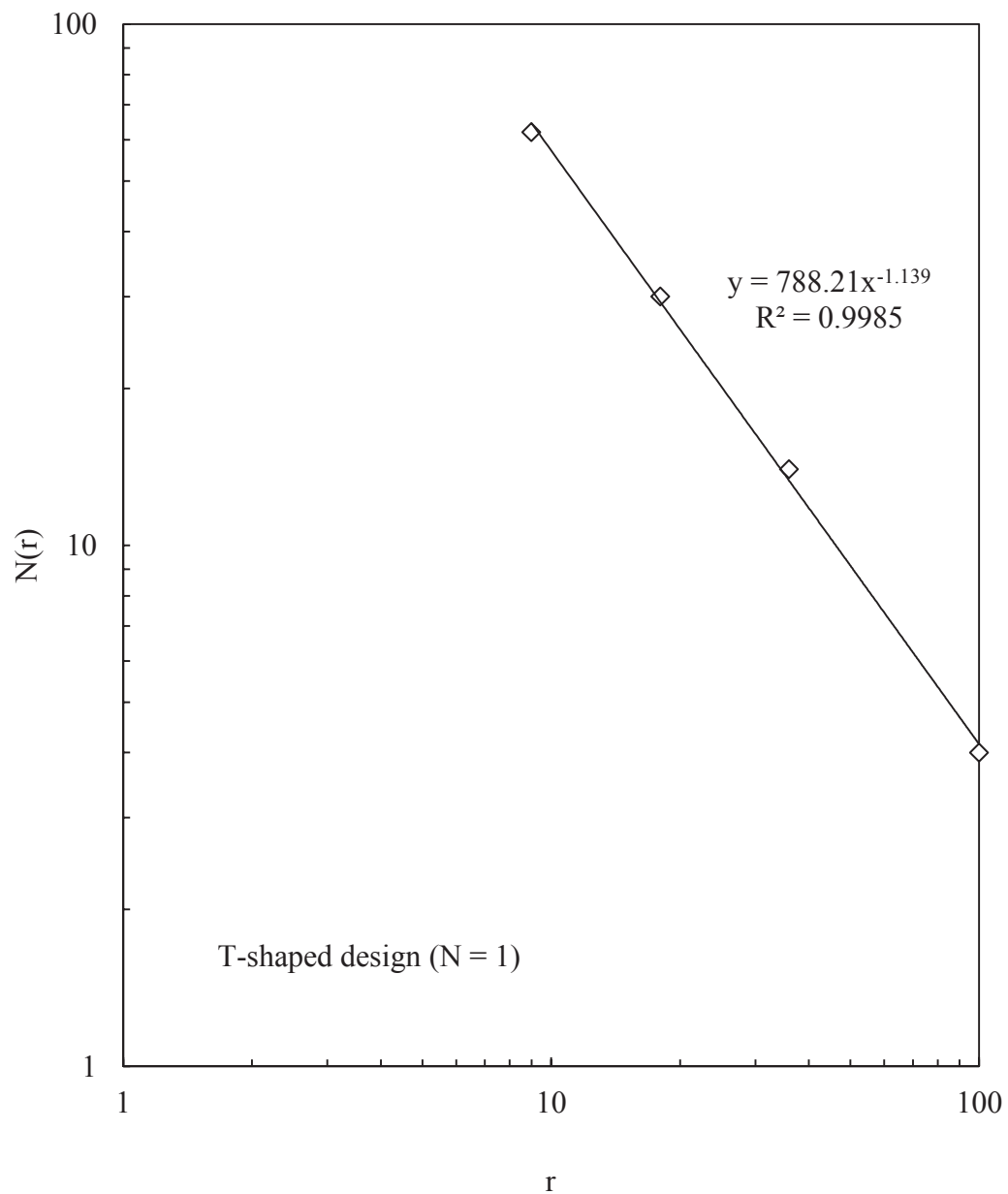


Figure 4-20
Fractal dimension at T-shaped design (N = 1)

(r: size of the box, N(r): number of the box)

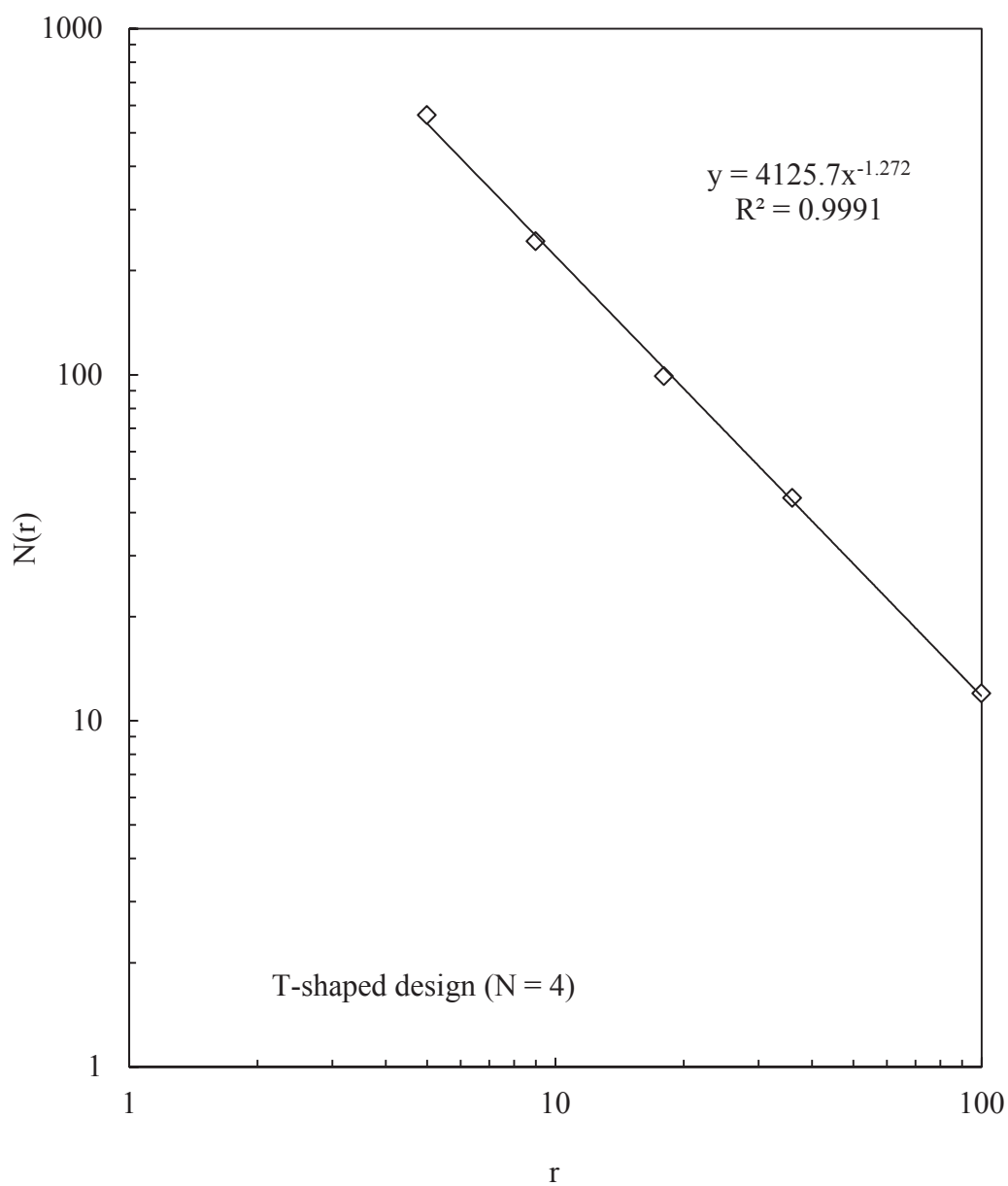


Figure 4-21
Fractal dimension at T-shaped design (N = 4)

(r: size of the box, N(r): number of the box)

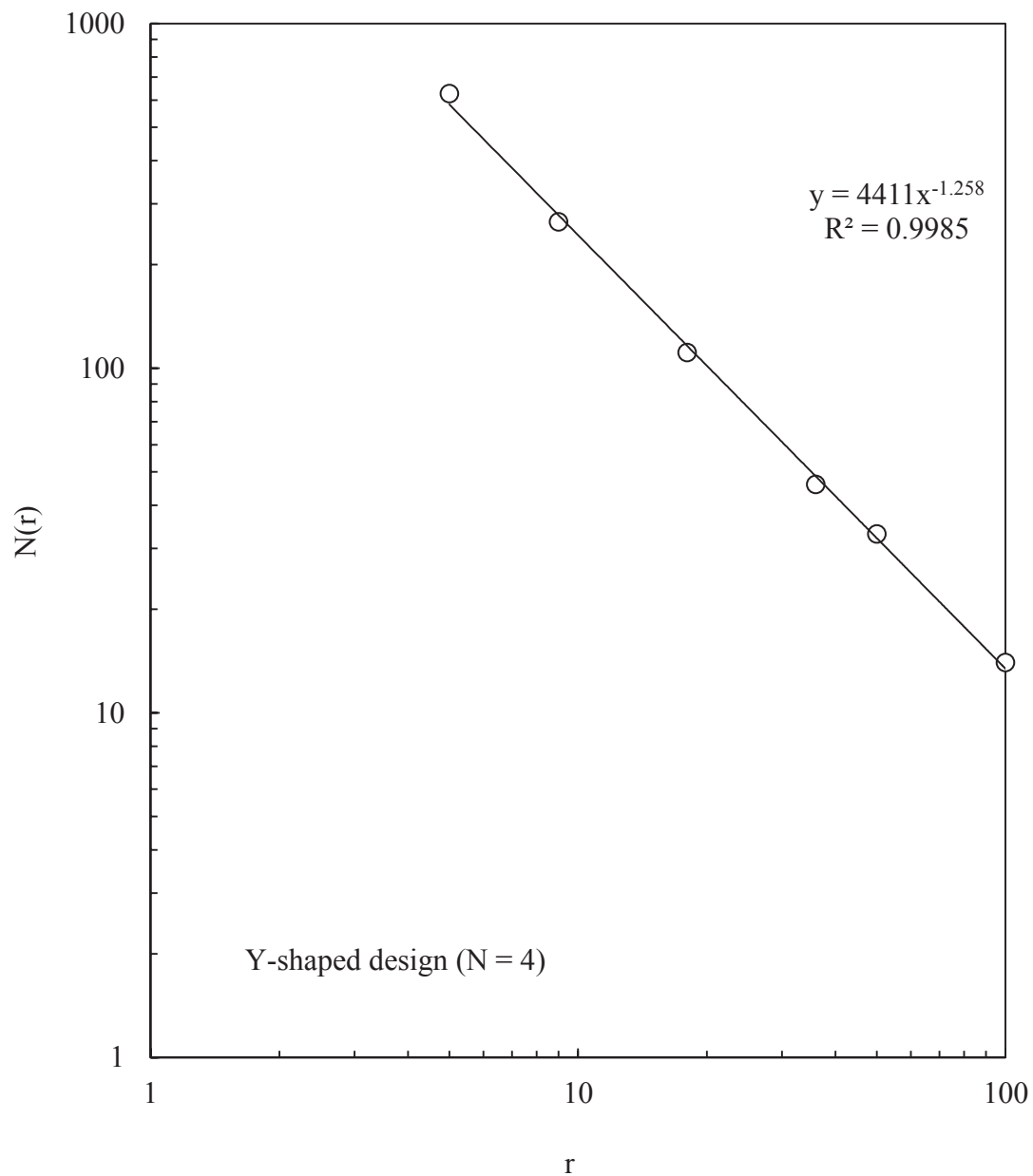


Figure 4-22
Fractal dimension at Y-shaped design (N = 4)

(r: size of the box, N(r): number of the box)

第5章 優位性の評価

本章では、既存で一般的に使用されている U 字型モデル、既往の研究として提案されていた T 字型モデルの 2 モデルを用いて、Y 字型モデルの優位性を確認した。T, Y 字型モデルには復路管として、同一形状の配管構造体を上下に配置し、同一の条件（掘削深度、配管容積）での伝熱効率を比較。Y 字型モデルは他 2 モデルよりも高い伝熱効率を示した。さらに、Y 字型モデルの分岐状態が複雑になるにつれて、T や U 字型モデルとの優位性が大きくなる。これは分岐段階が進むにつれて、各分岐が土壌を広く面で捉えるよう発展することによって、他と干渉することなく、伝熱面積を多く設けられたことに起因すると考えられた。

5.1 数値計算モデルと方法

樹形状モデルと蛇腹モデルは、異なる温度の土壌内に埋設された等温円筒モデルを採用している。配管同士の間隔は S と定義する。Fig. 5-1 に示すように、樹形状モデルの場合、手のひらのように 2 つの樹形状モデルを互いに向き合わせた間隔を S としており、これは Fig. 5-2 に示す各発展段階での最終分岐の長さと同様に設定されている。蛇腹型モデルの配管径は D とし、一定とする。土壌は立方体の形状を想定し、T 字型、Y 字型モデルの幹配管の長さ L_1 を用いて、体積を $V = 4L_1 \times 4L_1 \times 4L_1$ と定める。また、周囲は断熱境界で囲われている。土壌は、初期にて円筒表面 T_1 よりも高い温度 T_0 になっており、やがて配管周囲に冷却層が形成される。それぞれの温度、すなわち土壌の温度が配管表面温度よりも高い場合においても、本章での検討は適用される。

等温円筒モデルは、土壌に埋設された熱交換器の流体配管構成を考える上で、非常に適した近似である。第 4 章での検討や、Combelles ら(2012)[34]にて、配管や周囲の土壌同士の熱のやり取りに等温円筒モデルを採用している。これは、第 4 章でも述べたように、配管内の流体の滞留時間が埋設管と土壌との間の熱伝導に要する時間、すなわち昼夜時間または季節

時間のスケールと比較して、はるかに短いので、熱伝導プロセスの大部分の間、パイプは恒温であると考えられるためである。その温度は、ヒートポンプから到着する流体の入口温度にほぼ匹敵する。

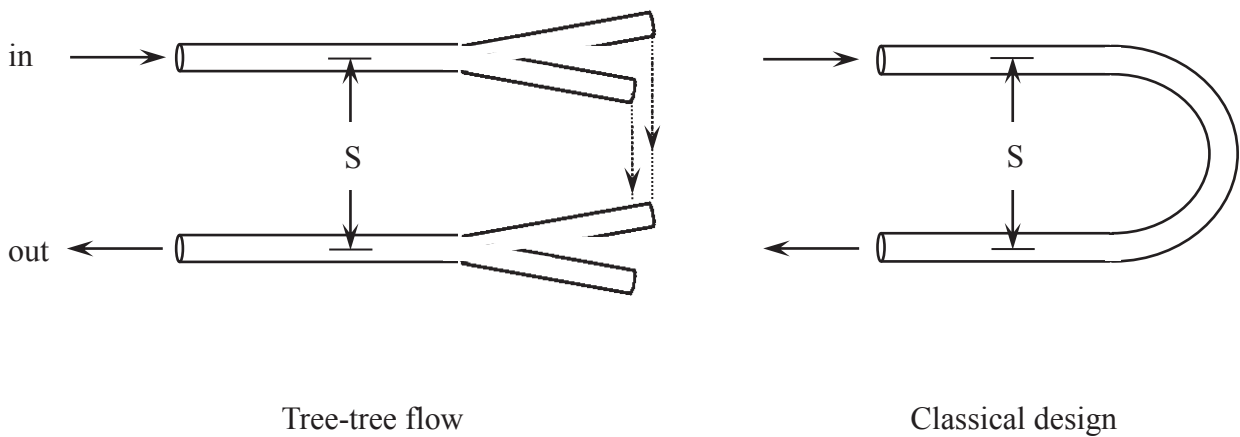


Figure 5-1
Tree-tree flow and classical design.

T字型モデルの分岐の長さは、以下の規則性に沿って定義されている。

$$L_1, \quad L_2 = \frac{L_1}{2}, \quad L_3 = L_2, \quad L_4 = \frac{L_3}{2}, \quad L_5 = L_4 \quad (5-1)$$

実際の設計、例えば地中熱交換器の場合では作動流体を流すために、すべての配管は円筒としている。流体抵抗の最小化は、流動状態が層流か乱流であるかに応じて、直径のサイズに対して、特定の規則性を求めてくる[41]。層流状態の場合は、配管径が Hess-Murray rule に従って互いに対して、以下の並列で定まっている[41]

$$\frac{D_i}{D_{i+1}} = 2^{1/3} \quad (i = 1, 2, \dots) \quad (5-2)$$

この配列と乱流状態下での適応については、5.4 節において、点から面にして広がる流路構造の **constructal law** に従う設計と、領域内に埋まる全ての配管内の流体滞留時間の均一な分布にある等価性を確立する。

樹形状モデルの主幹の直径は D_1 としている。T 字型のデザインとは異なり、分岐間の角度は自由に変化することができる。幹と分岐間の第 1 の分岐角度が β_1 である。第 2、第 3、第 4 の分岐角度も同様に可変構造であり、その幾何学的特徴（最適角度）は第 4 章にて纏められている。

温度分布は非定常熱伝導モデルとして市販のシュミレーションソフトウェアを使って数値計算された[44]。樹形状モデルの周辺土壌内に対するエネルギー保存則は以下の式 (5-3) にて定義される。

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \nabla^2 T \quad (5-3)$$

ここで、 α は土壌の温度拡散率を示し、 $\nabla^2 = \partial^2/\partial x^2 + \partial^2/\partial y^2 + \partial^2/\partial z^2$, として x, y, z は Fig. 5-2 に定義している。一般化のために、以下の無次元数を定義し、支配方程式を無次元化することとした。

$$(x_*, y_*, z_*) = (x, y, z) / V^{1/3} \quad (5-4)$$

$$t_* = \alpha t / V^{2/3} \quad (5-5)$$

$$\theta = \frac{T_0 - T}{T_0 - T_1} \quad (5-6)$$

ここで、 T_0 は樹形状モデル表面の初期温度である。立方体（土壌）の一辺を $V^{1/3}$ とする。

式(5-3)は、以下のように無次元化される。

$$\frac{\partial \theta}{\partial t_*} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_*^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y_*^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z_*^2} \quad (5-7)$$

また、初期条件と境界条件を以下の様に設定する。

$$\theta = 0 \quad \text{at} \quad t_* = 0 \quad (5-8)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial x_*} = 0 \quad \text{at} \quad x_* = 0, 4 \quad \frac{\partial \theta}{\partial y_*} = 0 \quad \text{at} \quad y_* = -2, 2 \quad \frac{\partial \theta}{\partial z_*} = 0 \quad \text{at} \quad z_* = 0, 4 \quad (5-9)$$

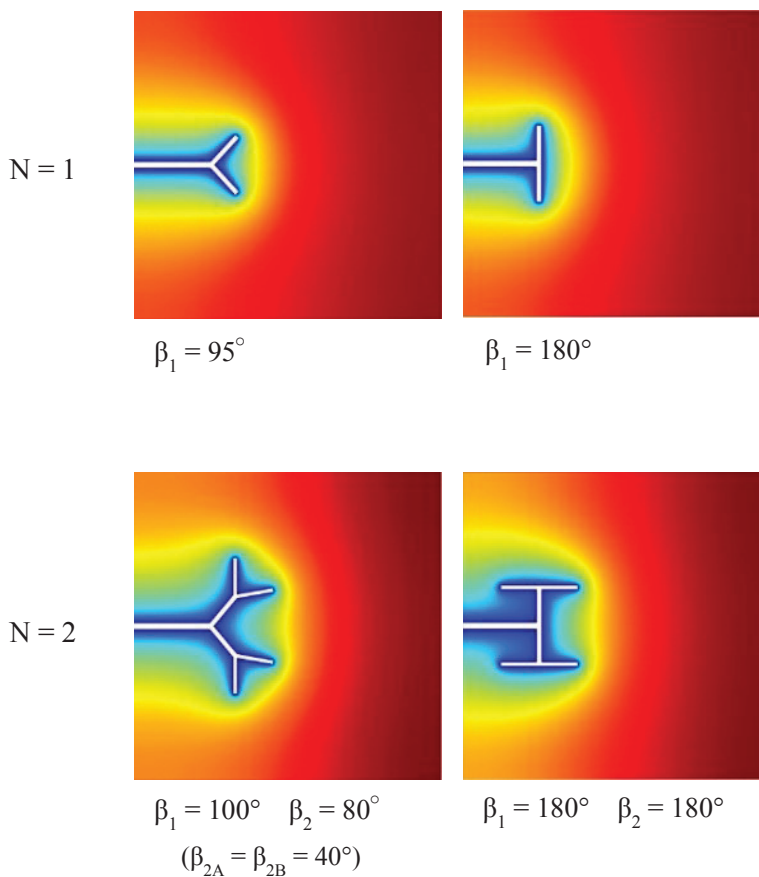
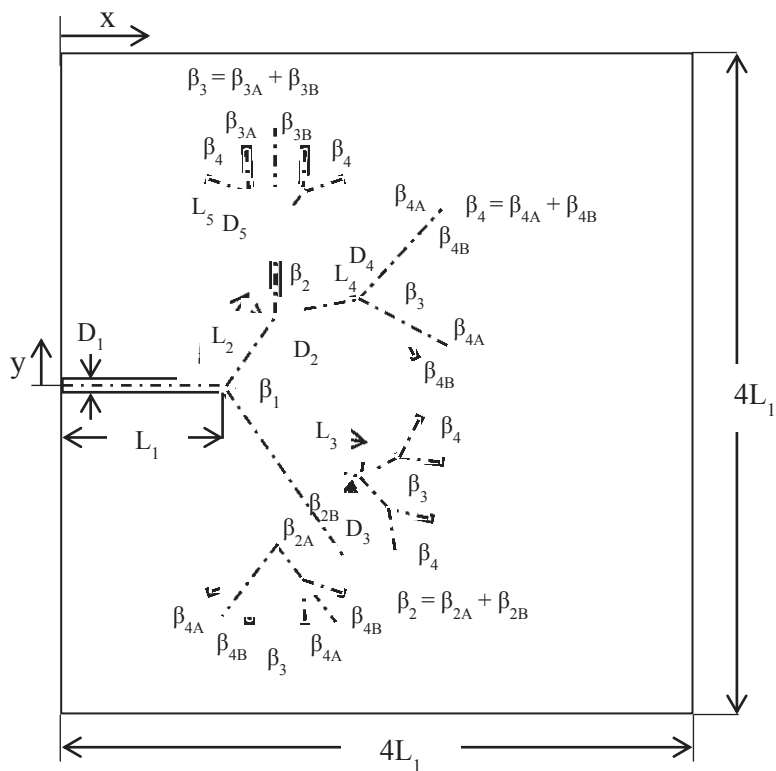


Figure 5-2
Optimal bifurcation angles of Y-shaped designs.

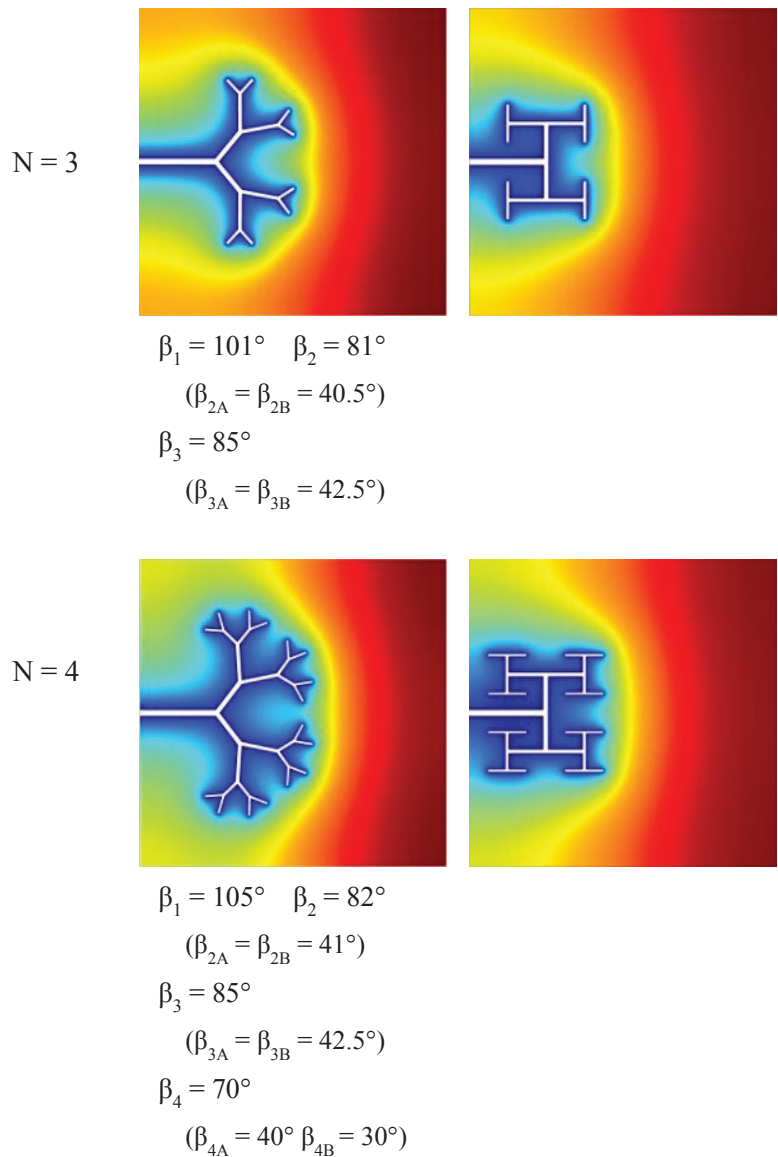


Figure 5-2
Optimal bifurcation angles of Y-shaped designs.

5.2 樹形状モデルと既往モデルの比較

無次元化時刻 $t_* = 0$ から、樹形状モデルとの温度差に従って土壌の熱が樹形状モデルへ吸熱されていく。土壌の平均温度はやがて減少して T_0 へ近づいて行く。我々の関心事は、熱平衡へ近づくために効果的な樹形状である。熱平衡を促進へ寄与する形状を割り出すため、樹形状モデルや既往モデルが土壌の平均温度へ与える影響を調査した。

$$\theta_{\text{avg}} = \frac{T_0 - T_{\text{avg}}}{T_0 - T_1} \quad (5-10)$$

同じ空隙率、発展段階にある Y 字型モデル、T 字型モデル、既往モデルの伝熱効率を比較した。Fig. 5-4 に、Y 字型、T 字型モデルの第一分岐段階における、式 (5-10) で定義された土壌の平均温度を示す。両モデルともに、上下の手のひらのように互いに向かいあったモデル同士の間隔は、分岐の長さと同じ。第3章での結果にて、既往モデルの最適管間距離（間隔を $S/D = 5$ 以下にするべきではないことから、 $S/D = 5$ ）となるように設定された。急速に立ち上がる曲線は熱平衡に向かう速度を示しており、配管と土壌の熱のやり取りが効率良く進んでいることを表している。Y 字型モデルはその他2つのモデルと比較して、優れていることが分かる。

Fig. 5-5 と Fig. 5-6 において、樹形状モデルとの発展段階のロードマップを示す。Fig. 5-5 では、任意の時刻 ($t_* = 1$) における土壌の平均温度の数値計算結果を示しており、 θ_{avg} の発展過程を示している。 N が 0 から 4 まで増加するに従い、樹形状モデルの構造が複雑になり、空隙率は 1.6×10^{-4} 、 2.5×10^{-4} 、 3.8×10^{-4} 、 4.5×10^{-4} 、 5.4×10^{-4} と段階的に増加している。Fig. 5-5 の下部は、Y 字型モデルの形状の発展過程を示している。また、Fig. 5-6 において、任意の時刻 ($t_* = 0.2, 1$) における、 θ_{avg} を示した。 θ_{avg} の値が大きいことは、土壌全体への伝熱効率が高いことを示している。Y 字型モデルは、T 字型モデルだけではなく、既往モデルと比較しても、優れていることが分かる。

Table 5-1 において2つの θ_{avg} の比率を示している。1つ目は、Y 字型モデルと T 字型モデルの θ_{avg} の比率である。2つ目は、Y 字型モデルと既往モデルとの比率である。これらは、

それぞれ $\theta_{\text{avg}, Y} / \theta_{\text{avg}, T}$ と $\theta_{\text{avg}, Y} / \theta_{\text{avg}, C}$, で表される。 $t_* = 0.2$ での値は、 $t_* = 1$ での値と比較して大きくなっている。無次元化時刻は、式(5-5) にて定義されており、時刻 t と土壌内の熱拡散時間との比率で求められる。モデルの周囲にやがて冷却層が形成されることは、全体の系が温度 T_0 へ向かって平衡になりつつあることを示している。早い時刻($t_* = 0.2$)の場合、土壌の多くは、まだ熱拡散の影響を受けていない状態であり、遅い時刻($t_* = 1$)の場合、土壌は熱拡散が広く進んだ状態となる。

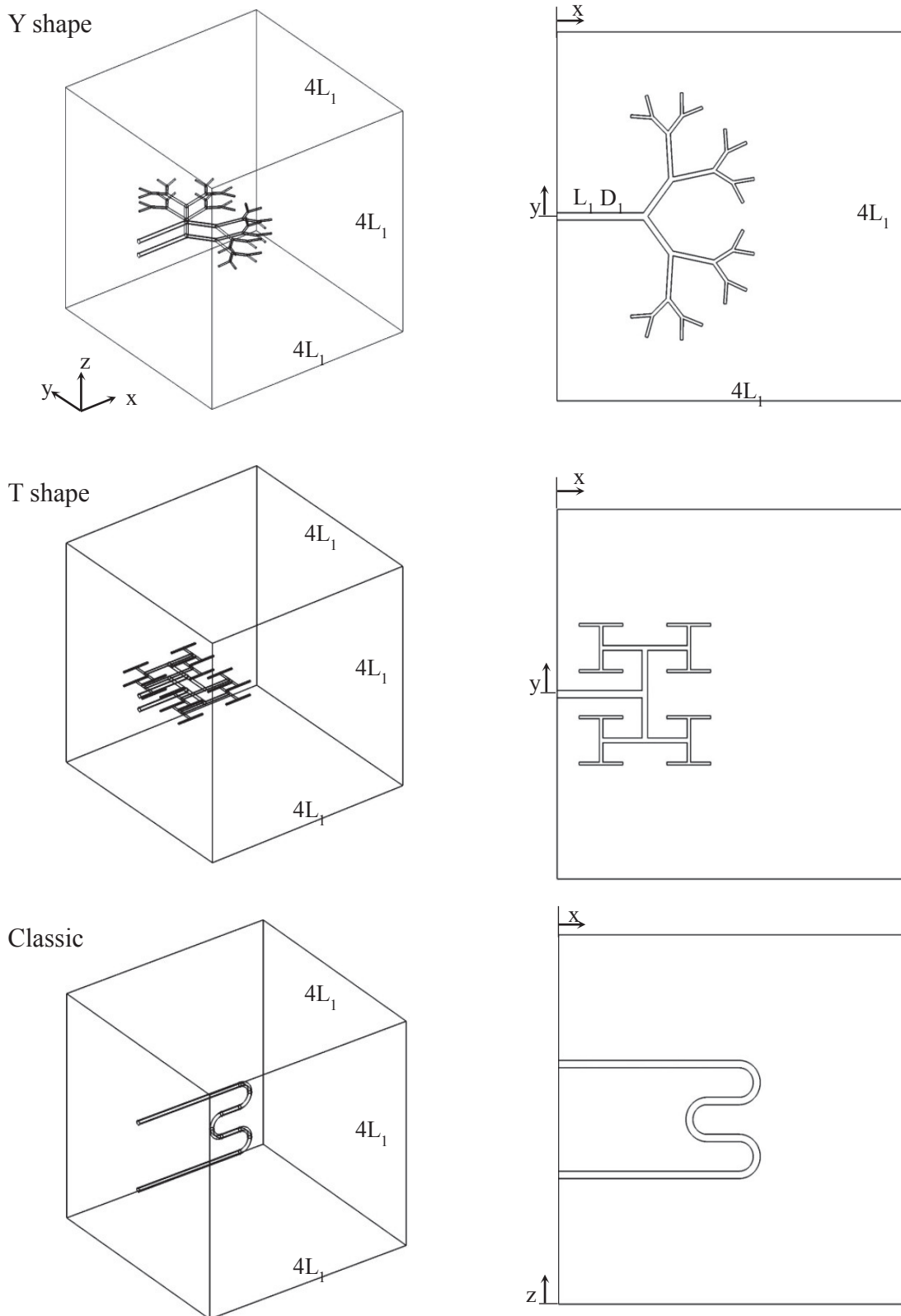


Figure 5-3 Tree structure and classical design in a cube. Top: Y-shaped tree structure with four bifurcation levels. Middle: T-shaped tree structure with four bifurcation levels. Bottom: Classical design.

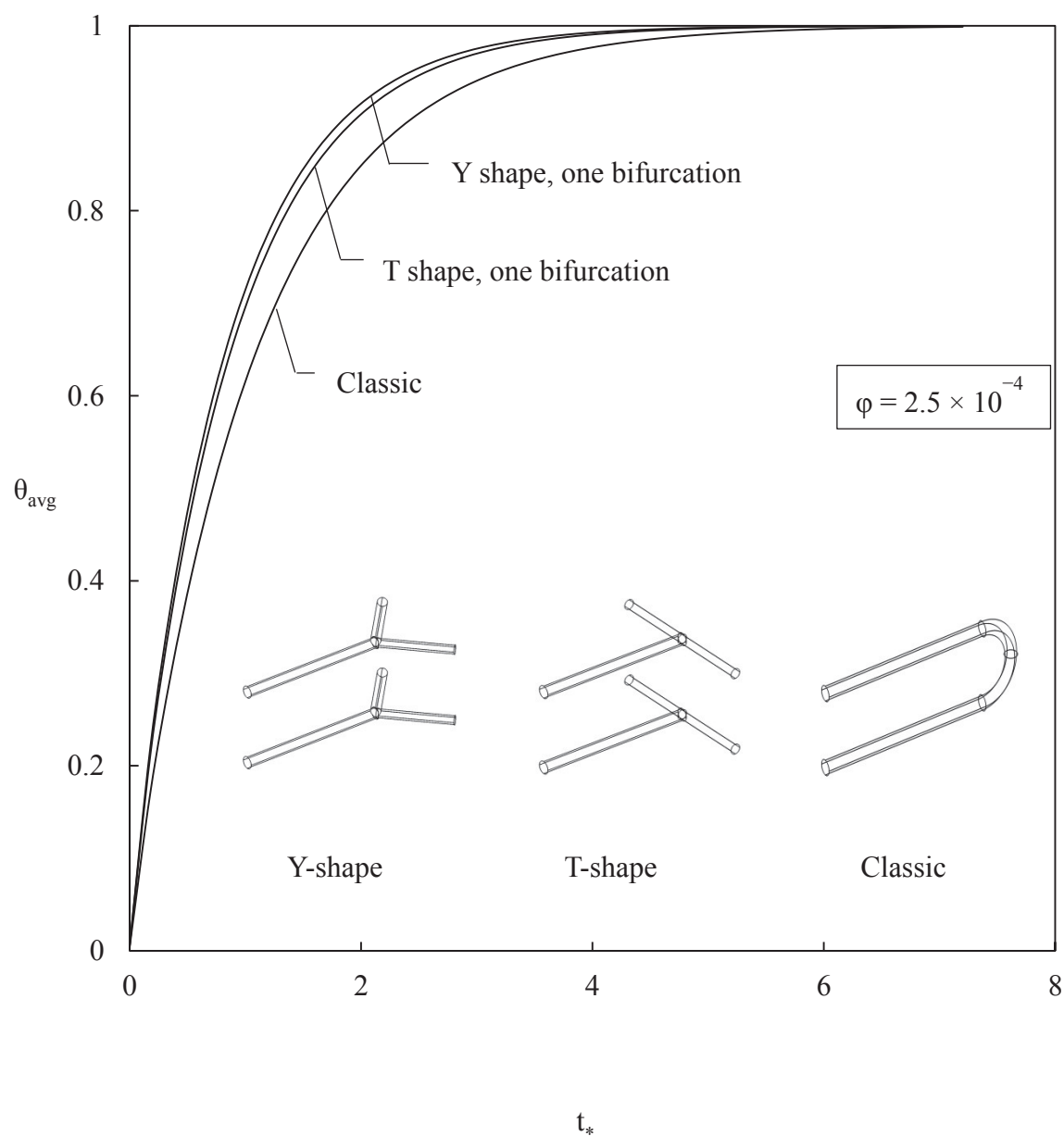
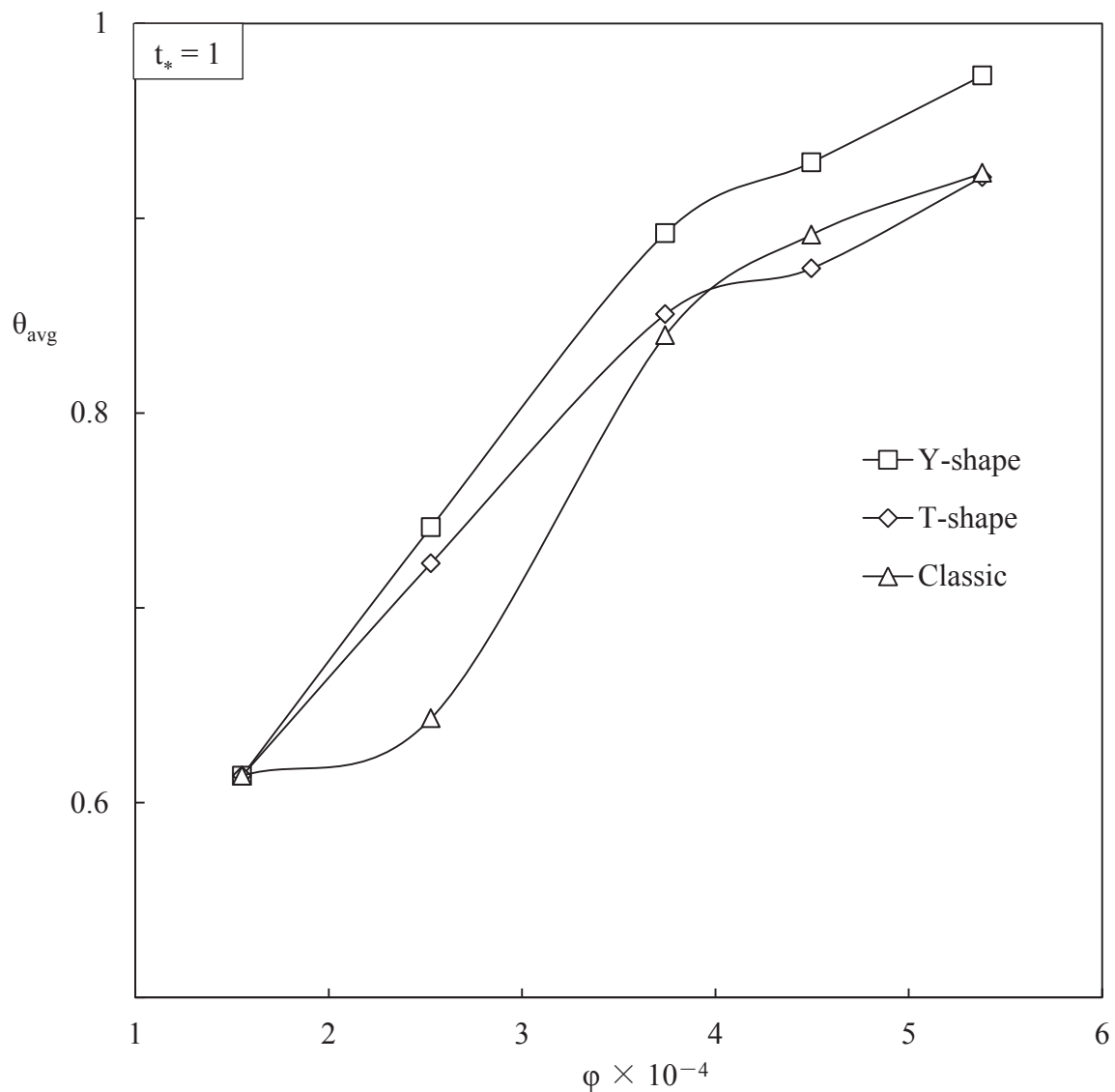


Figure 5-4
Thermal performance of Y-shaped, T-shaped and classical designs.




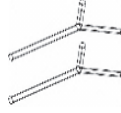
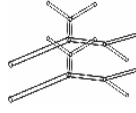

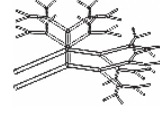
ϕ	1.6×10^{-4}	2.5×10^{-4}	3.8×10^{-4}	4.5×10^{-4}	5.4×10^{-4}
Y-shape					
N	0	1	2	3	4
S	0.5	0.25	0.25	0.125	0.125

Figure 5-5
The effect of porosity on thermal performance when $t_* = 1$.

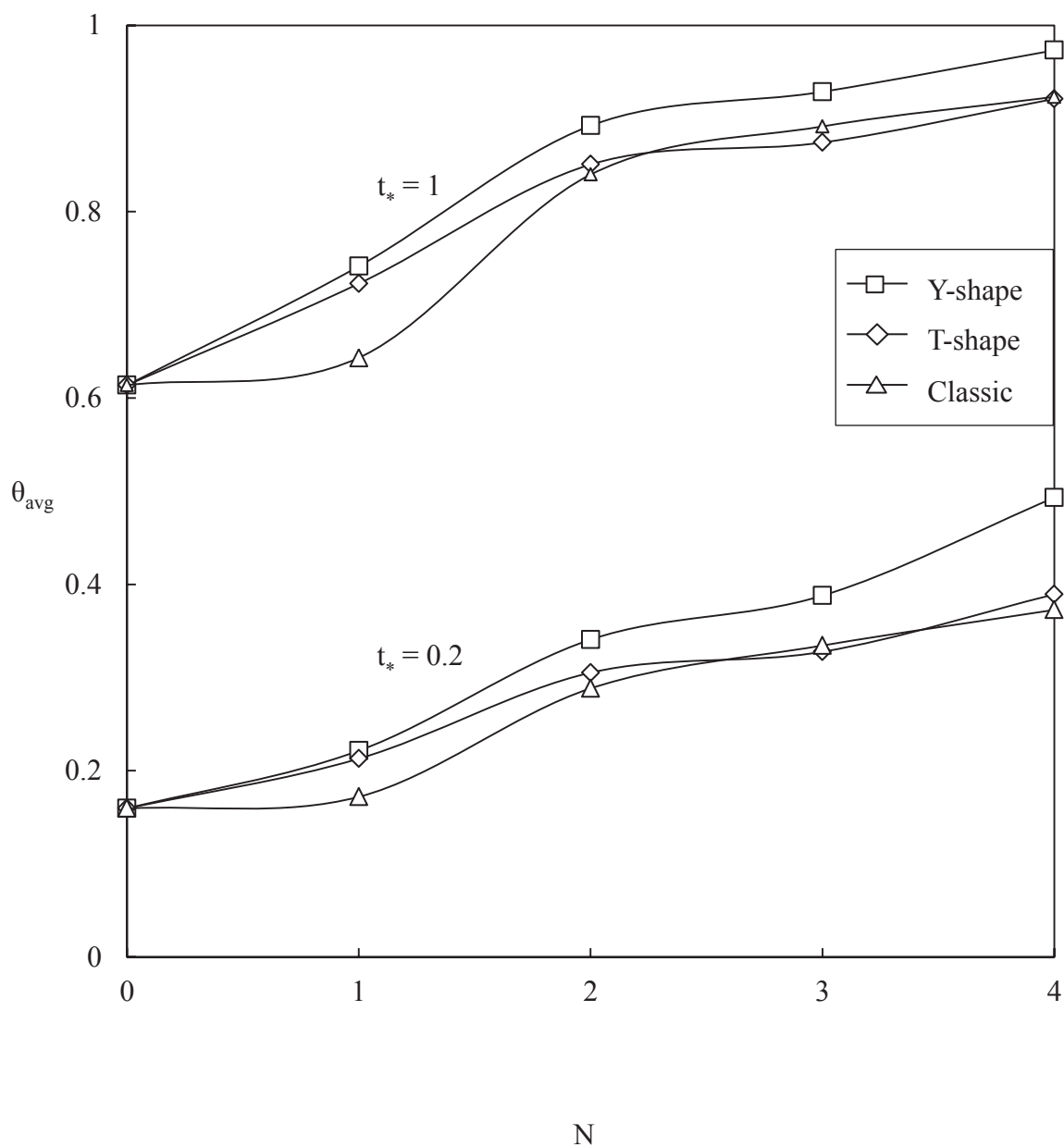


Figure 5-6
Comparison between the Y and T designs when $t_* = 0.2$ and 1.

5.3 スケール解析

Fig. 5-7a において、土壌に埋設された T 字型モデルを、第四段階まで分岐をさせた場合の伝熱効率について示した。土壌の平均温度 θ_{avg} は急速に上昇し平衡に近づき、 N が増加するにつれて、構造は複雑化し、さらに曲線は急速に上昇を示す。

この挙動は、スケール解析に基づいて説明をすることができる。まず、土壌の平均温度で表される体積比率を θ_{avg} との関係を示す。

$$\theta_{\text{avg}} \sim \frac{V_h}{V} \quad (5-11)$$

V_h とは埋設配管が熱のやり取りをしている土壌から熱を吸熱している体積を示す。例として、長さ L_1 の樹形状モデルの幹周辺にて熱を吸熱する円筒体積は、 $L_1\delta^2$ のオーダーで示され、土壌に浸透していく熱拡散の距離として表される[45]。同様に、各分岐での土壌との熱のやり取りによる検査体積は、以下のように示される。

$$V_h \sim L_1\delta^2 + 2L_2\delta^2 + 4L_3\delta^2 + \dots \quad (5-12)$$

式(5-12)を、式(5-11)に代入することで、以下のように整理される。

$$\theta_{\text{avg}} \sim \left(1 + 2\frac{L_2}{L_1} + 4\frac{L_3}{L_1} + \dots \right) t_* \quad (5-13)$$

第一の考察結果として、式(5-13)より、 θ_{avg} は t_* に線形関係があることが分かり、時間経過と共に、増加することが分かる。急速な増加は、樹形状モデルの複雑さ、 N の増加と関連している。この挙動は、T 字型モデルの最小間隔と等しい大きさになるまで、 δ は大きくなり続ける。

$$\delta \sim L_{\min} \quad (5-14)$$

例えば、Fig. 5-3 の中央に示した T 字型モデルを挙げて考えると、 L_{\min} は第 5 分岐の長さであり、同時に、主幹 L_1 の 1/4 の長さである。これを踏まえて、無次元化時間は、式(5-14)を用いて、以下の式(5-15)のように表される。

$$t_* \sim \left(\frac{L_{\min}}{4L_1} \right)^2 \ll 1 \quad (5-15)$$

このあと、土壌の間隔は埋設された配管と同じ温度と近似され、断面積のスケールと境界層が発展してきた厚さ 2δ らすべて一緒に形成される。土壌の吸熱体積は、 $V_h \sim 2\delta A$ となるように発展に貢献し、式(5-11)は減少をする。

$$\theta_{\text{avg}} \sim t_*^{1/2} \quad (5-16)$$

第二の考察結果として、たいぶ時間が経過した場合、 θ_{avg} はさらにゆっくりとした増加を示し、 $t_*^{1/2}$ のようになる。式(5-13)と(5-16)の 2 つの傾向は共に、Fig. 5-7b に示すように短い時間、ならびに長い時間の $\theta_{\text{avg}}(t_*, N)$ の説明をする。T 字型モデルの樹形状構造のためにここにスケール解析を示すが、これはまた、Fig. 5-3 に示す Y 字型モデルの樹形状構造や蛇腹型モデルの構造にも当てはまる。蛇腹型モデルは蛇行しているため、 L_{\min} のオーダーは、配管同士の間隔 S に相当する。

Fig. 5-7 の横軸を制限する無次元時間 $t_* = 1$ は、式(5-5)に表される土壌体積内の熱が拡散し、土壌の熱を吸熱する時刻を以下の式にて表現される。

$$t = \frac{V^{2/3}}{\alpha} \quad (5-17)$$

ここで、仮に土壌体積を 5m^3 の場合を想定し、土壌の熱拡散率を $\alpha = 0.004 \text{ cm}^2/\text{s}$ とすると、

式(5-17)を用いて、土壌が採熱に掛かる時刻として、144日と求まる。これは年間の3分の1程度の日数にあたり、季節の間隔（夏季もしくは冬季）にヒートポンプが採熱・排熱どちらかの運転で稼働してするに日数として考えることができる。

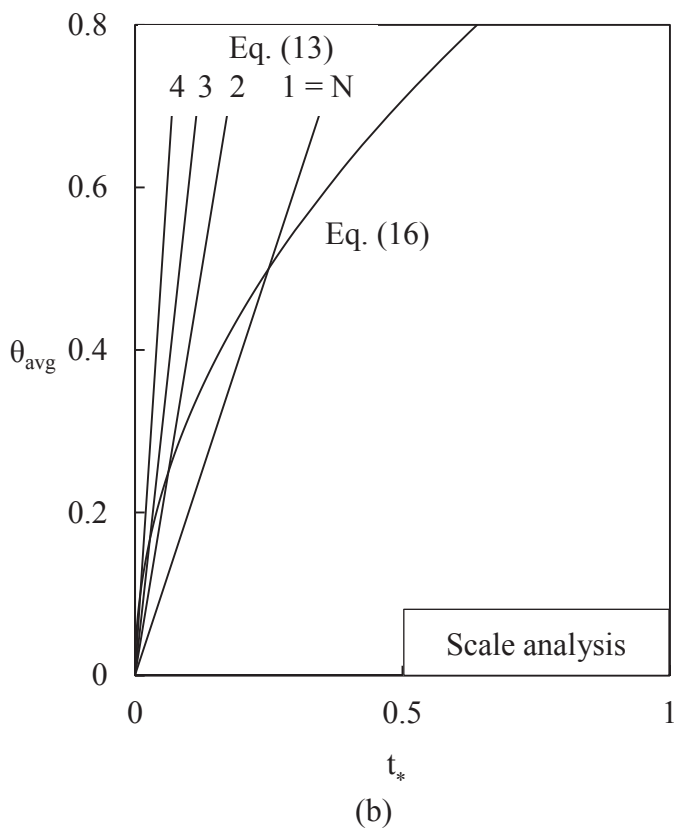
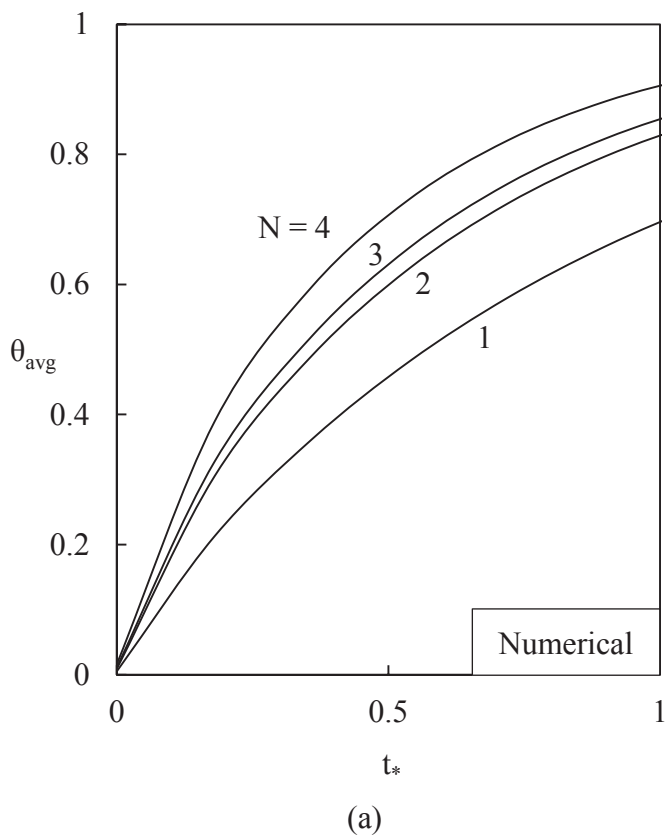


Figure 5-7 Thermal performance of T-shaped tree structure in the four levels of bifurcation: (a) numerical analysis; (b) scale analysis based on Eqs. (5-13) and (5-16).

5.4 最小流動抵抗と滞留時間

層流状態での配管径の比率は、流体抵抗を最小限に抑えて T 字型モデルを構築するため、正しく設定をする必要があり、式(5-2)を追加して、その比率を採用した。さらに、ここでは、層流状態での配管の長さについても、以下のような正しい比率が必要である。

$$\frac{L_i}{L_{i+1}} = 2^{1/3} \quad (5-18)$$

ここで、樹形状モデルは式 (5-2) 及び (5-18) に則って設計されたものであるとすると、流体が配管内の駆け抜けるのに必要な滞留時間は、すべてのダクトにおいて同じであるという事実に注意が及ぶ。任意の配管(長さ L_i 、配管径 D_i)において、管内の平均流速を $U_i = \dot{m}_i / (\rho \pi D_i^2 / 4)$ として定義された場合、滞留時間は $t_i = L_i / U_i$ として表される。さらに、配管内を流れる質量流量を \dot{m}_i とする場合、滞留時間 t_i は、 $L_i D_i^2 / \dot{m}_i$ のように変形されて表される。同様に、流体の滞留時間は、配管の発展段階 ($i + 1$) に伴って、 $t_{i+1} \sim L_{i+1} D_{i+1}^2 / \dot{m}_{i+1}$ のように表現される。ここで、留意すべき点は、流体は配管の分岐において、2分割にされており、 $\dot{m}_i / \dot{m}_{i+1} = 2$ となることであり、発展段階に沿った流体の滞留時間の比率は、1に等しくなることである。

$$\frac{t_i}{t_{i+1}} = \frac{L_i}{L_{i+1}} \frac{\dot{m}_{i+1}}{\dot{m}_i} \left(\frac{D_i}{D_{i+1}} \right)^2 = 2^{1/3} \frac{1}{2} (2^{1/3})^2 = 1 \quad (5-19)$$

結論として、有限な土壌領域に最小限の流れ抵抗での配管設計は、滞留時間が樹形状モデルの各分岐においても均一に分布する特徴を持っている。またこの結論は、乱流状態に発展している流体においても同様であり、この場合には Bejan(2008)[40]に書かれているように、以下のような関係式で配管設計を行うべきである。

$$\frac{D_i}{D_{i+1}} = 2^{3/7} \quad \text{and} \quad \frac{L_i}{L_{i+1}} = 2^{1/7} \quad (5-20)$$

乱流の場合での、式(5-19)を求めると、

$$\frac{t_i}{t_{i+1}} = \frac{L_i}{L_{i+1}} \frac{\dot{m}_{i+1}}{\dot{m}_i} \left(\frac{D_i}{D_{i+1}} \right)^2 = 2^{1/7} \frac{1}{2} (2^{3/7})^2 = 1 \quad (5-21)$$

ここで、重要な結論として、流体抵抗の最小化設計は必ずしも、伝熱効率を最大にする設計と等しくないことである。最小流体抵抗と最大伝熱促進については、Bejan(2008) [40]の例題4.1に書かれている。

5.5 まとめ

本章では、土壌内に埋設された熱交換器の流路形状が伝熱効率性能に与える影響を調べた。3つの流体構造：Y字型モデル、T字型モデル、そして既往モデル（U字型や蛇腹型）を検討し、樹形状モデルは、互いに対向する2つの手のひらのような配置で構成された。

分岐角度が分岐の各発展段階で最適化されたとき、伝熱効率の優れた形状が求められる。その結果、効率の良い形状は、各発展段階での分岐角度を自由に設定することができるY字型モデルであった。また、非定常に土壌から採熱を行うスケール解析は、埋設された樹形状モデルの伝熱促進の主な特徴をとらえた。

第6章 適用可能性と実用性の検証

本章では、優位性が示された Y 字型モデルを用いて、地中熱交換器としての適用可能性と実用性の検証のため、いくつかの検討を行った。まず、Y 字型モデルを地中へ埋設させる際の往路管、復路管の位置関係を検討した。各枝管同士や枝管と断熱面との干渉を避ける為、土壌の中心線と断熱面に対して等間隔に設置することが、伝熱効率を高くする配置となることが分かった。次に、Y 字型モデルの具現性の検討として、既存の U 字型モデルと同じ熱交伝面を設定するための掘削深度を求めた。Y 字型モデルは土壌を面で捉えることで、掘削深度を約 50%軽減することが出来た。さらに、実際のエンジニアリングに掛かる費用概算を求めた。Y 字型モデルは U 字型モデルよりも掘削工事に掛かる費用が多く、3 倍程度の工事費用が見積られた。しかしながら、新技術の導入時に掛かる費用としては、全く具現性の無い価格差ではないことを示した。

6.1 Y 字型モデルの設置間隔

6.1.1 数値計算モデルと方法

最適な間隔は第4章、第5章で定義した数値計算モデルと方法を採用した。既往モデルの配管径は D とし、一定とする。Fig. 6-1 に示すように、樹形状モデルが手のひらのように2つの樹形状モデルを互いに向き合わせた間隔を S と定める。土壌は立方体の形状を想定し、T 字型、Y 字型モデルの幹配管の長さ L_1 を用いて、体積を $V=4L_1 \times 4L_1 \times 4L_1$ と定める。また、周囲は断熱境界で囲われている。土壌は、初期にて円筒表面 T_1 よりも高い温度 T_0 になっており、やがて配管周囲に冷却層が形成される。

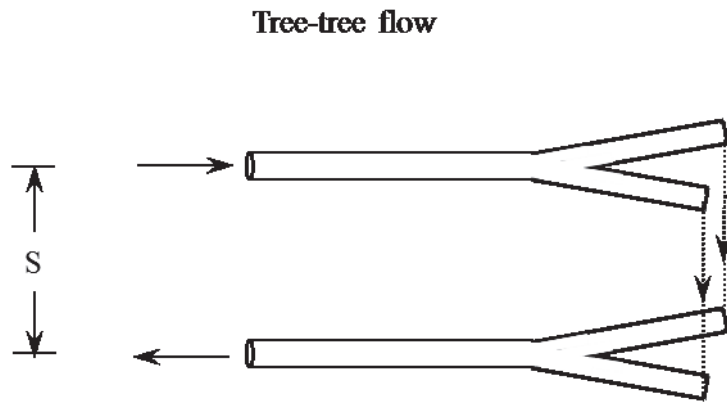


Figure 6-1
Tree-tree flow design.

樹形モデルの分岐長さと配管径は、以下に示すように定義される。

$$L_1, \quad L_2 = \frac{L_1}{2}, \quad L_3 = L_2, \quad L_4 = \frac{L_3}{2}, \quad L_5 = L_4 \quad (6-1)$$

$$\frac{D_i}{D_{i+1}} = 2^{1/3} \quad (i = 1, 2, \dots) \quad (6-2)$$

温度分布は非定常熱伝導モデルとして市販のシミュレーションソフトウェアを使って数値計算された[44]。樹形モデルの周辺土壌内に対するエネルギー保存則は以下の式 (6-3) にて定義される。

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \nabla^2 T \quad (6-3)$$

ここで、 α は土壌の温度拡散率を示し、 $\nabla^2 = \partial^2/\partial x^2 + \partial^2/\partial y^2 + \partial^2/\partial z^2$ 、として x, y, z は Fig. 6-2 に定義している。一般化のために、以下の無次元数を定義し、支配方程式を無次元化することとした。

$$(x_*, y_*, z_*) = (x, y, z) / V^{1/3} \quad (6-4)$$

$$t_* = \alpha t / V^{2/3} \quad (6-5)$$

$$\theta = \frac{T_0 - T}{T_0 - T_1} \quad (6-6)$$

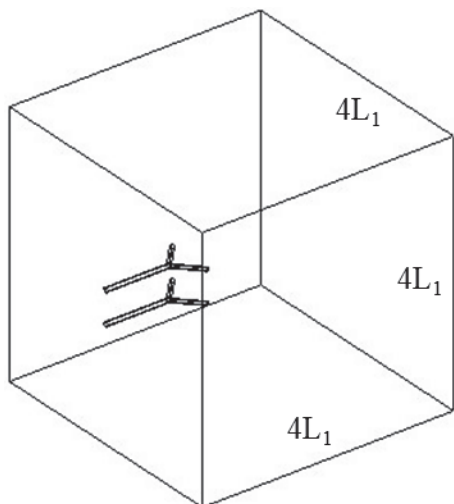
ここで、 T_0 は樹形モデル表面の初期温度である。立方体（土壌）の一辺を $V^{1/3}$ とする。式(6-3)は、以下のように無次元化される。

$$\frac{\partial \theta}{\partial t_*} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_*^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y_*^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z_*^2} \quad (6-7)$$

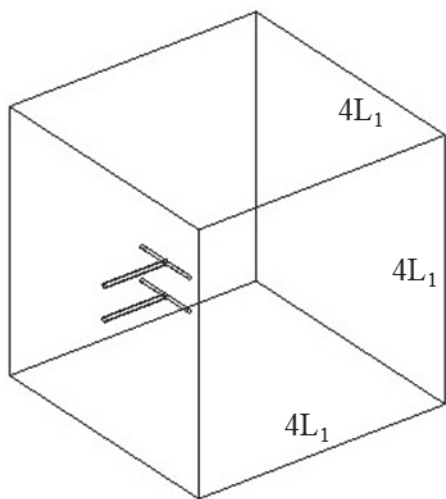
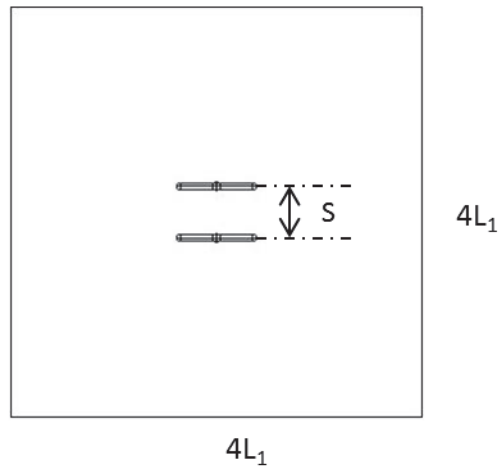
また、初期条件と境界条件を以下の様に設定する。

$$\theta = 0 \quad \text{at} \quad t_* = 0 \quad (6-8)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial x_*} = 0 \quad \text{at} \quad x_* = 0, 4 \quad \frac{\partial \theta}{\partial y_*} = 0 \quad \text{at} \quad y_* = -2, 2 \quad \frac{\partial \theta}{\partial z_*} = 0 \quad \text{at} \quad z_* = 0, 4 \quad (6-9)$$



$\phi = 2.5 \times 10^{-4}$



$\phi = 2.5 \times 10^{-4}$

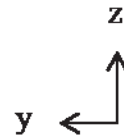
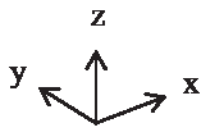
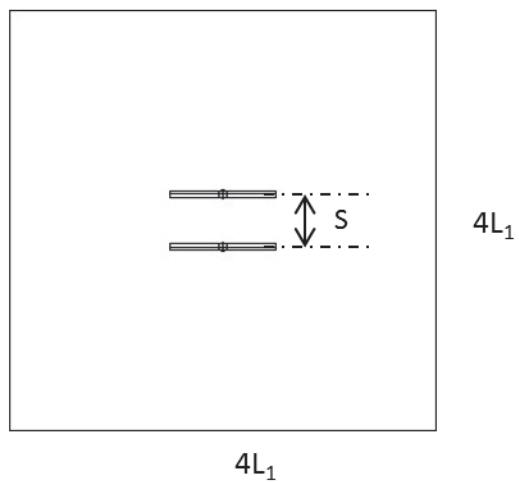


Figure 6-2
 Double tree model inside a solid when $N = 1$.
 (N: Bifurcation level)

6.1.2 樹形状モデルの設置間隔

無次元化時刻 $t_* = 0$ から、樹形モデルとの温度差に従って土壌の熱が樹形状モデルへ吸熱され、土壌の平均温度はやがて減少して T_0 へ近づいて行く。本章での関心事は、熱平衡への促進に寄与する最適な樹形モデルの間隔 S を割り出すことにある。そのため、無次元化時刻を固定し ($t_* = 1.0$)、以下に示す土壌の無次元化平均温度へ与える影響を調査した。

$$\theta_{\text{avg}} = \frac{T_0 - T_{\text{avg}}}{T_0 - T_1} \quad (6-10)$$

Fig. 6-3 において、第4章で求められた最適な分岐角度に設定された $N = 1$ の Y 字型モデルが、式(6-10)に示す土壌の平均温度 θ_{avg} に与えるモデル間隔 S の影響を示した。図中の放物線は $S = 2L_1$ の際に最大値を示した。次に、Fig. 6-4 において、T 字型モデルが与える影響を示した。Fig. 6-3 と等しく、 $S = 2L_1$ の時に最大値を示した。Fig. 6-5 において、Y 字型モデルと T 字型モデル、既往モデルとして U 字型モデルを、同じ空隙率、表面積に調整した条件で土壌平均温度を比較した。既往モデルは、第3章で求められたように、最適な配管間隔として $S/D = 5$ となるように設置された。Fig. 6-5 より、Y 字型モデルは、T 字型モデルや既往モデルと比較して、より早い速度で熱平衡へ向かうことから、その伝熱効率の高さが示された。この結果は、樹形モデルが埋設されている土壌の断熱境界と配管との干渉によるものであると考えられる。

次に、樹形モデルを $N = 2$ まで発展させた状態において、Y 字型モデルと T 字型モデルの間隔 S の影響を調査した。Y 字型モデルでの結果は Fig. 6-6 に示し、 $S = 2L_1$ の場合に曲線のピークを表れた。同様に、T 字型モデルでの結果を Fig. 6-7 に示したが、ここでも $S = 2L_1$ の場合に最大値を示した。以上の結果から、最適な間隔 S は、立方体と仮定している土壌の一辺の長さの半分となると考えられる。

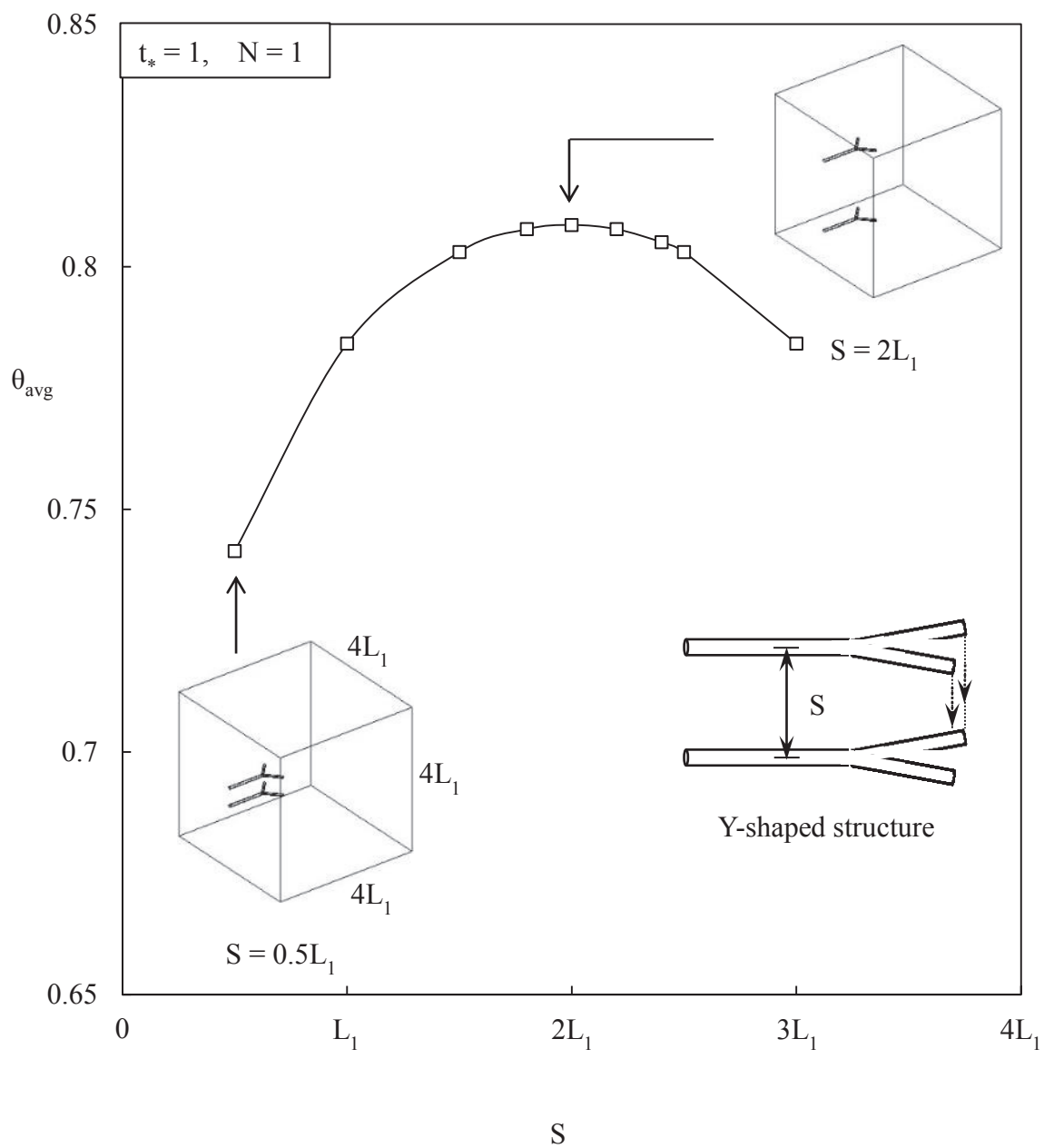


Figure 6-3

The effect of the tree palms spacing on thermal performance on Y-shaped structure, $N = 1$.
 (θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube, S : Spacing of Y-shaped structure,
 t_* : Dimensionless time, N : Bifurcation level)

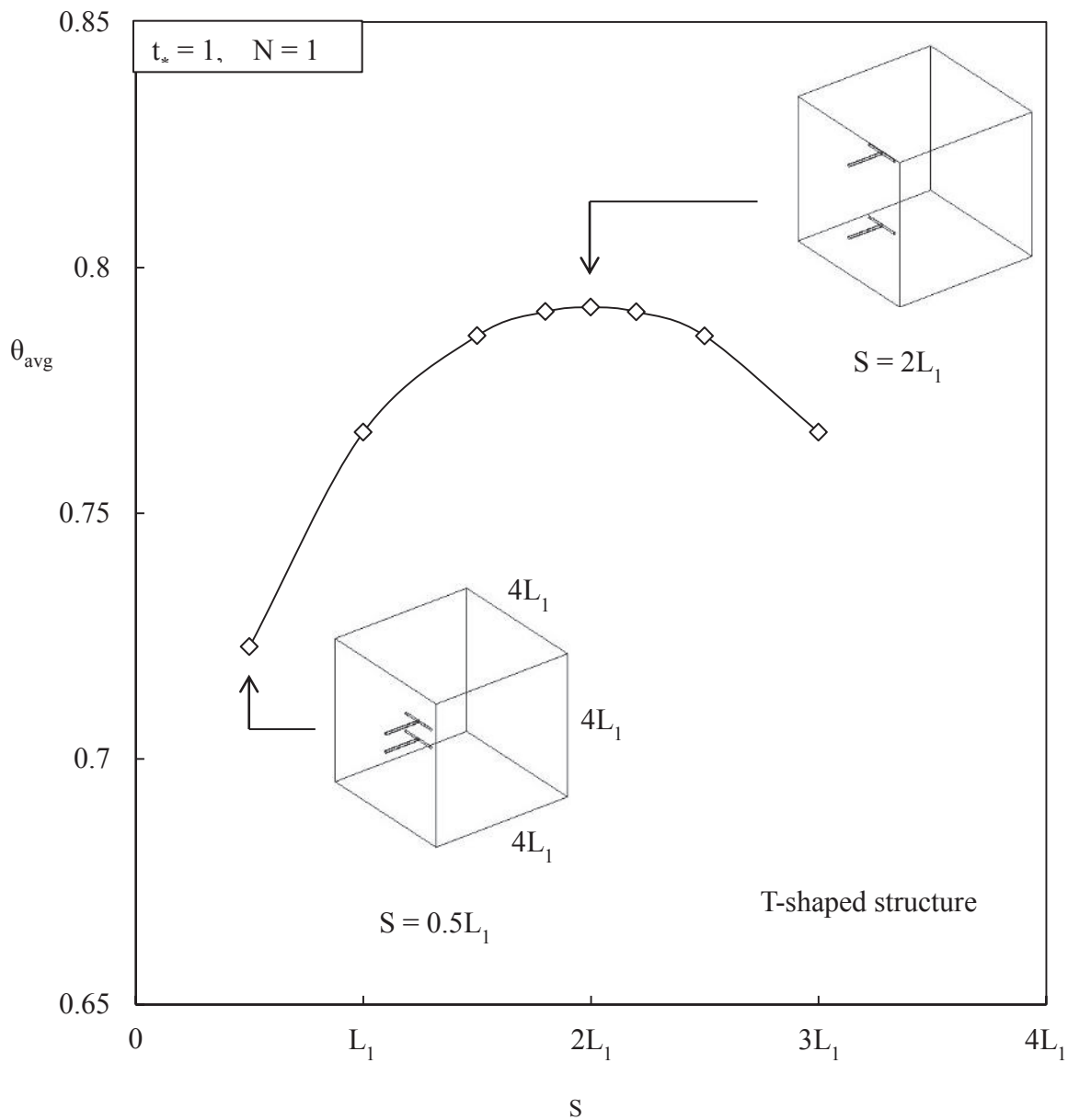


Figure 6-4

The effect of the tree palms spacing on thermal performance on T-shaped structure, $N = 1$.

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube, S: Spacing of T-shaped structure, t^* : Dimensionless time, N: Bifurcation level)

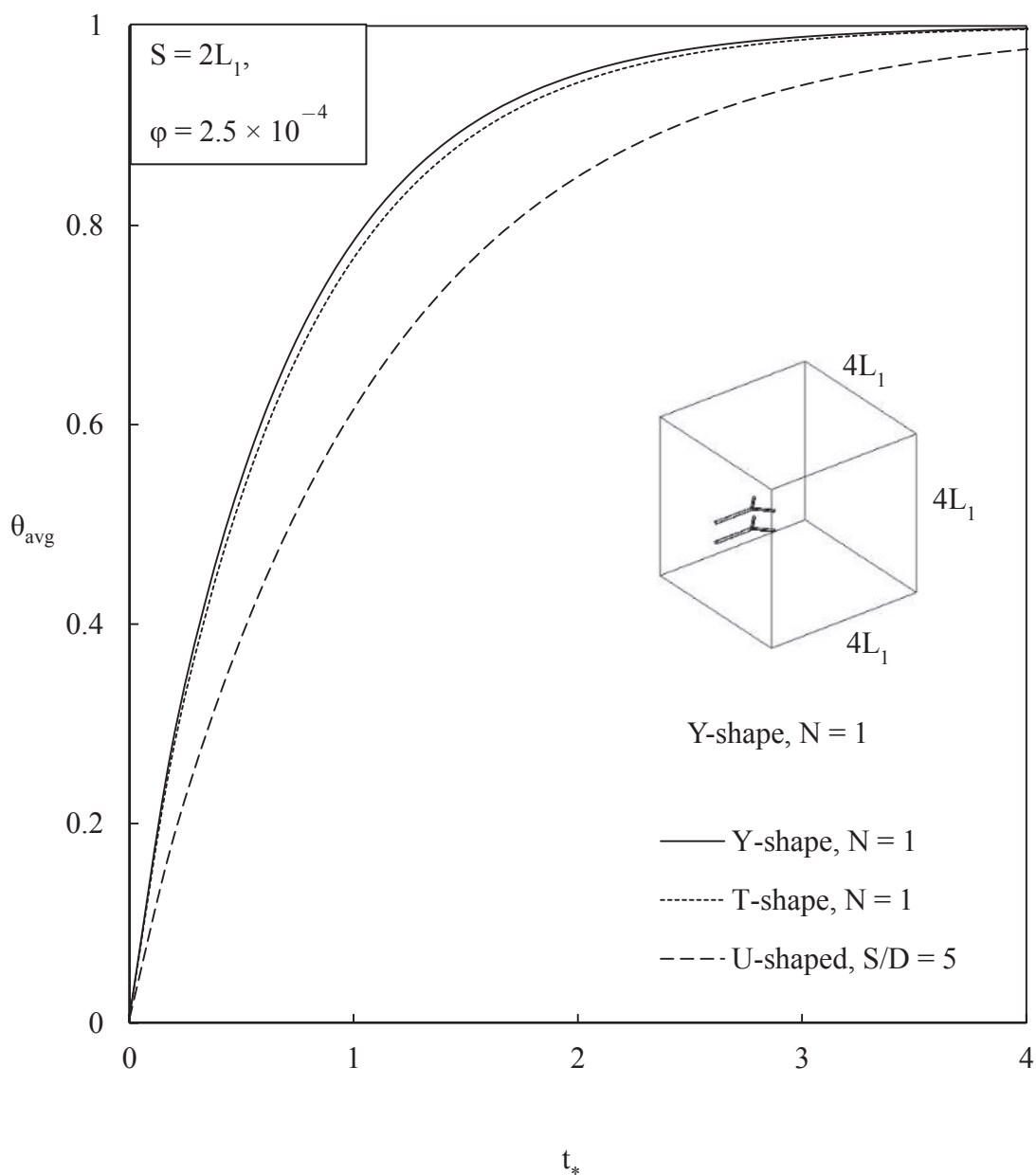


Figure 6-5
 Comparison Y-shaped design with T-shaped and U-shaped.

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube, t_* : Dimensionless time
 φ : Porosity, N : Bifurcation level)

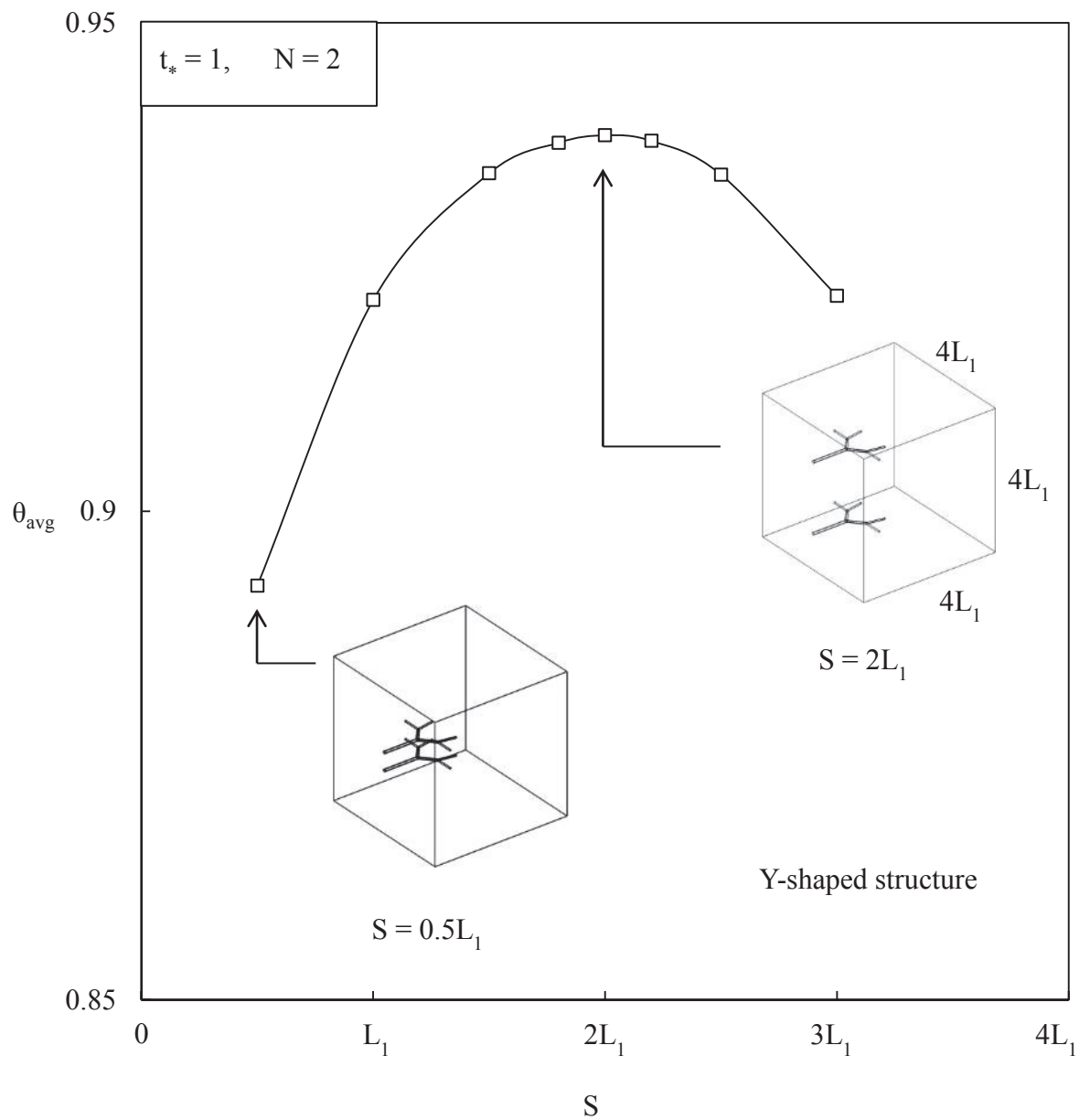


Figure 6-6

The optimal tree spacing on thermal performance on Y-shaped structure, $N = 2$.

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube, S : Spacing of T-shaped structure, t_* : Dimensionless time, N : Bifurcation level)

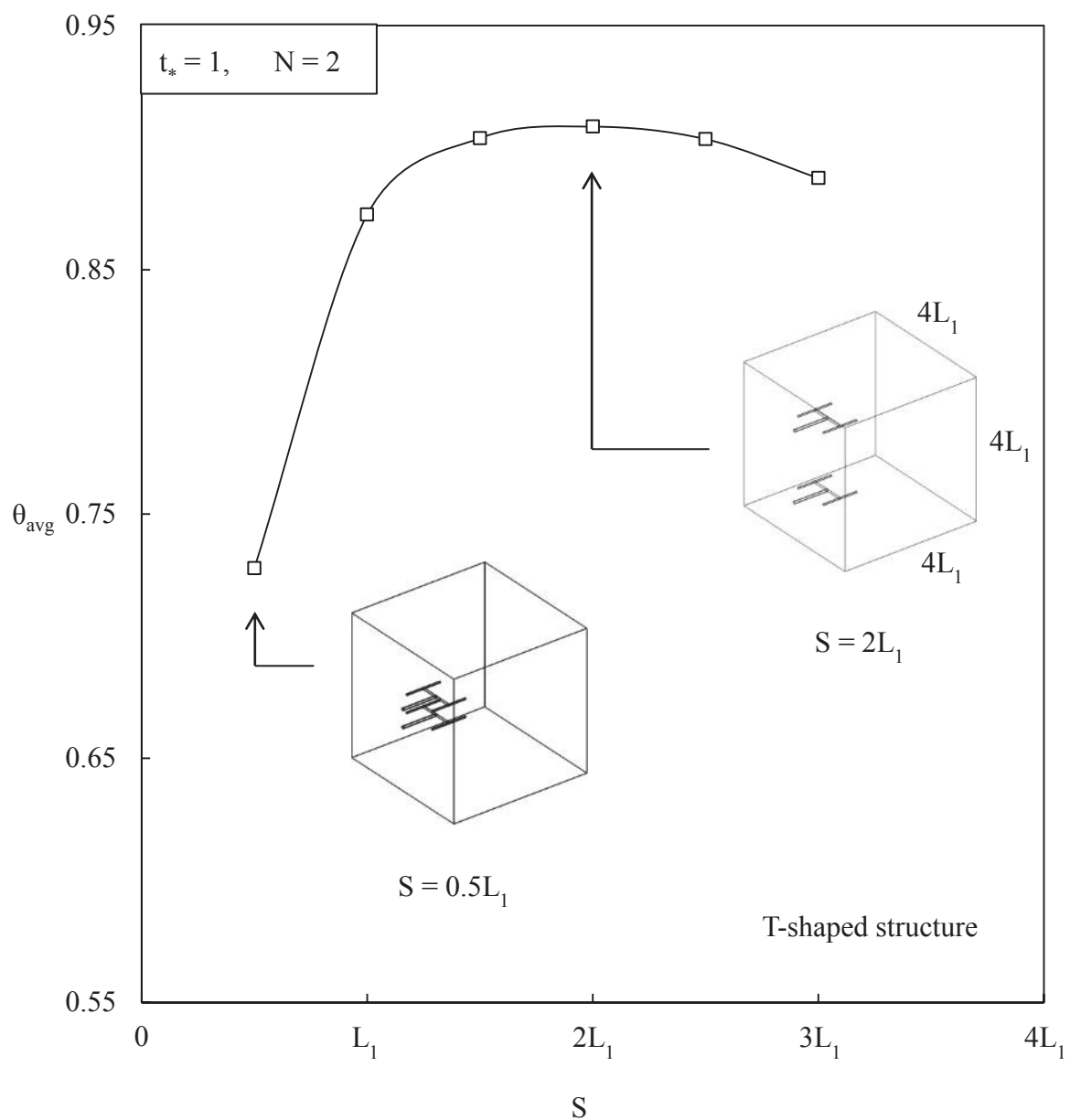


Figure 6-7

The optimal tree spacing on thermal performance on T-shaped structure, $N = 2$.

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube, S : Spacing of T-shaped structure, t_* : Dimensionless time, N : Bifurcation level)

6.1.3 空隙率と設置間隔の関係

土壌の大きさが与える樹形モデルの最適間隔 S への影響を調べるために、Fig. 6-8 に示すような新たに2つの土壌の大きさ ($V^{1/3} = 3L_1$, $V^{1/3} = 6L_1$) において、検討を行った。ここでは、樹形モデルの大きさ（分岐長さや配管径）は変化させず、空隙率を大小に変化させた。 $N=1$ の条件における Y 字型モデルの最適間隔を Fig 6-9 に示す。結果は $S = 1.5L_1$ において極大になった。同様に、 $N=1$ における T 字型モデルでの結果を Fig. 6-10 に示す。結果は $S = 3L_1$ のときに、極大値を示した。これらの結果は、Fig. 6-3, 4 と等しく、土壌の断熱境界との干渉によるものと考えられる。Table 6-1 において、いままでの3つの土壌形状にて求められた結果を纏めた。3つの条件ともに、土壌の一辺の長さの半分が最適間隔として割り出された。

ここで、樹形モデルの第1分岐段階、第2分岐段階における伝熱性能の比較をおこなった。制限領域内に占める流路の容積は一定のまま、分岐段階、すなわち流路の形状のみを変化させた。これは空隙率が等しいまま、土壌形状の大きさを変更させている。比較結果を Fig. 6-11, 12 に示す。ここでも $S = 2L_1$ における場合が最も伝熱効率が高かった。さらに、空隙率が等しい第1分岐段階と、第2分岐段階の配管を作成し、最適管間距離に与える影響を検討した。結果を Fig. 6-13 に示す。結果は $S = 2L_1$ が極大値を取る結果となった。このことから、空隙率による変化は設置間隔に影響を与えないことが示された。Y 字型モデルを制限領域内に埋設する場合には、土壌の中心線と断熱面に対して等間隔に設置することで、断熱境界面から、さらには互いの干渉から受ける影響を少なくすることができ、求められる伝熱操作を効率よく成し遂げられることが分かった。

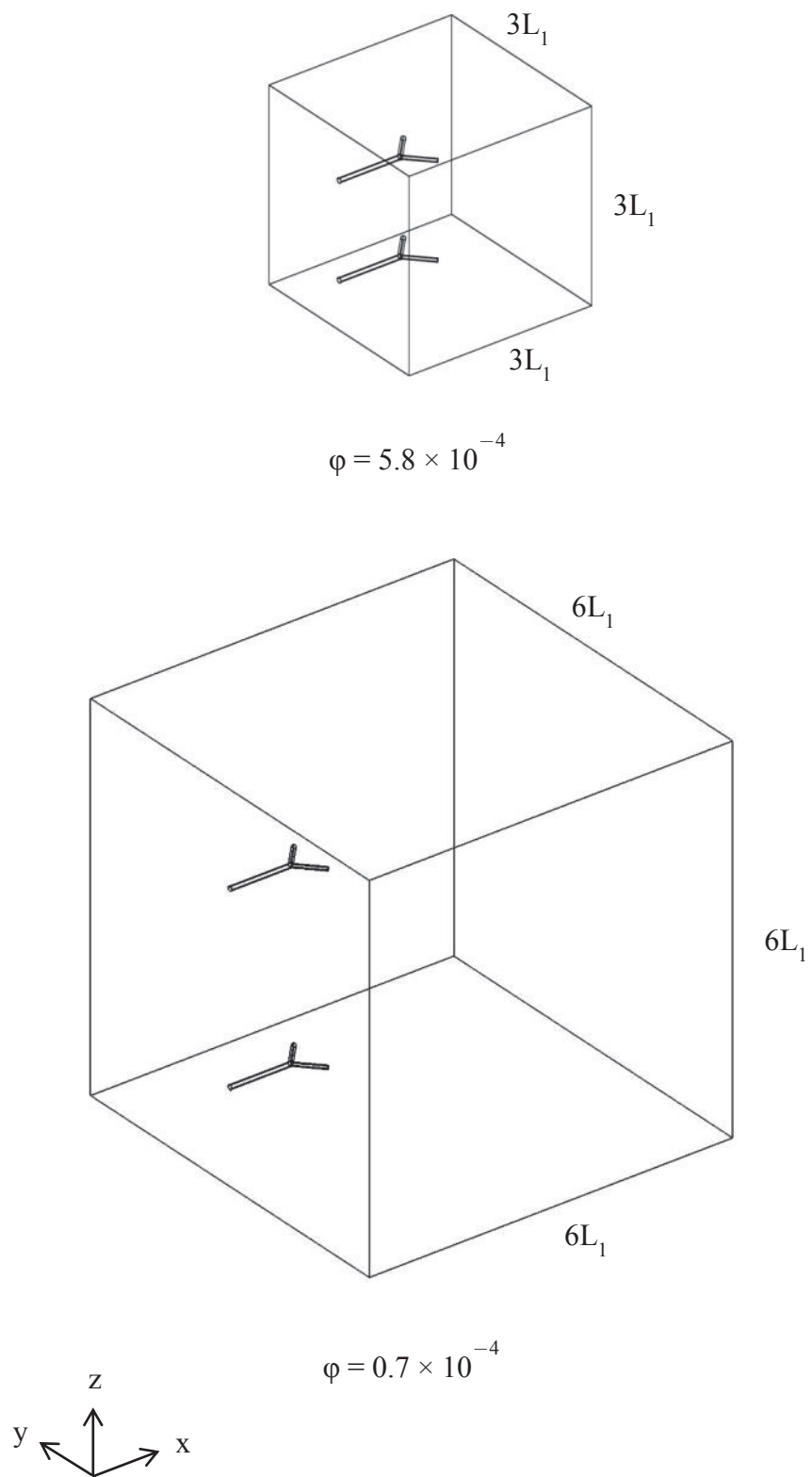


Figure 6-8

Double tree model inside a smaller and larger solid when $N = 1$.

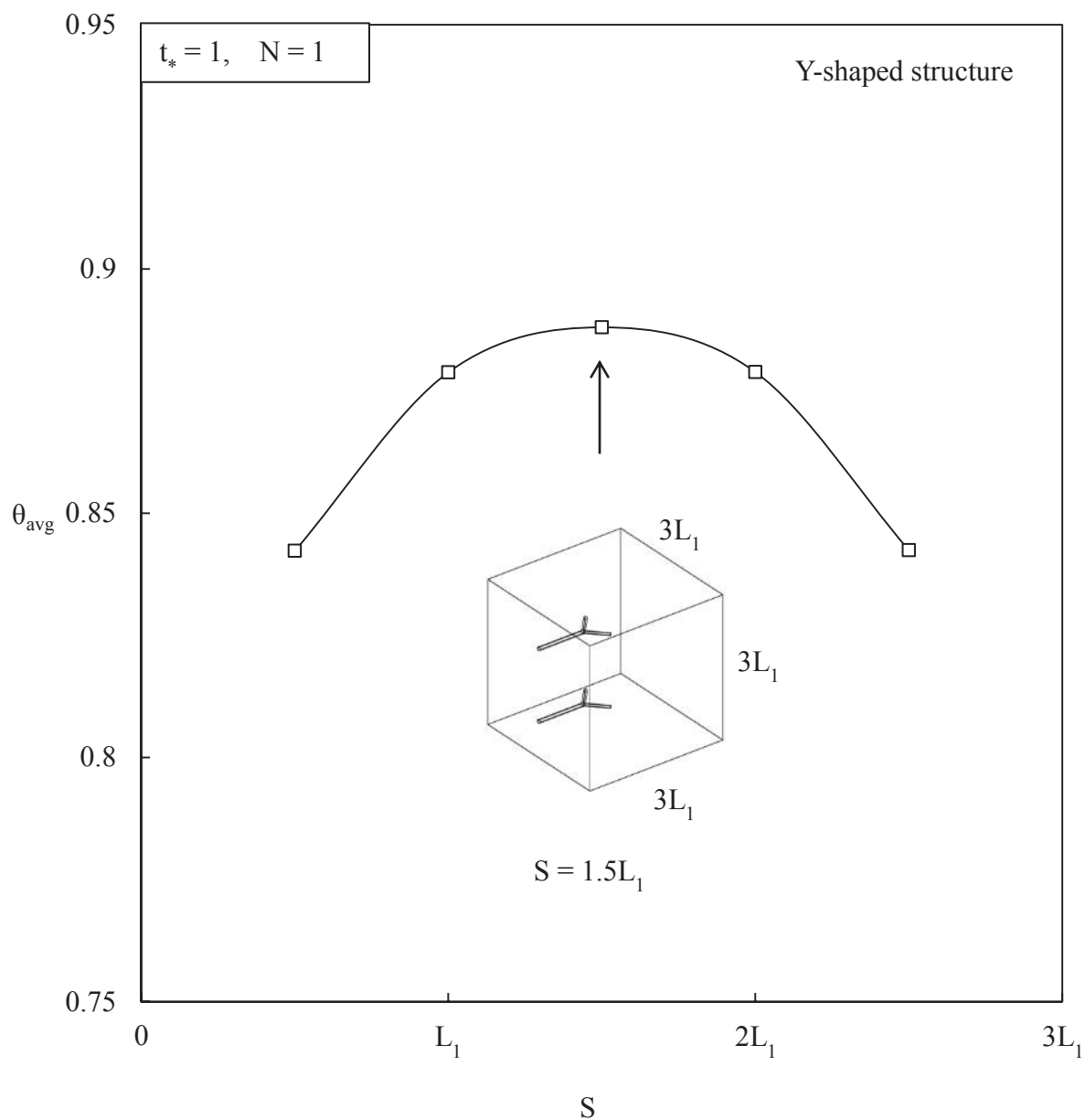


Figure 6-9

The effect of the cube size on tree palms spacing on Y-shaped structure in a smaller cube, $N = 2$.

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube, S : Spacing of T-shaped structure, t_* : Dimensionless time, N : Bifurcation level)

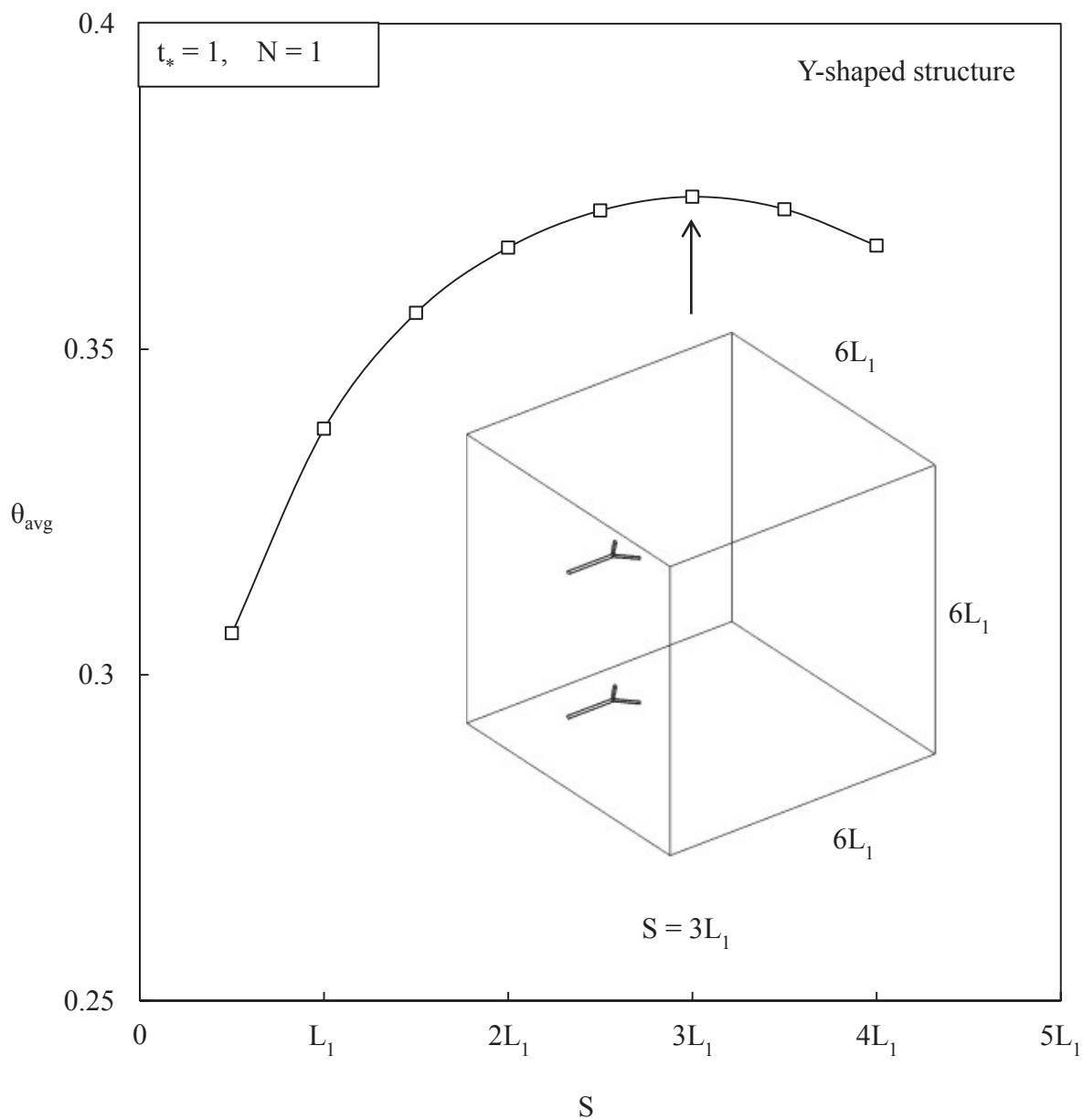


Figure 6-10

The effect of the cube size on tree palms spacing on T-shaped structure in a larger cube, $N = 2$.

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube, S : Spacing of T-shaped structure, t_* : Dimensionless time, N : Bifurcation level)

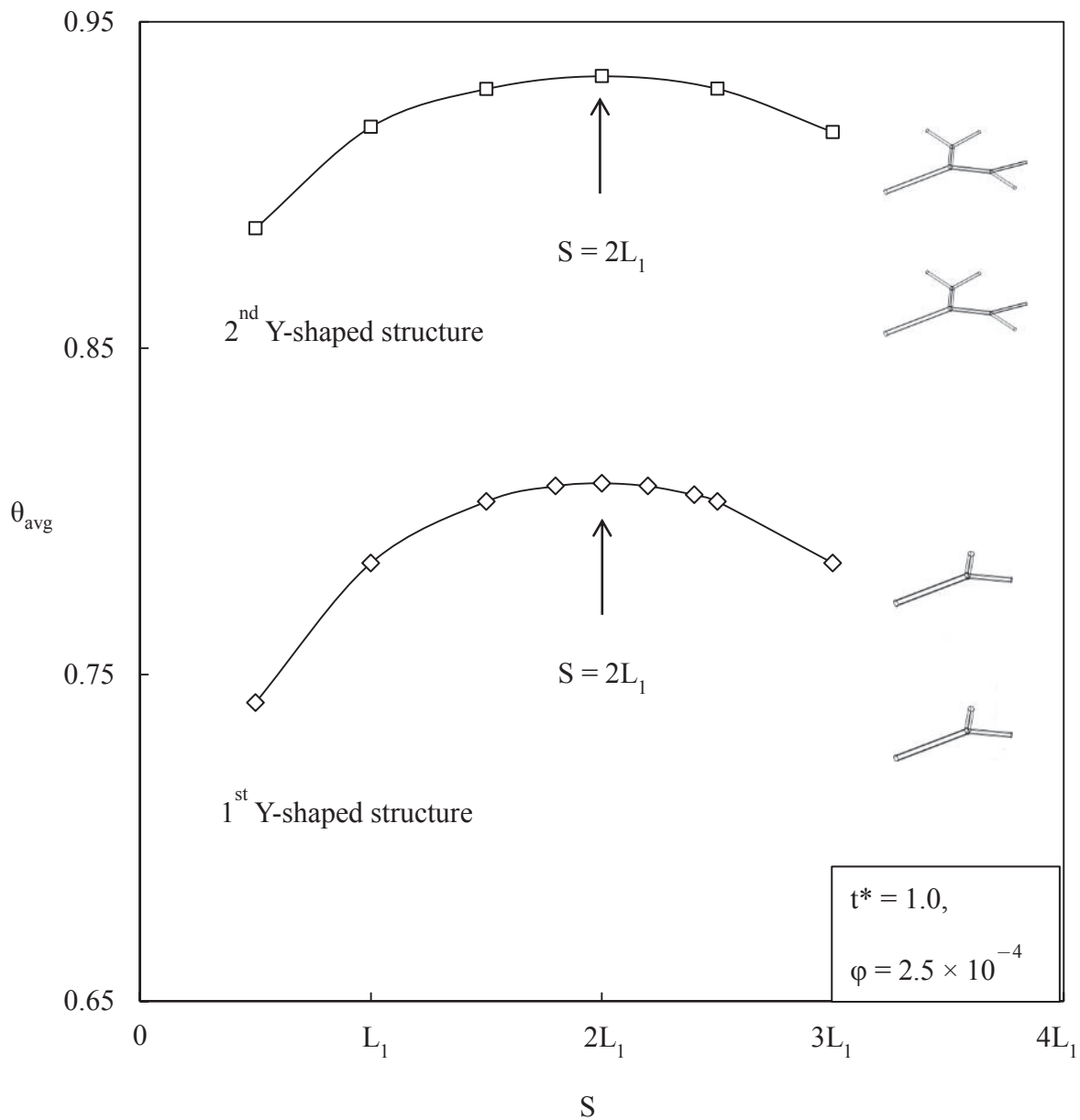
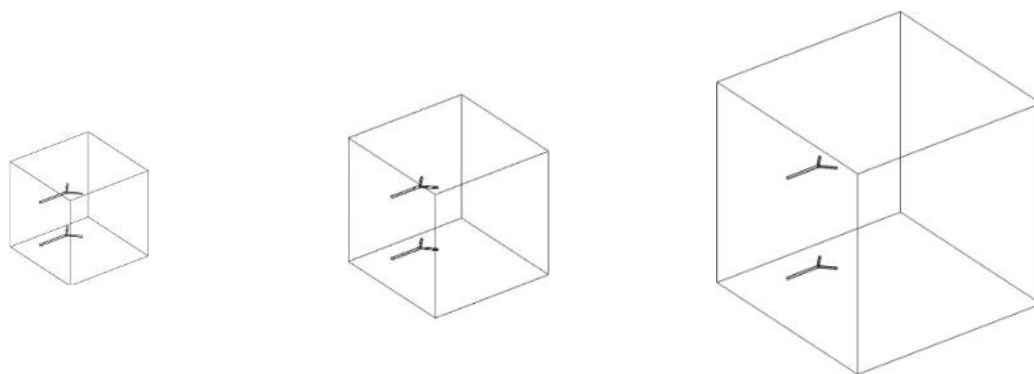


Figure 6-11 Thermal performance when 1st and 2nd bifurcation level were changed to be the same porosity in a cube, Y-shaped structure.

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube, S : Spacing of T-shaped structure, t^* : Dimensionless time, N : Bifurcation level)

Table 6-1
The comparison of the optimal spacing obtained for the three cubes.

Y-shape, N = 1	ϕ		
	5.8×10^{-4}	2.5×10^{-4}	0.7×10^{-4}
$\frac{1}{\sqrt{3}}$	$3L_1$	$4L_1$	$6L_1$
S	$1.5L_1$	$2L_1$	$3L_1$



(N: Bifurcation level, S: Spacing of T-shaped structure, ϕ : Porosity,
V: Volume of cube, L_1 : length of the truck)

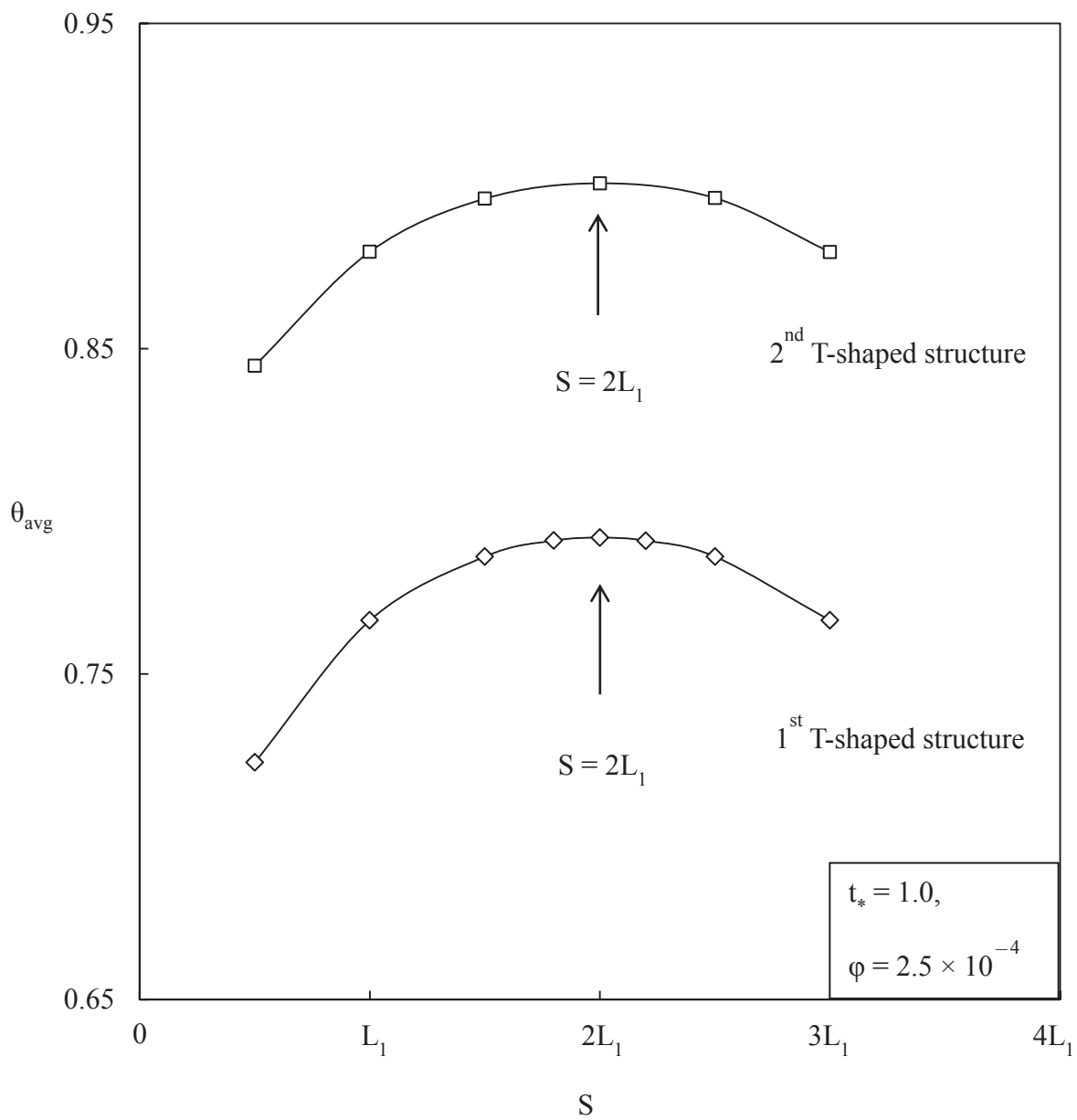


Figure 6-12 Thermal performance when 1st and 2nd bifurcation level were changed to be the same porosity in a cube (b) T-shaped structure.

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube, S : Spacing of T-shaped structure, t_* : Dimensionless time, N : Bifurcation level)

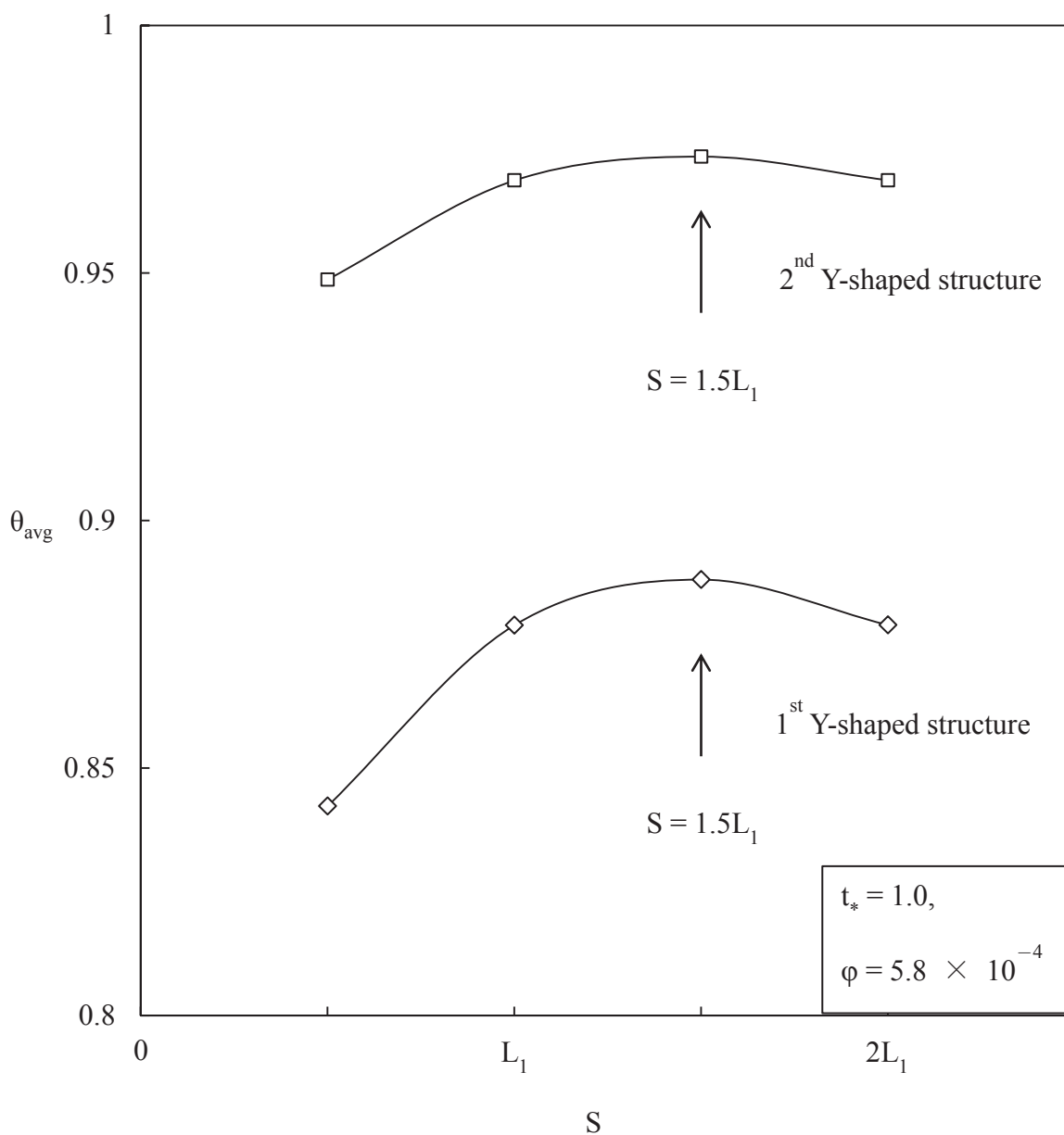


Figure 6-13 Thermal performance when 1st and 2nd bifurcation level of Y-shaped structure were changed to be the same porosity in a smaller cube.

(θ_{avg} : Dimensionless average temperature of the cube, S : Spacing of T-shaped structure, t_* : Dimensionless time, N : Bifurcation level)

6.2 Y字型モデルのエンジニアリング検討

本節では、U型モデルとY字型モデルの施工時の比較を行い、Y字型モデルの具現性について検討を行う。

6.2.1 地中熱交換器の掘削深さ

地中から連続的に採熱出来る量を求め、実際に熱交換器に必要な伝面を検討する。負荷量や地盤条件などにより異なることがあるが、基本的に伝熱面積は掘削深度に比例しており、伝面を多く設けるために、掘削深度を長くしている。濱田らの実験において、140日間連続的に約0°Cの冷水を地中側へ送り続け、期間平均で約28 W/m採熱できることが報告されている[16, 46]。したがって、経験値に基づく概算法として、30-40 W/m程度が便法として用いられている。ここでの事例を参考に、実際にU字型モデルと、Y字型モデルで必要な掘削深度を比較する。

前提として、延床面積130m²で、次世代省エネルギー基準を満たす断熱性能を持つ住宅の場合、暖房最大負荷を6 kW程度と仮定する。このとき使用するヒートポンプのCOPが4とすると、ボアホールの必要深さは113-150 mであることが分かる[3]。ここでは簡略化のため、平均値として130 mとする。また、U字管は、実際に多く採用されているJIS規格に準拠した25Aを用いて、ボアホール内にシングル配管としてU字管を敷設した場合と想定すると、U字型モデルの表面積は約22 m²と求めることができる。一方で、U字型モデルと同じ表面積（すなわち熱交換伝面）をY型モデルで賄うためには、第4段階まで分岐をさせた状態で、第1分岐までの分岐長さ（幹となる最初の配管長さ）を約24 mと設定すると、最も深い位置まで埋設させる分岐は、約60 mと求めることができる。結果をTable 6-2、Fig. 6-14に示す。

Y字型モデルは、U型モデルのように掘削深度を多く稼がなくても、同じ熱交換伝面を設

けることができる。すなわち、U字型モデルは必要な熱交換伝面を稼ぎ、掘削時の必要深さも軽減させることができる。

Table 6-2 The comparison of penetration depth on each model

	U-shaped design	Y-shaped design (N = 4)
Pipe 25A (1B)	27 mm	27 mm
Penetration depth	about 130 m	about 60 m
Going pipe	1unit	1unit
Returning pipe	1unit	1unit
Area of heat exchanger	22 m ²	22m ²
Note	*Assumed single U-shaped tube	*Diameter and length of each pipe L ₁ 23.8 m D ₁ 27 mm 1 pipe L ₂ 11.9 m D ₂ 21.4 mm 2 pipes L ₃ 11.9 m D ₃ 17 mm 4 pipes L ₄ 6.0 m D ₄ 13.5 mm 8 pipes L ₅ 6.0 m D ₅ 10.7 mm 16 pipes

*Regarding on calculating the area of heat exchanger, the joint parts aren't included.

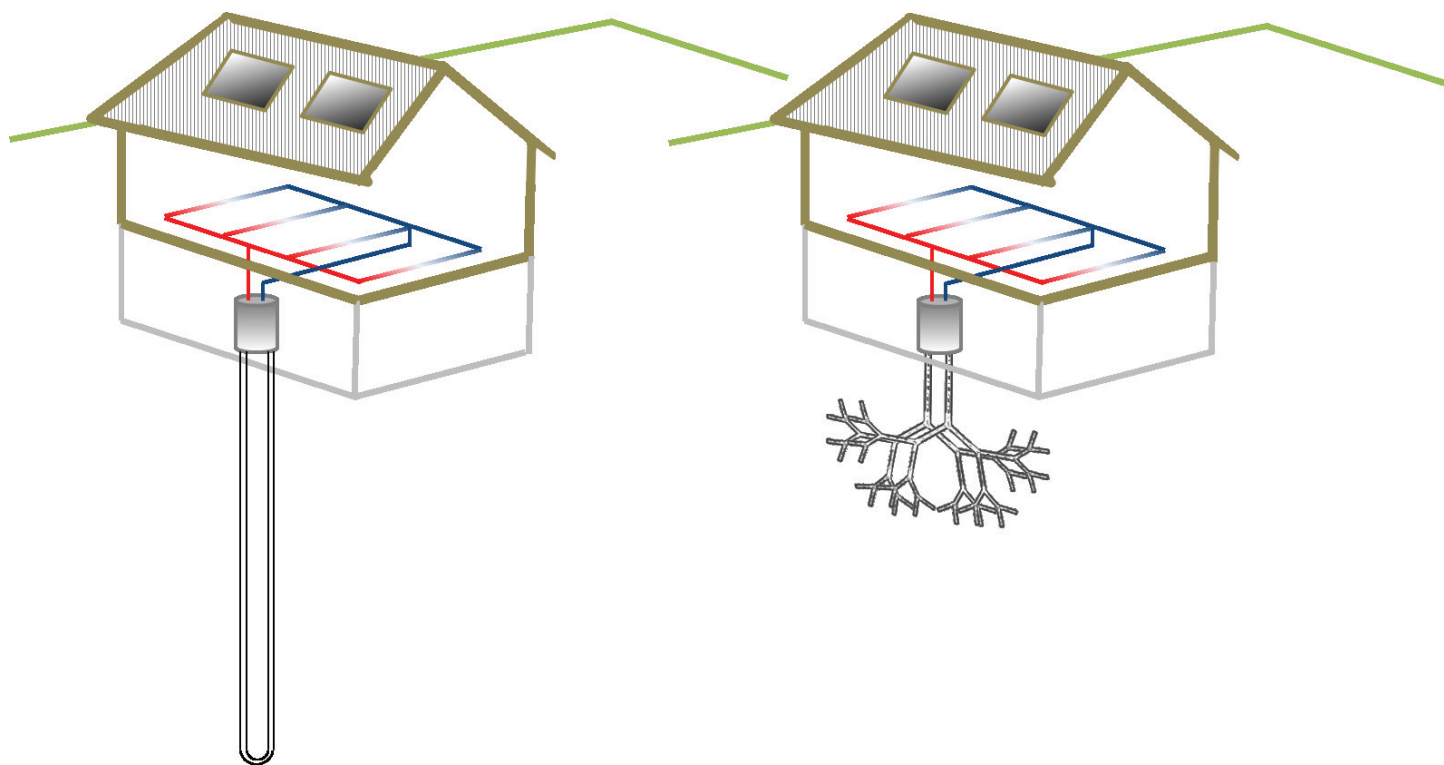


Fig. 6-14
Geothermal heat pump system with U-shaped and Y-shaped design for residential house

6.2.2 Y字型モデルの製作検討

Y字型モデルは配管にY字継手を用いて、4段階に分岐をしていく必要がある。いくつかの継手メーカーに打診を行い、製作可否を調査した[47-49]。しかしながら、規格外の形状であるため、図面を作図するところから始める必要があり、見積もり金額を伺うだけでは、どこも相手にしてもらえない状況だった。代表的な回答例として、F社からのコメントでは、作図するまでは各社可能であるが、実際に配管同士をつなげて施工を行うためには、確かな組立工の技量が必要であり、テストピースの製作段階などを得て、客先要求仕様を満足できる製品を加工できるようになる。そのため、費用を換算するには容易ではないとこのことだった。

6.2.3 Y字型モデルの概算費用（工費）

6.2.1節より、製作費用の算出が容易ではないことが分かったが、主要設備価格とファクターを用いて、実際に樹形状モデルの配管を製作した場合の概算製作費用の検討をおこなった。組立工の技量に掛かる特別労務費（人工）はエンジニアリングフィーに含めて検討することとした。また、実際の配管は、土壌内へ埋設する液体系流体配管に多く実績のあるFWパイプ（25A ポリ塩化ビニル製）[50]を想定した。同時に、同材料を用いてU字型デザインにて製作した場合も検討を行った。結果をTable 6-3, 6-4に示す。直接工事費として、材料代はweb上の公表価格を参考に算出。特別労務費を含めたエンジニアリングフィーは、樹形状モデルには30%を、U字型モデルには、通常想定される割合と同様の10%を計上した。地中熱用のヒートポンプは、日本国内で多くの導入実績を持つサンポット社製[51]のヒートポンプを採用した場合を想定した。その他の工事費用として、土工工事費用としては、樹形状モデル埋設時の掘削費用に、バックホウを使って掘削をした際の一般的な住宅建設時に使用される代表価格を採用した。もちろん、この値は現状で分かりえる価格を採用しているの

で、今後の具体的な工事内容・工法が判明した時点で、再度価格（見積）調査を行う必要がある。U字型モデルについては、既存のボーリング工法を使用して掘削した場合を想定した。そのほか、据付費用・電気/計装費用での費用を想定し、全工事費を算出した。据付費用は掘削時の足場や櫓設営に掛かる費用として、電気/計装費用は制御機器などの取り付けに掛かる費用を見込んで、設備価格に対してそれぞれ70%程度を採用した。

樹形モデルを採用した場合には、直接工事費に対してファクター10程度と見込んだ結果となった。既存のU字型モデルの場合には、ファクター3程度となったことから、本算出結果は、一般的な建設工事での算出事例と比較しても大差ない結果となっている（これは、石油・化学系企業において、設備導入を行う際に発生する全工事費は、直接工事費に対して、ファクター3程度が過去の実績を眺めた上で日本における安全サイドでの相場であると考えられるためである）。

樹形状モデルの全工事費は、U字型モデルのその約3倍程度になっている。掘削深度は樹形モデルの方が軽減することができるが、掘削価格は高いのが現状である。ボーリング工法のように、具体的な掘削工法が定着すれば価格を下げるのが可能であるが、そもそも樹形状のように表面積を多く稼ぐ形を埋設するためには、現在考えられる工法として、土壌を全て掘削してから熱交換器を埋設し、その後土壌を埋め戻す工法のみであった（いくつかの土建専門業者へ聞き取り済）。

しかしながら、U字型モデルと比較して、掘削深度が50%も軽減できることから、

- ・対象土壌内に固い岩盤があつて、深く掘れない場合
- ・地下水の存在で深い深度まで掘削できない場合
- ・地質が柔らかく、ボーリング工法で掘削できない場合

などでは、Y字型モデルの地中熱交換器が有利な条件となる場合が考えられる。また、モグラのようなロボット掘削機が開発され、樹形状モデルの容積に沿った掘削が可能になれば、バックホウによる全ての掘削を行う必要がなく、掘削費用を軽減させることが出来る。

なお、U字型モデルと樹形状モデル（Y字型モデル）との工費については、3倍程度の開

きがあるが、工費の積み上げは不確定要素となる部分も多く、まさに概算での金額比較にしかない。実際に設備投資計画の推進が決定され、具体的な工事会社を選定する段階での見積もり合わせを依頼するときに、より正確な確度の高い数値が示されることとなる。また実際には国からの助成金や支援が政策面からも考えられるが、これらの金額は含まれていない。よって、現段階での価格差に、10倍や100倍の差があっては実現可能性が低いと言えるが、10倍以内の差であれば、具現性の全く望めない技術ではない。

また、掘削深度が軽減できることは、その工事の難度を下げ、コストも下げることにつながるが、地中熱交換器のメンテナンス性についても優位性があると考えられる。100 mも地下に埋設される地中熱交換器は、その維持・メンテナンスにも難度を高めている。長期利用を検討した場合、U字型熱交換器は埋設後の設備トラブルを抱えた場合に、メンテナンスができる可能性は低い。しかしながら、掘削深度を軽減できるY字型モデルであれば、十分に保守・保全活動が可能であると考えられる。さらにY字型モデルを複数台埋設する場合には、その必要伝面を確保するための掘削深度の更なる軽減が期待される。また、U字型熱交はボーリング孔に合わせるために、25 mm程度の配管径が採用されるが、現状の工法で埋設される場合には、Y字型モデルの配管径は太くすることも可能であり、さらに掘削深度を軽減する方向に働く。したがって、メンテナンスが必要となった場合の排出も可能な場合が考えられる。設備導入後は、投資回収ができるまでは設備を使い続けることが求められる。たとえ設備にトラブルを抱えたとしても補修を行って使い続けることが経済性の観点から必要である。そのため、仮に設備導入が出来たとしても、保全活動ができること、必要な補修対応ができること、これらのメンテナンス性は設備選定時にキーポイントとなる。現在は、Y字型モデルの設置費用は大きく見積られているが、設備をメンテナンスしながら長く使用できることで回収できる利益を含めて考えると、さらに優位性を高くすることができる。

本節のまとめとして、現状の往路・復路が独立して存在している系では、それぞれを土壌の中心線と断熱面に対して等間隔に埋設させることが最も優れた設置方法であった。また、

垂直方向への熱交換器の埋設深度として、樹形モデルは既存の U 字型モデルと比較して、その半分程度で同じ容積分を賄うことが出来た。さらに、製作費用を含めた地中熱交換器の埋設工費について検討をした結果、現状では樹形樹モデルは、既存 U 字型モデルと比較して、3 倍程度多くの費用が掛かることが推測された。しかしながら、実現可能性の全くない価格差ではなく、施工段階での詳細検討によっては、その差は縮まることが予想される。また、掘削深度を軽減できるメリットや設備のメンテナンス性、さらに対象となる土壌の性質が適合する場合も含めて考えると、深い深度までのボーリングが必要ではない樹形状モデルの優位性を高くすることができる。また、将来の掘削機器の開発によっても、その実現可能性は大きくなることが考えられる。

Table 6-3
 Estimating cost of geothermal heat

Main equipments/Engineering	Number	Material	Specifications	Power	Price(¥)	Memo
Pipe of heat exchanger						
① Main pipe	31	FRP	237.5m		¥1,034,430	¥13,050/3m Fuji-FW pipe Fujikako, Inc Diameter 25A thickness 3.0mm×length 3m
② Joint	15	FRP			¥15,000	¥1000 Fuji-FW pipe 45° joint Fujikako, Inc Diameter 25A
Equipment						
Heat pump	1		COP 4	50kW	¥4,000,000	Sumpot Co., Ltd.
Civil						
Excavating work					¥14,616,000	¥2000/m ³ (general civil construction cost, by backhoe) required volume:L 60m×W 1m×D 60m=3600m ³ for each pipe (going and returning)
Installing					¥3,000,000	
Electronics and instruments					¥3,000,000	
Sub Total					¥25,665,430	
Engineering Fee (30%)					¥7,699,629	Administrative and general expense, Special manufacturing labor cost, etc.
Contingency (30%)					¥10,009,518	
Estimated Total					¥43,374,577	

*For estimating each cost, referred from a standard prices on web site.

Table 6-4
Engineering cost of geothermal heat pump

Main equipments/Engineering	Number	Material	Specifications	Power	Price(¥)	Memo
Pipe of heat exchanger						
①>Main pipe	44	FRP	130m		¥565,500	¥13,050/3m Fuji-FW pipe Fujikako, Inc Diameter 25A thickness 3.0mm×length 3m
Equipment						
Heat pump	1		COP 4	50kW	¥4,000,000	Sumpot Co., Ltd
Civil						
Excavating work					¥1,950,000	¥15000/m (general civil construction cost, by boring) Depth of boring 130m
Installing					¥3,000,000	
Electronics and instruments					¥3,000,000	
Sum total					¥12,515,500	
Engineering Fee (10%)					¥1,251,550	Administrative and general expense
Contingency (10%)					¥1,376,705	
Estimated Total					¥15,143,755	

*For estimating each cost, referred from a standard prices on web site.

6.3 まとめ

本章では、Y字型モデルの実用化に向けた検討を行った。6.1節にて、将来的に流体を流すことを考えると往路管と復路管の設置が不可欠となり、配管同士の間隔について検討した。前章での結果もそうであったが、配管の位置決めには、それぞれ配管同士と、断熱面との干渉が大きな影響を与えるため、干渉から逃れる方向へ配管を設置することが重要である。そのため、本章での結果でも往路管と復路管は、土壤内に均等に設置することが適していると考えられた。しかしながらその一方で、6.2節にて具体的に配管を土壤内に設置するための掘削方法、費用を考えてみると、大きく配管同士が離れて設置することになると、掘削する容積も大きくなり、工費が非常に多くかかる。現在は往路管と復路管の連絡配管を設置していないため、この部分の設置に大きな工費が掛かると予想される。また、掘削に掛かる費用削減については、対象とする土壤の性質によって、Y字型モデルが有利となる場合もあるが、同時に今後のY字型モデルに適した掘削工法の開発が待たれる。今後の検討としては、管間距離と掘削面での利点を両立させるような、配管同士の間隔を検討し、経済効果を見極め、往路・復路管の設置距離は技術的な効率面だけではなく、フィージビリティスタディを含む多面的な判断を加え、具体的な流路設計へ進む必要がある。

第7章 考察

本章では、上述した本研究にて得られた新たな知見を考察する。本研究では、地中熱を高効率に利用するため、新規な形状の熱交換器を提案した。ここでは、(1) 新規な熱交換器形状の提案が与える研究背景への成果、(2) Constructal theory と本研究の成果について述べる。

(1) 新規な熱交換器形状の提案が与える研究背景への成果

われわれの現代生活は多くのエネルギー消費によって支えられているおり、社会生活の発展度はエネルギーの消費量と比例している。しかしながら、豊かな生活への歩みを続ける原動力となる地下資源は、将来にわたって使用が約束されたものではない。そのため、われわれは従来の地下資源だけではなく、地球本来の活動に寄り添ったエネルギー源の利用検討を進めていくべきと考えられる。

地中熱は再生可能エネルギーのひとつとして挙げられ、地下資源価格の高騰対策や、将来枯渇が懸念される地下資源への有限性対策として、注目が集まっている。しかし、わが国では欧米と比較して、技術の普及が進んでいない現状がある。これには、欧米のように広い敷地面積（各住宅）がないことや、欧米同様に掘削工費が高く、初期投資が多く掛かることなどが大きな課題であること示した。そこで本研究では、限られた土壌を最大限に活用でき、更に掘削長さを深くせずとも伝熱面積を設けられることを目標に、自然エネルギーを巧みに利用する方法を Constructal theory より導き、次世代の地中熱交換器の形状のひとつを提案した。Table 7-1 に普及への課題、本研究の開発目標、本研究の成果について示す。

新規な形状の地中熱交換器としてY字型モデルを第4章にて提案し、第5、6章にて評価検討を行った。既存のU字型や、T字型モデルの配管形状と伝熱効率を比較し、土壌内に占める熱交換器容積率が等しい条件において、3者の中でのY字型モデルの優位性を示した。

Table 7-1 Tasks and Targets

	Tasks	Targets	Results
1.	Keep an enough heat transfer area	To effectively utilize site area	Proposed the tree-tree structure that prevent from interference with each pipe.
2.	Reduce an excavation depth		Reduced an excavation depth to half of U-shaped design*.

*In the case of single U-shaped design

これは Y 字型モデルが、U 字型モデルよりも土壌を広く捉えることができること、樹形状モデルとしては同類である T 字型モデルよりも枝管の発展段階に自由度があり、広角に発展できることと、互いの配管の干渉を防ぎ土壌との相互関係を改善したことによって、優位性を発揮したと考えられる。さらに、シングル U 字管モデルでの掘削深度を比較して、約 5 割の深度までの掘削で同じ容積率を設けることができ、伝熱効率が優れることを示した。

さらに、地中熱を利用する場合、大きな熱交換温度差を得ることが出来ず、システムの要求熱量を賄うためには、広い伝熱面積が必要となる。そのために、U 字型モデルでは、本数の増加や掘削深度を増やすことで伝熱面積を設けている。U 字型モデルは線で土壌を捉えているのに対して、Y 型モデルの最大の利点は、土壌を面で捉えている点である。伝熱面積を広く設けることができるため、U 字型モデルと等しい容積率であっても、伝熱効率が優れる理由は、この点に起因していると考えられる。

本研究は大目的として、地中熱（再生可能エネルギー）の代替利用を促進させ、増え続ける化石燃料の消費を軽減させることにある。そのために、必要熱交換伝面積を確保しつつ、掘削深度を軽減できる形状を求めた。新規な熱交換器形状の検討にスポットを当て、第 4 章での、Constructal theory に従った樹形状モデルの提案に至り、その取り組みをまとめたも

のである。提案のコンセプトとして、生物の規則性・自己相似性に習う観点・手法を取り入れた。得られた形状は、施工難度を下げ、工事費用の削減に繋がり、設備（熱交換器）のメンテナンス性の観点からも利点が多くある。新幹線での設計事例のように、生物模倣によって、その効果が認められ、実用化まで漕ぎ着けた事例にならい、本モデルも効果実証段階まで進め、本研究での成果が、地中熱利用の普及へ向けた改題解決の一助となり、高効率に再生可能エネルギーが利用できる社会構造の構築に寄与していきたい。

Y字型モデルは、既存の形状にこだわることなく新規な形状として提案されており、次世代の熱交換器である。現状工法では、U字型モデルと比較して投資費用が多く掛かることなど、実用化検討へ向けた課題が多くあることも事実である。今後も継続検討が必要なアイデアであると考えている。今後の課題については、次項、ならびに第8章にて述べることとする。

(2) Constructal theory と本研究の成果

Constructal theory は Duke 大 A. Bejan 教授によって提唱されている新たな物理法則である。これは、「有限の流動系が時間の流れの中で存続するためには、その流動系の配置は、流動抵抗を低減するように進化しなければならない」[51]と定義される。そのなかで、一点から一領域への流れや、一領域から一点への流れを促進するために適した形状は、樹状パターンであると説明されている。

自然エネルギーを効率よく利用している代表は、同じく自然界の生物である。例えば植物は、土壌の水分を幹から枝、葉へと根から汲み上げ、葉の表皮（裏側）において水分の大部分を蒸散させている。地中の根の張り方は、より遠くの土壌へ、それぞれの根が干渉することがないように形成させて、水分を吸い上げる。葉の葉脈は、表皮での効率良い蒸散を行うために、表皮の中心管から末端へ向けて広がっている。両者の形状は、まさに樹形状である。生物進化の過程によるセレクションは、流体抵抗を低減させる最適な結果のみに淘汰される。すなわち、樹形状は効果的なデザインであるため、生物に選択され続けてきたことが分かる。

Constructal theory が提唱する樹形状に対して、本研究の主な新規性、オリジナリティーは、

周囲が断熱された制限空間の一辺から中心に向かって配管を配置させ、空間内の熱と効率よく相互のやり取りができる形状（Y字型モデル：樹形状モデルの一般解）を具体的に求め、既往の研究にあったT字型モデル：樹形状モデルの特殊解を一般化したことにある。幹となる配管から、枝管となる次の配管の配置位置（角度）を定め、空間内との伝熱効率が最もよくなる配置は、やはり提唱通りの樹形状に至った。これは互いの配管、断熱周囲面と干渉しないように、配管が自由に互いの配置を主張し、4回の分岐段階を経て、最終的に求められた。Constructal theoryでは、最適なモデルとして樹形状を挙げているが、具体的に工業製品へ応用するため配管同士の配置やその挟角は提案されていない。すなわち、今までは特殊解における樹形モデルの提案にすぎず、一般解を得ることは出来ていなかった。これに対して本研究では、それぞれの配管同士の挟角を求め、平面上での展開過程を示し、Constructal theoryに基づいた設計の具現化へ向けた一段階を示している。本形状は、提唱する樹形状の実践的なエンジニアリングへ向けた一歩として、A. Bejan教授が執筆した、Convection Heat Transfer(2013) [53]の表紙に採用されている。

本研究では、樹形状モデルを地中熱交換器の流路設計に適用検討をしてきた。ここで得られた結果のその他への展開・発展について述べる。広義な意味での地下土壌から得られる熱は、月面や火星においてエネルギー源を獲得する際に、有力なエネルギー源であると考えられる。月面や火星では化石燃料の代わりとなるエネルギー源の獲得が、今後の開発には必要である。そのために、小型原子炉の開発も検討されているが、その設置に掛かる物資輸送や建設など具現性には多くの課題がある。その一方で、深く掘削をする必要がなく、土壌の恒温性・蓄熱性が利用できる樹形状地中熱交換器は、設置が簡単でエネルギー源を獲得するためのソリューションを提供できる。これは樹形状モデルが広く伝面積を設けることができるためである。

さらに広い伝面積設置の利点から、化学工業にて多く使用されている一般的な熱交換器の省スペース化、高効率化へ樹形状を適用することができる。既存と同じ配管を用いて、組立方法を変えることで、効率を向上できる。また、濃縮操作における多重効用式濃縮缶は、最

終段に冷却器を設け、プロセス液の蒸気をクーリングタワー水で凝縮させることで、その缶内を真空操作している。ここは経済面から熱品位の低い用役が選択されるため、多くの伝面が必要となる。ここに、樹形状のメリットが適用できる。その他、化学工業にこだわることなく、ラジエーターとして考えると、自動車やオートバイ等の水冷エンジンに広く適用ができる。限られた容積内で多くの熱交換を行うことができる。また、コンピューター用のCPUや集積回路は空冷式でのヒートシンクが一般的であったが、最近では冷却液を使って集積回路からの熱を奪う場合がある。特にラップトップ型の軽量でコンパクトなパソコン用には、小さくとも広い伝面積を持つラジエーター形状が求められる。樹形状がその効果を存分に発揮することができる。また、ラジエーターは住宅や施設の居住空間用の暖房設備として使用されることも多い。日本ではあまり普及が進んでいないが、欧米では広く使用されている。その形状としては、伝面積を広くとるために、コルゲートやフィンタイプが用いられている。ここに樹形状モデルもひとつの候補として名を挙げることができる。また、床暖房システムも同様に広く使用されているが、室内の床下全面に配管の敷設方法にも適用可能である。地中熱ヒートポンプシステムも、床暖房設備への利用を目的としている場合があるが、地中熱交換をする際だけでなく、床下に配管を敷設する場合にも、樹形状を適用できる。このように、本研究の成果は、地中熱にこだわるものではなく、多くの伝熱現象に対して発展可能である。

伝熱現象以外に視野を広げると、その流路形状を用いてマイクロリアクターへの適用も検討可能である。熱交換器として、流体を起点から各拠点へ発散させ、また拠点から起点への収束させることを考慮しているが、マイクロリアクターは、収束させる部分だけに着目している。スケールの小さいチャンネルを使って、異なる流体を2股の流路から合流させて、配管内を流体が移動する際にその混合・反応を行うものである。2つに分岐する、結合する形状に利点がある。ここでは配管を用いることなく、平面に溝を掘ったものを、その面同士を重ね合わせることで、流路空間を設け、ここをリアクターとして利用する。医薬分野において検討が活発な分野であり、今後ますますの発展が期待される。

第8章 結論

本研究では、再生可能エネルギーとして注目されている地中熱を高効率に利用するため、新しい流路形状をもつ地中熱交換器を検討した。必要となる熱交換伝面を確保し、既存のU字型モデルと比較して掘削深度を軽減させ、土壌を広くとらえる形状を設計した。設計手法として、既存の形状に捕らわれることなく、新しい発想を取りいえたイノベーションを行うため、生物の形状を模倣することを考えた。具体的には、Cosntructal Theoryを用いることで、樹形状に着目した。現状ではこういったアプローチをする事例はなく、分岐角度を 90° に固定された特殊解による、分岐を繰り返した形状(T字型モデル)が検討されるに過ぎなかった。そのため、本論文では、樹形状の各分岐角度の一般解を求めるべく、自由な角度で分岐ができる樹形状(Y字型モデル)を求め、第4段階までの分岐を経て、実際の樹木が持つ自己相似性と近い値まで、模倣された形状を得た。得られた結果を用いて、T字型モデル、既存の地中熱交換器に採用されているモデル(U字型モデル)との比較を行い、Y字型モデルの伝熱効率面での優位性を示した。さらに、Y字型モデルを地中熱交換器へ適用するための実用可能性を検証した。一般的な住宅をイメージした場合でのU字型、Y字型の掘削深度を比較、それぞれのモデルの導入に必要な概算費用(工費)を算出した。Y字型モデルはU字型モデルの掘削深度と比較して、約50%まで軽減できることが分かった。したがって、埋設対象土壌に岩盤、地下水が存在する、地質が脆弱であるなどの場合は、Y字型モデルが適している。その一方で、概算費用としては現状の掘削技術のままでは、U字型に比較してY字型モデルは費用が多く掛かると見積られた。今後のジェット流やロボット掘削機の技術開発動向によっては費用を低減が期待でき、今後の技術発展に待たれる。

以上のように、本論文ではY字型モデルを用いた樹形状地中熱交換器の適用可能性をしますとともに、その実用性について論じている。

以下に結論をまとめ、今後の研究課題を述べる。

結論

- (1) U字型モデルを用いて、シミュレーション評価方法を確立した。

第3章において、U字型モデルを設置する場合の配管同士の距離を検討し、数値計算結果とスケール解析によって、その解の妥当性を示し、樹形状モデルとの比較を行うための評価方法を確立させた。

- (2) Y字型モデルを用いた新規な樹形状モデルを考案した。

第4章において、Y字型モデルをベースにした樹形状モデルを提案した。自由な角度で幹とそれぞれの枝管を配置させ、断熱境界面や互いの配管との干渉を軽減する方位へデザインを行った。その結果、フラクタル次元による評価から樹木の構造に近い形状が求められた。

- (3) 既存のU字型モデルや、既往のT字型モデルよりも優位性があること示した。

第5章において、それぞれのモデルと同じ容積率にて伝熱効率の比較を行った。Y字型モデルは、他2つのモデルと比較して、土壌をより広く捉えることによって優れた伝熱効率を示した。

- (4) Y字型モデルの具現化検討を行った。

第6章において、土壌へ垂直方法に埋設した場合の掘削深度について、既存のU字型モデルとY字型モデルの比較を行った。Y字型モデルは、掘削深度を軽減することができる。また、具体的に地中熱交換器として土壌へ埋設を行った場合の概算工費についての比較を行った。現状のレベルにおいては、Y字型モデルは、既存のU字型モデルの3倍程度の価格が概算として見積られた。しかしながら、実現可能性が全くない価格差ではなく、施工段階での詳細設計時にその差が縮まることが予想される。また、土壌性質によってはY字型モデルの方が有利となる場合や、メンテナンス性も含めた全体での経済性効果も合わせて検討すれば、その実用可能性をさらに大きくさせることができる。

今後の課題として、Y字型モデルが取り組むべきものを述べる。生物の形状に教えを習い、地中熱交換器へ応用を図る研究は、まだ始まったばかりである。現在の工法では、U字型モデルに具現性の観点で差があるが、本論文で示した結果をテストサイトにて実証することができれば、その実用化へ向けた大きな一歩を切り出すことができる。未だ導入実績のない形状であるため、その配管形状の製作方法や、埋設方法が具体的な形になっていない。詳細検討段階で、設計へフィードバックする必要がある。それらは、配管同士の設置間隔や、対象土壌の温度回復性を設計へ盛り込んで、再確認すべきである。間隔決定後は、より実際の現象に近づけるために、配管同士の連結状態において、流動状態と伝熱現象を同時に評価するステージへ研究を進める必要がある。また、対象土壌の性質に適した掘削方法の検討は必須であり、ロボット掘削機のように、必要な配管占有容積だけ掘削できるような工法が適していると考えられる。生物の根は、根を張り巡らせる容積を掘削している。生物の掘削方法に習い、ここでも新しい掘削方法を検討すべきである。さらには、樹形状配管の接合部におけるメンテナンス性は確認しておくべき点と考える。これは、地中熱交換器の長期利用に向けた安定性評価の一部である。その他の保守・保全の観点からも、材質検討を進めていく必要がある。

以下に現時点での今後の課題についてまとめる。

- (1) 往路管と復路管の設置位置、配管接続方法、流動を含めた状態の確認
- (2) 埋設地点での土壌物性の影響
- (3) 掘削工法の改善
- (4) 埋設熱交換器のメンテナンス性検討
- (5) 長期利用へ向けた安定性評価

引用文献

- [1] 経済産業省資源エネルギー庁：
http://www.enecho.meti.go.jp/category/saving_and_new/saiene/renewable/outline/index.html#outline
- [2] エネルギー供給事業者による非化石エネルギー源の利用及び化石エネルギー原料の有効な利用の促進に関する法律（平成二十一年七月八日法律第七十二号）：
<http://law.e-gov.go.jp/htmldata/H21/H21HO072.html>
- [3] 北海道大学地中熱利用システム工学講座，地中熱ヒートポンプシステム，ohmsha，平成 19 年
- [4] 横浜市泉区役所総務部区政推進課，特定非営利活動法人地中熱利用促進協会，平成 24 年泉区地中熱利用普及可能性調査報告書，平成 25 年 2 月
- [5] 環境省 水・大気環境局土壌環境課 地下水・地盤環境室，地中熱利用にあたってのガイドライン，平成 24 年 3 月
- [6] 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課，官庁施設における地中熱利用システム導入ガイドライン(案)，平成 25 年 10 月
- [7] 地中熱利用促進協会，<http://www.geohpaj.org/>，2014
- [8] B. Sanner, Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe, *Geothermic* 32 (2003) 579-588
- [9] G. Florides, S. Kalogirou, Ground heat exchangers – a review of system, models and applications, *Renew. Energy* 32 (2007) 2461–2478.
- [10] A. M. Omer, Experimental investigation of the performance of a ground-source heat pump system for buildings heating and cooling, *The Journal of Science Research*, 1 (2):109-134. 2014
- [11] B. Sanner M. Reuss, E. Mands, J. Muller, Thermal response test. Experience in Germany.

Proceedings Terrastocks 2000, Stuttgart, 177-182

- [12] P. Cui, H. Yang, Z. Fang, Numerical analysis and experimental validation of heat transfer in ground heat exchangers in alternative operation modes, *Energy and Buildings* 40 (2008) 1060-1066
- [13] V. Khalajzadeh, G. Heidarinejad and J. Srebric, Parameters optimization of a vertical ground heat exchanger based on response surface methodology, *Energy Buildings* 43 (2011) 1288-1294.
- [14] 中島康孝, 土壌蓄熱について, *空気調和・衛生工学*, 52-9 (1978-9) 53-60
- [15] 落藤澄ら, 太陽熱による垂直管方式の長期地中蓄熱の特性と暖房への応用に関する研究(第 2-4 報), *空気調和・衛生工学会論文集*(1985-1986)
- [16] 濱田靖弘, 中村真人, 落藤澄, 永坂茂之, 長野克則, 垂直埋設 U 字管を用いた地中蓄熱型冷暖房システムの実験と解析, *空気調和・衛生工学会論文集*, No.61, 45-55(1996)
- [17] K. Nagano, T. Katsura, S. Takeda, Development of a design and performance prediction tool for the ground source heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, 26(13-14), (2006) 1578-1592.
- [18] T. Katsura, K. Nagano, S. Takeda, Method of calculation of the ground temperature for multiple ground heat exchangers, *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 1995–2004
- [19] T. Katsura, K. Nagano, S. Narita, Y. Nakamura, A. Okamoto, Calculation algorithm of the temperatures for pipe arrangement of multiple ground heat exchangers, *Applied thermal engineering*, 29 (2009) 906-919
- [20] 長野克則, 地中熱ヒートポンプシステムに関する研究開発最前線, *地下水学会誌*, 第 54 巻第 2 号, (2012) 95-105.
- [21] ゼネラルヒートポンプ工業株式会社, <http://www.zeneral.co.jp/>, 2012
- [22] H. Esen, M. Inalli, M. Esen, K. Pihili, Energy and exergy analysis of a ground coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers, *Build. Environ.* 42 (2007) 3606–

3615.

- [23] J. Darkwa, G. Kokogiannakis, C.L. Magadzire, K. Yuan, Theoretical and practical evaluation of an earth-tube (E-tube) ventilation system, *Energy Build.* 43 (2011) 728–736.
- [24] E.K. Akpınar, A. Hepbasli, A comparative study on exergetic assessment of two ground-source (geothermal) heat pump systems for residential applications, *Build. Environ.* 42 (2007) 2004–2013.
- [25] Y. Nam, R. Ooka, Numerical simulation of ground heat and water transfer for groundwater heat pump system based on real-scale experiment, *Energy Build.* 42 (2010) 69–75.
- [26] Y. Shang, S. Li, H. Li, Analysis of geo-temperature recovery under intermittent operation of ground-source heat pump, *Energy Build.* 43 (2011) 935–943.
- [27] D. Bozis, K. Papakostas, N. Kyriakis, On the evaluation of design parameters effects on the heat transfer efficiency of energy piles, *Energy Build.* 43 (2011) 1020–1029.
- [28] K. Woods, A. Ortega, The thermal response of an infinite line of open loop wells for ground coupled heat pump systems, *Int. J. Heat Mass Transfer* 54 (2011) 5574–5587.
- [29] H. Su, Q. Li, X.H. Li, Y. Zhang, Y.T. Kang, Z.H. Si, X.G. Shi, Fast simulation of a vertical U-tube ground heat exchanger by using a one-dimensional transient numerical model, *Numerical Heat Transfer, Part A* 60 (2011) 328–346.
- [30] H. Esen, M. Inalli, M. Esen, Numerical and experimental analysis of a horizontal ground heat pump system, *Building and Environment*, 42 (2007) 1126-1134.
- [31] K.S. Lee, Modeling on the performance of standing column wells during continuous operation under regional groundwater flow, *Int. J. Green Energy* 8 (4) (2011) 474–485.
- [32] M.H. Abbaspour-Fard, A. Gholami, M. Khojastehpour, Evaluation of an earth to-air heat exchanger for the north-east of Iran with semi-arid climate, *Int. J. Green Energy* 8 (4) (2011) 499–510.
- [33] J. Jung, S. Lorente, R. Anderson, A. Bejan, Configuration of heat sources or sinks in a finite

- volume, *J. Appl. Phys.* 110, 023502 (2011)
- [34] L. Combelles, S. Lorente, R. Anderson, A. Bejan, Tree-shaped fluid flow and heat storage in a conducting solid, *J. Appl. Phys.* 111, 014902 (2012)
- [35] M. Alalaimi, S. Lorente, R. Anderson, A. Bejan, Effect of size on ground-coupled heat pump performance, *J. Heat Mass Transfer*, 64 (2013) 115-121.
- [36] A. Bejan, S. Lorente, Constructal law of design and evolution: Physics, biology, technology, and society, *J. Appl. Phys.* 113, 151301 (2013)
- [37] A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, second ed., Wiley, New York, 1997.
- [38] A. Bejan, S. Lorente, The constructal law of design and evolution in nature, *Philos. Trans. R. Soc. B* 365 (2010) 1335–1347.
- [39] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, Third Edition, Wiley, Hoboken, NJ, 2004.
- [40] A. Bejan, S. Lorente, The constructal law and the evolution of design in nature, *Phys. Life Rev.* 8 (2011) 209–240.
- [41] A. Bejan, S. Lorente, *Design with Constructal Theory*, Wiley, Hoboken, NJ, 2008.
- [42] A. Bejan, J.P. Zane, *Design in Nature*, Doubleday, New York, 2012.
- [43] A. Bejan, L. A. O. Rocha, S. Lorente, Thermodynamic optimization of geometry: T- and Y-shaped constructs of fluid streams, *Int. J. Therm. Sci.*, (2000) 39, 949-960.
- [44] COMSOL Multiphysics, <http://www.comsol.com/>
- [45] A. Bejan, *Heat Transfer*, Wiley, New York, 1993. p. 179.
- [46] 長野克則, 基礎杭方式地中熱利用システムの計画と設計方法について, 地中熱利用促進協会 各種杭を利用した地中熱利用シンポジウム資料, 2007
- [47] ロック・クランプ株式会社, <http://www.lock-cramp.com/>
- [48] 積水化学工業株式会社, <http://www.sekisui.co.jp/index.html>
- [49] クボタシーアイ株式会社, <http://www.kubota-ci.co.jp/>
- [50] 富士化工株式会社, <http://www.fujikako.co.jp/index.html>

- [51] サンポット株式会社, <http://gshp-sunpot.jp/>
- [52] A. Bejan, J. P. Zane, 流れとかたち, 紀伊國屋書店, ISBN-104314011092, ISBN-139784314011099, 2013
- [53] Adrian Bejan, Convection Heat Transfer, Wiley, 4th edition, April 2013.
- [54] 下村政嗣, 生物の多様性に学ぶイノベーション-生物模倣から生物規範工学へ, AIMR Magazine 2013 年 8 月号,
http://www.wpi-aimr.tohoku.ac.jp/jp/news/pdf/AIMR_Magazine_02_jp.pdf
- [55] 高安秀樹, フラクタルの物理, 物性研究(1985), 44(6), 885-981
- [56] B. B. Mandelbrot, The fractal geometry of nature, Free man, San Francisco, 1982
広中平祐監訳, フラクタル幾何学, 日経サイエンス社, 1984
- [57] H.-O. パイトゲン, D. ザウペ編, 山口昌哉監訳, フラクタル・イメージ : 理論とプログラミング, シュプリンガー・フェアラーク東京 (1990/08)
- [58] 瀬尾高宏, 小森武, 表計算ソフトを用いた景観分析用フラクタル次元の算出方法, 土木学会第 60 回年次学術講演会(平成 17 年 9 月), 1-491, 980-979-980
- [59] 松尾崇, 仲久保正人, 山本圭治郎, 自然界のフラクタルパターンと感性, 日本機械学会[No. 01-5] 福祉工学シンポジウム CD-ROM 論文集(2001)
- [60] 森林景観の特徴を数値であらわす-フラクタル次元を用いたスギ人工林景観の定量化の試み-, 研究の“森”から, 独立行政法人森林総合研究所, No.112, 平成 15 年
- [61] 巽二郎, 根構造のとらえ方 : フラクタル次元、空隙性およびマルチフラクタル, J. Jpn. Soil Phys., No. 82, p.11-19(1999)
- [62] 田中寛樹, 長谷川誠, 生物に学ぶイノベーション ~バイオミメティクスが拓く未来~, 富士通総研コラム 2015 年 1 月 22 日,
<http://www.fujitsu.com/jp/group/fri/column/opinion/201501/2015-1-4.html>
- [63] 仲津英治, 自然に学んだ 500 系新幹線電車《時速 300 キロの軌跡》, 三恵社, 2011 年 8 月 1 日発行

- [64] Eskilson, P., Claesson, J., Simulation model for thermally interacting heat extraction boreholes, *Numerical Heat Transfer* 13, 1988, 149-165.
- [65] Claesson, J., Eskilson, P., Conductive heat extraction from a deep borehole, Thermal analysis and dimensioning rules, *Energy* 13/6, 1988, 509-527.
- [66] Sanner, B, Ground Coupled Heat Pumps with Seasonal Cold Storage, *J. Heat Pumps for Energy Efficiency and Environmental Progress*, 1993, 301-308, Elsevier, Amsterdam

関連著作目録

- [A] H. Kobayashi, S. Lorente, R. Anderson, and A. Bejan, Serpentine thermal coupling between a stream and a conducting body, *J. Appl. Phys.* 111 (2012) 044911.
- [B] H. Kobayashi, S. Lorente, R. Anderson, and A. Bejan, Freely morphing tree structure in a conducting body, *Int. J. Heat Mass Transfer* 55 (2012) 4744-4753.
- [C] H. Kobayashi, S. Lorente, R. Anderson, and A. Bejan, Trees and serpentine in a conducting body, *Int. J. Heat Mass Transfer* 56 (2013) 488–494.
- [D] H. Kobayashi, T. Maeno, S. Lorente, and A. Bejan, Double Trees in a conducting body, *Int. J. Heat Mass Transfer* 77 (2014) 140–146.

謝辞

本研究を行うに当たり、たくさんの方々に多大なるご指導をいただきました。社会人ドクターとして博士号を目指す時と決心したときから、業務と研究の両立を保つことの厳しさを覚悟していましたが、実際には自分の覚悟が甘かったと知らされる場面が多々ありました。思うように進捗が得られない時期には、自分自身の不甲斐なさを思い悩んでおりました。しかしながら、その時期も最後まで学位論文を書き上げるよう温かいアドバイスと共に、多くのご支援を頂きました。とても全てをここに書き記すことは出来ませんが、心から感謝の意を込めて皆様へ御礼を申し上げたいと思います。

指導教員の慶應義塾大学大学院システムデザイン・マネジメント研究科 前野委員長には、入学をする前から、1年程度に渡り、個人的に相談に乗っていただきました。2012年秋、帰国して間もない頃でしたが、留学中の研究内容を纏めて学位論文を作成したい旨をご相談致しました。前野先生からは、将来にわたって学位取得をすることの意味や、社会人が業務と並行して研究生活を送ることの意義など、多方面からのアドバイスを頂きました。その後、業務出張や長女の誕生を経て、ようやく2013年9月にSDMへの入学を果たしました。入学をしてからは、指導教員として研究の進め方、今後の発展方法について、様々な観点から示唆に富むご指導を頂きました。深く感謝を申し上げます。

本論文を審査するに当たり、多くの適切なお助言、ご指導を賜りました。慶應義塾大学大学院システムデザイン・マネジメント研究所 日比谷顧問には、論文執筆段階から細かなご指導を頂きました。業務での海外出張も多く、なかなか時間を作れずに思うように研究が進まない状況に対して、暖かいお言葉を頂き、研究を前に進める強い気持ちを思い出すことができました。公聴会前には発表練習にもお付き合いいただき、論旨の骨格を分かりやすくするべく、ご指導をいただくことで、最終的に研究を纏めることができました。本当に有難うございました。慶應義塾大学大学院システムデザイン・マネジメント研究科 小木教授

には、フラクタル次元による考察をアドバイスいただきました。専門書をご紹介いただき、自己相似性について知識を深め、さらに研究を良いものへ進化させることができました。深く御礼申し上げます。慶應義塾大学理工学部機械工学科 深淵准教授には、流体工学の専門家として、本研究を審査いただきました。シミュレーション結果に対して細かくご意見、ご指導を頂きました。その結果、シミュレーション結果の妥当性をより強固なものにすることができました。心より感謝申し上げます。

また、本研究の検討段階において、慶應義塾大学理工学部システムデザイン工学科 佐藤春樹教授、佐藤洋平教授からもご助言、ご指導を賜りました。御礼申し上げます。

なお本論文は、味の素株式会社 研究開発企画部、人事部の共同による海外留学コースによって、2010年9月から2012年8月まで、米国は Duke 大学工学部機械工学科 A. Bejan 特別教授の下へ留学した際の研究内容が基になっています。当時、生産技術開発センター プロセス技術グループにおいて、グルタミン酸ナトリウム製造プロセス内の省エネ技術開発に取り組み、さらに発展的な内容を習得するため、海外留学に手を挙げました。社内選考の結果、2年間のチャンスを与えていただきました。この場を借りて、海外留学のチャンスを与えていただいた、味の素株式会社の諸先輩方に感謝申し上げたいと思います。

海外留学に当たり、訪問先として Bejan 教授の研究室の門戸をたたきました。留学に対して、快く迎えて頂き、熱力学の基礎から、Constructal theory を用いた研究テーマに至るまで、懇切丁寧にご指導をいただきました。民間企業に勤める技術開発員と、大学での Visiting scholar としての研究では、取り組み方や見ている世界が異なることに多く気づかされました。さらに、異国での生活文化の違いも重なり、研究が軌道に乗るまでは、苦心することが多くありました。しかしながら、Bejan 教授や同じラボメンバーとのディスカッションを重ねるうちに、研究の方向性を見出すことができ、結果として Y 字型モデルを提案するに至りました。2年間の滞在期間中の研究内容をまとめ、4編の投稿論文を執筆することが出来ました。帰国後、学位取得に向けて本論文を纏める際にも、親身に相談に乗っていただき、

謝辞

投稿論文の共著者として多くのご助言、ご指導をいただきました。また、共著論文の使用に関してもご快諾をいただきました。Industrial だけでなく Academia の世界を知ることができ、私の人生において、とても大きな財産となりました。心より、感謝をしております。御礼申し上げます。

そして最後に、本研究生生活を支えてくれた家族、特に妻・幸子、娘・美緒に心から感謝の意を述べたいと思います。

2015年3月

小林 弘嗣