

複数管型クール/ヒートチューブに関する研究

～近接配管を有する複数管型チューブの設計手法～

STUDY ON THE MULTI-COOL/HEAT TUBE SYSTEM

～Design procedures of cool/heat tube system  
using multiple tubes in a close arrangement～

尹 奎 英

(YOON, Gyu young)

名古屋大学大学院環境学研究科

GRADUATE SCHOOL OF ENVIRONMENTAL STUDIES  
NAGOYA UNIVERSITY

2006 年

複数管型クール/ヒートチューブに関する研究

～近接配管を有する複数管型チューブの設計手法～

(Study on the multi-cool/heat tube system)

～Design procedures of cool/heat tube system  
using multiple tubes in a close arrangement～

尹 奎 英

(YOON, Gyu young)

名古屋大学大学院環境学研究科 博士（工学）

2006 年

名古屋大学図書



11564146

## まえがき

1990年代以降に、地球環境問題が顕在化してから、建築物の環境評価に対する重点は、ライフサイクルを通じて環境に及ぼす環境負荷、すなわち、LCA/LCCO<sub>2</sub>の視点を考慮した評価が主流となってきた。さらに近年では、建築物の環境品質・性能と外部環境負荷の両面を考慮する総合環境性能評価システムが導入されつつある。

また、2005年2月に京都議定書が発効したことをきっかけに、社会各分野において今まで以上の省エネルギー/CO<sub>2</sub>排出削減に対する対策を迫られており、建築分野においても建物の熱負荷抑制、設備システムの高効率化及び効率的運用は勿論のこと、自然エネルギーや未利用エネルギーの積極的な利用による省エネルギー対策の強化が求められている。

このような社会全般の動きを背景に、設備設計者はおろか、建築主に至っても環境に対する意識が高まっており、クール/ヒートチューブを含めた自然エネルギー利用手法の導入に関して、前向きな姿勢を持つようになったといえる。しかし、これに対して、クール/ヒートチューブに関する設計用基礎資料は少なく、その設計手法はまだ明確でないのが現状である。また、クール/ヒートチューブシステムの導入例についても、その事例は多いとは言えず、導入規模も住宅など規模の小さな建物が主流である。

そこで本研究は、建築物の省エネルギー化およびCO<sub>2</sub>排出削減の対策となる、クール/ヒートチューブの普及促進をはかることを目的とし、これを達成するために必要な近接配管を有する複数管型クール/ヒートチューブに関する設計手法の提案や設計資料の提供を行うものである。

本論文は、これから自然エネルギー利用手法の導入を検討する設備設計者において、クール/ヒートチューブもその一つの検討対象として考慮してもらうための参考資料として、また、チューブ設計の際、その設計指針書として、利用となることを期待する。

# 論文概要

本研究は、クール/ヒートチューブの普及促進を最終の目的としており、普及拡大に必要とされる複数管型クール/ヒートチューブの設計資料提供および設計手法の提案を主な研究内容としている。

## 第1章 序論

第1章では、本研究の背景と目的を述べるとともに、これまでのクール/ヒートチューブの導入事例を紹介する。また、既往研究のレビューにより本システムの研究・開発動向を把握するとともに、本研究の位置づけを示す。

## 第2章 近接配管を有する複数管型クール/ヒートチューブの実測調査

第2章では、本研究の実測対象となった愛知県に所在する健康福祉施設の概要とそこに導入されたクール/ヒートチューブの概要を示す。また、約3年間に渡る実測期間に対して、実測結果の分析を行う。さらに、実測システムの運転性能に対して、省エネルギー性、経済性、環境保全性の評価を行う。

## 第3章 複数管型クール/ヒートチューブの数値モデル化

第3章では、実測システムの熱的挙動を詳細に再現するための数値解析モデルを作成し、その妥当性を検証する。

## 第4章 シミュレーションによる実測システムの熱交換性能検討

第4章では、シミュレーションにより実測システムの熱交換性能について検討を行う。複数管の近接配管による管相互の影響、そしてシステムの長期間の運転性能について検討する。また、システムの運転方法とチューブの熱交換性能との関係について検討を行う。

## 第5章 複数管型クール/ヒートチューブの熱交換特性

第5章では、本研究の数値解析モデルを用いて複数管型クール/ヒートチューブに関する熱交換特性を検討する。また、チューブシステムの各性能パラメーターに対する感度解析を行い、近接配管の熱交換特性を把握するとともに性能予測に基づく設計手法の提案に関する予備検討を行う。



## 第6章 複数管型クール/ヒートチューブシステムの性能予測手法

第6章では、複数管による近接配管の熱交換性能を予測する手法の提案を行う。第5章の検討結果に踏まえて、チューブの各性能パラメーターに対する前提条件を提示し、これに基づいて数値計算を行う。さらにその結果を統計的手法により整理して、性能予測近似式の提案を行う。

## 第7章 複数管型クール/ヒートチューブの設計手法の提案

第7章では、複数管型クール/ヒートチューブに対する設計手法の提案を行う。また、設計の手順に関する詳細を述べ、各段階で必要とする設計資料や設計の考え方を示す。

## 第8章 総括

終章では、本研究のまとめを示すとともに、今後の課題について述べる。

# 目 次

まえがき

論文概要

第1章	序論.....	1
1.1.	研究の背景と目的.....	1
1.2.	クール/ヒートチューブシステム.....	4
1.2.1.	クール/ヒートチューブシステムの概要.....	4
1.2.2.	クール/ヒートチューブの導入事例.....	6
1.2.3.	クール/ヒートチューブに関する既往研究のレビュー.....	8
1.3.	第1章のまとめ.....	13
第2章	近接配管を有する複数管型クール/ヒートチューブの実測調査.....	15
2.1.	建物概要.....	15
2.2.	実測建物のクール/ヒートチューブの概要.....	17
2.3.	実測概要.....	20
2.3.1.	温・湿度計測.....	20
2.3.2.	風速計測.....	21
2.4.	実測結果.....	22
2.4.1.	外気気象.....	22
2.4.2.	チューブ内平均風速.....	25
2.4.3.	チューブによる取入れ外気の温度変化.....	29
2.4.4.	チューブによる取入れ外気の湿度変化.....	33
2.4.5.	チューブ周囲の土壌温度と管内表面温度の変化.....	37
2.5.	実測システムの運転性能評価.....	40
2.5.1.	省エネルギー性評価.....	40
2.5.2.	経済性評価.....	47
2.5.3.	環境保全性評価.....	50
2.6.	第2章のまとめ.....	52
第3章	複数管型クール/ヒートチューブの数値モデル化.....	55
3.1.	クール/ヒートチューブの熱交換性能予測モデル.....	55
3.1.1.	性能予測モデルにおける既往の研究レビュー.....	55
3.1.2.	数値解析モデル.....	58
3.2.	数値解析モデルの妥当性検討.....	64
3.3.	第3章のまとめ.....	66
第4章	シミュレーションによる実測システムの熱交換性能検討.....	67
4.1.	近接配置された複数管相互の熱的影響.....	67

4.2.	実測システムの長期運転に関する性能.....	69
4.3.	チューブを建物下部に埋設したことによる建物負荷への影響.....	71
4.4.	システム運転方法と熱交換性能.....	74
4.5.	第4章のまとめ.....	79
第5章	複数管型クール/ヒートチューブの熱交換特性.....	81
5.1.	検討目的.....	81
5.2.	単管型と複数管型チューブの熱交換性能比較.....	81
5.2.1.	検討概要と計算条件.....	82
5.2.2.	取入外気量(管内風速)の違いによる影響.....	84
5.2.3.	チューブ埋設深さの違いによる影響.....	86
5.2.4.	チューブ直上部の室内設定温度の違いによる影響.....	88
5.2.5.	チューブ長さの違いによる影響.....	89
5.2.6.	土質の違いによる影響.....	90
5.2.7.	まとめ.....	90
5.3.	複数管型チューブの配管パターンと熱性能.....	91
5.3.1.	複数管型チューブの配管ごとの熱交換性能.....	91
5.3.2.	各配管パターンの熱交換性能.....	93
5.4.	複数管型チューブの配管間隔と熱性能.....	96
5.4.1.	配管間隔の予備検討.....	96
5.4.2.	配管間隔と管内風速.....	99
5.4.3.	配管間隔と配管長さ.....	102
5.4.4.	配管間隔と土質.....	104
5.4.5.	配管間隔と配管数.....	107
5.5.	外気条件と複数管型チューブの熱性能の関係.....	110
5.5.1.	検討概要.....	110
5.5.2.	各地域における単管型チューブの熱交換性能.....	112
5.5.3.	各地域における複数管型チューブの熱交換性能.....	117
5.6.	第5章のまとめ.....	120
第6章	複数管型クール/ヒートチューブシステムの性能予測手法.....	123
6.1.	性能予測手法の概要.....	123
6.2.	性能予測手法に対するパラメーターの前提条件.....	124
6.3.	性能予測近似式の提案.....	126
6.3.1.	配管本数が2本の場合.....	126
6.3.2.	配管本数が3本以上の場合.....	129
6.3.3.	性能予測近似式の精度検証.....	135
6.4.	第6章のまとめ.....	146

第7章	複数管型クール/ヒートチューブの設計手法の提案.....	147
7.1.	クール/ヒートチューブの設計.....	147
7.2.	複数管型クール/ヒートチューブの設計手順.....	148
7.2.1.	複数管型チューブの設計と前提条件.....	148
7.2.2.	設計手順.....	150
7.2.3.	管内風速、管径、本数選定の考え方.....	154
7.2.4.	設計の妥当性検討の考え方.....	160
7.3.	第7章のまとめ.....	161
第8章	総括.....	163
参考・引用文献	.....	167

## 謝辞

本論文に関する発表論文

# 第 1 章

## 序論

# 第1章 序論

## 1.1. 研究の背景と目的

近年、地球温暖化や気候変動など地球規模の環境問題が深刻化しているが、この地球環境問題の主な原因は人間活動に伴うエネルギー消費からのCO<sub>2</sub>排出であるとされ、CO<sub>2</sub>排出抑制に対する国際的な取り組みが推進されている。

2005年2月に発効された京都議定書は、CO<sub>2</sub>排出抑制への国際的取り組みのひとつであり、先進各国の温室効果ガスの排出削減について法的拘束力のある数値目標を定めている。また、各国が国情に応じて政策・対策を実施することを求めたほか、国際的に協調して目標を達成するためのしくみとして、排出量取引、共同実施、クリーン開発メカニズムという、いわゆる「京都メカニズム」を導入している。

この京都議定書において、日本は2008年から2012年の間に、温室効果ガスの排出量を1990年比で6%削減することが目標とされている。これに対して、図1-1に示す2002年度におけるわが国の温室効果ガス排出量は、13.30億ton-CO<sub>2</sub>換算/年と推計され、京都議定書の基準年(1990年:12.37億ton-CO<sub>2</sub>換算/年)に比べてすでに7.5%増加している。また、温室効果ガスの最も大きい割合を占めるCO<sub>2</sub>排出量の推移を見ると、図1-2からわかるように、2002年度にその排出量は12.48億ton-CO<sub>2</sub>/年と推計され、京都議定書の基準年(1990年)からすでに11%も増加している状況である。

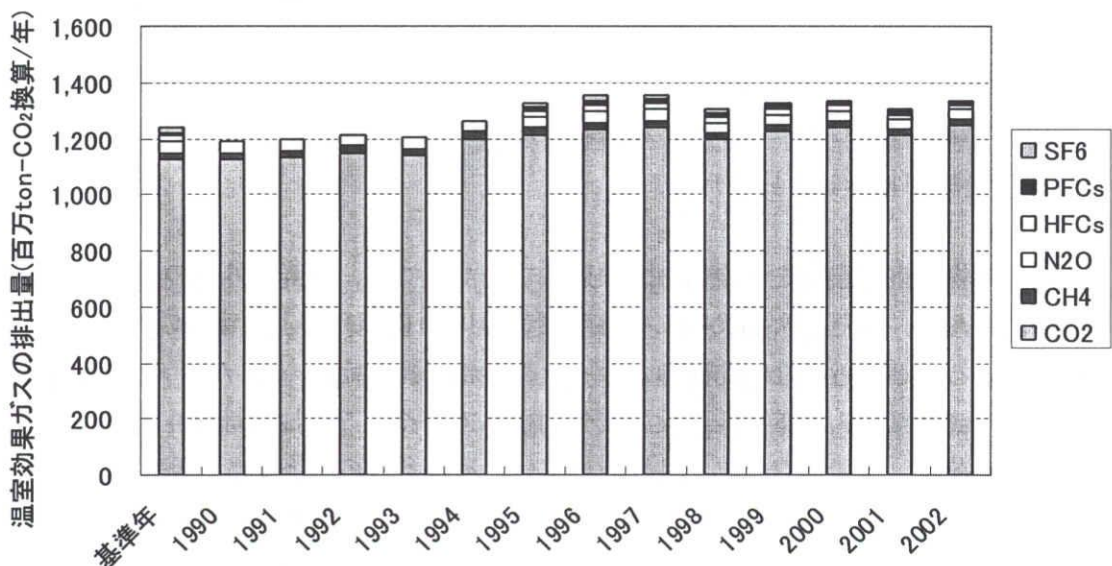


図 1-1 わが国の温室効果ガス排出量の推移(環境省推計をもとに作成)

さらに、2002年度には、建築分野の大きな割合を占める運用段階におけるCO<sub>2</sub>排出量は、全産業から排出されたCO<sub>2</sub>排出の約30%となっており、京都議定書の基準年に対して住宅のエネルギー消費にかかわる民生家庭部門のCO<sub>2</sub>は29%、業務用ビルのエネルギー消費にかかわる民生業務部門のCO<sub>2</sub>は37%増加している。このことから、地球温暖化をはじめとする環境影響を軽減する上で、建築分野の環境負荷削減努力が不可欠といえ、運用段階における省エネルギー対策がより強く求められている。

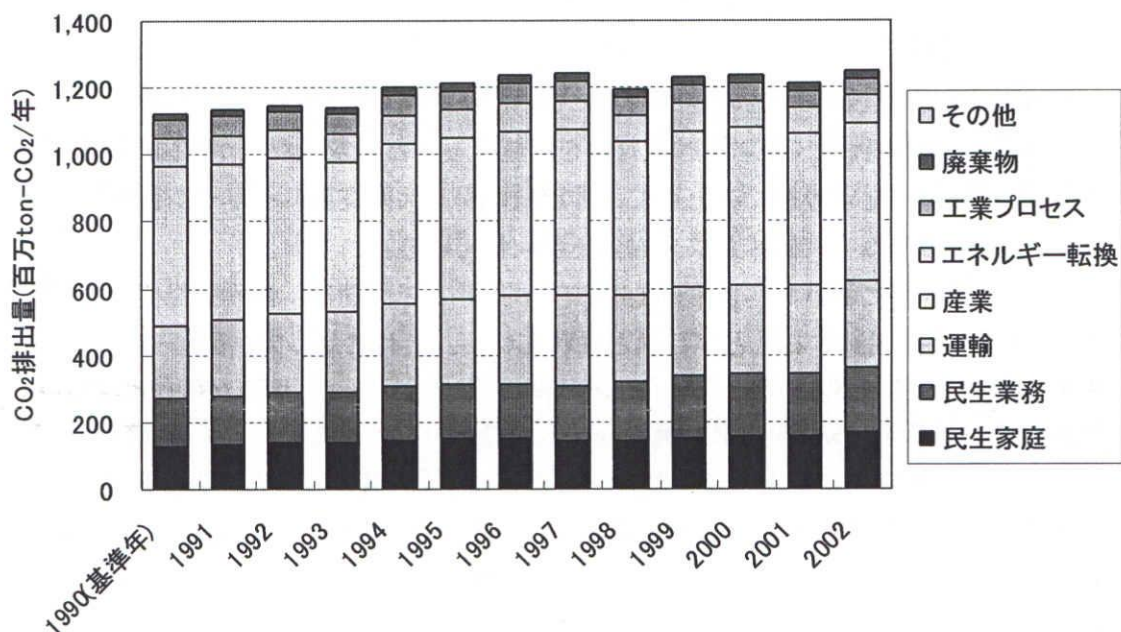


図 1-2 わが国のCO<sub>2</sub>排出量の推移(環境省推計をもとに作成)

これを受けて、建築分野では、BEMSの導入や建物運用における調整や効率化、自然エネルギー・未利用エネルギー等のより積極的な活用を組み込んだ新しい視点からの省エネルギー対策が必要とされている。

一方、建物の室内環境を健康的かつ快適にするためには、新鮮な外気の供給は不可欠であるといえる。また、次世代省エネ基準法(2001年)の施行により建物の高气密化が進められていることや近年社会的問題となった化学物質過敏症(シックハウス症候群)などにより、新鮮外気導入の重要性は改めて強調されている。こうした新鮮外気の導入による建物の負荷は、一般的なオフィスにおいては、冷房負荷の15~30%、暖房負荷の30~50%を占めている<sup>1)</sup>と指摘されているように、建物の外気負荷は空調負荷の比較的大きな割合を占める。このため、建築物の省エネルギー対策として、排気熱回収や導入外気量の最適化など、外気負荷低減を図る対策の提案が活発に行われている。また、これに加えて、自然・未利用エネルギーを利用し外気負荷の低減を図る省エネルギー手法が提案され、注目されつつある。



このような背景をもとに、自然エネルギーを利用し外気負荷の低減を図る省エネルギー手法の一つであるクール/ヒートチューブシステムは、建物の外気負荷低減を図る対策として、また省エネルギー対策として有意義な手法といえる。

しかしながら、これまでクール/ヒートチューブシステムは取入れ外気量が比較的少ない小規模の建物に導入された例が多く、住宅用のパッシブクーリング手法として効果的であるとされており、規模の大きい建物に導入された例はまだ少ない。また、外気と室内温熱環境の格差が一般的に夏期に比べて冬期により大きいため、チューブ出口からの空気を直接に室内へ取り入れる手法では夏期のみ、有効であり、“クールチューブ”としてよく知られているのが現状である。

さらに最近では、空調設備との組合せにより、チューブの導入による冬期の採熱効果と夏期の冷却効果を同時に利用し、空調用の取入外気の予熱、予冷を行うことによって外気負荷を低減しようとするクール/ヒートチューブとしての利用可能性を広げている。

しかし、クール/ヒートチューブを比較的規模の大きい建物に導入するには、チューブ内に導入する取入外気量の増大を考慮して、配管の長さや必要本数を増すなど、より多くの伝熱面積を確保するための措置が必要となる。また、必要本数が複数となる場合、隣接するチューブの影響によりその熱交換性能が減少するため、チューブ間の間隔を十分にとる必要があるとされている。これに対して、オフィスなど都市密集地域に建てられる建物の立地条件では、クール/ヒートチューブの埋設空間は十分確保できないことはまれであり、これらの理由から、クール/ヒートチューブの大規模建物への導入は困難とされ、その導入例はまだ少ない現状である。

このような背景のもとに、住宅に比べて比較的規模の大きい建物へのクール/ヒートチューブの普及は、温暖化対策および省エネルギー促進に有効であると考え、本研究では、クール/ヒートチューブの普及拡大を目的として近接配管を有する複数管型チューブに関する研究を行う。

本研究は、複数のチューブを近接配置することによって、省埋設空間や省掘削コストが実現され、これと同時に必要とする十分なチューブ長さや伝熱面積を確保できることに着目している。また、近接配管を有する複数管型チューブの熱性能を把握するとともにその設計手法を明らかにすることを研究の内容としており、今まで普及の障害となっていた埋設空間の問題を解消し、複数管を近接配置することにより懸念される性能低下を明らかにすることで、システムの導入を積極的に取り組むよう促す設計資料の提供を行うことを本研究の位置づけとする。

そこで、本研究では、愛知県に所在する福祉施設に導入された近接配管を有する複数管型クール/ヒートチューブを対象に実測を行い、チューブの性能を評価するとともに性能予測モデルを用いた感度解析より近接配管によるチューブ間の相互影響を検討する。

さらにこれらの結果に踏まえて近接配管を有する複数のクール/ヒートチューブに関する設計手法の提案を行う。



## 1.2. クール/ヒートチューブシステム

### 1.2.1. クール/ヒートチューブシステムの概要

地中温度は、図 1-3 に示すように、気温の年周期変動に対して、時間遅れのある振幅の小さい年周期変動を示す。また、地中深度が増すほどその時間遅れは大きくなり、年周期変動の振幅は小さくなる。これは、地中土壌の熱容量が大きいことが原因であり、このことから、地中温度は、外気温度に比べて冬期には高く、夏期には低くなる。

クール/ヒートチューブは、このことを利用して、室内空気あるいは外気を地中に埋設したパイプ内に導入し、冬期には温熱を夏期には冷熱を得るパッシブ手法である。図 1-4 にクール/ヒートチューブの概念図を示す。また、このシステムは、Ground-coupled (air) heat exchanger, Earth-air heat exchanger, Ground tube heat exchanger, Air-to-earth heat exchanger, Cool tube, Air-earth exchanger, Earth-to-air heat exchanger, Soil heat exchanger と呼ばれている。

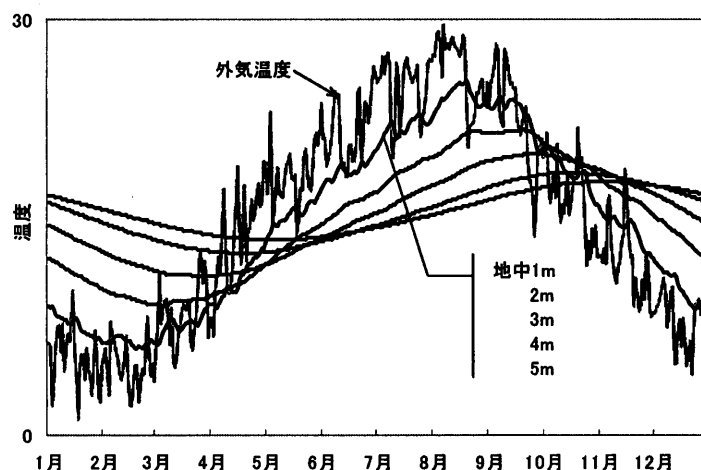


図 1-3 地中温度の年変動

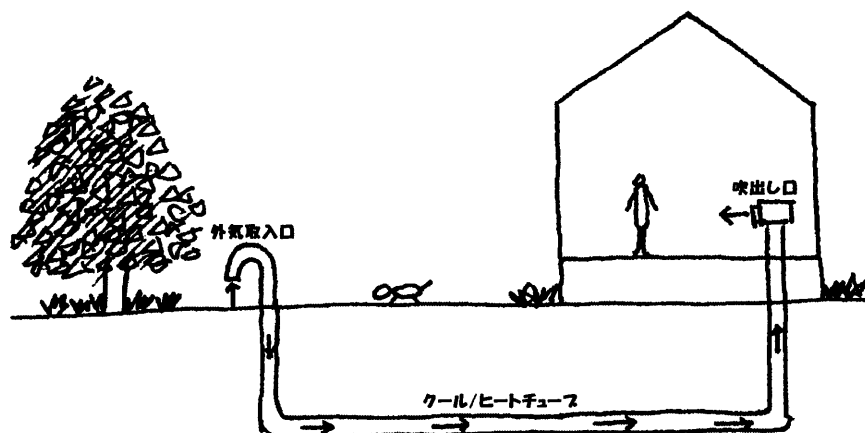


図 1-4 クール/ヒートチューブの概念図

また、クール/ヒートチューブはその利用形態から、表 1-1 のように大きく 2 つに大別できる。その一つは、クール/ヒートチューブ単独で、夏期のみのパッシブクーリングシステムとしての利用形態である。この場合、本システムは夏のみ利用となるため、クールチューブとも呼ばれる。また、もう一つの利用形態は、従来の空調システムと併用し、その補助システムとして取入外気の予冷/予熱を行う手法がある。

表 1-1 クール/ヒートチューブの利用形態別の分類

利用形態別 分類	パッシブクーリング	取入外気の予冷/予熱
主な特徴	従来空調システムを必要としない	従来空調システムと併用される
	取り入れ外気量の比較的少ない。または、規模の小さい建物、主に住宅の導入例が多い	取り入れ外気量の比較的多い中規模以上の建物に導入可能
	夏のみ利用	冬期と夏期ともに利用
	空調負荷を処理	主に建物の空調用外気負荷低減を目的としており、室内負荷の一部を処理することも可能

### 1.2.2. クール/ヒートチューブの導入事例

地中にダクトのようなものを通して冷たい空気を室内に導くアイディア、つまり、パッシブクーリング手法として安定した地中温度を利用する考えは昔からあった。16世紀のイタリアでは横穴で連結されている「ウインドタワー」と呼ばれる大型のクーリングシステムを利用した例があることや1830年ごろには病院の冷暖房のため、長さ約90mの地下埋設トンネル(断面積約2.7m<sup>2</sup>)を設置して冬期にはわずかな暖房ですみ、夏には外気温度を8℃まで低下させたという記録がある。また、1845年にWikinsonが畜舎の冷房のため、地中通路を用いた例がある。

表1-2に近年のクール/ヒートチューブの導入事例を示す。これらの導入事例からわかるように、クール/ヒートチューブの配管は塩化ビニル管(以下、塩ビ管)が主流となっており、管径は0.15m~0.53mまでの例が見られた。また、配管長さは4m~120m、その本数は単管のものから多いのは26本の例もあった。チューブシステムから得られた最大交換熱量は最も大きい例では約20MJ/hであった。

表に示すように、クール/ヒートチューブは主に住宅に導入された例が圧倒的に多い。また、夏期のみ利用となるクールチューブとしての導入例が殆どである。90年代に入り、海外では、取り入れ外気の予冷/予熱システムとして導入例があり、オフィスなどその導入対象が住宅より規模の大きい建物に移っていることがわかる。また、これにより導入する外気量も多くなり、複数管を用いている。

表 1-2 クール/ヒートチューブの導入事例<sup>注1</sup>

出典 (建物種別)	設置年度 (場所)	設置チューブの規模					性能(平均値)	
		埋設深さ (m)	材質	管径(m)	長さ(m)× 本数	風量 (CMH)	除去熱量 (kJ/h)	出入口 温度差
木村 (住宅)	1979 (稲城市)	1.2m	塩ビ	0.25m	10m×2			
長谷川ほか (実験家屋)	1982 (仙台市)	0.6m	塩ビ	0.2m	4.7m	310~355	最大 753 kJ/h	2~3℃
		1.0m	塩ビ	0.2m	41m	240		最大 3.2℃
木村ほか (実験家屋)	1983~1985 (東京)	1.0m	塩ビ	0.2m	4m	72~138	259 kJ/h	3.4℃
		1.0m	透水管	0.2m			393 kJ/h	4.7℃
永田 (オフィス)	1982 (広島市)	2m	塩ビ	0.45m	16m			2~3℃
通産省 (実験家屋)	1981~1982 (筑波)	2m	塩ビ	0.2m	20m	350	2,176 kJ/h	5℃
		2m	塩ビ	0.15m	10m		1,381 kJ/h	3.1℃
		2m	塩ビ	0.2m	20m		1,381 kJ/h	3.1℃
		1m	塩ビ	0.2m	10m		879 kJ/h	2℃

		2m	石綿セメント	0.2m	10m		2,176 kJ/h	5℃
浦野ほか (住宅)	1988 (山口県)	2m	塩ビ	0.15m	17m×2	89	最大 795kJ/h	最大 7.1℃
W. L. Glennie ほか (実験家屋)	(1979) プリンストン	1.2m	コルク・トポ リフロレン	0.3m	6m			
D. W. Abrams ほか(住宅)	1980 (ジョージア)		アルミニウム	0.53m	27m×2			
E. Francis (畜舎)	1981 (イリノイ)	3m	硬質 ポリエチレン	0.2m	120m×2	407	8,200kJ/h	-
石原ほか (実験住宅)	1991 (熊本市)	1m	塩ビ	0.2m	16m	100~300	最大 920kJ/h	最大 5℃
安積ほか (住宅)	1991 (ニュージークランド)		コンクリート		10m		840kJ/h	冬期 10℃
A. Trombe ほか (住宅)	1994 (Toulouse, FRANCE)	2m	PVC	0.15m	39m	70~ 150	最大 455kJ/h	2.5~ 4.3℃
C. Gauthier ほか (温室)	1997 (Quebec, CANADA)	0.45m/ 0.75m	コルク・ト	0.1m	10.5m× 26	3,276	最大 19,900kJ/h	最大 5℃
M. Bojic ほか (住宅)	1997 (Athens, GREECE)	2.1m	スチル管	0.15m	50m×4	2,106		
R. Wagner ほか (オフィス)	2000 (Colbe, GERMANY)	1.5m	コンクリート	0.5m	32m×4	3,400	18.8kWh	最大 10℃
M. De Paepe (オフィス)	2001 (Belgium)	0.6m	塩ビ	0.2m	15m×3	675	最大 2,458kJ/h	1~ 3℃
J. Pfafferott (オフィス ほか)	2003 (Freiburg, GERMANY)	2m~4m	塩ビ	0.3m	67m~ 107m× 26	10,300	50MWh/yr	
		2m	塩ビ	0.25m	95m×7	7,000	39.2MWh/yr	
		2.3m	塩ビ	0.35m	90m×2	1,100	5.6MWh/yr	

注<sup>1</sup> 学術文献をもとに作成

### 1.2.3. クール/ヒートチューブに関する既往研究のレビュー

ここでは、クール/ヒートチューブに関する既往研究のレビューを行い、本研究の位置づけを示す。

木村ら<sup>2)</sup>、A.Trombeら<sup>3)</sup>、V.P.Kabashnikovら<sup>28)</sup>はクールチューブの熱交換性能について、実測と数値解析手法により評価を行い、各性能パラメーターが与えるチューブシステムへの影響を明らかにした。また、G.Mihalakakouら<sup>34)</sup>は、クール/ヒートチューブの直上部地被条件が、裸地と芝生の場合を実測と数値解析によって比較検討し、裸地の条件が芝生に比べて加熱性能面で有利であることを示した。芝池ら<sup>4)</sup>は、クールチューブ周囲土壌に対して、線形の熱・水分同時移動を考慮した数値解析を行い、土壌の熱物性や含水率による影響について検討した。また、M.S.Sodhaら<sup>5)</sup>、上田ら<sup>6)</sup>は、クールチューブの管内表面が湿っている場合の熱交換性能について数値解析より検討を行い、管内表面における水分凝縮とこれによる潜熱除去効果について検討した。

J.Pfafferottら<sup>7)</sup>は、クール/ヒートチューブシステムの熱交換性能に関する評価方法について提案を行い、異なる導入条件からなる各チューブシステムの効率的な評価方法について研究を行った。

M.Santamourisら<sup>8)</sup>、M.Bojic<sup>9)</sup>らは、空調用の取入外気負荷低減をその導入目的とするチューブシステムを対象とする研究を行い、省エネルギー効果について検討した。さらに建物の負荷計算プログラム、TRANSYS<sup>10)</sup>に用いるコード開発の研究をしている。

M.Santamourisら<sup>44)</sup>、C.Gauthierら<sup>48)</sup>、鄭ら<sup>11)</sup>、長谷川ら<sup>12)</sup>は、温室における太陽エネルギー土中蓄熱システムに関する数値モデルを作成し、システム的设计及び運転パラメーターなどについて研究を行った。

クール/ヒートチューブシステムと他の省エネルギー手法との併用によるシステムを提案し、検討を行った研究も多数見られる。U.D.J.Gieselerら<sup>13)</sup>、M.Bojicら<sup>14)</sup>はクール/ヒートチューブと全熱交換器との併用システムに関する性能を実測と数値解析によって検証した。A.Argiriouら<sup>15)</sup>は、クール/ヒートチューブと太陽電池(PV)との併用システムを提案し、その効果について研究を行った。また、榎本ら<sup>16)</sup>は、ソーラーチムニーとクールピットとの組み合わせによるシステムを提案し、長期間にわたる性能検証を行った。安積ら<sup>17)</sup>は、自然換気によって駆動するクールチューブを対象に実測と数値解析を行い、その性能や特性を検討している。L.Serresら<sup>18)</sup>は、ドーム状の体育館に導入されたクールチューブと換気屋根(二重構造となっている屋根内に空気通路を設け換気を行うもの)との併用によるシステムの実測と数値解析を行い、システムの省エネルギー性を評価した。また、J.H.Yoonら<sup>19)</sup>は、クールチューブとダブルスキンとの併用によるシステムを提案し、冬期におけるクールチューブの加熱効果を利用する方法について検討した。

R. G. Dienerr ら<sup>20)</sup>は、二重管チューブを用いて管周囲土壌との熱交換を得るとともに、建物の排気熱を回収できるシステムを提案し、その性能検討を行った。

チューブシステムの熱交換性能に関する簡易予測手法や予測図表を提案した研究例もあり、井上ら<sup>25)</sup>は、各性能パラメーターを4水準とし、実験計画法を用いてチューブの熱交換性能に関する推定値表を作成した。また、石原ら<sup>21)</sup>は日本の代表的な地域ごとのチューブ出口温度における推定式を作成し、埋設深さ2m、長さ20m、管径0.2m、風量100CMHの条件下では、チューブ出口温度の予測を可能にした。また、同じ条件下で室内温度を28℃に維持するための必要本数に対する算出手法も提案している。

M. De Paepe ら<sup>22)</sup>は、クール/ヒートチューブの熱交換効率と管内圧力損失を設計指標とし、最適なチューブの性能パラメーターの選定に関する図表を提案した。

銚井ら<sup>23)</sup>は、クールチューブに対する影響因子を無次元化し設計図表を作成し、5つの無次元化した値と設計図表を用いることによってクールチューブの出口温度や取得熱量の予測を可能にした。また、G. Mihalakakou ら<sup>24)</sup>はチューブ長さ、管径、風量に関する三つの近似式と係数表を作成し、係数表から係数を読み取り、近似式に係数を代入してチューブの出口温度や取得熱量を予測できるようにした。

以上のように、クール/ヒートチューブに関する既往研究をレビューした。チューブの実測及び性能評価、数値解析による性能予測に関する研究が主類となっており、他の省エネルギー手法との組み合わせによるシステムの提案も行われた。一方、これらの研究は、単管あるいは複数管であっても隣接チューブの熱的影響のないもの(以下、単管型チューブと称する)を対象としており、チューブ相互の熱的影響は考慮されていない。

また、上記の井上ら、石原ら、M. De Paepe ら、銚井ら、G. Mihalakakou らにより提案された簡易性能予測手法は、そのすべてが単管型チューブに関するものであり、複数管を近接配置した場合の設計手法についてはまだ明らかになっていない現状である。

ここからは、クール/ヒートチューブの各性能パラメーターが与える熱交換性能への影響について既往研究で述べている内容を取りまとめて示す。チューブシステムの性能パラメーターは、導入地域、管内風速あるいは導入風量、配管径、配管長さ、埋設深さ、材質、土質、地被条件などがあり、既往の研究では、これらの性能パラメーターについて適切な値、又はその範囲を提示している。

#### a. 導入地域(外気条件)

チューブシステムの熱交換効果は、外気温の年較差、また日格差が大きい地域ほど大きい<sup>25)26)</sup>。これは、チューブの熱交換性能は、導入地域の外気条件に支配される管周囲土壌温度と取り入れ外気温との温度差に比例するためであると考えられる。また、石原らは、多湿な外気条件での熱交換の潜熱成分が大きくなる<sup>25)</sup>と指摘している。

### b. 管内風速(導入風量)

チューブ内風速を速くするほど取得熱量は大きくなるが、チューブ出入口温度差は小さくなる<sup>25)</sup>。外気温が低いとき、風量を大きくしたほうが冷却効果は大きく、外気温が高い場合、風量を小さくしたほうが冷却効果は大きい<sup>21)</sup>。これは、当然ながら管内風速を速くすると管内の熱伝達効率がよくなるため、熱交換量は増加する。しかし、導入風量の単位風量当たりの伝熱面積は小さくなるのでその分チューブ出入口の温度差は小さくなる。適切な管内風速は、管内の空気抵抗による圧力損失(管内風速の2乗に比例して増加する)などを考慮すると、2.0m/sである<sup>26)</sup>。管内風速は、2.0m/s~2.5m/sが適切である<sup>27)</sup>と提示している。

### c. 配管長さ

配管長さは長いほど出入口の温度差は大きくなる。但し、その長さが十分である場合、管内空気温度は、地中温度に収束してしまいそれ以上の冷却/加熱効果は期待できない。このため、費用対効果を考慮すると、地中温度や取入外気温、管内風速に応じて適切なチューブ長さをとる必要がある<sup>27)</sup>。

管径と管内導入風量によってその適切な長さは異なる<sup>28)</sup>。適切な配管長は、管径と管内風速によって異なり、40m以上の長さでは、管径が大きいケースのみ効果のよい挙動をみせる。また、冷却効率の80%となる配管長が最適である<sup>26)</sup>。(図1-5参照)

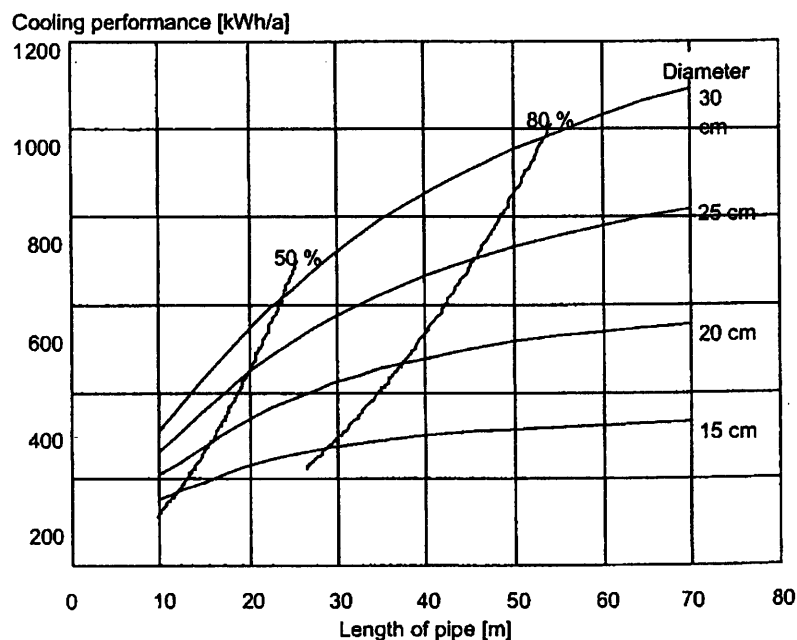


図 1-5 チューブシステムの冷却効果に対する配管長の影響

#### d. 配管径

管径が大きくなれば取得熱量は多くなるが、熱交換効率は低下する<sup>29)</sup>。同じ風量であれば、管径を大きくするより風速を速くする方が良い<sup>30)</sup>と指摘する文献もあれば、管内風速より管径を大きくした方が良い<sup>31)</sup>と指摘するものもある。これは、異なるチューブ導入条件下では、配管径の適切な値のとり方は変わってくることを示している。これは、伝熱面積と管内熱伝達効率のトレードオフにより生じるもので、これについては計画時に詳細な検討が必要であると考えられる。また、最適な管径はチューブ長さ、コスト、管内風速、導入風量によって様々であるが、適切とされる管径は0.15m~0.5mである<sup>32)</sup>と提示している。

#### e. 埋設深さ

チューブの埋設深さは深いほど取得熱量は大きくなるが、コストや掘削量の増分に対して取得熱量の増大効果は小さい。通常、最低1.8m、最適2.5m~3.0mの埋設深さが適当である<sup>32)</sup>と提示している。

#### f. チューブ材質

熱伝導性のすぐれた材料の採用はチューブの熱交換性能向上に効果があり、金属製(アルミ、鋼管)、コンクリート製や素焼粘土製、樹脂製(塩化ビニルやポリエチレンなど)の順に熱交換性能が高い。しかし、チューブ材質による熱交換性能の違いはわずかである<sup>33)</sup>。これは、熱抵抗の小さい管材料が熱交換効率の面でよいためであり、導入事例で確認したように、安価の塩化ビニル管の採用が著しく多い。

#### g. 土壌の物性

土壌の熱伝導率が大きいほど熱交換性能は向上する。なお、熱拡散率の大きな土壌ではチューブの埋設深さが、熱拡散率の小さい土壌ではチューブの長さが重要である<sup>30)</sup>とされている。土質の違いによってチューブの熱交換性能は10%~30%程度異なる。また、この傾向は、各土質の熱物性からなる $\sqrt{c\rho\lambda}$ と比例関係にある<sup>21)</sup>。

#### h. チューブ直上部の地表面条件

チューブ直上部の地表面には日射が当たらないほうがチューブの冷却性能によい<sup>30)</sup>。地被条件が芝生の場合に比べて、裸地がチューブの加熱性能によい<sup>34)</sup>と指摘している。これは、チューブの埋設深さが2m~4mと比較的浅く、地表面の条件に影響されるからであり、チューブの熱交換性能を向上させるためには、管周囲土壌の温度を冬期には高く、夏期には低く保つ必要があるといえる。



i. その他

- 数本に分けたほうが単管より良い<sup>35)</sup>。
- 並列に埋設するときは、相互の間隔に注意が必要である<sup>36)</sup>。配管間隔は1mが適切であり、それ以下の狭い間隔にすると、管相互の影響が大きくなってしまう<sup>24)</sup>。
- 間欠運転を行い、配管周囲の土壤温度の回復を図っても、一日積算取得熱量の減少を防ぐ事は難しい<sup>30)</sup>。
- 一日の運転時間が長いと取得熱量は大きくなるが、システム効率は低下する<sup>37)</sup>。
- 地下水があるところのチューブ導入には防水処理が必要である<sup>24)</sup>。
- 一般的に、本システムのメンテナンスは必要ないが、外気取り入れ口のフィルタやゲリルなどの掃除には注意を払う必要がある<sup>26)</sup>。

### 1.3. 第1章のまとめ

近年、地球規模での環境問題が国際的課題として取り上げられており、「気候変動枠組条約第3回締約国会議（COP3）」で採択された京都議定書の批准を平成16年11月にロシアが決定したことで、その発効に大きく進むこととなった。京都議定書では、我が国は温室効果ガスの排出量を1990年比で6%削減とすることが義務づけられており、産業分野における二酸化炭素排出量の約3分の1を占める建築関連分野においても、その削減が大きな課題となっている。これを受けて、建築分野では、CO<sub>2</sub>排出の大きな割合を占める運用段階での省エネルギー対策は今まで以上に強く求められるようになった。

このような背景のもとで、自然エネルギーを利用し、外気負荷の低減を図るクール/ヒートチューブの普及拡大は、建物運用段階における省エネルギー対策として非常に有意義なことといえる。しかしながら、従来のクール/ヒートチューブ導入における現状は、住宅など小規模建物に導入された例が殆どであり、比較的規模の大きい建物への導入例は少ない。これは、規模の大きい建物は必要外気量が多いため、配管の長さや必要本数を増やすなどの措置が必要となるが、この場合、埋設空間の狭小、近接配置による性能低下への懸念などによりその導入が困難であるとされているからである。

このことから、クール/ヒートチューブの普及を促進させるには、その導入を大規模建物に拡大する必要があると考えられる。また、このためには、近接配管を有する複数管型クール/ヒートチューブの設計手法が必要不可欠といえ、複数管の近接配置時における熱交換性能を明確にし、その設計手法を明らかにする必要がある。

そこで、本研究では、クール/ヒートチューブの普及拡大を目的とし、実測および数値解析の手法により、複数管型クール/ヒートチューブの熱交換性能を明らかにし、その性能予測手法と設計手順を提案する。

これに先立ち、本章では、クール/ヒートチューブに関する研究動向を考察し、既往研究で提示している単管型チューブの熱性能特性を取りまとめた。クール/ヒートチューブに関する既往の研究は単管型チューブを主にその対象としており、チューブの熱性能を実測や数値解析を用いて評価している。また、チューブシステムの性能パラメータについて適切な値、又はその範囲を提示しており、本研究の参考値となると考えられる。

単管型チューブに対する簡易性能予測手法として、近似式や設計図表などを提案した研究例も見られる。これらを用いることによって、その熱交換性能を簡単に予測できるようになっており、単管型チューブに関する設計の際、活用可能であると考えられる。

これに対して、複数のチューブを対象とする研究例はまだ少なく、近接配管を有する複数管型チューブの熱性能や設計手法に関してはまだ明らかにされていない現状が確認され、本研究の位置づけを再度示すことができた。



## 第 2 章

### 近接配管を有する複数管型 クール/ヒートチューブの実測調査

## 第2章 近接配管を有する複数管型クール/ヒートチューブの実測調査

### 2.1. 建物概要

実測の対象となった愛知県に所在する健康福祉センターは平成13年8月に竣工された。この建物は高齢化、少子化が進む中で、母子、高齢者及び障害者の多様化する保健福祉ニーズに対応するため建設された。また、保健予防対策、健康づくり及び福祉サービスを実施する総合拠点となり、市民が健康で生活できるよう様々な事業を行っている。

表 2-1、図 2-1 に建物の概要と建物全景を示す。

表 2-1 建物概要

所在地	愛知県尾張旭市
構造等	鉄骨造、4階建て
建物名	健康福祉センター
着工日	2000年6月20日
竣工日	2001年8月31日
総工事費	約15億5千万円
建物面積	約1,320m <sup>2</sup>
延床面積	約4,240m <sup>2</sup>
空調方式	ガスヒートポンプ・外調機

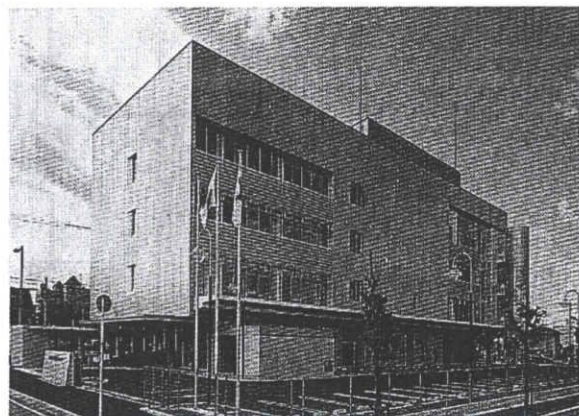


図 2-1 建物全景

本建物は鉄骨造の4階建てであり、延床面積は約4,240m<sup>2</sup>である。また、下記に示すように各階のコンセプトを決めており、建物の使用状況は以下の通りである。

一階は、‘優’をコンセプトとし、受付窓口や職員の事務スペースがあり、約30人の職員が通常業務を行っている。なお、3ヶ所の出入口や建物全体の設備を制御する中央監視パネルが置かれている。

二階は、‘健’をコンセプトとし、小児やお年寄りを対象にした各種検診のための検診室があり、小児を対象とする予防接種など週2回の定期的な検診をはじめとする様々な検診を市民に対して行っている。

三階は、‘楽’をコンセプトとし、各種催しの場を提供しており、市民のニーズに応じて開放している。なお、生涯学習や社会再活などの教育設備も備えている。

四階は、‘活’をコンセプトとし、体育ホールやスポーツ器具などが備えられており、体操や運動プログラムなどを市民に提供している。

図 2-2 と表 2-2 に空調システム及び設備概要を示す。本建物は全外気方式の空調システムとなっており、パッケージ型のガスヒートポンプと外調機の組合せにより空調を行っている。また、外調機の熱源は冬期には吸収式冷温水発生機を、夏期には井戸水の冷熱を用いている。

また、本建物は人と環境に優しい建物との基本概念をもとに建設され、雨水利用、太陽光発電、井水熱利用システムなど様々な自然エネルギー利用手法が導入された。また、クール/ヒートチューブシステムもその一つとして導入された。

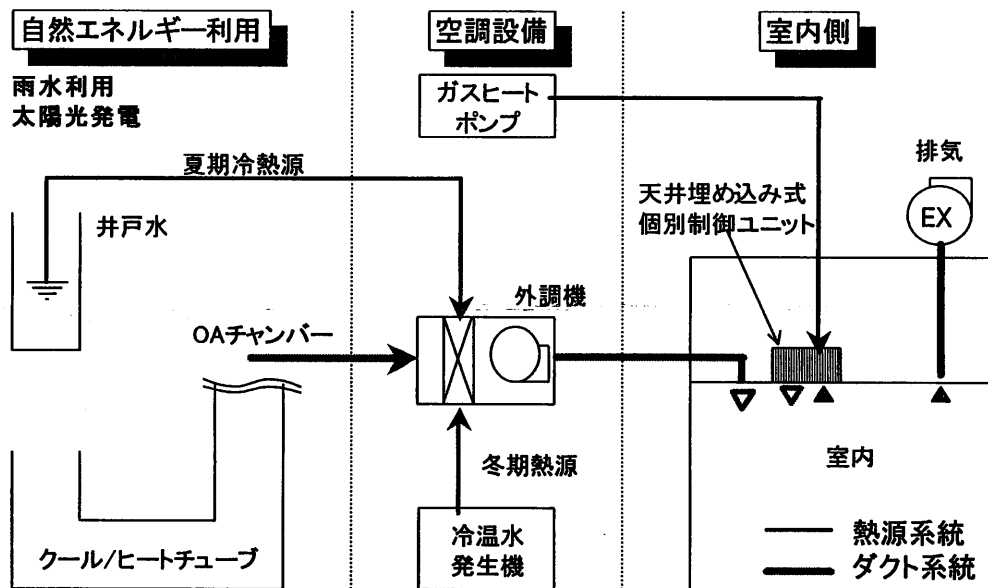


図 2-2 空調システムの概要図

表 2-2 空調設備の概要

空調機	コンパクト型空気調和機(外調機)	ガスヒートポンプパッケージエアコン
熱源	冷房時：井戸水(夏期平均約 20℃) 暖房時：吸収式冷温水発生機 1 台	ガスヒートポンプ 12 台
空調方式	ダクト方式 (VAV 方式)	天井埋め込み型
制御方式	送風ファンインバータ制御 (室内給気スイッチ ON-OFF により)	個別制御ユニット

表 2-3 外調機の仕様

空調エリア(外調機符号)		1 階 (AC-11)	2 階 (AC-21)	3 階 (AC-31)	4 階 (AC-41)
加熱能力		38.2kW	56.9kW	41.2kW	33.3kW
冷却能力		18.6kW	26.1kW	19.5kW	15.3kW
設計最大送風量		3,900CMH	5,800CMH	4,200CMH	3,400CMH
送風ファン (多翼送風機)	設計静圧	300Pa	400Pa	300Pa	300Pa
	電動機出力	2.2kW	3.7kW	3.7kW	2.2kW

## 2.2. 実測建物のクール/ヒートチューブの概要

図 2-3 に建物配置図を示す。図に示すように建物は道路に囲まれ、その周辺は駐車場となっている。チューブシステムは管径 0.5m の塩化ビニル管 9 本が用いられ、建物直下部に埋設された。また、敷地面積、掘削コスト、必要外気量及び十分な長さを確保するため、狭い間隔の 2 度曲がりを持つコンパクトな配管形態となっている。このことから、チューブの設置面積は建築面積(約 1,320m<sup>2</sup>)の約 20%内に納められた。

図 2-4 にチューブシステムの配管断面を示す。図のように 9 本のチューブはその管径よりも狭い隣接間隔で設置されており、このうち 5 本のチューブは GL から深さ約 2.3m 地点に、4 本のチューブは深さ 3.3m 地点にそれぞれ埋設されている。各配管の中心間水平距離は 0.8m、配管 T1~T5 と配管 B1~B4 との中心間距離は 1.0m となっている。本研究ではこの配管間の中心距離を配管間隔と称する。

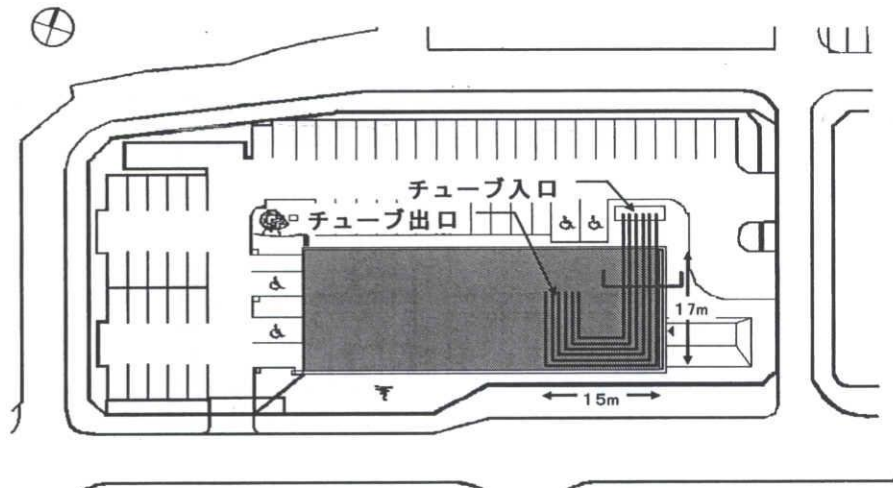


図 2-3 建物配置図

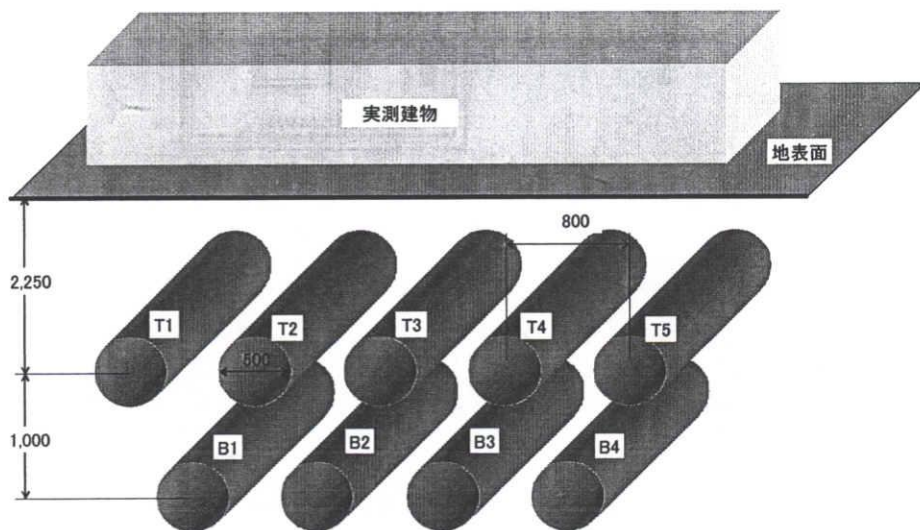


図 2-4 チューブシステムの配管断面



図 2-5 に空調系統図を示す。図に示すように、チューブ出口と各階の外調機吸い込み口は OA ダクトを介して連結されており、外調機の取入れ外気は、常にチューブシステムを経由するようになっている。また、チューブ内に導入される外気量は、建物の各部屋にある給気スイッチの ON-OFF(居住者が操作する)によって変動し、その設計最大値は約 17,300CMH となる。チューブシステムの運転は土・日・祝の休館日を除き、季節を問わず 8:00 から 17:00 に連続運転される。

チューブシステム内に導入される外気の駆動力は、外調機の送風ファンによる吸引力を用いているため、チューブの空気抵抗による静圧増加は送風ファンの動力増加を引き起こす。この検討については、2.4.2 項で述べる。

表 2-4 にチューブシステムの各配管長さを示す。本システムは 2 箇所折れ曲がりのある配管経路となっており、各配管の長さはそれぞれ異なる。また、最も長い配管 T5 と最短配管 T1 との長さの差は約 12m となる。

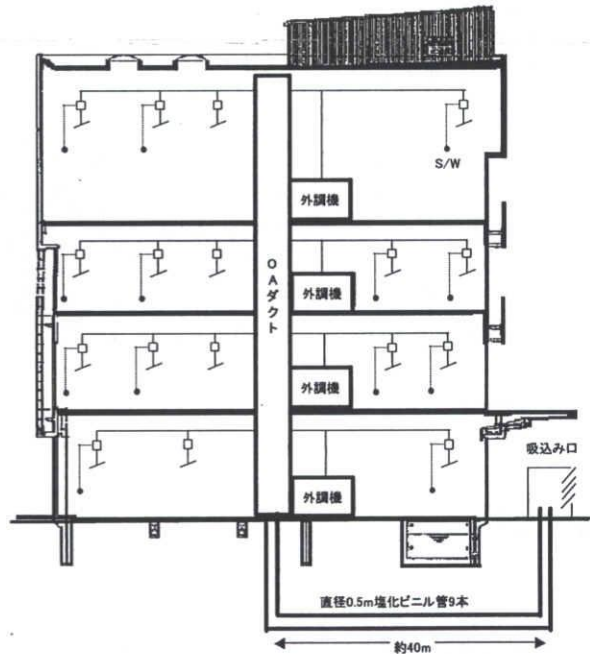
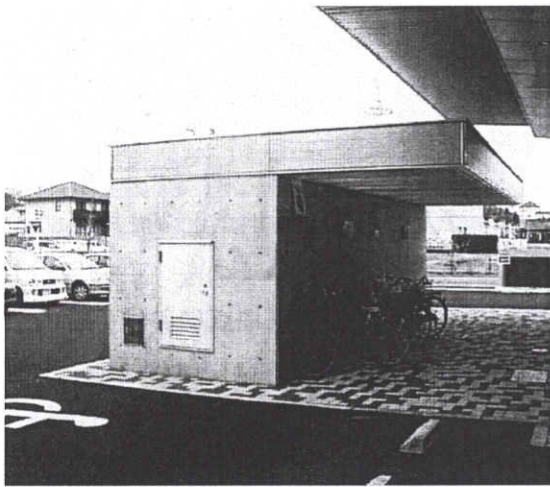


図 2-5 空調系統図

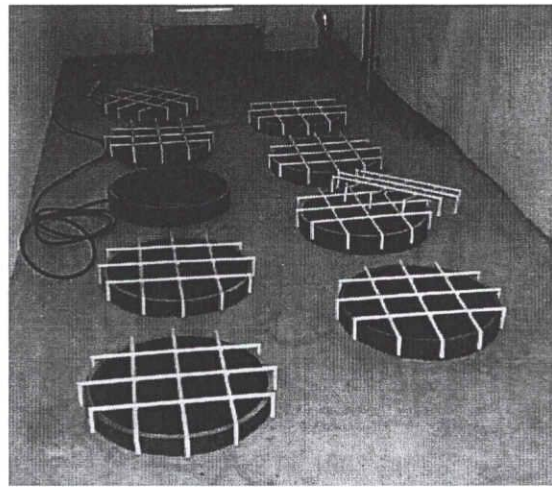
表 2-4 チューブシステムの各配管長さ

配管記号	T1	T2	T3	T4	T5
長さ	34m	37m	40m	43m	46m
配管記号	B1	B2	B3	B4	
長さ	35.5m	38.5m	41.5m	44.5m	

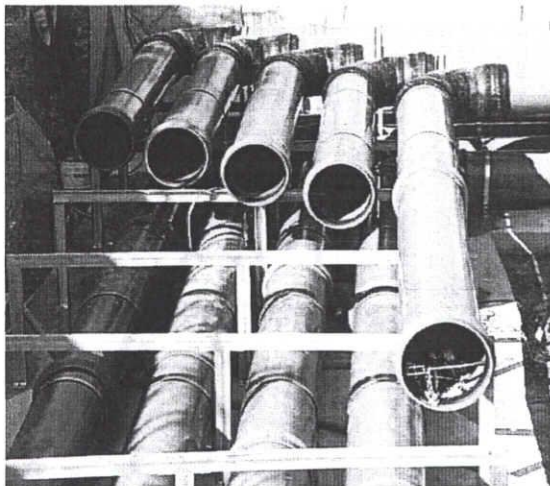




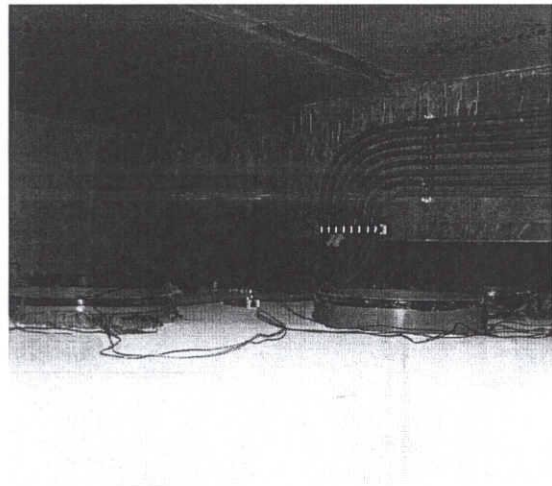
a. 取入外気吸込み小屋



b. 吸込み小屋内(チューブ入口)



c. チューブ配管工程



d. OAダクト内チューブ出口

図 2-6 クール/ヒートチューブシステム

以上のように、本建物に導入されたクール/ヒートチューブシステムは建物の下部に埋設されており、9本のチューブがその管径よりも狭い隣接間隔で設置されている特徴を持っている。このことから、その配管の埋設に対して省スペース、かつ省掘削量の実現ができ、これと同時に必要外気導入量と十分な配管長さの確保が可能となった。

## 2.3. 実測概要

### 2.3.1. 温・湿度計測

図 2-7 に実測概要を示す。チューブ入口、チューブ入口から 10m 地点と 30m 地点、そしてチューブ出口において、空気温度/湿度、土壌温度の計測を行っており、計測には T 型熱電対を用いた。また、図 2-8 にチューブ入口から 10m 地点/30m 地点における管内空気温度と管周囲土壌温度の計測点を示す。図のように空気温度 3 点 (Ta1, Ta2, Ta3)、土壌温度 5 点 (S1, S2, S3, S4, S5)、管内表面温度 1 点 (Ts) についてそれぞれ計測を行っている。なお、実測は 2001 年 9 月より継続して 10 分おきに行っており、データロガ (KEYENCE、NR-1000) のメモリカードに記録されている。

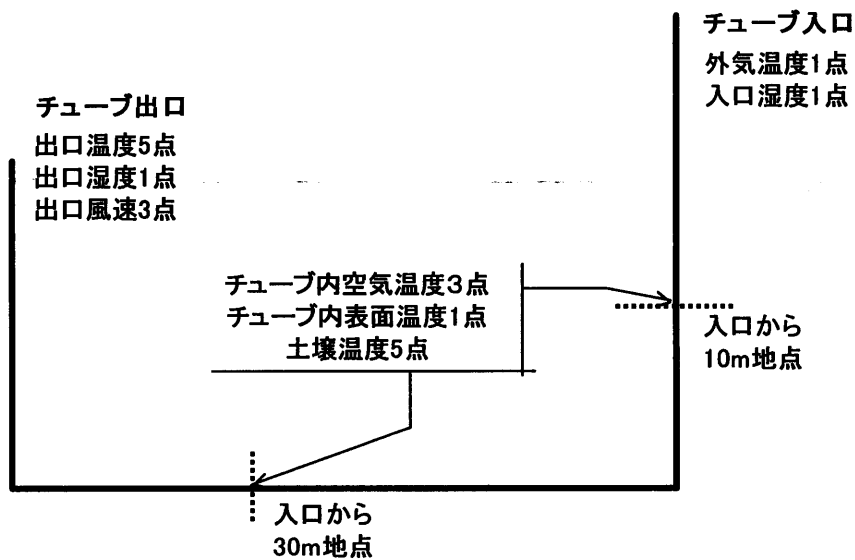


図 2-7 実測概要

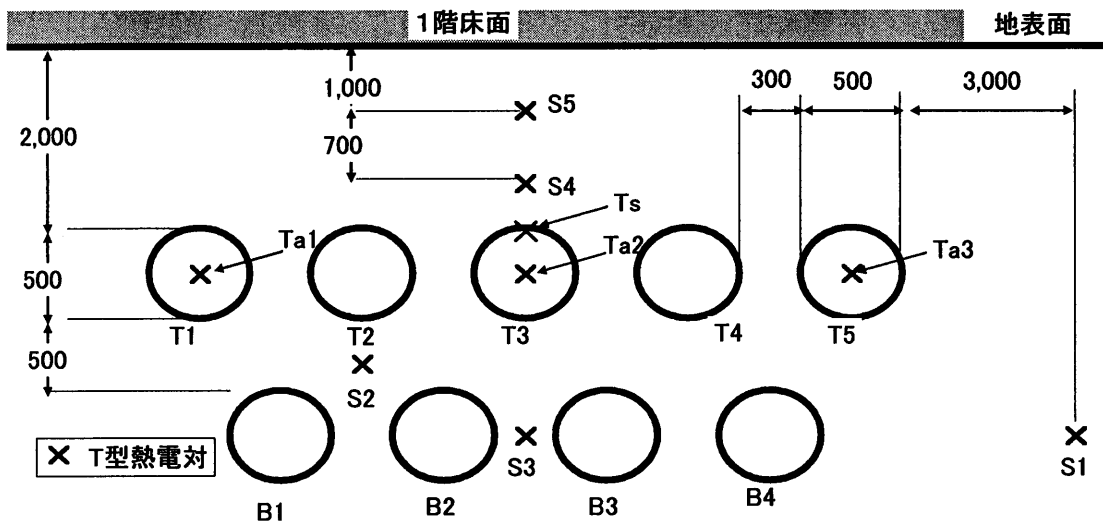


図 2-8 管内空気温度と管周囲土壌温度の計測点

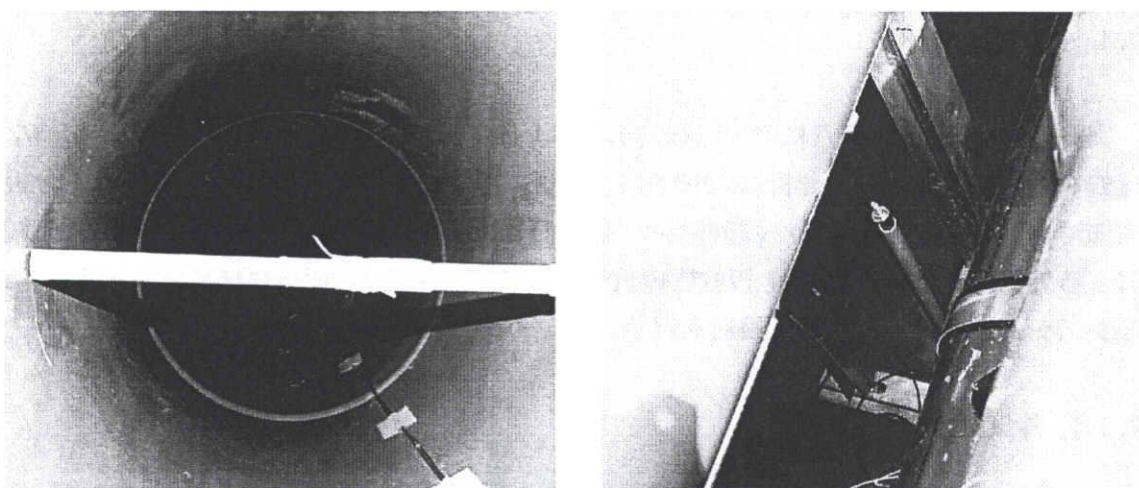


図 2-9 チューブ内空気 (Ta2) と土壌温度 (S3) 計測点における熱電対の設置様子

管内空気温度における計測点はチューブ内に挟み込んだ支持棒に固定し、チューブ真中の空気温度を計測するようにした。また、土壌温度における計測点はシリコンで仕上げた防水性の熱電対を用いた。

本システムの湿度計測は、チューブの入口と出口に対して計測している。なお、チューブ出口の湿度計測点は9本のチューブ出口から3m程度離れた外調機の吸込み口の手前に設置されている。湿度計測は中央監視システムの温湿度発信器 (HY7811C) により検出されており、その機器精度は温度 25℃ のとき  $\pm 5\%RH (1g/kg)$  である。

### 2.3.2. 風速計測

配管長が最長、最短となる T5 と T1、そして9本管の平均長 (40m) に等しい T3 に対して、熱式風速・風温センサー、(株)ホンダ工業、ダクトメータ (dME-1) を用いて管内風速・風温を測定している。表 2-5 に本実測に用いた風速計の仕様を示す。

表 2-5 風速計の仕様

形 番	DME-1
検 出 機 能	風速、風温 各1点
風速検出範囲	0.2~15m/s
風温検出範囲	-10~50℃
風速検出精度	指示値の $\pm 10\%$
外 部 出 力	2点、アナログ電圧出力

以上の計測点に加えて、本建物の中央監視システムから外気温度及び外調機運転状況なども収集している。

## 2.4. 実測結果

実測建物は2001年9月に竣工され、2002年1月1日からチューブシステムの本格的な運転を開始しており、本分析は2002年1月からの実測データを用いて行う。また、分析期間は、2002年1月1日から2005年3月31日までの実測期間とし、チューブシステムによる外気の加熱/冷却効果、複数管の近接配置による影響と運用初期を含む数年にわたるシステム運転性能について検討を行う。

### 2.4.1. 外気気象

図 2-10 に実測期間における外気温度の変化を示す。なお、外気温度はチューブ入口の計測点のデータを用いた。2002年1月1日から2005年3月31日までの平均気温は17.2℃であり、最高気温は38.0℃、最低気温は-1.6℃であった。また、年毎の年平均気温は、2002年、2003年、2004年それぞれ18.06℃、17.23℃、18.46℃であった。

図 2-11 に実測期間における月平均気温と月最高、月最低気温を示す。各年の最高気温は7月から8月の間に、最低気温は1月から2月の間に現れた。また、2003年の夏は冷夏となり、8月の平均気温は28.3℃と平年に比べて約2℃低かった。

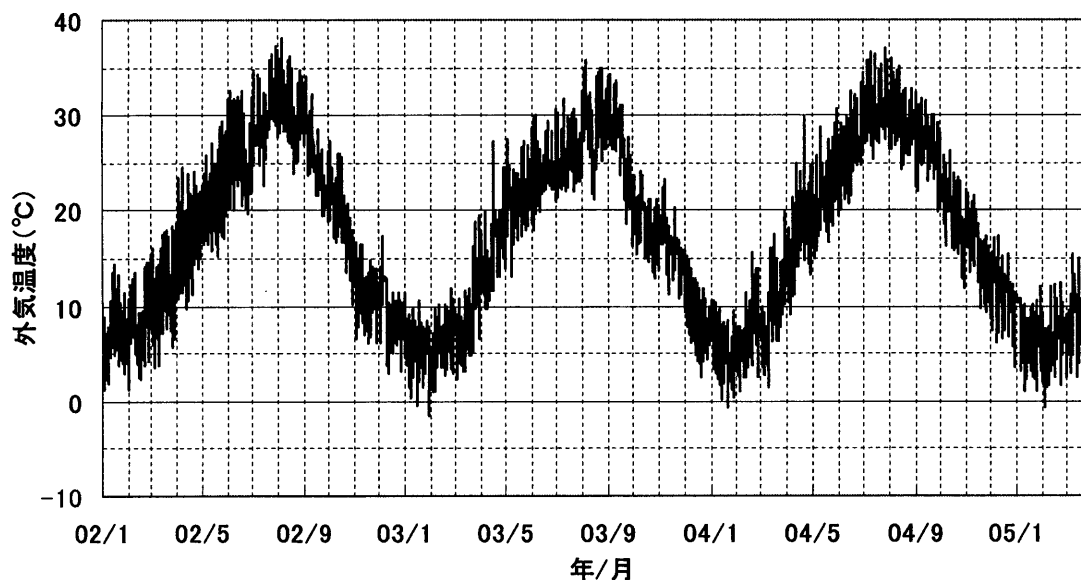


図 2-10 実測期間中における外気温度の年間経時変化

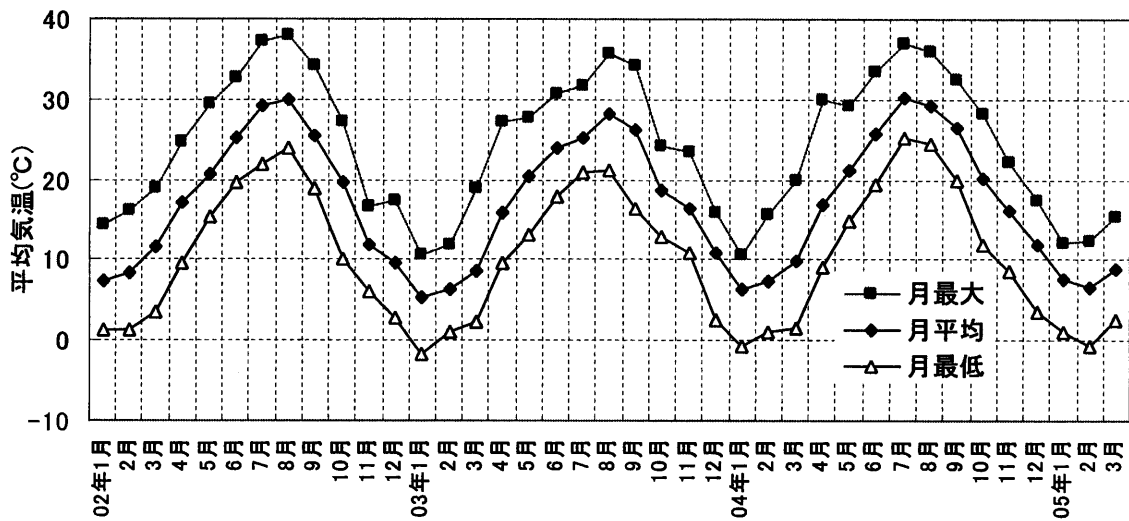


図 2-11 実測期間における月平均気温と月最高、月最低気温

実測期間における外気の相対湿度変化を図 2-12 に示す。また、外気温度と相対湿度の実測値から算出した外気絶対湿度の変化を図 2-13 に示す。実測期間中の外気絶対湿度は平均で約 10.1g/kg'であり、最大 22.1g/kg'であった。

図 2-14 のように、外気絶対湿度の月平均値は、7月に最大となっており、各年の月平均の最大値は、2002年、2003年、2004年それぞれ 18.2 g/kg'、18.1 g/kg'、17.4 g/kg' となった。

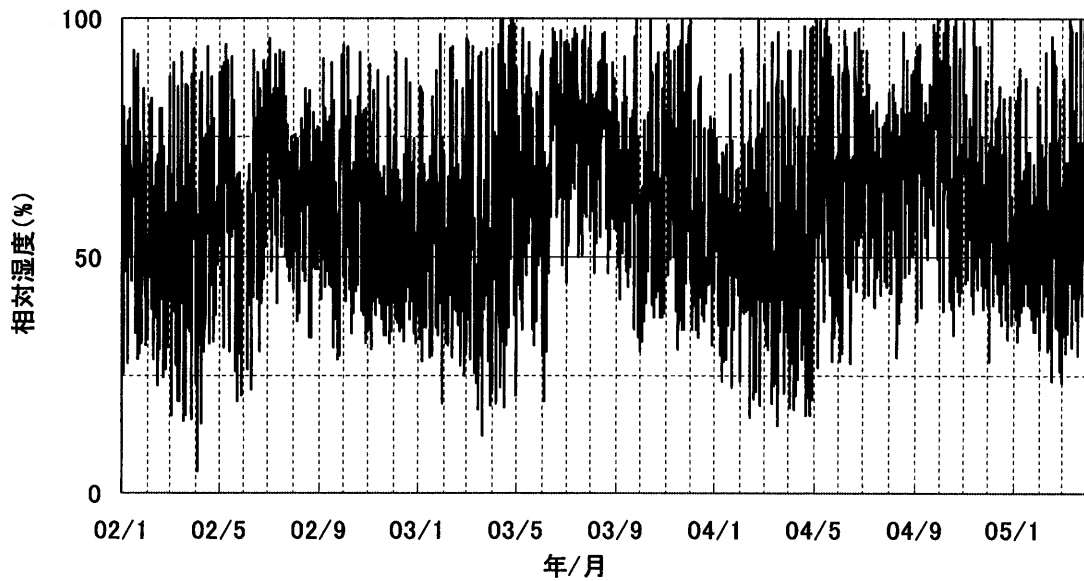


図 2-12 実測期間における外気湿度の変化

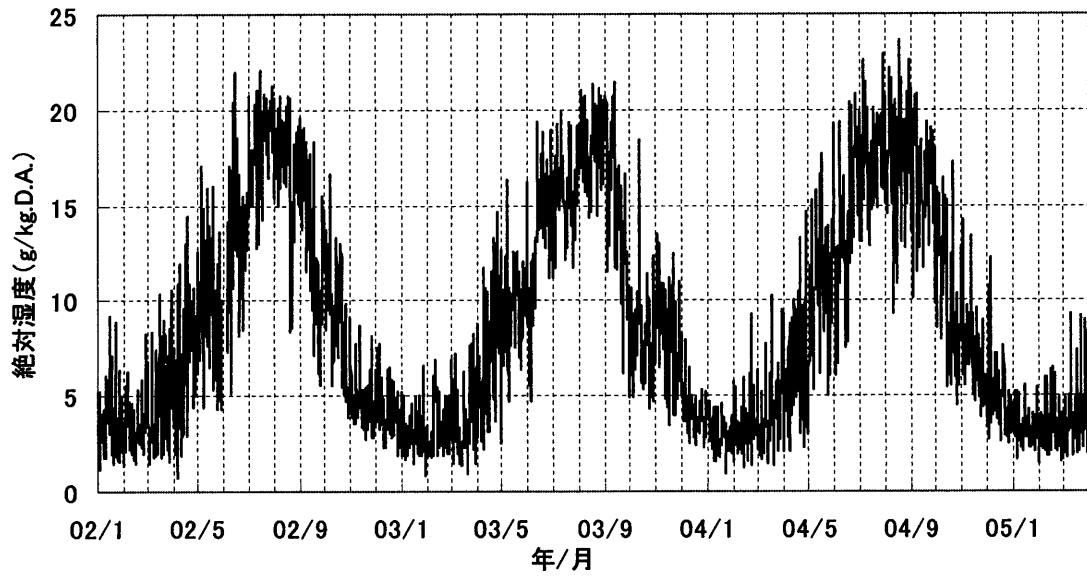


図 2-13 実測期間における外気絶対湿度変化

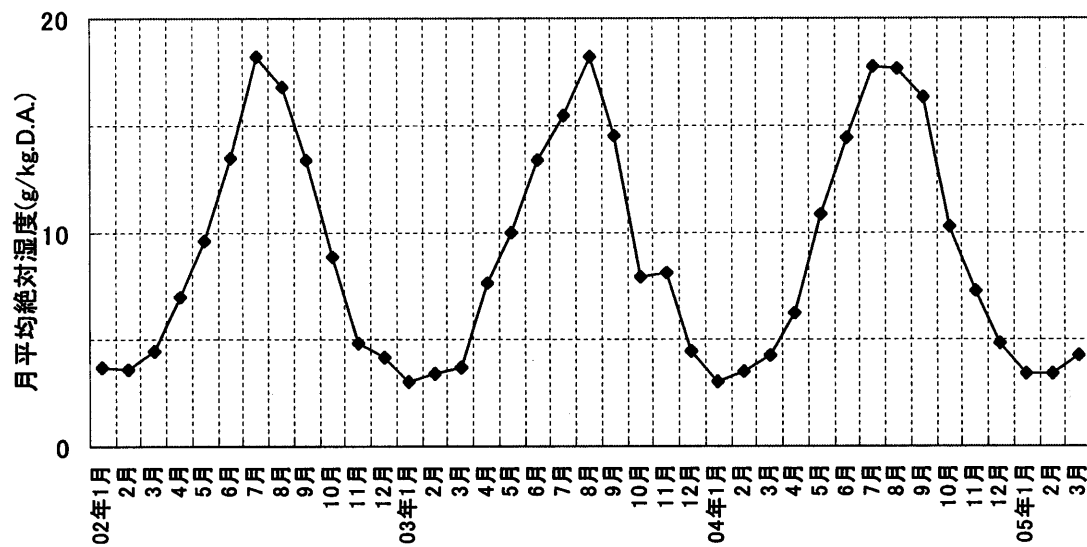


図 2-14 実測期間における月平均の外気絶対湿度

## 2.4.2. チューブ内平均風速

図 2-15 に実測期間中における管内風速を示す。実測システムの 9 本のチューブはその長さがそれぞれ違うことや OA ダクト内の外調機吸い込み口から各チューブ出口までの距離が少しずつ異なることから、各配管の管内風速は一様ではなかった。しかしながら、長さの最も長い配管 T5 と最短配管 T1 の風速計測値の差は 0.5m/s 以下と小さかったため、本研究では、風速の計測を行っている配管 T1、T3、T5 における計測平均値を本システムの管内風速として用いることにした。

実測建物の空調システムは、建物内の各部屋に設けた給気スイッチ(居室者が操作)による変風量制御を行っていることから、システム運転中において、管内に導入される風量は変動する。このため、管内風速は図のように実測期間中変動し、その最大値は約 2.73m/s となり、このときの管内熱伝達率は 9.7W/m<sup>2</sup>K であった。

図 2-16 に実測期間中における管内平均風速の一日変動を示す。また、この図は実測期間中において、システムの運転時間のみを抽出し、管内風速を時間ごとに平均して作成した。

外調機の運転は 8 時から 17 時まで行っており、日中の平均風速は 1.56m/s であった。また、外調機の運転停止時には管内の気流はほとんど無く、0.04m/s 以下の風速が観測された。日中の管内平均風速 1.56m/s から算出した導入外気量は約 9,920CMH であり、建物全体に対して、換気回数約 0.8 回/h に相当する量であった。

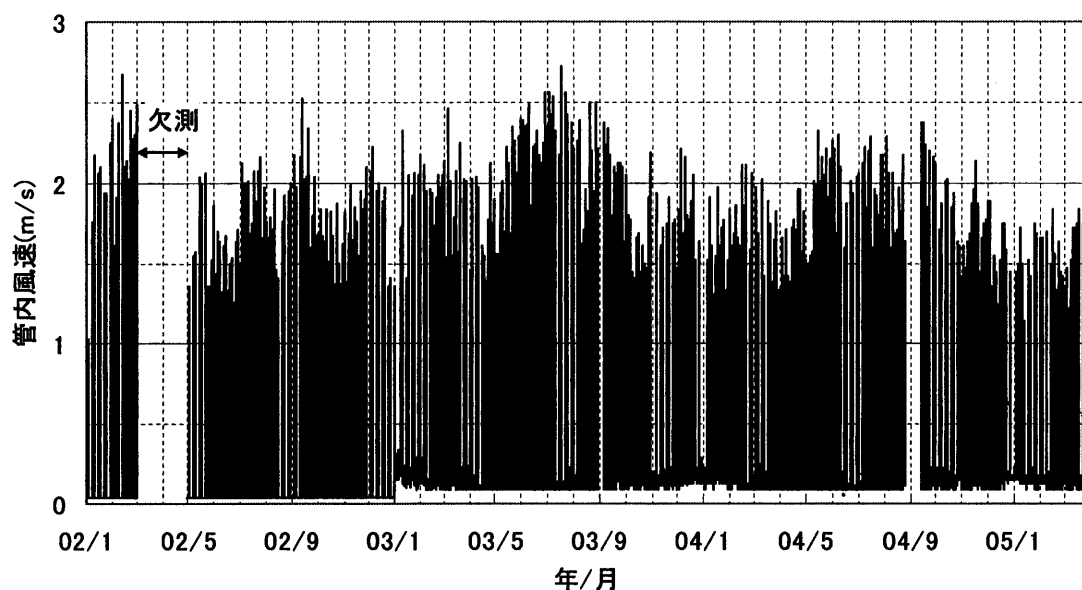


図 2-15 実測期間中における管内平均風速



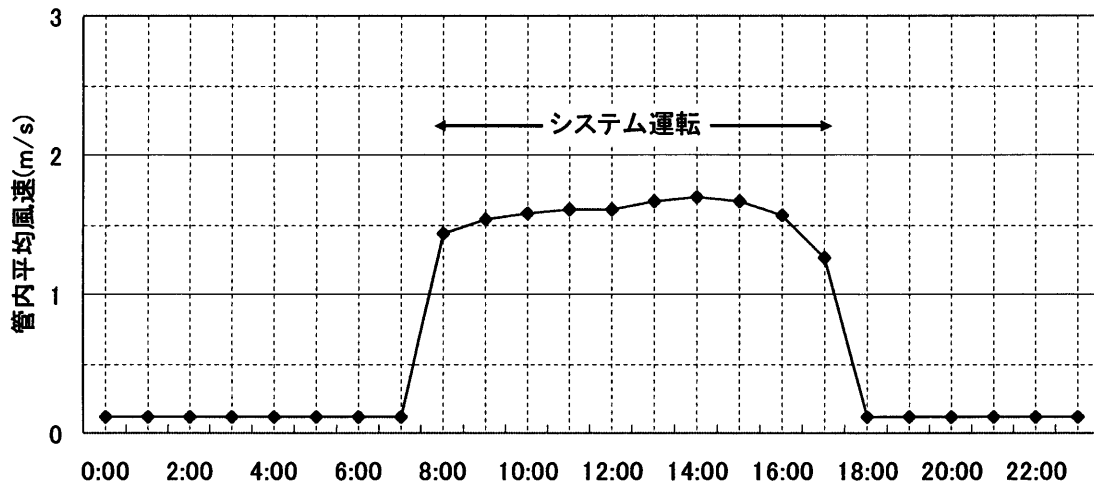


図 2-16 管内平均風速の一日変動(時間ごとの平均値)

実測建物の空調システムは、図 2-17b のように空調機と外気取入れとの間にクール/ヒートチューブが設置されており、空調機(外調機)の送風ファンによってチューブ内に外気が導入されている。このために、従来システムと異なり、空調機(外調機)の送風ファンにはチューブの圧力損失が加わり、ファン動力の増加が生じると考えられる。そこで、チューブを導入したことによって生じる送風ファン動力の増加について検討する。

従来の空調システムはOAチャンバーを有するケースが多く、また図 2-17a に示すように、機械室をOAチャンバーとする形態が通常である。これと比べて、実測建物の空調システムは外気取入と空調機の間にはチューブが設置されており、チューブの導入によって空調機の送風ファンに加わる圧力損失増加は、形状抵抗としては配管入口、配管の折れ曲がり、配管出口が対象となり、摩擦抵抗としては配管表面が対象となると考えられる。表 2-6 にこれらに対する圧力損失係数を示す。なお、表中の値は配管1本当りの値である。

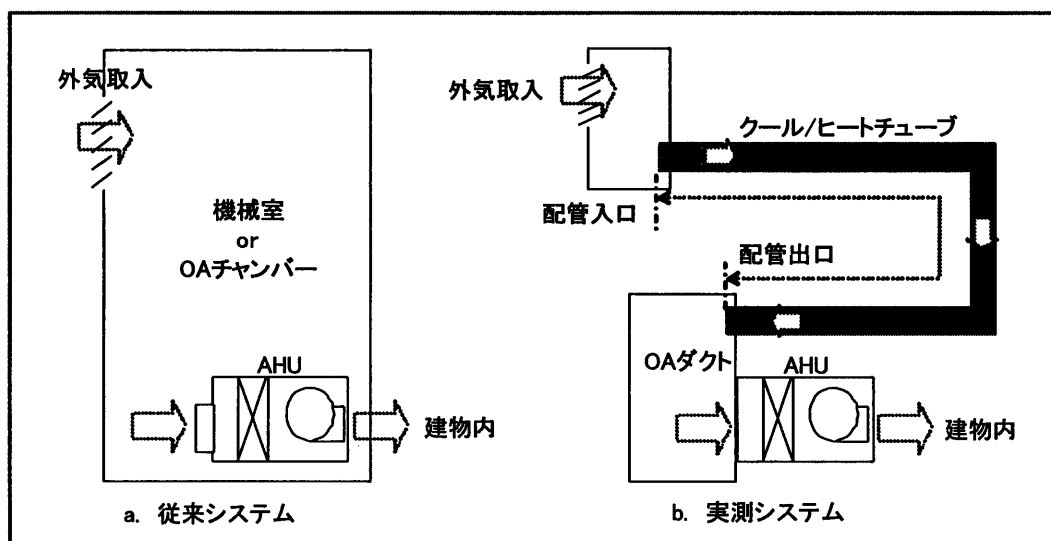


図 2-17 送風ファンの圧力損失における実測システムと従来システムとの比較



表 2-6 実測システムの配管 1 本あたりの圧力損失係数

項目	形状抵抗 <sup>38)</sup>			摩擦抵抗	計
	配管入口	折れ曲がり	配管出口		
名称	管入口 (壁付き)	円形ダクト エルボ	管出口 (壁付き)	PVC 管 (滑らか)	-
圧力損失係数, $\xi$	0.5	0.44(2箇所)	0.88	4.8	6.62

表中の摩擦損失係数は、以下の式から求めた。

$$\xi = \lambda \frac{L}{D}, \quad \lambda = 0.0055 \left[ 1 + \left( 20,000 \frac{\varepsilon}{D} + \frac{10^6}{\text{Re}} \right)^{1/3} \right] \dots\dots\dots \text{式 2-1}$$

ここに、 $L$ は配管長さ(m)、 $D$ は管径(m)、 $\varepsilon$ は配管内表面の絶対粗さ(mm)である。また、絶対粗さ  $\varepsilon$ は 0.03<sup>注2</sup>を与えた。また、配管内の圧力損失、 $\Delta P$  (Pa)は以下の式で表される。

$$\Delta P = \xi \frac{\rho}{2} v^2 \quad (\text{Pa}) \dots\dots\dots \text{式 2-2}$$

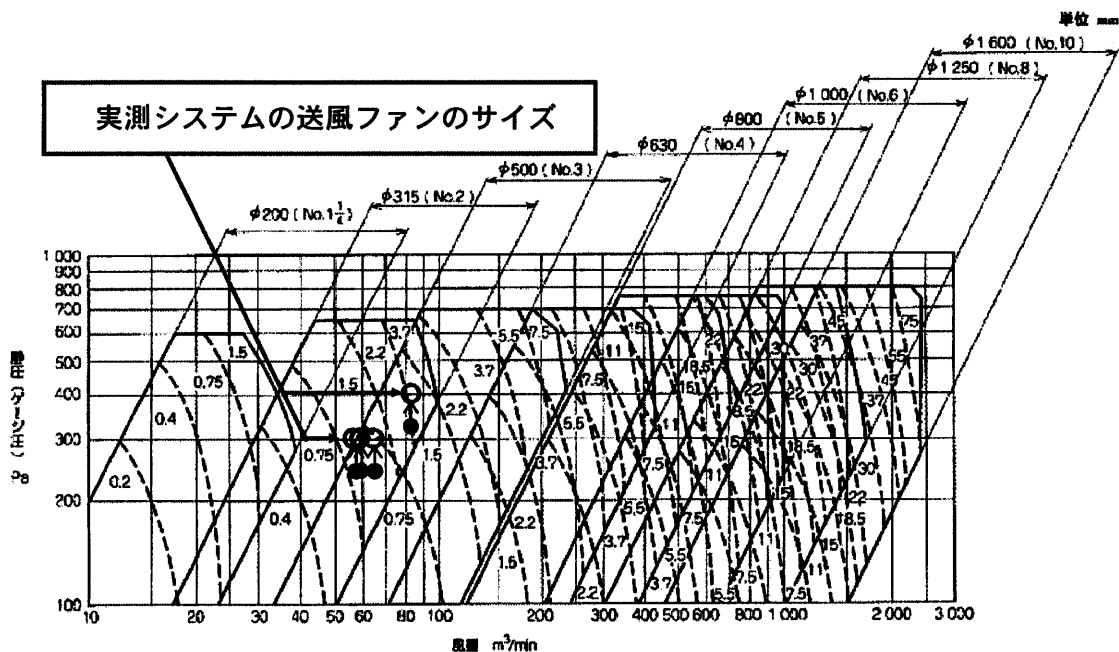
ここに、 $\xi$ は圧力損失係数(-)、 $\rho$ は空気の密度(kg/m<sup>3</sup>)、 $v$ は管内風速(m/s)である。

実測期間中の管内風速に対して、表 2-6 に示す圧力損失係数と 2-2 式を用いて実測システムの 9 本のチューブ全体における圧力損失を算出すると、最大風速時で 265.6Pa/本、平均風速時で約 91.6Pa/本となった。

また、実測システムの取り入れ外気は、チューブを介して各階の外調機(4台)によって吸い込まれており、外調機それぞれの導入風量が同じであると仮定すると、9本のチューブ全体における圧力損失は、外調機の台数に等分できる。よって、各階の外調機にかかる圧力損失は、実測期間中において、最大で 66.4Pa/台、平均で約 23Pa/台であったといえる。

ここからは、以上の結果をもとに、チューブシステムの導入によって生じた外調機の送風ファン動力増加について検討する。チューブによって加わる圧力損失から発生する送風ファン動力の増加は、単にファンの電動機の軸動力が増加すること、そして、設備設計の段階でファンのサイズそのものを大きくする必要があつての動力増加が考えられる。まず、実測システムにおいて、チューブの圧力損失と送風ファンの容量を比較すると、チューブによって加わった最大圧力損失 66.4Pa/台は、図 2-18 のように、実測システムの送風ファンの大きさを変更するほどの圧力損失ではないことがわかる。このことから、実測システムは、チューブの圧力損失によって、送風ファンのサイズを大きくする必要はなかったと言え、この場合圧力損失増加に伴う電動機の動力増加分のみを考慮すればよいと考えられる。

注<sup>2</sup> PVC プラスチック管(滑らか)の値



- 備考1. 静圧（ゲージ圧）は、標準吸込状態におけるものとする。  
 2. 破線で示した電動機出力（kW）は、軸動力×1.2である。  
 3. 両吸込の場合は、風量及び出力をこの表の2倍にする。

図 2-18 多翼送風機の風量及び静圧図表<sup>注3</sup>

実測期間中に対して、各階の外調機の送風ファンの消費電力増加量を2-3式より算出した。また、ファンの余裕率は1.2と仮定し、機器効率は0.6<sup>38)</sup>を与えた。その結果、実測システムを導入したことによる送風ファン動力の増加量は年間で約72kWh/台となる。

$$\Delta W_f = k \frac{V \Delta P}{3,672 \eta_f} \text{ (W)} \dots\dots\dots \text{式 2-3}^{39)}$$

- ここに、 $k$  : 余裕率 (%)  
 $V$  : 送風機吸い込み風量 (m<sup>3</sup>/h)  
 $\Delta P$  : 圧力損失 (Pa)  
 $\eta_f$  : 送風ファンの機器効率 (-)

以上のように、実測システムのチューブにおいて、その導入によって生じる送風ファンの動力増加を算定できた。また、これは、実測システムの運転性能を評価する上で、有効なパラメーターとなると考えられる。

注<sup>3</sup> 日本工業規格 JIS B8331

### 2.4.3. チューブによる取入れ外気の温度変化

図 2-19 に実測期間における外気温度とチューブ出口温度を示す。なお、図中のチューブ出口温度は配管 T1, T3, T5, B1, B4 の出口計測温度の平均値である。実測システムにおいて暖房が行われた 12 月 1 日から翌年の 3 月 31 日までを冬期、冷房運転であった 6 月 1 日から 9 月 30 日までを夏期とし、そのほかの期間を中間期として分析を行った。チューブ出口温度は、外気温度に対して、冬期には上昇、夏期には降下しており、管内に導入された外気は加熱/冷却されたことがわかる。また、中間期においても外気はチューブを介して取り入れられており、この場合にも取り入れ外気の温度はチューブ内を通過する間に変化しチューブ出口で 15℃～20℃となっている。しかし、これによる建物の負荷発生はなかったと考えられる。

表 2-7 に実測期間中の各期間(冬期と夏期)におけるチューブ出入口温度差を示す。実測期間には、運転開始から 4 回の冬期と 3 回の夏期の運転実績が含まれている。先ず、冬期のチューブ出入口温度差は、4 回の冬期運転全体の平均で約 2℃となり、最大温度差は 3 回目の冬期に計測された 8.3℃である。夏期には、3 回の夏期運転全体平均で 2.4℃のチューブ出入口温度差が計測されており、最大温度差は 7℃であった。

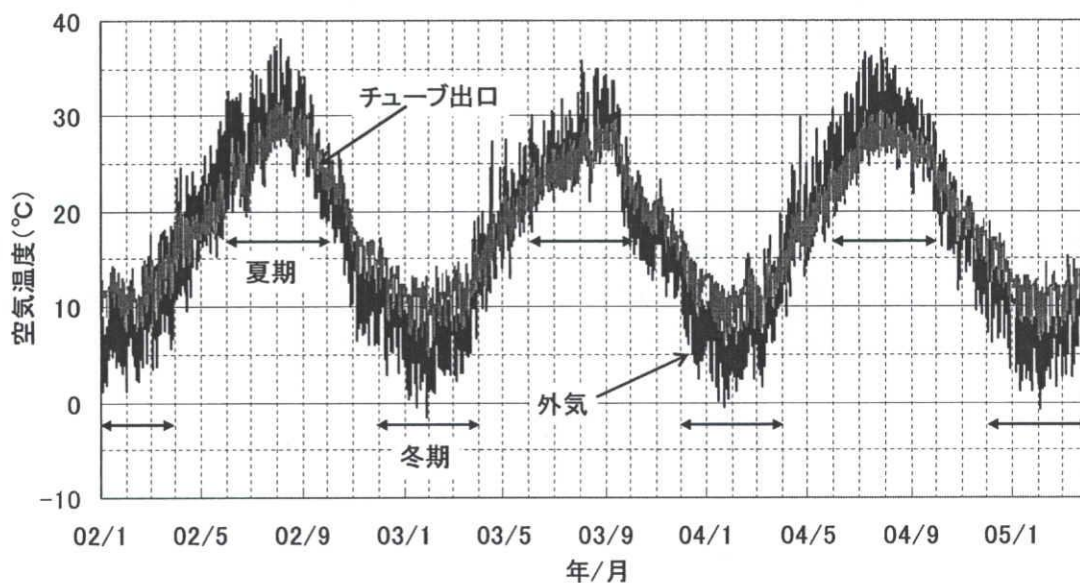


図 2-19 実測期間における外気温度とチューブ出口温度の変化

表 2-7 各期間のチューブ出入口温度差比較

出入口温度差 (℃)	02.01.01- 02.03.31	02.06.01- 02.09.31	02.12.01- 03.03.31	03.06.01- 03.09.31	03.12.01- 04.03.31	04.06.01- 04.09.31	04.12.01- 05.03.31
期間最大	5.9	6.7	8.2	6.7	8.3	7.0	7.9
期間平均	1.1	2.1	2.0	2.1	2.4	3.0	2.62

このように、取入れ外気は、チューブシステムによって、冬期には暖められ、夏期には冷やされることを確認できた。またこれによって、建物の外気負荷低減ができたといえ、この効果については本研究の2.5.1項で述べる。

表 2-8 に各期間における配管それぞれの出入口温度差の平均値を示す。

先ず、管長がほぼ同じであり、埋設深さが異なる配管 T5 と B4 の出入口温度差を比較すると、その違いはわずかであったが、冬期と夏期ともに埋設深さの浅い T5 が B4 に比べて大きくなった。この結果は、配管を深く埋設するほどその熱交換性能は大きくなるということに反しており、これは、埋設深さの影響に対して管内風速と管長のわずかな差の影響が大きかったためと考えられる。これと同様に、T1 と B1 を比較すると、T1 は B1 に比べて、冬期には 0.13℃小さく、夏期には 0.17℃大きくなっており、T1 と B1 の間では冬期において、埋設深さの影響が温度差に反映されたものと考えられる。

つぎに、埋設深さが同じであり、管長の異なる配管 T5 と T1 の出入口温度差を比較すると、管長の長い T5 が T1 に比べて、その出入口温度差が大きくなっており、冬期には 0.46℃、夏期には 0.52℃の差があった。これと同様に配管 B1, B4 は同じ埋設深さにあり、管長の長い B4 の出入口温度差が B1 に比べて各期間それぞれ 0.28℃、0.44℃大きくなった。これは、配管の長さが長くなると、管内表面積がその分大きくなり、熱交換を行う伝熱面積が大きくなったためである。

また、クール/ヒートチューブの配管長さを十分長くすると、管内空気温度は管周囲土壌温度と等しくなって、熱交換に無効な配管長さが生じてしまう。これに対して、今回実測対象となったチューブシステムは、管長の長い配管ほど温度差が大きかったことから、配管長さすべてが熱交換に対して有効であったといえる。

表 2-8 各々のチューブにおける期間平均の出入口温度差

配管記号		T1	T3	T5	B1	B4	期間平均 管内風速 (m/s)
配管長さ (m)		34m	40m	46m	35.5m	44.5m	-
埋設深さ (m)		2.3m	2.3m	2.3m	3.3m	3.3m	-
平均出入口 温度差 (℃)	冬期	1.01	0.72	1.47	1.14	1.42	1.52
	夏期	2.04	1.73	2.56	1.87	2.31	1.55

以上のように、管長の長い配管は、長さの短い配管に比べて、伝熱面積が大きく、その出入口温度差が大きくなる結果となった。これに対して、配管 T1 と T3 を比較すると、T3 は T1 に比べてその配管長さが 6m も長かったが、出入口温度差は T1 に比べて冬期には 0.29℃、夏期には 0.31℃ 小さくなった。これは 9 本のチューブを近接配置したことによる影響といえ、以下のことが原因として考えられる。

管周囲土壌には、管内空気との熱交換によって、夏期には温度上昇、冬期には温度降下が生じる。また、この管周囲土壌の温度上昇/降下は、複数管を近接配置することによって、配管間の間隔が十分な場合に比べて大きくなり、その熱交換性能が減少する。このような現象となることを踏まえ、実測システムのチューブにおいて、その配管周囲土壌の温度上昇/降下は 9 本管を近接配置したことでさらに大きくなり、各配管の熱交換性能は減少しているといえる。また、配管 T1 の隣接配管は T2, B1 の 2 つであることに對して、配管 T3 は T2, B2, B3, T4 の 4 つであったため、T3 周囲土壌の温度上昇/降下は、T1 より大きくなったといえ、上記結果の原因となったと考えられる。

図 2-20、図 2-21 に各期間の代表日における配管ごとの出口温度経時変化を示す。また、各期間の代表日は実測期間中の最低気温と最高気温を記録した運転日とした。冬期の代表日において、システム運転時間の平均外気温は約 1℃であり、管内風速は 1.8 m/s であった。これに対して、各チューブ出口温度の平均値は T1, T3, T5, B1, B4 それぞれ 5.5℃, 5.3℃, 7.5℃, 6.1℃, 6.9℃となり、T5 の出口温度が最も高く、T3 が最も低くなった。また、夏期の代表日においては、システム運転時間の平均気温は約 32℃であり、管内風速は 1.36 m/s であった。これに対して、各チューブ出口温度の平均値は T1, T3, T5, B1, B4 それぞれ 29.3℃, 29.8℃, 28.5℃, 29.5℃, 28.8℃となり、T5 の出口温度が最も低く、T3 が最も高くなった。

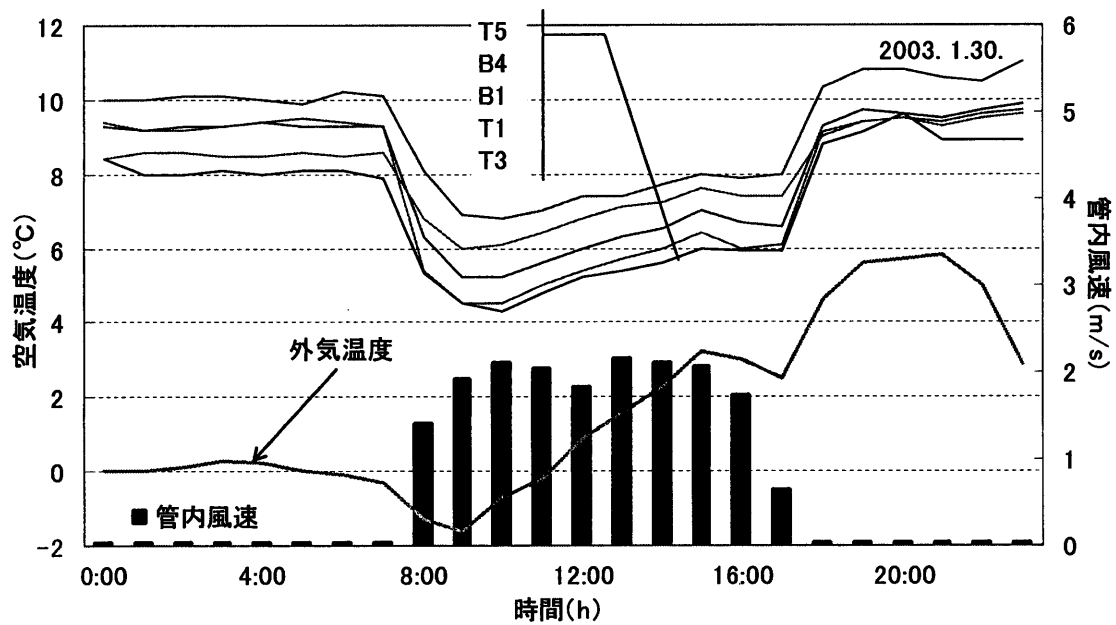


図 2-20 冬期の代表日における各チューブの出口温度

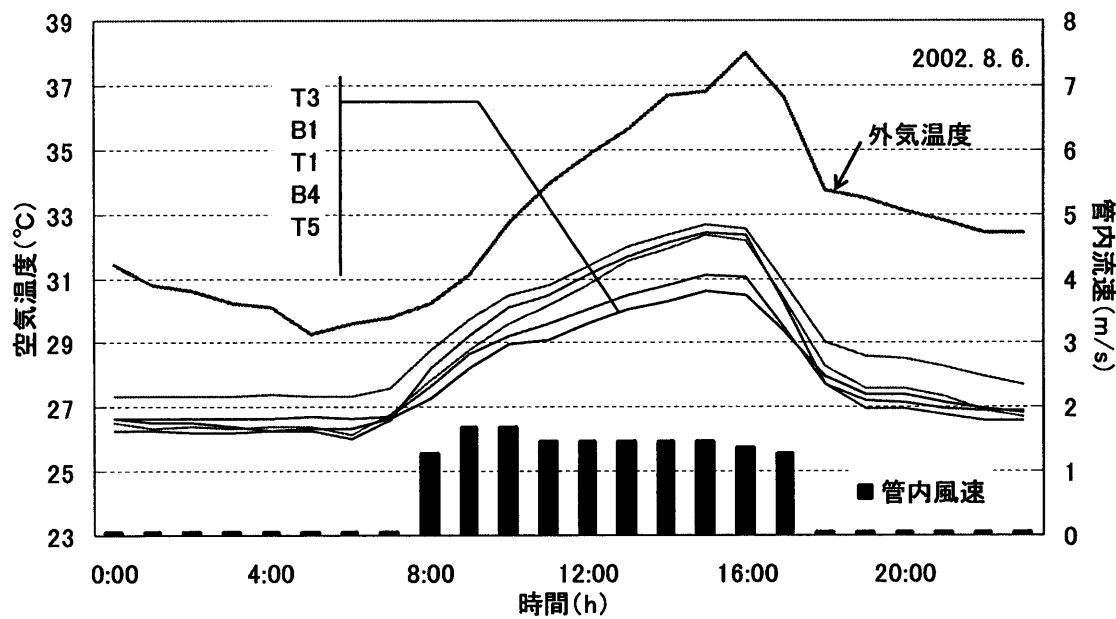


図 2-21 夏期の代表日における各チューブの出口温度

#### 2.4.4. チューブによる取入れ外気の湿度変化

図 2-22、図 2-23 に実測期間中におけるチューブ出入口の湿度変化とその湿度差変化を示す。図中の絶対湿度は、温度と相対湿度の計測値から算出したものであり、システム運転時間のみを示す。また、チューブ出口湿度は0Aダクト内の外調機吸い込み口付近にある計測点のデータである。

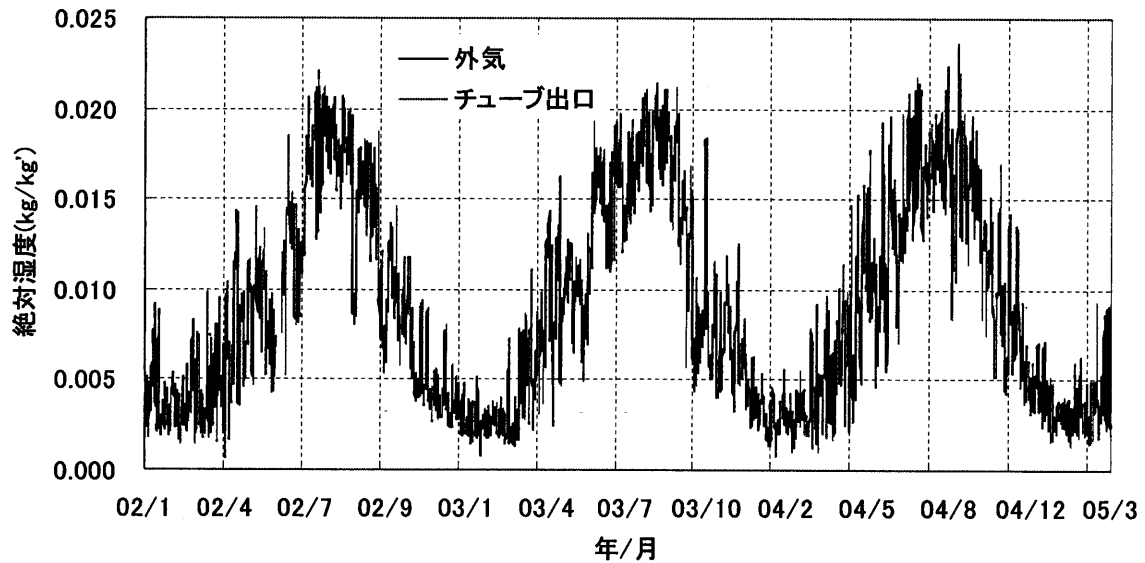


図 2-22 実測期間中におけるチューブ出入口の絶対湿度変化(運転時間のみ)

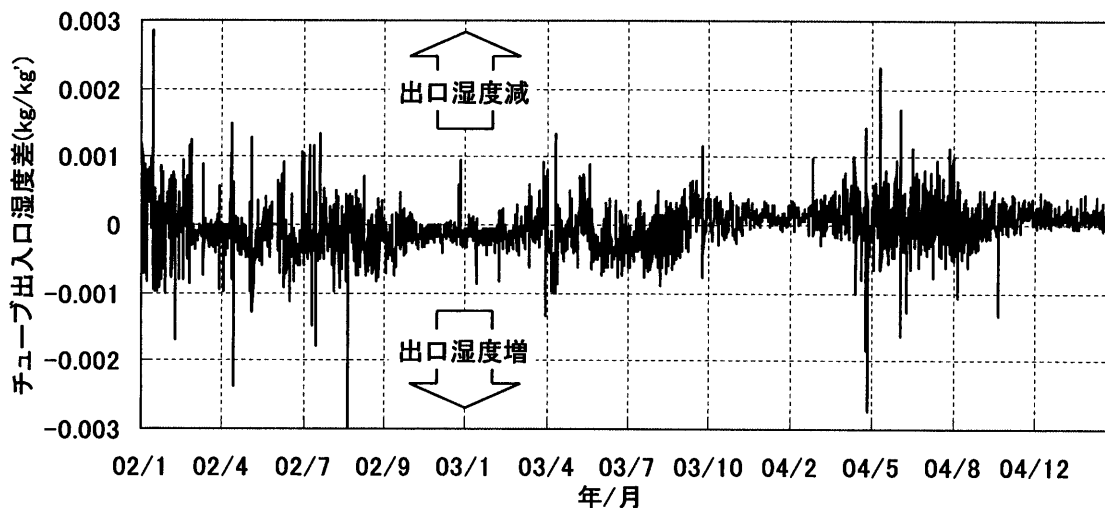


図 2-23 実測期間中におけるチューブ出入口湿度差(運転時間のみ)

実測期間中において、本システムの運転は、総 738 日間、7,380 時間行われ、この間の外気絶対湿度は、平均で 8.968g/kg<sup>1</sup>であった。これに対して、チューブ出口の絶対湿度は同期間平均で 8.979g/kg<sup>1</sup>となり、外気との差は殆どなかった。

図 2-23 のチューブ出入口の湿度差変化を見ると、チューブ出口の湿度は外気湿度に対して、増減を繰り返していることがわかる。また、湿度計測センサー誤差<sup>注4</sup>は 1g/kg (25℃ のとき、5%RH) であり、チューブ出口側の湿度が減少し出入口の湿度差がこれを超える時間数は 7,380 時間のうち 25 時間のみとなった。

実測システムの各配管は、その接合部が防水処理されており、外部からの水の浸入可能性は低いと考えられるため、上記結果の原因としては、管内表面や OA ダクト内壁面での結露発生、又は、OA ダクト内壁面<sup>注5</sup>の吸・放湿作用が考えられる。

そこで、チューブ出入口の湿度差が比較的大きかった 2002 年 6 月 5 日から 7 月 10 日までの間において、管内表面での結露発生有無について検討を行った。管内表面での結露は、チューブの表面温度が管内に導入される外気の露点温度に比べて低いとき、その表面で水分が凝縮することをいい、結露発生を判断する検討手法として、管内表面温度と取り入れ外気の露点温度を比較する方法が有効と考えられる。このために、本検討の際、配管 T3 の表面温度の計測値と外気の露点温度を用いることとした。また、外気の露点温度は外気温度と相対湿度の実測値から以下の式を用いて算出した。

外気温度と相対湿度の実測値から

先ずゴフ・グラッチ (Goff-Gratch) の近似式を用いて飽和水蒸気圧,  $f_s$  (Pa) を計算し、

$$T \geq 273.16$$

$$\begin{aligned} \log(P_{vs}) = & 10.79574 \left( 1 - \frac{273.16}{T} \right) - 5.028 \log \frac{T}{273.16} + 0.000150475 \left( 1 - 10^{-8.2969 \left( \frac{T}{273.16} - 1 \right)} \right) \\ & + 0.00042873 \left( 10^{4.76955 \left( 1 - \frac{273.16}{T} \right)} - 1 \right) + 2.78614 \dots \dots \dots \text{式 2-4} \end{aligned}$$

$$T < 273.16$$

$$\begin{aligned} \log(P_{vs}) = & -9.09685 \left( \frac{273.16}{T} - 1 \right) - 3.56654 \log \left( \frac{273.16}{T} \right) + 0.87682 \left( 1 - \frac{273.16}{T} \right) + 0.78614 \\ & \dots \dots \dots \text{式 2-5} \end{aligned}$$

ここで  $T$  は空気の絶対温度 (K) である。

式 2-4 と式 2-5 から求めた飽和水蒸気圧,  $P_{vs}$  と実測による相対湿度,  $\phi$  を用いて水蒸気圧,  $P_v$  を計算する。

注4 挿入型湿度発信器, 計測可能範囲: 湿度 0~100%/温度 -20℃~60℃

注5 内側の表面積は約 30m<sup>2</sup>であり、コンクリート仕上げとなっている。



$$\phi = 100 \frac{P}{P_{VS}} \dots\dots\dots \text{式 2-6}$$

$$P = \frac{\phi \cdot P_{VS}}{100} \dots\dots\dots \text{式 2-7}$$

全圧を  $P(\text{Pa})$  とすると、絶対湿度  $x$  は

$$x = 0.622 \frac{P_V}{P - P_V} \dots\dots\dots \text{式 2-8}$$

1 気圧 (101,325Pa) においては

$$x = 0.622 \frac{P_V}{101,325 - P_V} \dots\dots\dots \text{式 2-9}$$

となり、露点温度  $\theta_{dp} [^\circ\text{C}]$  は式 3-9 から計算した絶対湿度を式 2-10 に代入することによって計算できる。

$$\theta_{dp} \geq 0, \theta_{dp} = -42.92 - 0.0514c + 1.052c^2 \dots\dots\dots \text{式 2-10}$$

$$\theta_{dp} < 0, \theta_{dp} = -60.02 - 6.803c + 0.3966c^2 \dots\dots\dots \text{式 2-11}$$

$$\text{ここに、 } c = \text{Ln} \left( \frac{101,325x}{x + 0.622} \right)$$

図 2-24 に配管 T3 の表面温度と取入外気の露点温度を示す。管内表面温度が外気の露点温度より低くなった時間は、6月12日、7月2日、9日、10日の4時間となり、また、この時間は図 2-25 に示すチューブ出入口湿度差の  $1\text{g/kg}$  以上となった時間帯とよく一致していることがわかる。

このことから、図 2-23 に示したチューブ出入口湿度差の  $1\text{g/kg}$  以上となった時間帯 (実測期間中の総運転時間 7,380 時間に対して 25 時間であった) においては、管内での結露が発生したと考えることができる。しかし、このようなことは全体の運転時間に対してわずかな時間であり、管内結露発生によるシステムへの影響は無視できると判断される。また、それ以外の時間帯において、チューブ出口湿度の増加と減少が生じたことは OA ダクト内での結露あるいはコンクリート壁面での吸・放湿のためといえる。計測データの収集のため、筆者が3ヶ月に1回のペースで現場確認を行ったが、OA ダクト内壁面の目立ったぬれなどはなかったことから、主にコンクリート壁面での吸・放湿が今回の結果に影響したものと考えられる。

以上のことから、実測システムのチューブは管内結露水によるカビ発生、衛生上の問題などを引き起こす可能性は非常に少ないと判断される。

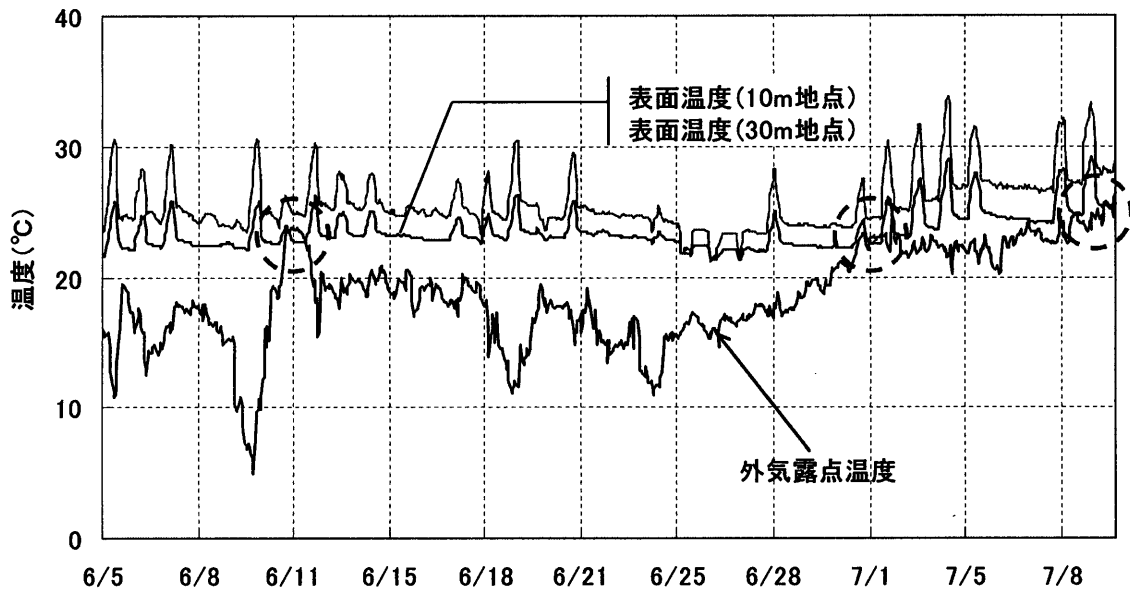


図 2-24 管内表面温度と取入外気の露点温度比較(運転停止時を含む)

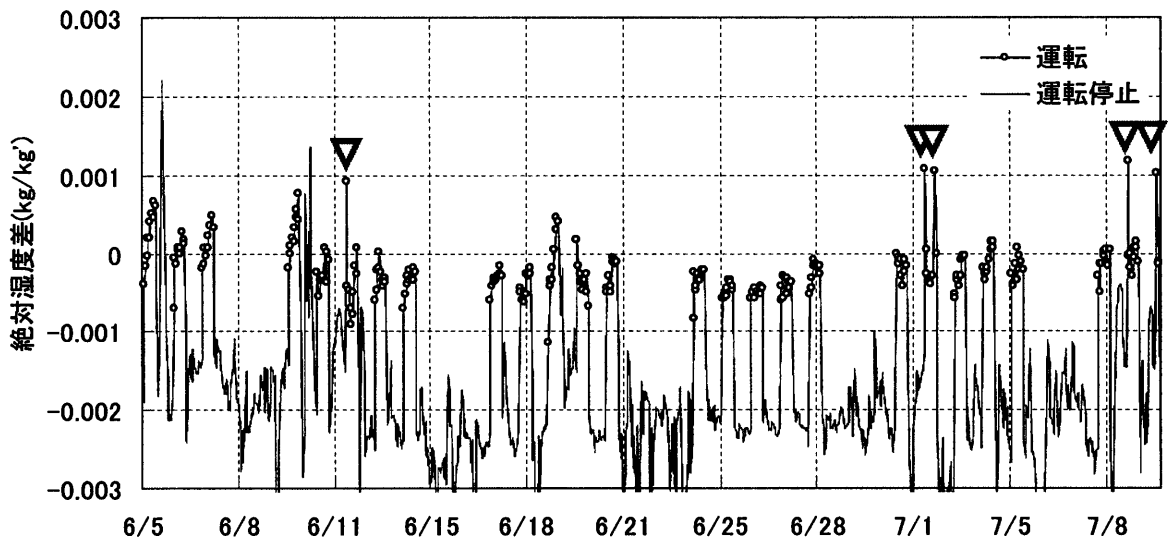


図 2-25 結露検討期間中のチューブ出入口湿度差(運転停止時を含む)

#### 2.4.5. チューブ周囲の土壤温度と管内表面温度の変化

図 2-26, 図 2-27 に実測期間中における土壤温度経時変化を示す。なお、図中の各土壤温度記号は図 2-8 と対応している。

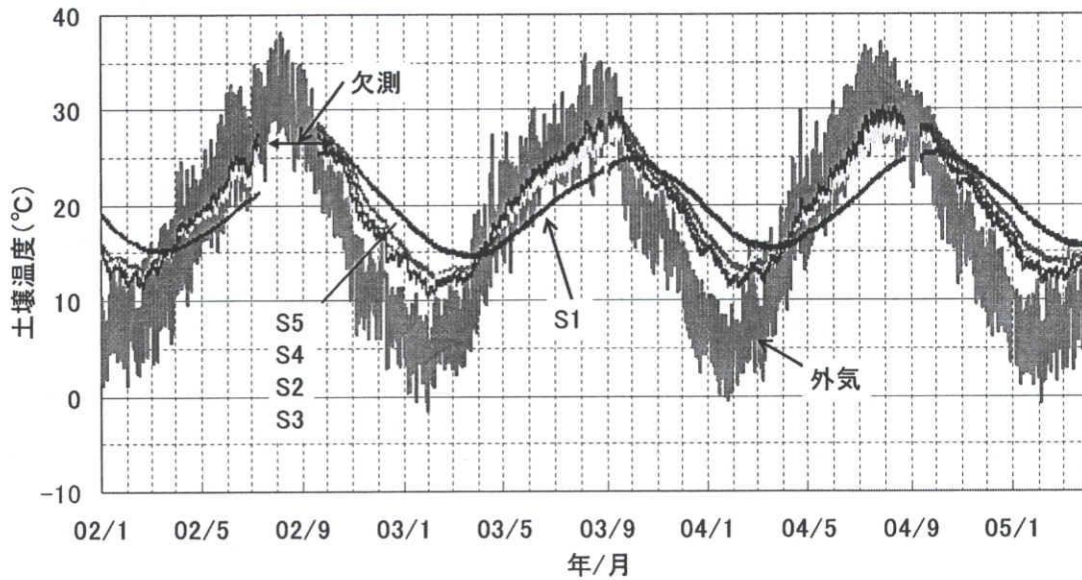


図 2-26 実測期間中における土壤温度経時変化(配管入口から 10m 地点)

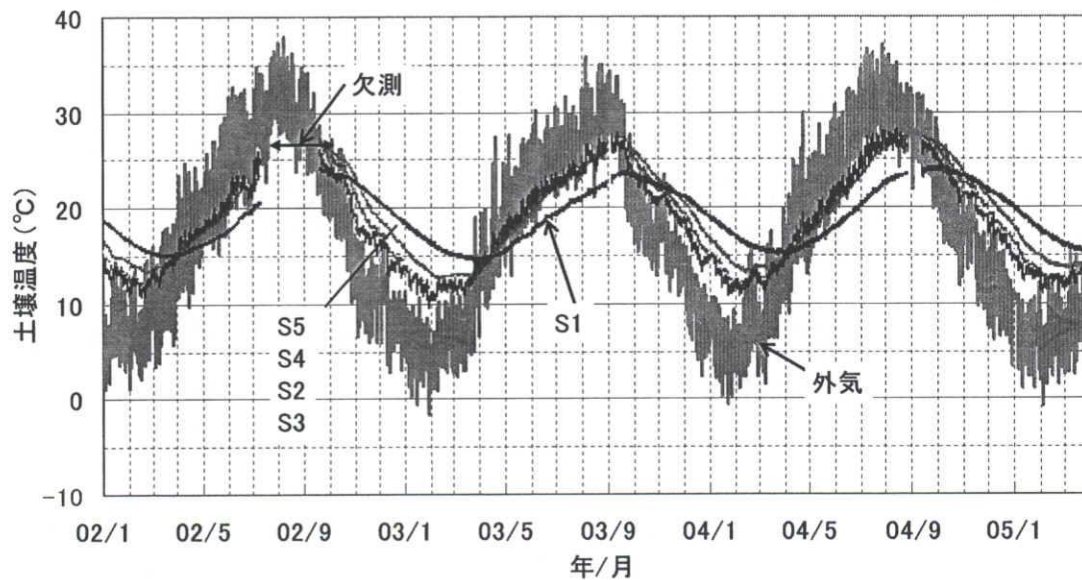


図 2-27 実測期間における土壤温度経時変化(配管入口から 30m 地点)

土壌温度 S1 と外気温度の年変動を比較すると、実測期間中の平均温度は、外気が 17.1℃、土壌温度 S1 は入口から 10m 地点と 30m 地点ともに 18.9℃となっており、平均土壌温度 S1 は、平均外気温度に比べて 1.8℃高い。これは、土壌温度 S1 の計測点が建物の下部(建物の外壁線から約 2m、深さ約 3.3m 地点)にあり、建物側の熱的影響(室内設定温度は冬期と夏期それぞれ 20℃、26℃である)を受けたものと考えられる。

土壌温度 S1 に対して、配管周囲の各土壌温度 S2, S3, S4, S5 は、冬期には低く、夏期には高くなった。ここで、土壌温度 S1 は、配管 B4 から 3m の離隔距離をもち、チューブによる影響が S2~S5 に比べて小さく、チューブシステムを導入していない自然状態に近い土壌温度の変動を示す(この理由から、本研究では土壌温度 S1 を自然土壌温度<sup>注6</sup>として取り扱う。)と言える。このため、冬期と夏期における土壌温度 S1 と S2~S5 の温度差は、チューブの熱交換作用(管内空気と配管周囲土壌との間)により管内空気から土壌側に採熱/放熱された熱量がもたらした温度降下/上昇であると考えられる。

図 2-26 と図 2-27 を比較すると、先ほど述べた配管周囲土壌温度と自然土壌温度 S1 との各期間の温度格差は、配管入口から 10m 地点(図 2-26)のほうが、30m 地点(図 2-27)に比べてやや大きくなったことがわかる。これは、配管入口から離れるほどその地点の配管内交換熱量は小さくなるからであると考えられる。すなわち、配管入口から離れるほど、管内空気と管表面との接触時間が長くなり、かつ、接触面積が大きくなる。このため、管内空気温度は、配管周囲の土壌温度により近づき、管内空気と管表面との温度差は小さくなるといえる。よって、配管内の各地点での熱交換量は、配管入口から離れるほど少なくなり、上記の温度格差が生じたものと考えられる。

表 2-9 に各土壌温度の実測期間平均値を示す。各期間における配管周囲の土壌温度 S2, S3, S4, S5 を比較すると、配管の密集している位置の土壌温度 S2 と S3 は、S4, S5 に比べて冬期には低く、夏期には高くなっており、2.4.3 項で述べた複数管の近接配置による管周囲土壌の更なる温度上昇/降下が確認できた。

これに対して、実測期間中における配管周囲の土壌温度変化についてチューブ間土壌温度の振幅は、外気の日温度振幅に対して非常に小さく、本システムに有効な土壌の熱容量は十分であるといえ、本システムは安定した運転が行われると考えられる。

図 2-28 に実測期間中の管内(T3)表面温度変化を示す。配管入口から 10m 地点と 30m 地点の管内表面温度は、実測期間平均でそれぞれ 19.2℃、18.5℃であり、自然土壌温度 S1 の実測期間平均値 18.9℃とほぼ同じであった。管内表面温度の年周期変動の振幅は、外

注<sup>6</sup> チューブシステムを導入していないときの土壌温度をいい、外気温度に比べて小さい振幅でタイムラグのある年周期変動をみせる。

気温度に比べて小さく、自然土壌温度より大きかった。また、入口から 10m 地点の管内表面温度の最高値・最低値は実測期間中それぞれ 35.9℃、4.1℃であり、30m 地点(最高値・最低値はそれぞれ 31.2℃、6.5℃であった)に比べてその年周期変動の振幅が大きかった。

管内表面温度における一日の最大振幅は入口から 10m 地点では 7.3℃、30m 地点では 4.1℃となった。

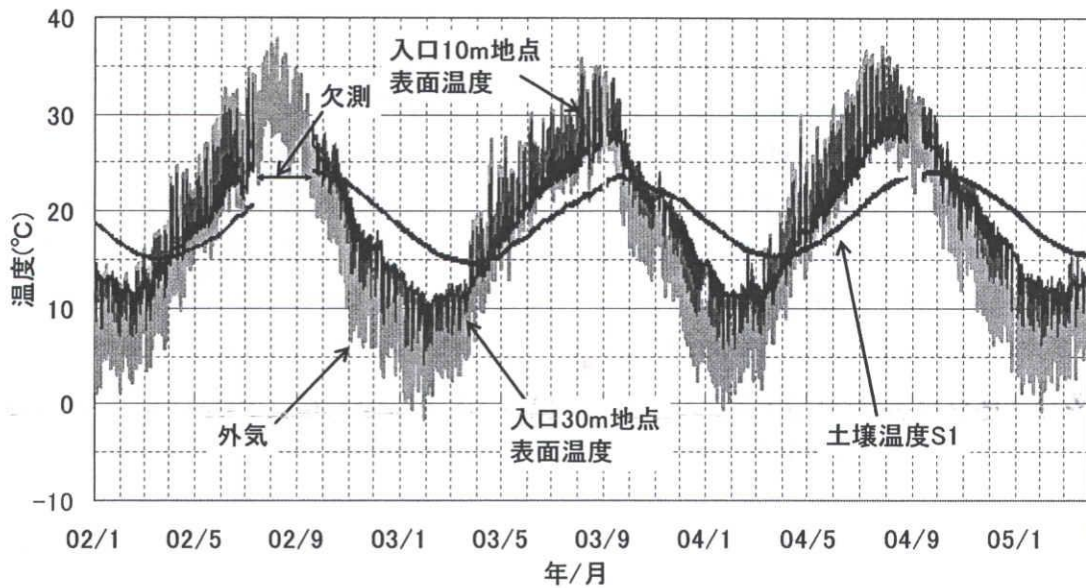


図 2-28 実測期間中における管内(T3)表面温度変化

表 2-9 各土壌温度の期間平均値比較

	入口から 10m 地点					入口から 30m 地点				
	S1	S2	S3	S4	S5	S1	S2	S3	S4	S5
冬期	16.8	13.4	13.3	13.6	14.6	17.3	13.6	13.3	13.8	15.1
夏期	21.3	24.2	25.6	25.3	25.0	21.0	24.5	24.2	24.6	24.1
実測全期間	18.9	18.1	18.6	18.7	19.2	18.9	18.3	18.0	18.5	19.1



## 2.5. 実測システムの運転性能評価

ここでは、第2章に示した実測結果をもとに、実測システムの運転性能評価を行う。評価の内容は、省エネルギー性、経済性、環境保全性について検討する。

### 2.5.1. 省エネルギー性評価

実測システムのチューブは、建物の外気負荷低減を目的に導入されており、チューブによって得られる外気負荷低減量、そして、有効取得熱量と送風ファン動力増分を考慮するシステム成績係数(COP)は、省エネルギー性評価に対する評価指標として考えられる。

図2-29に実測期間中における取り入れ外気の加熱/冷却熱量を示す。また、加熱/冷却熱量は、チューブ出入口温度差に導入風量と空気比熱を乗じて求めた。図のように、取り入れ外気はチューブを介すことによって、温度降下/上昇が生じており、冬期には加熱を、夏期には冷却されたことがわかる。また、取り入れ外気に対する冬期の加熱熱量と夏期の冷却熱量は、期間平均でそれぞれ30.1MJ/h、37.5MJ/hとなり、チューブの導入によって得られたこの交換熱量は、実測システムの外気負荷或いは空調負荷の低減に寄与できたといえる。

これに対して、取り入れ外気が冬期に冷却、夏期には加熱され、外気負荷を逆に増大させる運転となった時間が確認された。負荷低減に反するこの運転時間は、外気温が冬

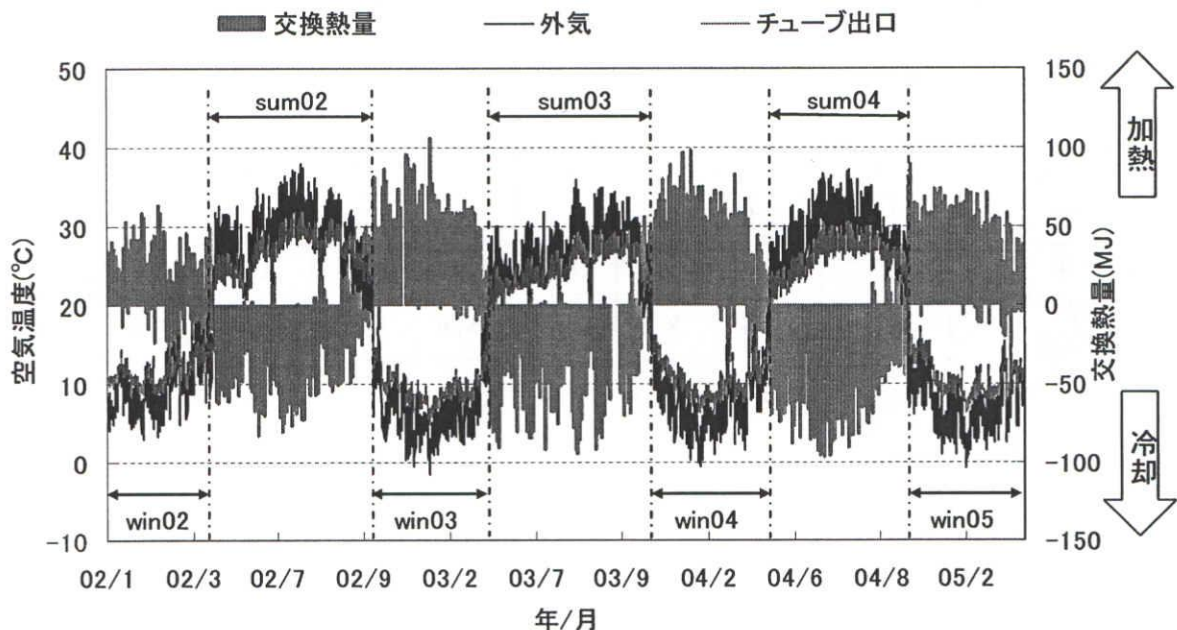


図2-29 実測期間中における取り入れ外気の加熱・冷却熱量(運転時間のみ)

期の場合は13℃以上、夏期の場合は約23℃以下のときに発生しており、この時の外気負荷はほかの運転時間より比較的少なかった、或は、無かったといえ(実測システムの空調

設定温度は、冬期:20℃、夏期:26℃であった)、チューブの負荷低減効果に与える影響は大きくないと考えられる。また、このような運転は、平年に比べて温暖な冬であった2002年の2,3月や冷夏となった2003年の夏において多くなったが、平年並みの気候となったほかの期間においては運転時間の約10%未満の発生しかなかった。

表 2-10 と表 2-11 に実測期間中の各期間におけるシステムの熱交換性能比較を示す。

まず、冬期運転に対して検討すると、各期間(win02, win03, win04, win05)における平均気温はそれぞれ10.7℃, 7.3℃, 8.3℃, 8.2℃であった。また、管内風速の期間平均値は、win02, win03, win04 は約1.5m/s と殆ど同じであり、win05 は1.35m/s となった。これに対してチューブ出入口温度差の期間平均値は、それぞれ1.1℃, 2.0℃, 2.4℃, 2.6℃となり、win02 が最も小さくなっており、この期間の平均気温がほかの期間に比べて高かったからである。また、win03 の平均気温は win02 と win04 に比べて低くなっており、その平均の出入口温度差は最も大きくなるはずであったが、win04 の値(2.4℃)より0.4℃小さくなる結果となった。これは、配管周囲の土壤温度に影響されたものであり、これについては後述する。(図 2-31, pp. 45)

管内風速が1.35m/s とほかより小さかった win05 は、管内風速が遅かったため、管内空気と管表面との接触時間が長くなり、チューブの出入口温度差はほかの期間より最も大きくなった。

期間平均の加熱熱量は、それぞれ19.9MJ/h, 34.6MJ/h, 35.1MJ/h, 30.6MJ/h となり、チューブ出入口温度差の比較結果と同様に win02 の加熱熱量が最も小さかった。また、期間平均最大となったのは win04 であった。ここで、win05 に注目すると、win05 は管内風速が遅かったため、チューブ出入口温度差はほかに比べて最大となったが、この期間は他に比べて、導入される風量が少なくなったため、交換熱量では最大値にならなかった。よって、同じ伝熱面積の条件下で、チューブの出入口温度差を大きくするには、導入風量を小さくするのが有効といえ、また、交換熱量を多く得るには導入風量を大きくする必要があるといえる。

同じく期間積算の加熱熱量は、win02 が約7.9GJ で最も小さく、win04 が約18.8GJ で最も多かった。これに対して、それぞれの冬期の運転中に冷却熱量が生じており、win02, win03, win04, win05 それぞれの冷却熱量は2.4GJ, 0.8GJ, 1.5GJ, 0.5GJ となった。このため、各冬期運転において、負荷低減に有効であった交換熱量は、加熱熱量からこれらの冷却熱量を引いた値となるといえる。また、本研究ではこの交換熱量を「有効取得熱量」と定義し呼ぶこととする。この有効取得熱量は、実測期間中の各冬期の運転期間に対してそれぞれ5.5GJ, 17.4GJ, 17.4GJ, 16.6GJ となり、冬期トータルの有効取得熱量の積算値は約56.8GJ であった。また、冬期平均の有効取得熱量は23.3MJ/h(全冬期の運転時間数2,440時間で除して求めた値)となった。さらに、暖冬であった win02 を除くと、この平均値は27.5MJ/h となった。

実測システムの外気負荷低減効果を評価するために、チューブ未導入時と導入時における外気負荷を算出し比較した。また、外気負荷は、実測建物の空調設定温度を基準にして算出を行った。

実測システムにおける期間最大の外気負荷は、各冬期それぞれ 228MJ/h, 247MJ/h, 199MJ/h, 162MJ/h となっており、チューブ未導入時に比べて小さくなっていることがわかる。このことによって、ピーク負荷に対する削減が可能であったといえ、チューブ未導入時に対する最大負荷減少率は、各期間それぞれ 8.1%, 27%, 26.5%, 28.7%となった。

表 2-10 各冬期運転におけるシステム熱交換性能比較

		win02	win03	win04	win05
		02.01.01- 02.03.31.	02.12.01- 03.03.31	03.12.01- 04.03.31	04.12.01- 05.3.31
運転時間		570	620	630	620
平均外気温度 (°C)		10.7	7.3	8.3	8.2
期間平均管内風速 (m/s)		1.49	1.54	1.53	1.35
出入口温度差 (°C)	最大	5.9	8.2	8.3	7.9
	平均	1.1	2.0	2.4	2.6
冷却熱量 (MJ/h)	最大	40.7	45.0	41.0	26.9
	平均 <sup>注7</sup>	13.3	12.9	15.9	8.5
加熱熱量 (MJ/h)	最大	64.6	106.0	98.9	89.9
	平均 <sup>注7</sup>	19.9	34.6	35.1	30.6
期間積算 交換熱量 (MJ)	冷却	2,387	817	1,450	485
	加熱	7,866	18,244	18,807	17,063
未導入時 外気負荷	最大(MJ/h)	249	338	270	227
	平均(MJ/h)	103	152	137	122
	積算(MJ)	59,538	94,129	86,539	75,729
導入時 外気負荷 (MJ)	最大(MJ/h)	228	247	199	162
	平均(MJ/h)	94	126	110	95
	積算(MJ)	54,068	77,808	69,181	59,151
外気負荷低減	低減量(GJ)	5.5	16.3	17.4	16.6
	ピーク削減率(%)	8.1	27.0	26.5	28.7
	期間トータル <sup>注8</sup> (%)	9.2	17.3	20.1	21.9

注<sup>7</sup> 冷却あるいは加熱が行われた時間数で除して求めた平均値

注<sup>8</sup> チューブ未導入時の外気負荷と導入時の外気負荷に対する期間積算値より算出した値



各冬期運転における外気負荷の削減量は、それぞれ 5.5GJ, 16.3GJ, 17.4GJ, 16.6GJ なり、win04 が最も大きかった。また、外気負荷低減率は、それぞれ 9.2%, 17.3%, 20.1%, 21.9% となり、外気温度の高かった win02 を除くと、実測期間中の冬期運転によって、平均で約 20% の外気負荷削減が可能であったといえる。

ここからは、各夏期運転に対して検討する。また、sum02 においては、02.7.10~9.20 まで欠測期間となり、本検討では主に sum03 と sum04 との比較を行うこととする。

各夏期 (sum02, sum03, sum04) において、期間平均の外気温度はそれぞれ 29.0℃, 27.1℃, 29.2℃ となり、sum03 が冷夏であったことを表している。また、管内風速は、期間平均でそれぞれ 1.55m/s, 1.77m/s, 1.74m/s となった。これに対して、出入口温度差の期間平均値は、それぞれ 2.1℃, 2.1℃, 3.0℃ となった。

表 2-11 各夏期運転におけるシステムの熱交換性能比較

		sum02	sum03	sum04
		02.06.01- 02.09.31	03.06.01- 03.09.31	04.6.01- 04.9.31
運転時間		860	870	740
平均外気温度 (℃)		29.0	27.1	29.2
期間平均管内風速 (m/s)		1.55	1.77	1.74
出入口温度差 (℃)	最大	6.7	6.7	7.0
	平均	2.1	2.1	3.0
冷却熱量 (MJ/h)	最大	83.3	95.0	97.2
	平均 <sup>7)</sup>	32.4	36.2	43.7
加熱熱量 (MJ/h)	最大	50.3	56.5	37.9
	平均 <sup>7)</sup>	16.8	17.5	14.9
期間積算 取得熱量 (MJ)	冷却	23,004	26,305	30,110
	加熱	2,443	1,615	702
未導入時 外気負荷	最大 (MJ/h)	155	144	171
	平均 (MJ/h)	57	50	61
	積算 (M)	37,239	23,234	36,249
導入時 外気負荷	最大 (MJ/h)	78	56	73
	平均 (MJ/h)	31	22	25
	積算 (MJ)	17,174	5,558	10,628
外気負荷低減	低減量 (GJ)	20.1	17.7	25.6
	ピーク削減率 (%)	49.5	61.5	57.0
	期間トータル <sup>8)</sup> (%)	53.9	76.1	70.7

また、ほぼ同じ管内風速での運転となった sum03 と sum04 のチューブ出入口温度差を比較すると、sum03 が 0.9℃小さくなっており、sum03 の期間平均気温が低かったことが原因と言える。

各夏期運転における冷却熱量を比較すると、期間平均でそれぞれ 83.3MJ/h, 95.0MJ/h, 97.2MJ/h となり、期間積算の冷却熱量は、23GJ, 26.3GJ, 30.1GJ と sum04 が最も多かった。また、夏期の運転においても負荷低減効果に反する加熱熱量が発生しており、各夏期運転期間の有効取得熱量の積算値はそれぞれ 20.6GJ, 24.7GJ, 29.4GJ となり、夏期トータルの有効取得熱量は約 74.7GJ であった。また、夏期平均の有効取得熱量は 30.2MJ/h となった。さらに、各夏期運転によって低減できた外気負荷は、sum02, sum03, sum04 それぞれ 20.1GJ, 17.7GJ, 25.6GJ となり、冷夏であった sum03 を除いた夏期の外気負荷低減率は、期間平均で 73.4%となった。ここで、各夏期の有効取得熱量は外気負荷低減量よりも大きくなっている。これは、チューブにより得られた有効取得熱量は外気負荷の全量を処理し、さらに室内冷房負荷も一部低減できる運転時間があったことを意味する。

以上より、チューブの導入によって達成できた実測建物の空調システムにおける外気負荷あるいは空調負荷(夏期運転時)の低減効果について検討した。また、冬期(win02, win03, win04, win05)と夏期(sum02, sum03, sum04)の各期間におけるチューブの熱交換性能は外気温度と管内風速によって変動していることを確認した。

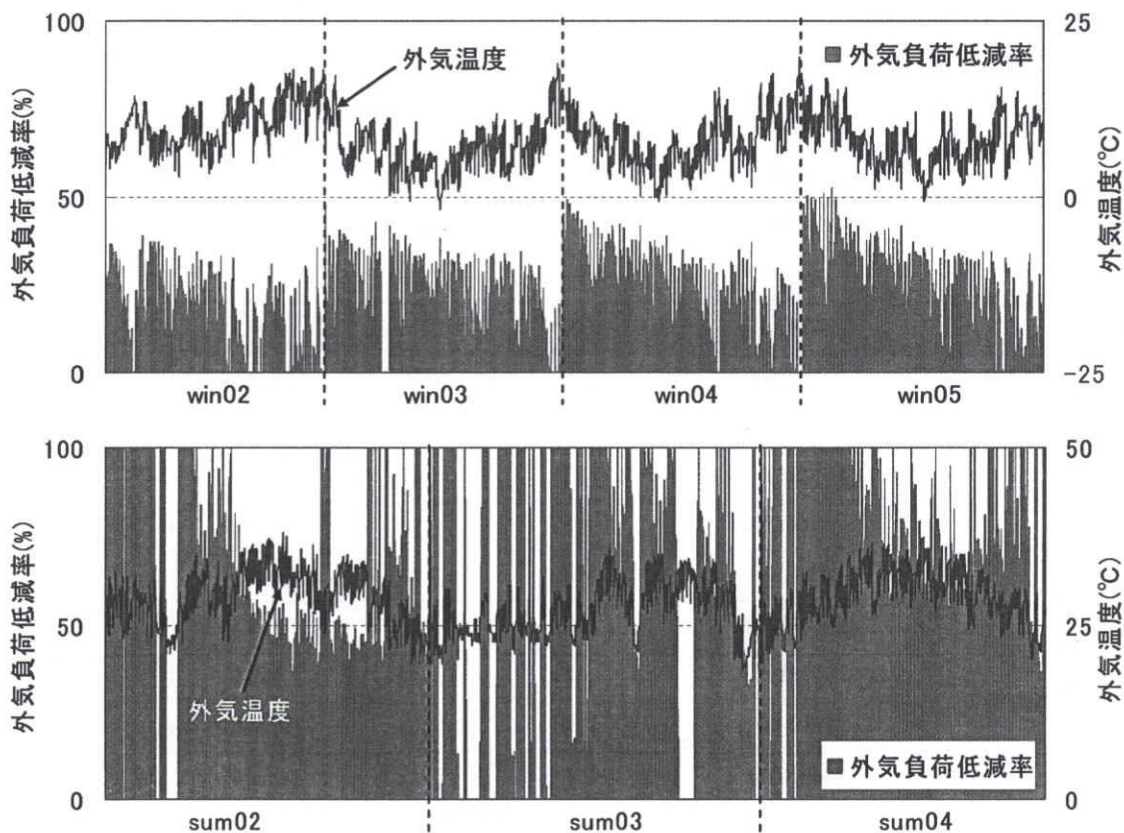


図 2-30 冬期(上図)と夏期(下図)における外気負荷低減率変化

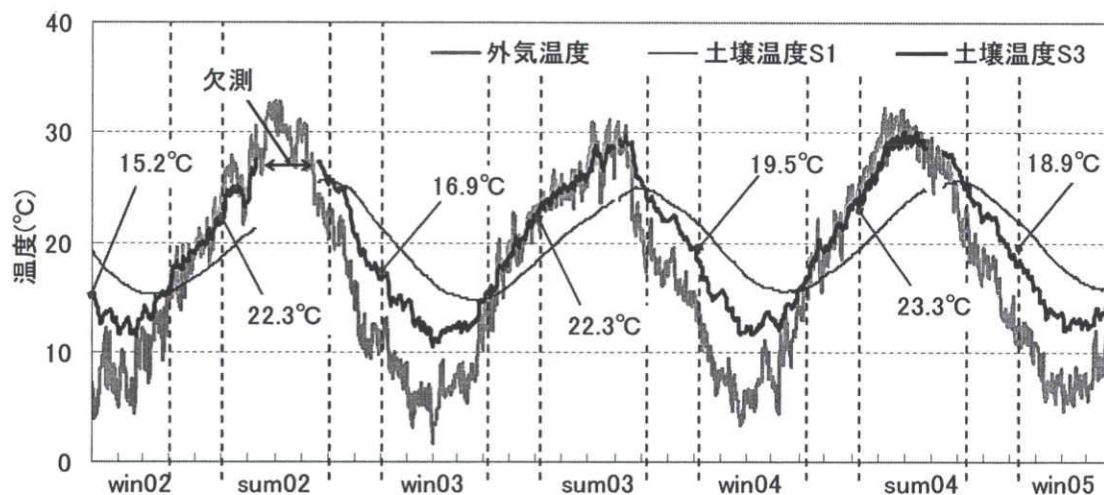


図 2-31 実測期間中におけるチューブ間土壌温度の経時変化

そこでここでは、チューブの熱交換性能の変動要因について考察する。また、チューブの熱交換性能は、実測システムの外気負荷低減率を用いて表す。図 2-30 に冬期と夏期における外気負荷低減率の経時変化を、図 2-31 に実測期間中における外気温度と土壌温度経時変化を示す。まず、冬期(図 2-30 上図)において、各期間の外気温度の経時変化に対して、外気負荷低減率は、各期間の終盤に向かって下がっていく傾向を示した。これは、図 2-31 に示すように、期間平均外気温度と期間平均土壌温度(図 2-8 中の S3)との温度差が冬期の終盤のほうにいくにつれ小さくなったためである。

さらに、冬期運転の各初日のチューブ周囲土壌温度は、win02, win03, win04, win05 それぞれ 15.2°C, 16.9°C, 19.5°C, 18.9°C となっており、これは、中間期(10, 11 月)の外気温度の影響であるといえる。この土壌温度の違いがチューブの熱交換性能に影響を与えたものと考えられる。

夏期(図 2-30 下図)に対しても、外気負荷低減率は、期間の終盤にいくにつれ小さくなる傾向を示した。一方、sum02 の後半において、外気負荷低減率は約 50% 以下となる時間帯が多く見られるのに対して、sum03 のほうは、比較的高い負荷低減率を示した。これは、sum02 は外気温度が 26°C を超える時間帯ははじめから観測されていることに対して、sum03 のほうは、前半 26°C を超える時間帯は小さく、比較的低い温度が続いたからであると考えられる。このことから、sum03 は、sum02 に比べてチューブの性能面で、有利な状況であったといえ、その要因は低い外気温度とそのパターンであると考えられる。

このことから、チューブの熱交換性能は外気温度とその経時変動のパターン、そして外気温度により形成される管周囲土壌温度によって変動することが示された。

以上の検討結果より、実測期間中におけるチューブの導入効果をまとめて表 2-12 に示す。また、表中に示す成績係数は以下の式を用いて算出した。

$$\text{成績係数, COP (-)} = \frac{\text{省エネルギー量 (GJ)}}{\text{送風ファン動力増加 (GJ)}} \dots\dots\dots \text{式 2-1}$$

ここに、分子の省エネルギー量は、実測システムの外調機の省エネルギー量となり、チューブの導入によって得られた有効取得熱量から算出する。外調機の熱源は、冬期と夏期ともに、吸収式冷温水発生機を用いると仮定し、暖房(0.85)と冷房(1.04)運転時の COP をそれぞれ与えて省エネルギー量算出を行った。また、分母は、チューブの導入によって生じる送風ファン動力の増加量であり、ファンの電力消費増加量を一次換算(1kWh=9.83MJ<sup>注9)</sup>した一次エネルギー量である。

今回検討を行った実測期間、2002年1月1日から2005年3月31日までの本システム運転に対して、建物の空調負荷低減に有効であった取得熱量は、約132GJとなり、期間全体の外気負荷低減率は28.8%となった。また、チューブシステムの導入によって得られた省エネルギー効果は、ガス消費量で換算すると、約137GJとなった。これに対して、チューブによって増加した外調機送風ファン動力は実測期間全体で約10GJとなり、実測システムの成績係数はトータルで14.0と高い算出結果が得られた。

表 2-12 実測期間中における本システムの成績係数

	有効取得 熱量 (GJ)	外気負荷 低減率 (%)	FAN 動力 増加量 <sup>注10</sup> (GJ)	省エネ量 <sup>注11</sup> (GJ)	成績係数 (-)
冬期	56.8	17.6	2.8	71.7	25.6
夏期	74.7	65.5	4.1	65.6	16.0
中間期 <sup>注12</sup>	-	-	2.9	-	-
実測期間全体	131.5	28.8	9.8	137.3	14.0

注<sup>9</sup> 省エネルギー法, H15.4.1 改正

注<sup>10</sup> 2.4.2 項に述べた方法で算出した電力消費量であり、一次換算した値である。

注<sup>11</sup> 実測システムの熱源である吸収式冷温水発生機のシステム COP を用いて算出したガス消費量の削減量である。

注<sup>12</sup> 実測システムは中間期において空調を停止し換気のみを行うため、チューブの取得熱量は考慮せず、FAN 動力増加量のみを考慮した。



## 2.5.2. 経済性評価

ここでは、実測システムのチューブ導入におけるイニシャルコストと導入によって得られた効果をもとに経済性評価を行う。また、その評価指標として、イニシャルコストに対する単純回収年数を用いる。

クール/ヒートチューブシステムは、配管を地中に埋設し、そこに取り入れ外気を通して冷熱/温熱を得る比較的単純なシステムとなっており、メンテナンスなどのランニングに対する費用発生は殆どないといえる。また、塩化ビニル管はその耐用年数が50年以上とされており、建物のライフサイクル内での取替えなどの更新は必要としない。

このことから、チューブの導入にかかわる費用は、イニシャルコストのみと考えることができる。また、このイニシャルコストとしては、主に配管材料費と埋設のための掘削・埋め戻し費用、施工に関する人件費などが挙げられる。

表 2-13 に実測システムのチューブ導入にかかったコストの内訳を示す。この中には、掘削・埋め戻しにかかった費用は入っていないが、これは、チューブの埋設有無にかかわらず、基礎工事のために掘削・埋め戻し工事が必要であったことやチューブ埋設と基礎工事のための掘削・埋め戻し工事における作業内容が重なる部分が多くあると考えられたからである。このように、チューブ埋設にかかわる掘削工事は、建築の基礎工事と重複されることが多く、また掘削工事が発生してもその量は基礎工事の掘削量に比べて比較的少ない。また、今回の実測システムのように、複数の配管を埋設した場合においても、掘削量の大きな増大をもたらすことはなかったといえる。

配管材料としては、安価で施工の容易さから塩化ビニル管(VU)を使用しており、コスト軽減を図った。また、配管材費用と人件費を比較するとその比率は、1:1.17となっており、導入コストの大きな部分を人件費が占めていることがわかる。これは、今回使用した配管は、その施工がほかの管材と比較して容易とされながらも、管径が0.5mと比較的大きく、ほかの導入例に比べて施工量が大きくなったためと考えられる。

以上のことから、実測のチューブシステムにおけるイニシャルコストは、チューブ1m当たり約3万円となり、総額約10.8百万円となった。

表 2-13 クール/ヒートチューブの工事費用例(チューブ1m当り)

材料	内容	数量	単価	金額	
配管材料	塩ビ管(VU)	φ500	1.05 m	9,630	10,111
	継手	管単価*0.15	1 式	-	1,445
	接合材等	管単価*0.1	1 式	-	963
配管工	-	0.808 人	18,200	14,705	
その他	(材+労)*10%	1 式		2,722	
合計(円/m)	給気配管工事	1 m	-	29,946	

ランニングコストに関してはチューブによって生じる省エネルギー量(コスト削減)と送風ファンの動力増加による電力消費量増加(コスト増加)を考慮する必要があると考えられる。

まず、実測システムのチューブによって得られた省エネルギー量からランニングコストの削減量を算出する。削減量算出は、表 2-14 に示す実測システムの熱源機器の条件を与え、チューブの有効取得熱量とファン動力増分は実測期間中の年平均値を用いた。

表 2-15 に実測システムのランニングコストの削減量算出結果を示す。なお、本検討のため、一年(1月1日～12月31日)ごとにランニングコストの算出を行い、2005年の運転実績(2005年1月1日～3月31日)は省略する。ガス消費削減量は、チューブの有効取得熱量を熱源のCOPとガスの熱量換算係数で除して求めた。また、ランニングコストの削減量は、このガス消費削減量に従量料金単価<sup>注13</sup>を乗じて求めたものであり、契約使用量の削減は考慮していない。

この結果から、実測システムはチューブを導入したことより2002年には約2.8万円のランニングコストの削減ができたといえる。また、送風ファンの動力増加量は約286kWhとなり、これを電力料金<sup>注14</sup>に換算すると、年間で約3.1千円のランニングコスト増加となった。よって、実測システムのチューブを導入したことによって年間で約2.5万円のランニングコストの純粋な削減が可能となり、チューブシステムのインシャルコストに対する単純回収年数は425年となる。同じように2003年と2004年の運転実績から算出された単純回収年数はそれぞれ316年、294年となった。

表 2-14 実測システムの熱源機器条件

吸収式冷温水発生器	暖房	冷房
能力	127kW	105kW(30USRT)
ガス消費熱量	148.8kW	100.5kW
動力	5.85kW	8.9kW
COP	0.85	1.04

表 2-15 実測システムのランニングコスト削減額

	年間の有効取得熱量	ガス消費削減量	ランニングコスト削減額(円/年)		
			削減	増加	計
2002年	32.4GJ	732m <sup>2</sup>	28,490	3,133	25,357
2003年	42.9GJ	982m <sup>2</sup>	38,191	4,048	34,143
2004年	45.6GJ	1,029m <sup>2</sup>	40,023	3,312	36,712

注<sup>13</sup> 東邦ガス、空調用A契約(1種)：38.9円/m<sup>3</sup>

注<sup>14</sup> 中部電力、業務用(6kV)：10.94円/kWh

このような結果は、他の自然エネルギー利用システムと同様に、投資費用におけるペイバックを考慮する経済的評価では非常に不利な結果となる。しかし、冒頭にも述べたように、京都議定書が発行されたことを受け、CO<sub>2</sub>排出量低減に対する取り組みがより強く求められており、総建設費用(実測建物の場合、約15億円であった)の数パーセントにあたるイニシャルコストに注目した評価だけでは、チューブシステムの有効性は十分評価されないと考えられる。

また、国が提示している京都議定書目標達成計画<sup>注15</sup>の中には、地球温暖化対策の基本的考え方として、「環境と経済の両立に資するような仕組みの整備・構築を図る」と記されており、環境負荷の少ない健全な経済の発展や質の高い国民生活の実現を図りながら温室効果ガスの排出を削減すべく、省エネ機器の開発・普及、エネルギー利用効率の改善、技術開発の一層の加速化、環境意識の向上に加え、広範な社会経済システムの転換を伴う地球温暖化対策を大胆に実行すると提言している。

従って、今後、温室効果ガス削減目標達成に向けた政策の強化や社会経済的施策の推進が期待され、チューブシステムを含む自然エネルギー利用手法の導入に関する経済的負荷は軽減されると予想される。

---

注<sup>15</sup> 京都議定書目標達成計画, 地球温暖化対策推進本部, 2005年4月28日

### 2.5.3. 環境保全性評価

ここでは、実測システムの環境保全性能について評価を行う。本論では、CO<sub>2</sub>排出削減量を評価指標とし、チューブの導入により生じるCO<sub>2</sub>排出量とチューブの導入により得られる省エネルギー量をもとにCO<sub>2</sub>排出削減量を検討する。

クール/ヒートチューブシステムの導入により生じるCO<sub>2</sub>排出量算出を行う際、その考慮対象として、配管の製造、運搬、施工、そして廃棄処理に関する排出量が考えられる。チューブ施工の内容としては、主に土の掘削/埋め戻し、配管接合等があげられるが、掘削/埋め戻しについては2.5.2項で述べたように、建築の基礎工事と重なることが多いと考えられる。また、配管の接合作業に関しては、特殊な工法を使わない限りそのCO<sub>2</sub>排出量は非常に少ないといえる。このことから、チューブ施工に関するCO<sub>2</sub>排出量はわずかであり、無視できると仮定する。

表 2-16 に実測システムの配管材となった塩化ビニル管の製造及び廃棄処理と輸送におけるCO<sub>2</sub>排出量原単位を示す。また、表中の塩ビ管の製造及び廃棄処理に関するCO<sub>2</sub>排出量原単位は、図 2-32 に示す塩化ビニル樹脂の生産から廃棄処理までの全過程を含んでおり、廃棄処理は埋立を想定している。さらに、表中のリサイクル率は、塩化ビニル樹脂の再利用率を示す。

表 2-16 塩化ビニル管の製造および廃棄処理におけるCO<sub>2</sub>発生量原単位<sup>40)</sup>

CO <sub>2</sub> 排出項目		CO <sub>2</sub> 排出量原単位 (kg-CO <sub>2</sub> /ton)
塩化ビニル管 製造・廃棄処理	塩化ビニル管 (リサイクルなし)	1,488
	塩ビ再生管 (リサイクル率 50%)	1,092
	塩ビ再生管 (リサイクル率 100%)	483
輸 送 <sup>41)</sup>		79.7

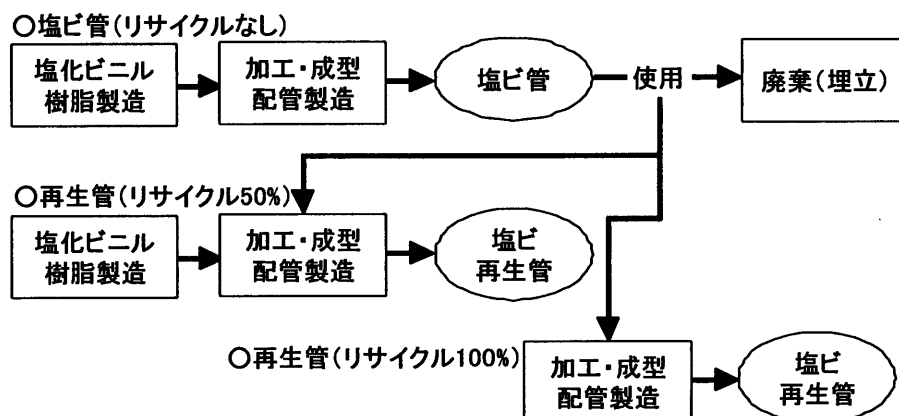


図 2-32 塩化ビニル管の生産工程



表 2-17 に実測システムのチューブ導入により発生した CO<sub>2</sub> 排出量の算出結果を示す。リサイクルなしの塩ビ管を使用した場合の CO<sub>2</sub> 発生量は約 20 トンであり、リサイクル 50% の再生塩ビ管を使用の場合は約 15 トン、リサイクル 100% の再生塩ビ管を使用の場合は約 7 トンとなった。

表 2-18 に実測システムのチューブ導入によって削減できた CO<sub>2</sub> 排出量の算出結果を示す。また、CO<sub>2</sub> 排出量は、チューブの有効取得熱量から算出したガス消費量削減量にガスの CO<sub>2</sub> 排出原単位<sup>注16</sup>を乗じて求めた。さらに、送風ファンの電力増分に対する CO<sub>2</sub> 排出量増加<sup>注17</sup>も考慮に入れた。その結果、チューブシステムの導入によって削減できた CO<sub>2</sub> 排出量は 2002 年に年間で約 1.8 トンとなった。よって、塩化ビニル管(リサイクルなし)を採用した場合、実測システム運転の 12 年目以降は、チューブの導入に係わる CO<sub>2</sub> 排出量を上回る削減が可能となることがわかる。また、塩ビ再生管(リサイクル 50%, 100%)を採用した場合にはそれぞれ 9 年目、4 年目以降からは、純粋な CO<sub>2</sub> 排出量削減運転となるといえる。

同じように 2003 年と 2004 年において、塩化ビニル管(リサイクルなし)を採用した場合、純粋な CO<sub>2</sub> 排出量削減運転となる期間は、それぞれ 9 年目、8 年目の運転から可能となる算出結果となった。また、2002 年の冬期(2004 年 1 月～3 月)は暖冬で、2003 年の夏期(2003 年 6 月～9 月)は冷夏であったことを考えると、平年並みの外気条件(2004 年)下では最大 8 年目以降の運転からは純粋な CO<sub>2</sub> 排出削減が可能であると言える。

表 2-17 実測システムの導入により発生した CO<sub>2</sub> 排出量

CO <sub>2</sub> 排出量 (kg-CO <sub>2</sub> )		塩化ビニル管 (リサイクルなし)	塩ビ再生管 (リサイクル 50%)	塩ビ再生管 (リサイクル 100%)
配管材総重量 (ton)		12.7		
排出量	輸送	1,012		
	配管材料製造・廃棄	18,910	13,877	6,138
	合計	19,922	14,889	7,150

表 2-18 実測システムの導入により削減できた年間 CO<sub>2</sub> 削減量

	年間の 有効取得熱量	年間 CO <sub>2</sub> 排出削減量 (kg-CO <sub>2</sub> /年)		
		削減	増加	計
2002 年	32.4GJ	1,944	162	1,782
2003 年	42.9GJ	2,606	209	2,397
2004 年	45.6GJ	2,731	171	2,560

以上のことより、実測システムのチューブは環境負荷低減に対して、十分な効果を発揮できることが示された。

注<sup>16</sup> 建物の LCA 指針, 天然ガスの CO<sub>2</sub> 排出原単位: 57.7g-CO<sub>2</sub>/MJ

注<sup>17</sup> 建物の LCA 指針, 業務用電力の CO<sub>2</sub> 排出原単位: 564g-CO<sub>2</sub>/kWh

## 2.6. 第2章のまとめ

本研究の実測対象となった建物の概要とそこに導入されたクール/ヒートチューブシステムの概要を示した。この建物は保健予防対策、健康づくり及び福祉サービスを市民に提供する目的で建設され、人と環境にやさしい建物を基本概念としている。また、この施設は、様々な自然エネルギー利用手法が導入されており、クール/ヒートチューブもその一環として導入された。本建物は、全外気方式の空調システムとなっており、その外気負荷低減を目的にチューブシステムが導入された。チューブシステムは管径0.5mの塩化ビニル管9本が用いられ、敷地面積、掘削コスト、必要外気量及び十分な長さを確保するため、配管径よりも狭い隣接間隔で、2度曲がりをもつ配管形態により建物下部に埋設された。

本研究では、上記のチューブシステムを対象に、竣工直後から実測を行っており、外気温度/湿度および管内空気温度、管周囲土壌温度、管内風速等に対して計測している。また、2001年1月1日から3年間にわたる実測結果を示し、分析を行った。

実測期間中、チューブシステム内に導入された外気量は、最大で約17,359CMH、平均で約9,920CMHであった。これに対して、チューブを導入したことによって外調機の送風ファンにかかる静圧は、最大66.4Pa/台、平均で約23Pa/台と算定された。

チューブシステムによって得られた取り入れ外気の加熱/冷却効果は、冬期平均で約2℃、夏期平均で約2.4℃となった。また、9本の配管が狭い間隔で配置されたことから、配管密集部の配管、T3の熱性能はほかに比べて小さくなったことを確認した。しかし、3年間のシステム運転に対して、冬期には加熱効果を、夏期には冷却効果を安定して得ることができ、近接配管による多少の影響は生じたものの、外気負荷低減に対して十分な性能を発揮できると判断された。

また、実測期間中のシステムの総運転時間7,380時間に対して、約25時間においては、管内での結露発生は確認されたが、その発生時間数は全体の運転時間に対してわずかであり、管内結露発生によるシステムへの影響は殆どないと判断された。また、実測システムのチューブは管内結露水によるカビ発生、衛生上の問題などを引き起こす可能性は非常に少ないことが示された。

実測システムのチューブは、9本の配管がその配管径よりも狭い間隔で配置されており、管相互の熱的影響による熱性能の不具合が懸念されたが、管周囲土壌温度に対する年周期変動から、チューブの熱交換に有効な土壌の熱容量は十分であると判断され、本システムの安定した運転が行われるという見知を得た。

また、実測結果をもとに、省エネルギー性、経済性、環境保全性の観点からチューブシステムの運転性能について評価を行った。

省エネルギー性評価では、その評価指標として、外気負荷低減量、そして、チューブシステムの有効取得熱量と送風ファン動力増分を考慮したシステム成績係数(COP)を用いた。実測期間中、チューブシステムの導入によって得られた期間積算の有効取得熱量は、冬期に56.8GJ、夏期に74.7GJとなった。この有効取得熱量は、システムの外気負荷あるいは空調負荷低減に寄与し、チューブ未導入時の外気負荷に対して冬期平均で17.6%、夏期平均で65.5%の削減が可能であった。また、チューブシステムは、有効取得熱量を得る際に、送風ファン動力の増分を必要としたため、システム成績係数(送風ファン動力増分に対する単位有効取得熱量, COP)の算出を行った。その結果、実測システムの成績係数は実測期間全体で14.0と高い算出結果が得られた。

経済性評価では、チューブシステムの初期費用に対する単純回収年数を評価指標として検討した。

チューブシステムのインシャルコストは、主に配管材料費と埋設のための掘削・埋め戻し費用、施工に関する人件費などを挙げられる。また、掘削・埋め戻し工事は建築の基礎工事と重複されることが多く、今回実測対象となったチューブシステムにおいても、その費用は発生しなかった。このため、チューブのインシャルコストは主に、管材料と施工に関する人件費となると考えられる。

実測システムの導入にかかわるインシャルコストは、約10.8百万円であり、チューブの有効取得熱量から算出したガス消費の削減量をもとに算出したランニングコストの削減額は2002年に2.5万円、2003年に3.4万円、2004年に3.7万円となり、インシャルコストに対する単純回数年数はそれぞれ425年、316年、294年となった。このような結果は、他の自然エネルギー利用システムと同様に、投資費用におけるペイバックを考慮する経済的評価では非常に不利な結果となる。しかし、CO<sub>2</sub>排出量低減に対する取り組みがより強く求められており、総建設費用(実測建物の場合、約15億円であった)の数パーセントにあたるインシャルコストに注目した評価だけでは、チューブシステムの有効性は十分評価されないと考えられる。

また、国の地球温暖化対策の基本的考え方として、「環境と経済の両立に資するような仕組みの整備・構築を図る」と記されており、今後、温室効果ガス削減目標達成に向けた政策の強化や社会経済的施策の推進が期待され、チューブシステムを含む自然エネルギー利用手法の導入に関する経済的負荷は軽減されると予想される。

環境保全性評価では、CO<sub>2</sub>排出削減量を評価指標とし、システムの導入により生じるCO<sub>2</sub>排出量とシステムの導入により得られる省エネルギー量をもとにCO<sub>2</sub>排出削減量を検討した。

システムの導入にかかわるCO<sub>2</sub>排出は、配管材料の製造と施工に対する排出を考慮することができるが、施工については、主に配管の接合作業になると考えられるため、特殊な工法を使わない限り、そのCO<sub>2</sub>排出量は非常に少ないといえる。よって、チューブシステムの導入にかかわるCO<sub>2</sub>排出量は、配管材の製造と輸送段階で排出される量のみを考慮することによいと判断した。

実測システムの導入に係わるCO<sub>2</sub>排出量、約19.9ton-CO<sub>2</sub>に対して、システムの運転により削減可能となった排出量は2002年、2003年、2004年のシステム運転期間それぞれ1.8、2.4、2.6ton-CO<sub>2</sub>/年となり、最大で12年目以降のシステム運転からは純粋なCO<sub>2</sub>排出運転が可能であることを試算結果から確認できた。また、原材料をリサイクルして製造された塩ビ管を採用した場合、純粋なCO<sub>2</sub>排出運転が可能となる運転年数はこれより短くなり、リサイクル率50%、100%それぞれ最大で6年、8年となった。

近年、建物の性能評価において、ライフサイクルCO<sub>2</sub><sup>42)</sup>(LCCO<sub>2</sub>)による評価が普及しつつあり、また建築物総合環境性能評価システム<sup>43)</sup>(CASBEE)が開発され実施されつつあることを踏まえれば、上記の運転性能評価の結果から、実測したチューブシステムは十分な有効性を持っているといえる。

## 第 3 章

# 複数管型クール/ヒートチューブ の数値モデル化

### 第3章 複数管型クール/ヒートチューブの数値モデル化

#### 3.1. クール/ヒートチューブの熱交換性能予測モデル

##### 3.1.1. 性能予測モデルにおける既往の研究レビュー

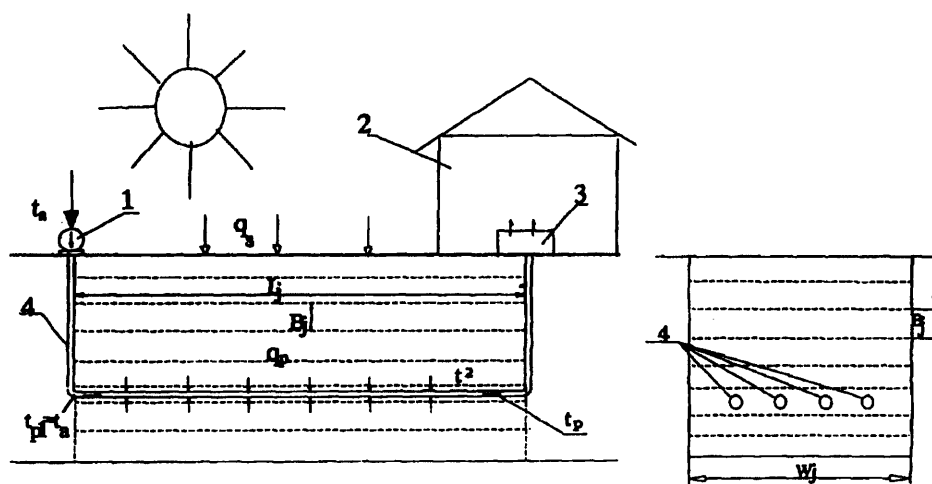
クール/ヒートチューブの熱交換性能を予測するため、既往の研究では多くの解析モデルが提案されている。また、解析に要する計算量を減らすため、1次元や2次元座標系に基づく簡易計算モデルや性能予測手法、そして性能予測近似式などが提案されてきた。

木村ら<sup>37)</sup>(1984.)、M.Santaomourisら<sup>44)</sup>(1986.)、Rodriguezら<sup>45)</sup>(1988.)はチューブの出口温度と土壌温度予測のために1次元座標系による簡易解析予測モデルを作成した。また、銚井ら<sup>23)</sup>(1996.)、谷本ら<sup>46)</sup>(1992.)、中島ら<sup>36)</sup>(1982.)、G.Schillerら<sup>47)</sup>(1982.)は2次元の極座標系、あるいは、円周座標系による数値解析モデルを提案した。

これらのモデルはチューブの長さ方向(導入外気の流れ方向)や管周囲土壌の熱伝導による伝熱を定常解析しており、チューブシステムの詳細な伝熱作用を再現するには限界がある。さらに、解析の対象を単管型チューブとしており、本システムのように近接配管を有する複数管型チューブに対しては適用できない。

一方、複数管型チューブを解析対象とした研究例があり、M.Bojicら<sup>9)</sup>(1997.)、安積ら(2001.) C.Gauthierら<sup>48)</sup>(1997.)は、複数管からなるチューブシステムの数値解析モデルを作成した。

図3-1にM.Bojicらによる性能予測モデルの概要を示す。図のように土中解析領域は地表面から地中深度方向のみに対してセル分割しており、各土壌セルの水平方向の伝熱



. Schematic of an earth-to-air heat exchanger. (1) fan; (2) heated building; (3) air heating device; (4) heat exchanger pipes.

図 3-1 M.Bojic らによる性能予測モデルの概要

は考慮していない簡易モデルとなっている。さらに、4本のチューブは図のように単一の土壌セルとして取り扱っており、チューブ間の相互影響は評価できない。

図 3-2 に安積らによる性能予測モデルの概要を示す。このモデルは3次元系に基づいてチューブの長さ方向や管周囲土壌内の熱伝導について有限差分法により解いており、チューブ間の相互影響は評価できる。

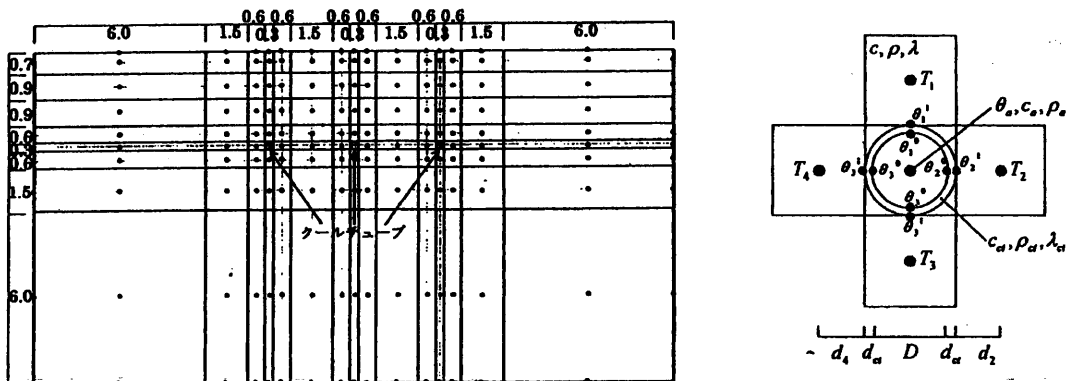


図 3-2 安積らによる性能予測モデルの概要

図 3-3 に C. Gauthier による性能予測モデルの概要を示す。このモデルは地中蓄熱温室における地中熱交換/蓄熱パイプの性能予測のために作成され、チューブ周囲の伝熱を詳細に考慮している。なお、解析セルの刻みをチューブの直径よりも小さくとっており、チューブの配管間隔や配置形態を変更するなど、多様な設計条件に対して柔軟性をもっていると考えられる。この解析モデルはチューブ断面を円形から正方形に置き換えて、

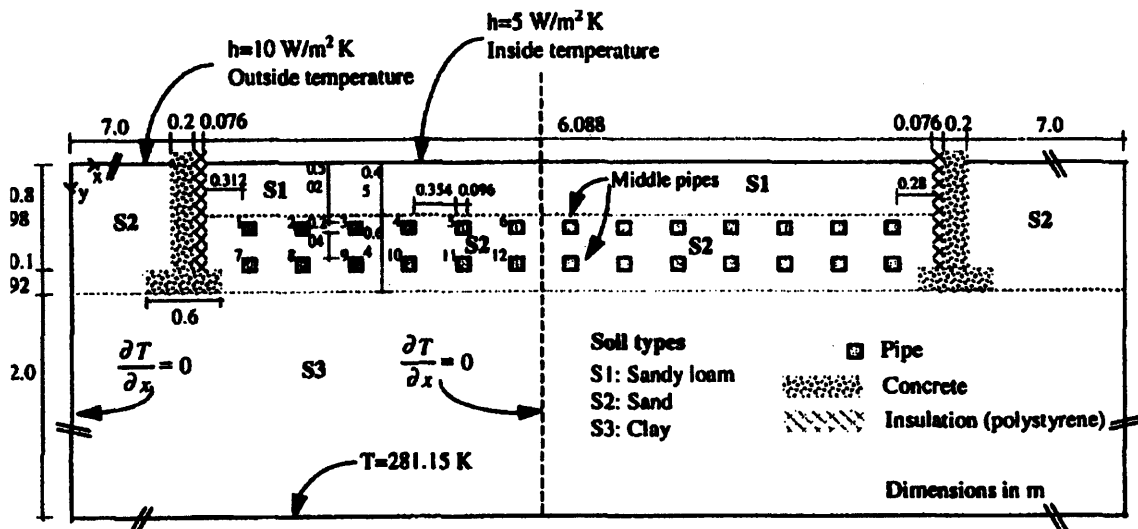


図 3-3 C. Gauthier らによる性能予測モデルの概要

モデルの単純化を図っており、この単純化によるチューブ表面積の相違を管内熱伝達係数に補正ファクタ(円形チューブの円周と正方形チューブの酋長の割合)をかける工夫をして補正を行った。しかし、本研究にて対象としている複数管型チューブシステムにおいては、管内熱伝達係数および伝熱面積が熱性能を決める重要な要素であり、さらに、近接配置されている各チューブに対して、断面形の置換えにより生じるチューブ間距離の相違を補正する必要がある。



### 3.1.2. 数値解析モデル

3.1.1 項の既往の研究で提案された性能予測モデルのレビュー結果に踏まえて、本システムの数値解析モデル化を行った。複数の熱交換チューブからなる本解析対象システムは、比較的狭い配管間隔により埋設されており、チューブ間の隣接間隔はその管径(0.5m)よりも狭い。このため、管相互に熱的干渉が生じ、チューブの熱交換性能はこれに大きく影響される。よって、本システムの解析モデルは、チューブ間および管周囲土壤の熱伝導による伝熱を詳細に考慮できるものである必要があると考えられる。

本解析対象システムは、チューブ断面が円形で、さらに配管経路は曲がっており、モデル化は複雑となる。このために、以下に示す仮定に基づいて本解析対象システムに対して単純化を行った。

- 1) 解析対象は本チューブシステム及び周囲土壤(地盤)とする。
  - 2) チューブ周囲土壤(地盤)の伝熱性状解析には3次元単純熱伝導を用いる。
  - 3) チューブ内へ導入される空気の熱伝達は対流と移流のみを考慮する。
  - 4) 各チューブは管内表面積(伝熱面積)を実状と揃えた直線配管とする。
  - 5) チューブ断面は同じ周長を持つ正方形に置き換え、円形断面と同じ風量を与える。
- なお、チューブ間土壤の体積が等しくなるようにチューブ間の距離を調整する。

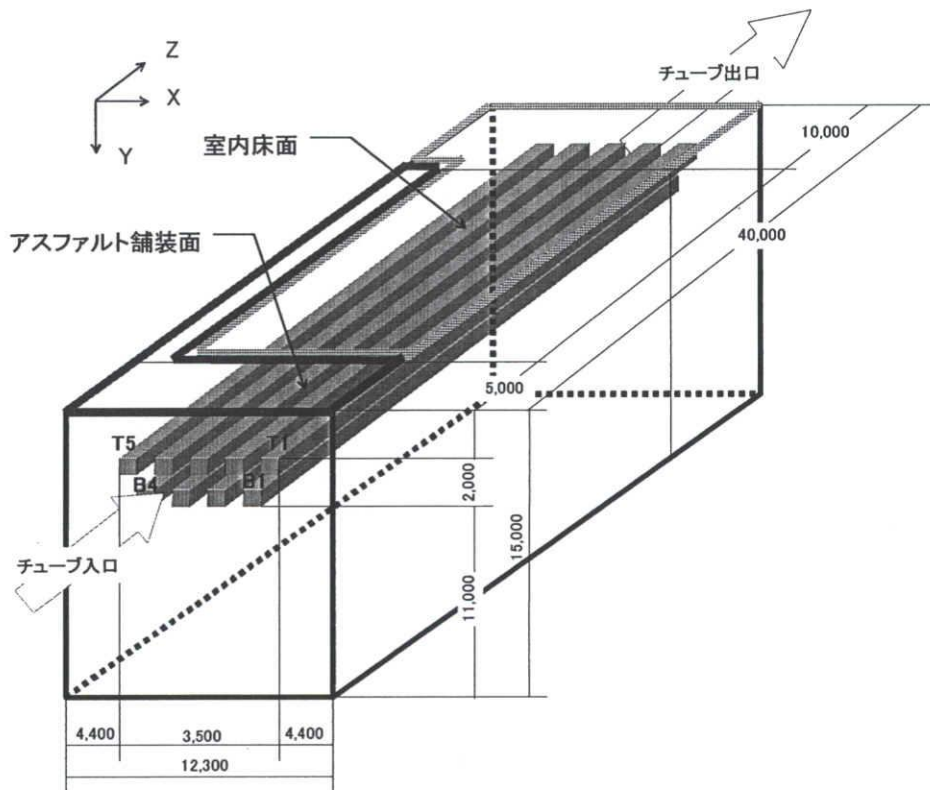


図 3-4 解析対象概要

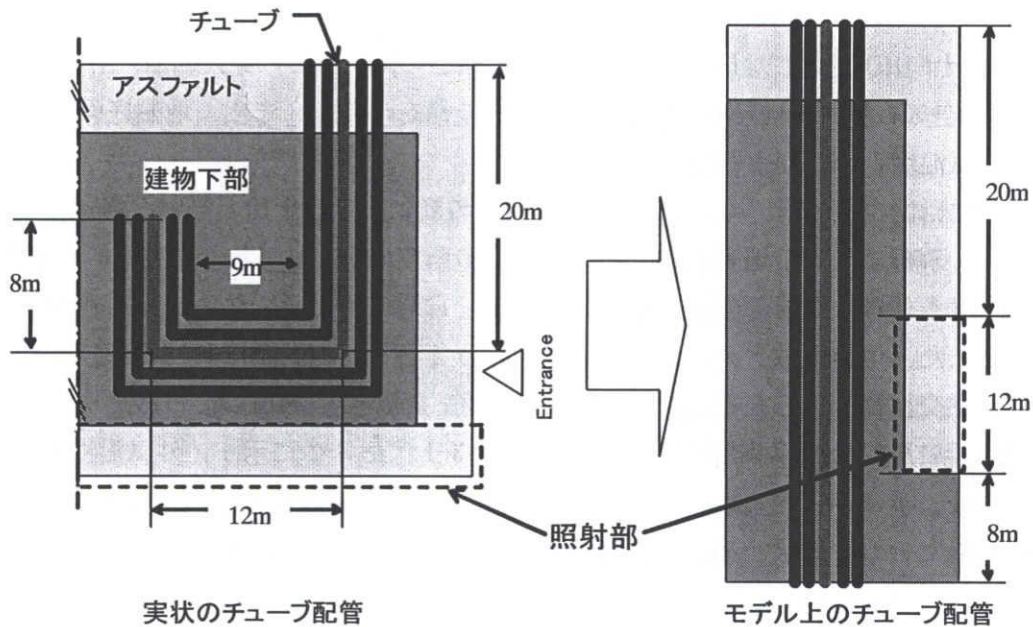


図 3-5 地上部における境界条件の概要

図 3-4 に解析対象概要を示す。図のように円形のチューブを 0.4m 角の正方形断面のチューブに置き換えた。また、図 3-5 に示すように、2 度曲がりをもつ本システムチューブの配管経路を直線配管に変換させた。各チューブの長さは 40m であり、チューブの表面積は  $70.1\text{m}^2$  で実状と同じである。また、J 字型の配管を直線配管に変換させる際、地上部の建物領域とアスファルト領域を図のように変えて近似し、チューブ曲がり部の相互影響は無視することとした。

さらに、チューブ断面を正方形に置き換える際、チューブ間土壌の体積が等しくなるようにチューブ間の中心間隔を図 3-6 のように調整した。これはチューブ断面を正方形に置き換えると相互のチューブが面している側面の距離が変わる。すなわち、チューブに影響する土壌の熱容量が変わることになる。また、本システムのように、チューブの近接している場合においてはその影響が大きくなると考えられるため、チューブ間土壌の体積が等しくなるようにした。

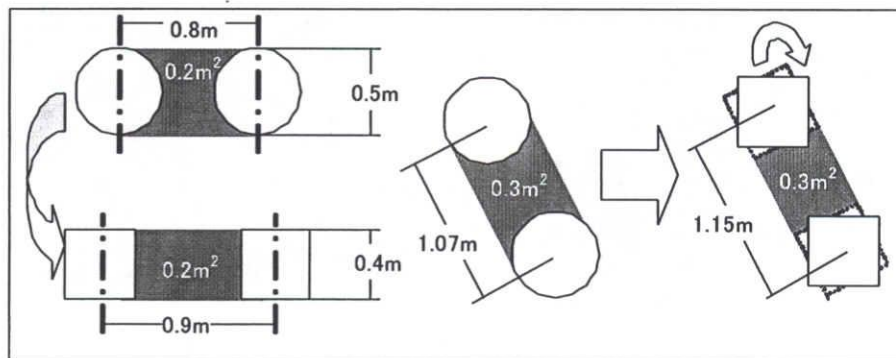


図 3-6 チューブ間中心距離補正の概要

解析対象における境界条件を図 3-7 に示す。地表面と管内表面、そしてチューブ直上部室内床(土間床)表面に対して、第 3 種境界条件を与え、チューブ入口面、出口面及び Z 方向(導入空気の流れ方向)両側面は第 2 種境界条件を与えた。また、地盤底面の温度は年平均外気温度と等しいとした。

地表面には図 3-5 のように建物エントランスの庇により日中殆ど日射が当たらない部分があり、解析領域内の地表面の照射部は建物の南側のみとなる。このため、地表面に与える温度条件は、照射部分は相当外気温度を、日射の殆ど当たらない部分は外気温度を与えた。また、地表面はアスファルト舗装となっており、地表面における水分蒸発がチューブの熱交換性能に与える影響は小さいと考え、解析では無視している。

数値解析に用いた計算条件及び熱物性値を表 3-1、表 3-2 に示す。外気温度は実測データを与え、チューブ内風速は T1、T3、T5 チューブの計測値の平均値を用いた。なお、土壌は現場での観察結果から砂質土壌とし、土壌の含水率は地面からの深さ 1m までを 50%vol、それ以後を飽和とした。

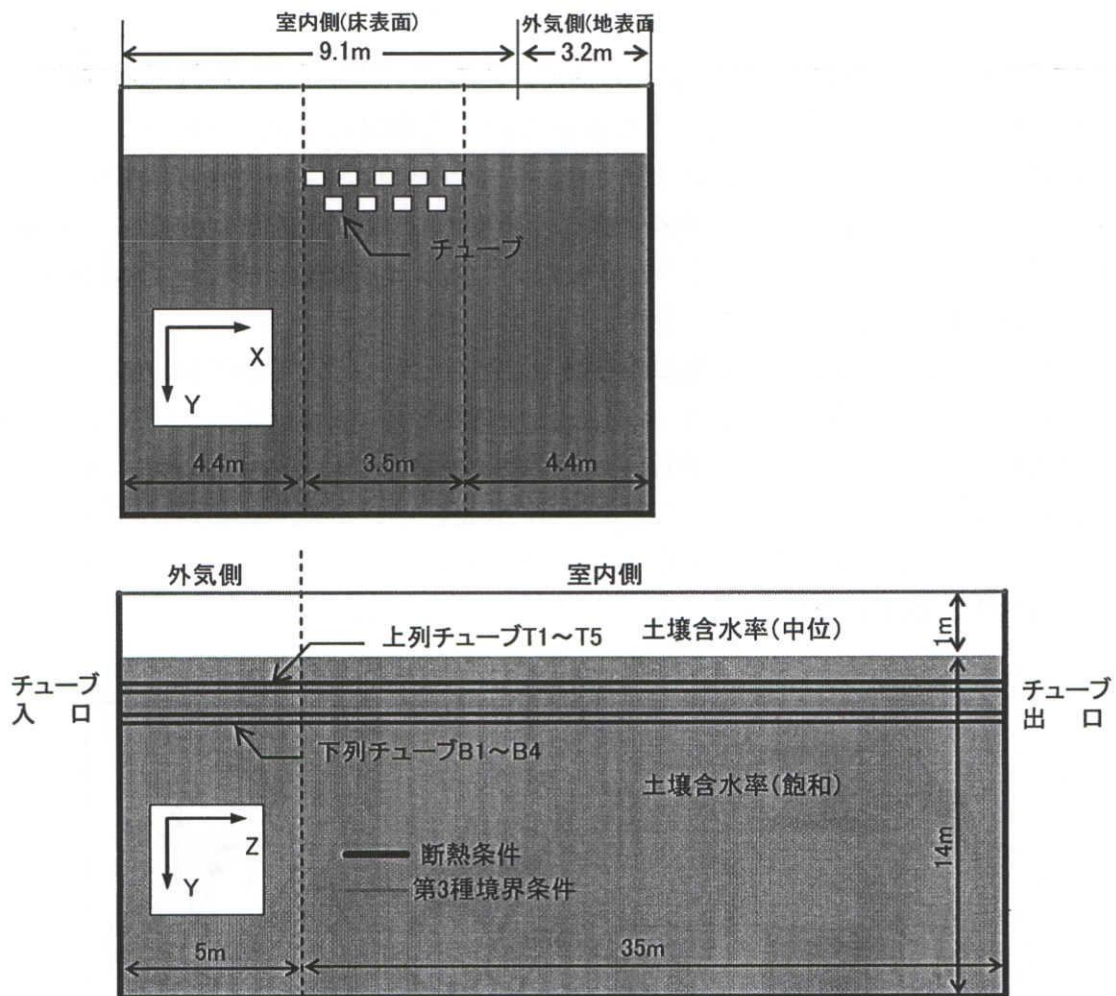


図 3-7 解析対象における境界条件



図 3-8 に計算領域におけるセル分割図を示す。x 軸、y 軸、z 軸それぞれ 110、94、16 個のメッシュ分割を行い、チューブ周囲土壌においては 0.05m と刻みを細かくした。なお、z 軸は 2.5m 一定とした

表 3-1 計算条件

室内温度	夏期 26℃ 一定、冬期 20℃ (非運転時 15℃) 中間期は夏期・冬期の設定室温度を線形補間
熱伝達率	外気側(地表面) : 23.4W/m <sup>2</sup> K 室内側(床表面) : 9.3W/m <sup>2</sup> K チューブ内表面 : Nu 数 (0.023Re <sup>0.8</sup> Pr <sup>0.25</sup> ) <sup>49)</sup>
地盤最底面温度	名古屋の年平均外気温度 14.7℃
外 乱	外気温、日射(名古屋の標準気象データ)
差分スキム	移流項 : 風上、拡散 : 中心、時間項 : 前進

表 3-2 計算に用いた熱物性値

	熱伝導率(W/mK)	容積比熱(kJ/m <sup>3</sup> K)
土壌(砂質) <sup>50)</sup>	1.19(50%vol)	1896.2(50%vol)
	1.39(飽和)	2009.2(飽和)
チューブ	0.17	1023.5
空気	-	1.2

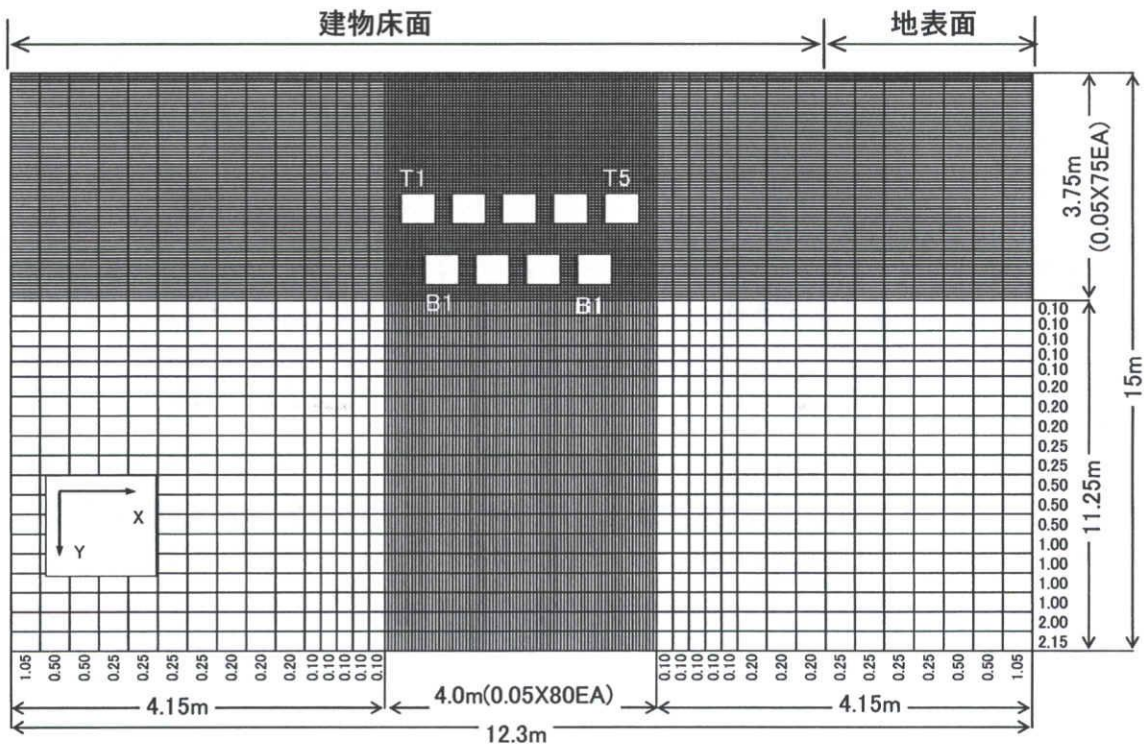


図 3-8 計算領域におけるセル分割図

本数値解析に用いた計算式を以下に示す。式 3-2 は実状の円形チューブの断面積を与えた。また、室内床表面とチューブ内表面でのエネルギー収支は式 3-3 と同様である。

土壌におけるエネルギー収支式

$$c_s \rho_s \frac{\partial \theta_s}{\partial t} = \lambda_s \left( \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial z^2} \right) \dots\dots\dots \text{式 3-1}$$

チューブ内の空気流動と土壌との熱伝達を考慮したエネルギー収支式

$$c_a \rho_a \pi (D/2)^2 \frac{\partial \theta_a}{\partial t} = -c_a \rho_a v \pi (D/2)^2 \frac{\partial \theta_a}{\partial z} + \alpha_t (\theta_t - \theta_a) dx dy \dots\dots\dots \text{式 3-2}$$

地表面(照射部分の場合)と外気との熱伝達

$$-\lambda_s \frac{\partial \theta_s}{\partial y} \Big|_{y=0} = \alpha (\theta_a - \theta_{SAT}) \dots\dots\dots \text{式 3-3}$$

ここに、

$c$	比熱 (kJ/mK)	$\rho$	密度 (kg/m <sup>3</sup> )
$\theta$	温度 (°C)	$\alpha$	管内表面熱伝達係数 (W/m <sup>2</sup> K)
$v$	管内風速 (m/s)	$D$	管径 (m)
$t$	時間 (h)	$\lambda$	熱伝導率 (W/mK)

添え字

$s$ : 土壌,  $a$ : 空気,  $SAT$ : 相当外気

以上の条件下で、図 3-9 に示すように数値計算を行った。まず、本計算に用いる土壌温度を算定するため、名古屋地方における 1999 年度のアメダス気象データ<sup>51)</sup>を与えて助走計算を行った。なお、助走計算は本システムの運転はしないと仮定し、チューブ内の風速は 0.04m/s を与えた。

助走計算開始後、10 年目に年周期定常となったため、10 年目の 12 月 31 日 24:00 の土壌温度データを本計算の土壌温度初期値として用いることとした。なお、助走計算と本計算は、名古屋大学情報連携基盤センターのスーパーコンピュータ・アプリケーションサーバ HPC2500<sup>52)</sup>を用いて行い、解析に要する計算時間の短縮を図るためプログラムを並列処理した。

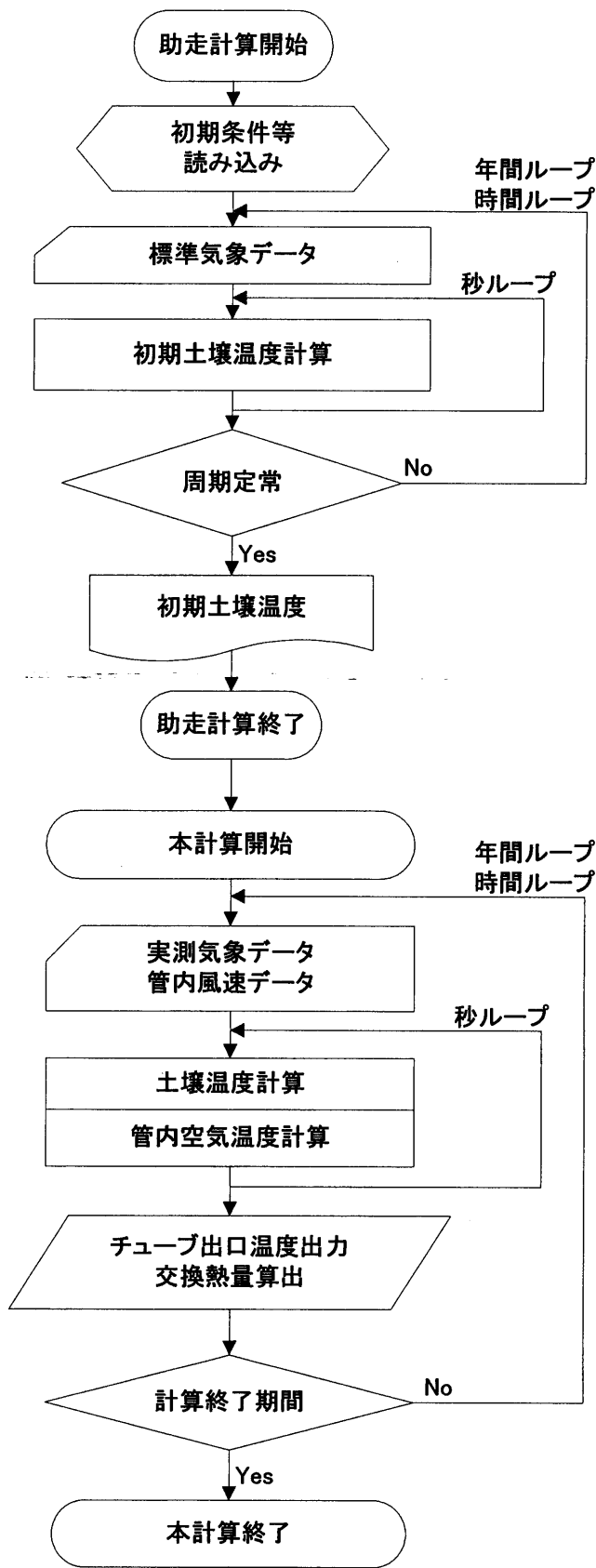


図 3-9 数値計算フローチャート

### 3.2. 数値解析モデルの妥当性検討

前述の解析モデルを用いて計算条件下で、実測システムの運転開始から1年間(2002年1月1日~12月31日)におけるシステム挙動時のシミュレーションを行った。なお、管内風速の欠測期間(02.3.2-4.30)については年間平均風速である1.5m/sを外調機運転時に一定に与えた。以下に、計算値と実測値の比較から、解析モデルの妥当性を検討する。

図3-10と図3-11にチューブ出口温度における実測値と計算値の比較を示す。なお、計算値のチューブ出口温度は9本のチューブ出口温度を平均した値である。

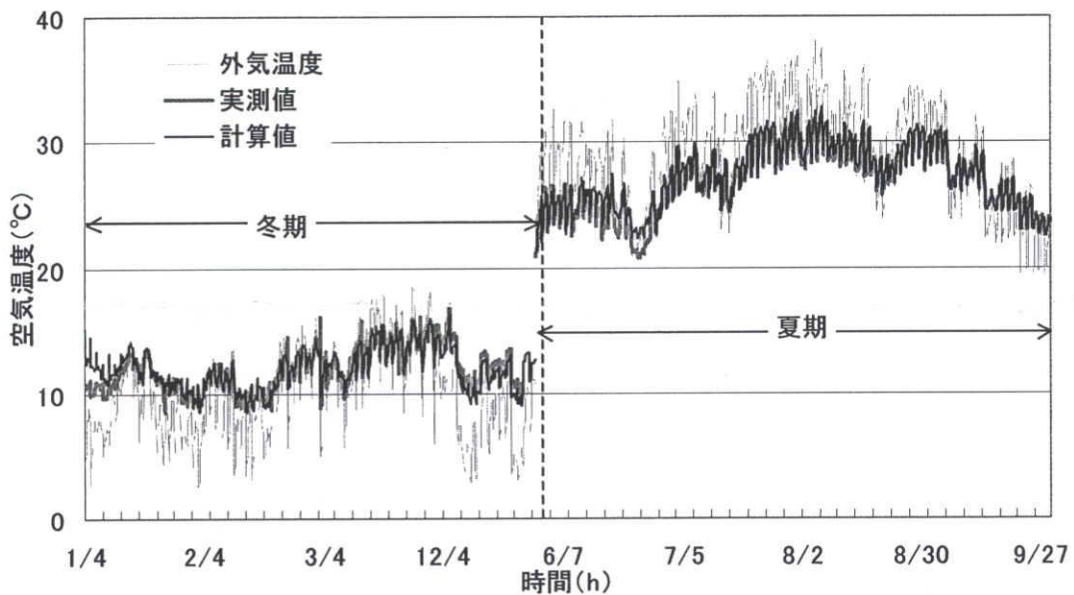


図 3-10 チューブ出口温度の実測値と計算値比較 (運転時間のみ)

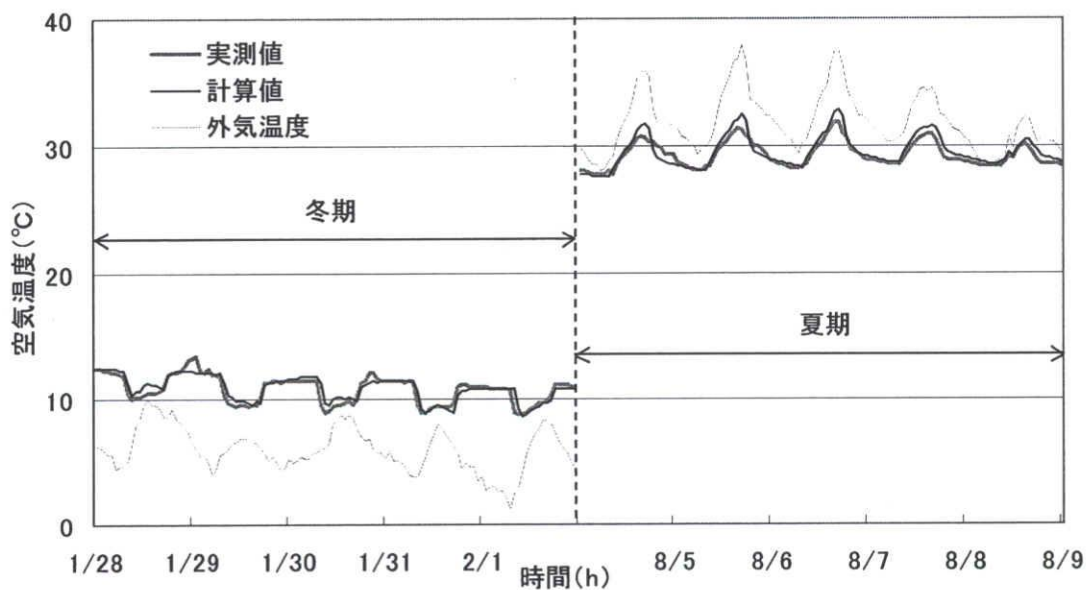


図 3-11 厳寒期・盛夏期における実測値と計算値比較

チューブ出口温度の実測値と計算値の差は冬期には平均で0.7℃(最大2.7℃)、夏期には平均で0.6℃(最大2.1℃)であり、解析期間中においてよい一致を示した。さらに、解析期間中の冬期と夏期において、チューブ出口温度の計算値から算出したチューブの有効取得熱量は、それぞれ12.5GJ, 19.2GJ(実測値による有効熱交換量はそれぞれ11.8GJ, 20.6GJであった。)であり、実測の取得熱量との誤差は約2%となった。

各々のチューブ(T1、T3、T5)出口温度の計算値については、モデル上のチューブ長さが実際と異なっており、実測値と正確に比較はできなかったが、本計算においても、チューブT3の出口温度が冬期には他のチューブ出口温度より低く、夏期にはより高くなっており、複数配管の中心部にあるチューブにおける熱交換性能低下の傾向が数値計算によって再現できたと考えられる。

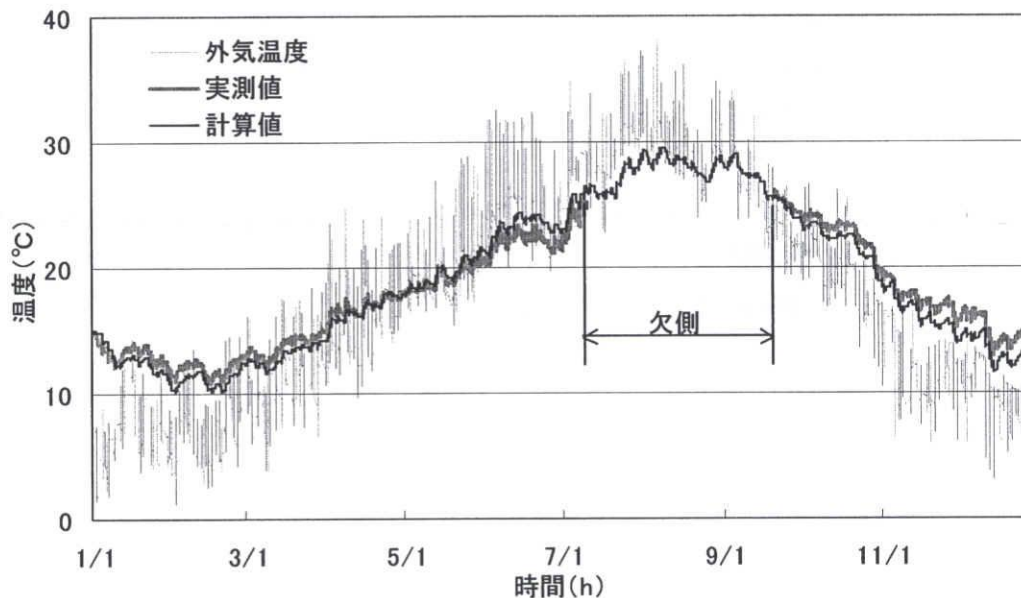


図 3-12 チューブ間土壌温度 S3 における実測値と計算値比較

図 3-12 にチューブ間土壌温度 S3 における実測値と計算値比較を示す。チューブ断面を正方形に置き換え、チューブ間距離を調整したことや土壌に対して顕熱のみを考慮した単純化した解析モデルであったが、チューブ間土壌温度 S3 は実測値と比較的よい一致を示した。

以上のことから、本数値解析モデルを用いて、対象システムの熱的性状を十分予測できると考えられ、その妥当性が示されたと判断される。



### 3.3. 第3章のまとめ

本システムチューブの性能予測と近接配管による管相互の熱的影響を詳細に検討するため、数値解析モデルを作成した。また、配管間隔の設定に対する柔軟性、狭い配管間の伝熱再現性を考慮して、解析モデルの作成を行った。チューブ断面は円形から四角形に置き換え配管間隔を補正する、折れ曲がりの配管径路を直線配管にするなどモデルの単純化を図った。さらに、実測システムのチューブは、管内結露発生は殆どなく、管内結露が熱交換性能に与える影響は非常に少ないことが実測結果から判ったため、顕熱のみを考慮した単純熱伝導の熱収支式より離散化を行った。

先ず、本研究の数値解析モデルの妥当性を検証するため、システム運転開始後1年目の運転において数値計算を行い、実測値と比較検討した。その結果、チューブの出口温度における実測値と計算値の差は冬期には期間平均で約0.7℃(最大2.7℃)、夏期には平均で約0.6℃(最大2.1℃)であり、よい一致を示した。また、解析期間中のチューブ有効取得換量、冬期/夏期(11.8GJ/20.6GJ)に対して、数値計算の有効取得熱量は、冬期、夏期それぞれ12.5GJ、19.2GJとなり、その誤差は年間で約2%となった。さらに複数配管の中心部にある配管T3の性能減少も計算上で再現でき、本研究で作成した数値解析モデルは本システムチューブの熱性能を十分予測できると判断された。

## 第4章

# シミュレーションによる 実測システムの熱交換性能検討

## 第4章 シミュレーションによる実測システムの熱交換性能検討

### 4.1. 近接配置された複数管相互の熱的影響

本研究の実測対象となったチューブシステムは、9本のチューブがその管径よりも狭い隣接間隔で配置されており、チューブ相互に熱的影響を与えていると考えられる。そこで本節は、数値計算によりこの管相互の熱的影響に対する評価を行う。

この検討を行うために、本チューブシステムと単管型チューブの熱交換量計算を行い、比較検討した。単管型チューブは、本チューブシステムと同じ配管本数を持ちながら、十分な配管間隔をとり、管相互の熱的影響のない埋設状況を想定している。

計算条件は表 3-1 と同じであり、シミュレーション期間は実測システムの運転1年目にあたる2002年1月1日～12月31日とした。なお、外気温度、室内温度及び管内風速は実測データを用いた。

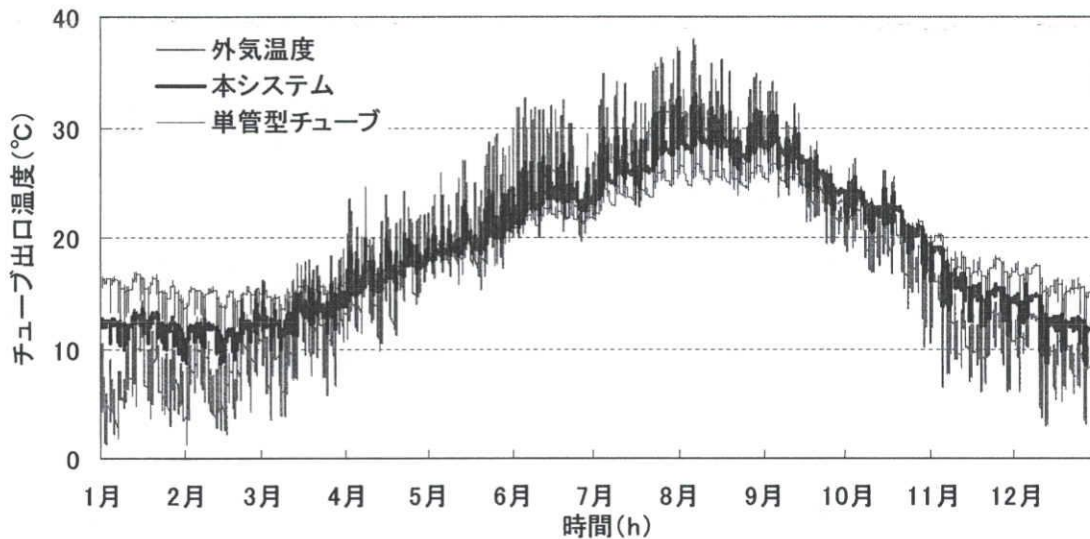


図 4-1 本チューブシステムと単管型チューブの出口温度比較

図 4-1 にシミュレーションの結果を示す。なお、本チューブシステムの出口温度は9本のチューブ出口温度の平均値である。各々の出口温度を比較してみると本システムの出口温度が単管型チューブに比べて冬期には平均で約1.9°C(最大4.0°C)低く、夏期には平均で1.3°C(最大2.4°C)高くなった。

表 4-1 に示すように、本チューブシステムからの取得熱量は年間で31.7GJであり、9本の単管型チューブにおける取得熱量、つまり、本システムが十分な埋設間隔をとり、チューブ相互の影響が全くない場合の取得熱量に対して、年間で約52%(冬期に約45.1%、夏期に約58.8%)の熱量となった。また、冬期に冷却、夏期に加熱する熱量が多くなっており、本システム9本管の近接配置による管相互の影響が与えた結果であると考えられる。

年間の外気負荷低減率はチューブシステムを導入しない場合の外気負荷に対する負荷低減量の割合であり、本システムの導入により得られた外気負荷低減率は24.4%となった。また、この値は、9本の単管型チューブに比べて、約19ポイント<sup>注18</sup>減となった。

図4-2に各々のチューブにおける取得熱量を示す。なお、図中の値は単管型チューブの取得熱量に対する割合を示す。上列チューブT1~T5と下列チューブB1~B4チューブからの平均取得熱量はそれぞれ年間で3.1GJ/本、3.9GJ/本であり、下列チューブからの取得熱量が約0.8GJ/本多かった。これは下列チューブの埋設深さが上列チューブに比べて1m深かったことや、横に並ぶ配管数が上列に比べて1本少なかったためであると考えられる。

各々のチューブの取得熱量はチューブの密集している部分にあるT3チューブの取得熱量が最も小さくなり、単独チューブに対して冬期・夏期それぞれ34%、35%の熱量しか得られなかったことがわかる。

このように、実測システムのチューブは、9本の配管を近接配置したことにより、単管型チューブに比べて、その熱交換性能が低下することが確認でき、その性能減少がこの解析モデルにより定量化できることを示した。

表4-1 単管型チューブと本システムからの年間取得熱量

取得熱量 (MJ)	冬期取得熱量		夏期取得熱量		年間取得熱量	年間外気負荷低減率
	加熱	冷却	加熱	冷却		
単管型チューブ(1本分)	3,110	36	111	3,745	6,708	-
単管型チューブ(9本分)	27,990	324	999	33,705	60,372	43.5%
本システム(9本の近接配管)	14,731	2,267	2,264	21,499	31,699	24.4%

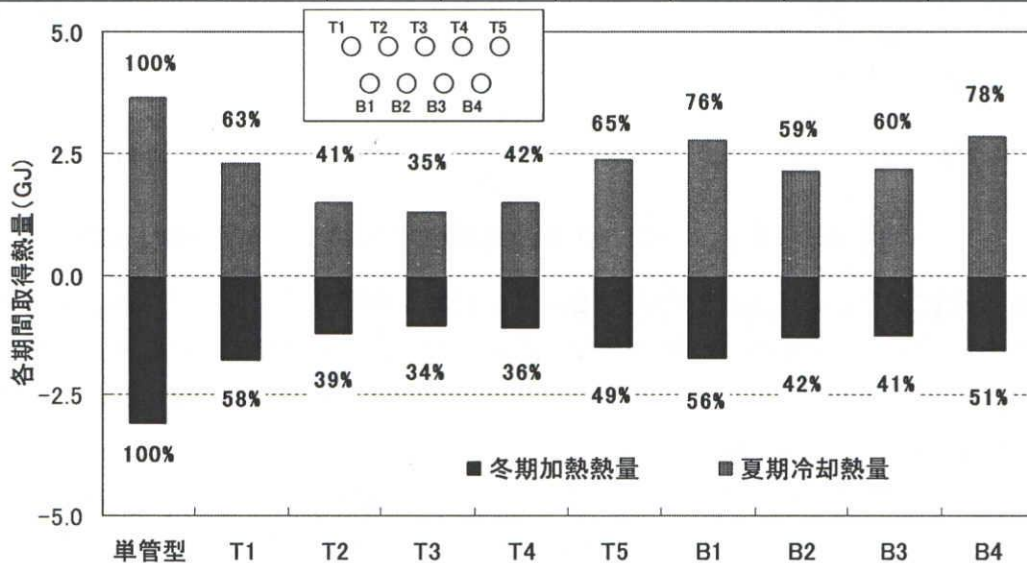


図4-2 各期間における配管ごとの取得熱量比較

注<sup>18</sup> パーセンテージの差

#### 4.2. 実測システムの長期運転に関する性能

運転開始後、約3年間の実測期間中において、実測対象となったチューブシステムは取入外気を加熱/冷却しており、外気負荷の低減効果があったことを確認した。しかし、9本のチューブを近接配置したことにより、その熱交換性能の低下が確認されたため、本システムを長期間にわたって運転させた場合に、性能低下がさらに大きくなり、その性能が年々小さくなる可能性があると考えられる。このために、長期間の運転に対するシミュレーションを行い、経年に対して一定の熱性能が得られる安定した運転が行われるかについて検討する必要があると考えられる。

そこで、本システムの長期間運転に対するシミュレーションを行い、熱交換性能の経年変化を検討することとした。シミュレーション期間は10年間とし、計算条件は表3-1と同様に与えた。また、外気温度と管内風速は2002年1月1日～12月31日の実測データを繰り返して与えた。

表 4-2 期間積算熱量 (MJ/年)

年	加熱熱量 (冬期)	冷却熱量 (夏期)
1	12,464	18,834
2	11,282	18,358
3	11,547	18,092
4	11,726	17,901
5	11,860	17,757
6	11,922	17,835
7	11,953	17,853
8	11,968	17,861
9	11,975	17,865
10	11,978	17,867

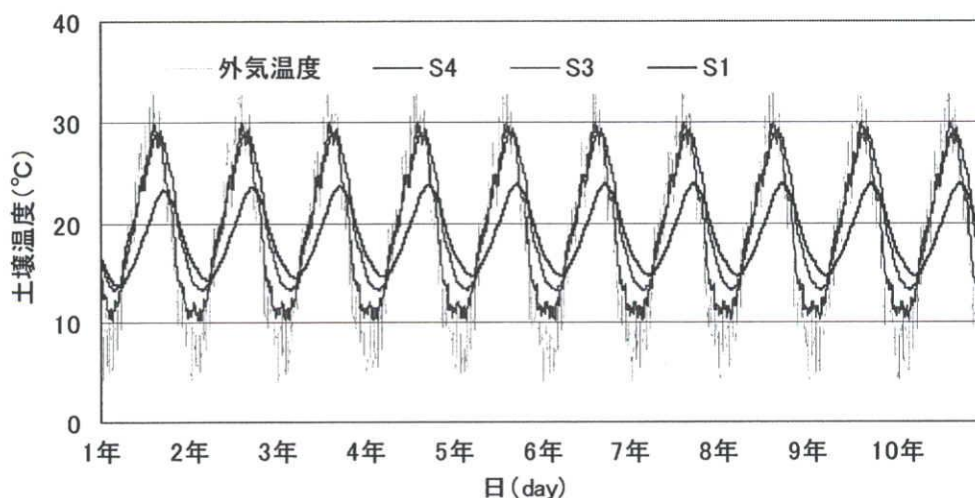


図 4-3 土壌温度の経年変化



10年間の長期間運転に対して、実測システムのチューブは安定した熱交換性能を発揮することが確認された。表 4-2 に示すように、2年目以後のシステム取得熱量は、冬期約 11.3GJ、夏期約 18GJ とほぼ一定となった。さらに、図 4-3 に示すチューブ間の土壌温度は 10年間のシステム運転に対して年周期定常状態となり、管周囲の土壌は、本チューブシステムが安定した長期間運転を行うために十分な熱容量を有するといえる。

### 4.3. チューブを建物下部に埋設したことによる建物負荷への影響

クール/ヒートチューブシステムは、その埋設深さが2m~4m程度で比較的浅く、地被条件の影響を受けやすいとされている。また、チューブシステムの埋設場所は、一般的に建物下部か建物周辺の地中とすることが考えられる。これに対して、本研究の実測システムのように建物下部に埋設すると、冬期には冷たい外気の影響を、夏期には地表面に当たる日射の影響を受けにくくなり、建物周辺の地中に埋設した場合に比べて熱交換性能の向上が期待されると考えられる。

そこで先ず、チューブシステムを建物下部に埋設したことで期待される熱交換性能の向上効果について実測システムをモデルに検討した。本研究の実測対象となった建物は、アスファルトで舗装された駐車場及び道路に囲まれており、都心部に建つ建物の一般的な立地条件となっている。このことから、比較ケースとしてはチューブ直上部の地表面がアスファルトにより舗装されているケースを想定してシミュレーションを行った。また、システム導入にかかわるコスト等の増減が生じないように、配管本数、配管間隔や形態は実測システムと同じとした。

シミュレーションの条件は表 3-1 と同じであり、ケースごとに与えた地表面の境界条件は表 4-3 に示す。なお、外気温度は実測値を与え、日射量は SMASH 気象データ<sup>54)</sup>を用いた。

表 4-3 チューブ直上部の地表面における境界条件

ケース名		BLD(実測システム)	ASPHALT
チューブ直上部の地表面状態		建物最低階床	アスファルト舗装
境界条件	温度	室内温度(実測値)	外気温度(実測値)
	熱伝達率 (W/m <sup>2</sup> K)	9.3	12.0
	日射吸収率/放射率	-	0.85/0.95 <sup>55)</sup>

図 4-4 にケースごとのチューブシステムにおける取得熱量を示す。チューブ直上部の地表面がアスファルト舗装となるケースの取得熱量は、冬期、夏期それぞれ 11.2GJ, 10.8GJ となり、実測システム(BLD)に比べて冬期には約 1.3GJ 減少、夏期には約 8.4GJ 減少した結果となった。これは、地表面が外気の影響を受けることから管周囲の土壤温度は、BLD(建物下部)のケースに比べて冬には低く、夏には高くなるためと考えられる。また、アスファルトは透湿性がわるく地表面での水分蒸発による冷却効果は非常に小さいことや、日射吸収率が比較的大きいため日射のつよい季節には地表面は非常に高温となることなどが原因として考えられる。

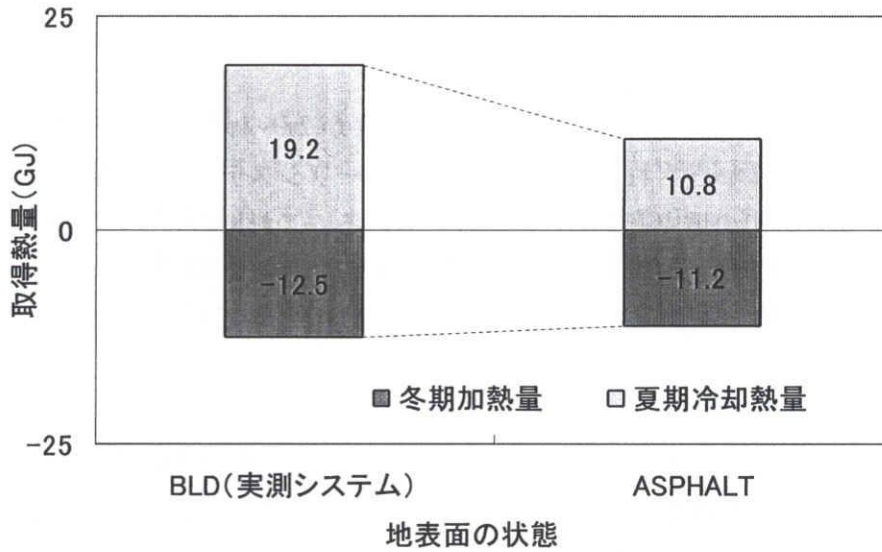


図 4-4 チューブ直上部における地表面状態の違いによる有効取得熱量比較

以上のことから、建物下部にチューブシステムを導入したことは、建物周辺の地中に埋設するケース (ASPHALT) に比べて、熱交換性能面で有利であったといえる。しかしながら、チューブの導入によって建物下部の地中温度は、チューブを導入していない場合と比べて、冬期には低く夏期には高くなることから、空調を行う建物の最低階床に対しての貫流熱損失が増加することが懸念される。

そこで、実測システムを対象にチューブの導入によって生じる床貫流熱損失の増加量を把握するために、チューブシステムの導入時と未導入時に対するシミュレーションを行った。また、建物の床熱貫流量  $Q$  の算出は式 4-4 を用いた。

$$Q = \alpha_i (\theta_{floor} - \theta_{room}) \dots\dots\dots \text{式 4-4}$$

ここに、 $\alpha_i$  : 室内側熱伝達率 (W/m<sup>2</sup>K)

$\theta_{floor}$  : 平均床表面温度 (°C)

$\theta_{room}$  : 室温 (°C)

図 4-5 に実測システムの導入による床貫流熱損失の増加量を示す。なお、解析結果においては、システム運転開始 2 年目以降はほぼ一定の増加量を示したため、運転開始から 2 年間の計算結果を示す。



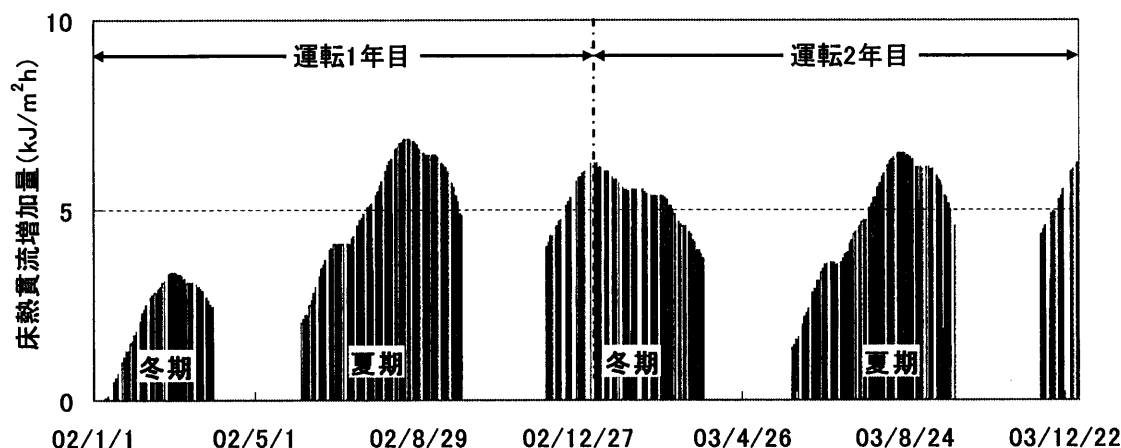


図 4-5 本システムの導入による床熱貫流量増加量

図 4-5 に示すように、システム運転開始 1 年目の冬期運転時において、床熱貫流量の増加量は  $1.2\text{MJ}/\text{m}^2$  であり、2 年目の増加量より少なかった。これは本システムが 2002 年 1 月から本格的な運転を開始したため、管周囲土壌温度は運転 2 年目の冬期に比べて自然土壌温度により近かったことが原因として考えられる。また、運転開始 2 年目以降は、損失量の大きな増加は見られず、ほぼ一定となり、冬期と夏期における床貫流熱損失の増加量は、それぞれ  $3.9\text{MJ}/\text{m}^2$ 、 $4.0\text{MJ}/\text{m}^2$  となった。

表 4-4 に実測システムの導入による床貫流熱損失増加量と取得熱量の比較を示す。本システムの未導入時における床貫流熱損失は年間で約  $128\text{MJ}/\text{m}^2$  であり、システム導入により生じる損失増加分(約  $8\text{MJ}/\text{m}^2$ ) はチューブの取得熱量(2003 年)に対して 6%と極めて小さい割合であることがわかる。

表 4-4 システムの導入による床熱貫流量増加量と取得熱量の年間値比較

システム床貫流損失		床熱貫流損失 増加量 <sup>注19</sup>	システム 取得熱量	床貫流負荷増加量 /取得熱量
未導入時	導入時			
127.7 MJ/m <sup>2</sup> 年	135.6 MJ/m <sup>2</sup> 年	2,583 MJ/年	42,884 MJ/年	6.0%

以上の結果から、本システムの導入により、空調を行う最低階に対する床貫流熱負荷は増加するが、その量はシステムから得られる交換熱量に比べて非常に小さいことを確認した。これより、本システムはその配管を建物下部に埋設することにより、(建物周辺の地中に埋設する場合に比べて)熱交換性能の向上を図ることができたといえる。また、このことは、建物への熱負荷を増大させることなく、有効な方法であったことを確認した。

注<sup>19</sup> 床面積は、チューブシステム直上部の床面積  $327\text{m}^2$ (床面積の約 40%)を与えた。

#### 4.4. システム運転方法と熱交換性能

本研究の実測対象となったクール/ヒートチューブシステムは、9本のチューブが近接配置され、管相互の熱的影響によってその熱交換性能は減少した。また、これによって、実測システムのチューブの取得熱量は単管型チューブに比べて年間で約52%しか得られなかった結果となった。これは、チューブ間相互の熱的影響により管周囲土壤の温度上昇/降下が単管型チューブに対してより大きくなったことが原因として考えられる。よって、本システムの熱交換性能を向上させる方策として、管周囲土壤に対する温度上昇/降下を軽減させることが有効であると考えられる。

これを受けてここでは、実測システムの現行運転に対して、管周囲土壤の温度上昇/降下を軽減できると考えられる運転方法を想定し比較検討を行うこととした。さらに外気温度制御を行い、取り入れ外気を冬期に冷却、夏期に加熱を行う運転時間を防いでチューブの運転効率を向上させる運転方法についても検討した。

表 4-5 に検討を行うシステム運転方法を示す。実測システムにおける現行の運転となる CASE-1 は、中間期を含めて年間を通してその運転が行われており、祝日・土日を除いて一日10時間(AM8:00~PM5:00)の間欠運転されている。なお、外気条件などによる温度制御や運転制御は特に行っていない。

現行のシステム運転方法に対して、CASE-2 の運転方法は、ほかは CASE-1 と同様で夏期の間のみ、24時間運転を行う方法である。この運転方法により、昼間の気温に比べて低い夜間の外気を管内に導入することができるため、夜間の間に管周囲土壤の温度上昇を回復させることが可能と考えられる。さらに、夜間の低い外気を建物内へ導入することで、ナイトパーシ効果も期待できると考えられる。

CASE-3 と CASE-4 は、管内への外気導入を選択的に行う運転方法<sup>注20</sup>である。CASE-3 は、中間期(4月~5月,10月~11月)の間、管内に外気を導入しないことで、各期間のシステム運転により生じた管周囲土壤の温度上昇/降下を、地中の自然な熱拡散によって自然土壤温度に回復させることを図る運転方法である。

最後に CASE-4 は外気条件による温度制御を行い、冬期には13℃以上、夏期には23℃以下のときに管内に外気を導入しない運転方法である。この温度制御により、外気負荷低減に無効な時間帯の運転を無くすることができるため、外気負荷低減効果の向上に有効であると考えられる。また、無駄な管内への外気導入を減らすことによって、管周囲土壤の温度上昇/降下に対する軽減を図る運転方法である。

---

注<sup>20</sup> CASE-3 と CASE-4 の運転方法は、管内に外気の取り入れを選択的に行うものであり、別の外気取り入れ口あるいは換気経路を作る必要がある。

表 4-5 システム運転方法

CASE	運 転 方 法
CASE-1	実測システムの現行運転
CASE-2	夏期(6月～9月)の間のみ、24時間運転 <sup>注21</sup> を行い、ほかはCASE-1と同様
CASE-3	中間期(4月～5月、10月～11月)において、管内に外気を導入しない
CASE-4	冬期13℃以上、夏期23℃以下のとき、管内に外気を導入しない

以上の4つのケースに対して表 4-6 に示す条件を与え、シミュレーションを行った。なお、システム運転時の管内風速は、実測値の平均値 1.5m/s を一定に与え、ほかの計算条件は表 3-1 と同じ条件を与えた。

表 4-6 シミュレーション条件

管内風速	1.5m/s(一定)
室内設定温度	冬期(1月～3月, 12月) 空調時: 20℃, 非空調時: 15℃
	夏期(6月～9月) 26℃一定
外気条件	SMASH 気象データ(名古屋)

表 4-7 にシミュレーション結果を示す。各運転方法における年間の有効取得熱量を比較すると、現行の運転方法に比べて、CASE-2 と CASE-3、そして CASE-4 の取得熱量は多くなり、その増加量はケースそれぞれ 2.9GJ, 4GJ, 2.1GJ となった。また、その増加量は CASE-2, CASE-3, CASE-4 それぞれ 8.3%, 11.6%, 6.0% となった。

表 4-7 各システム運転方法における取得熱量比較

取得熱量 (MJ)		CASE-1	CASE-2	CASE-3	CASE-4
冬期	加熱熱量	20,939	20,803	22,931	20,572
	冷却熱量	2,162	2,179	2,077	846
夏期	加熱熱量	2,297	1,228	1,972	656
	冷却熱量	17,954	19,903	19,560	17,430
年間の有効取得熱量		34,434	37,299	38,442	36,500
チューブ運転時間(h) <sup>注22</sup>		2,510	3,714	1,690	1,465

CASE-2 は、CASE-1 に比べて、夏期の取得熱量が多くなり(加熱熱量は約 1GJ 減, 冷却熱量は約 1.9GJ 増)、夜間の低い温度の外気を管内に導入したことによって得られた結果であると考えられる。つまり、夜間の外気導入を行うことによって、管周囲土壌の温度上

注<sup>21</sup> PM5:00～翌日 AM8:00の間には、外調機の送風ファンのみ運転を行う。

注<sup>22</sup> 管内に外気を導入して熱交換を行う時間数である。

昇が軽減されたと考えられる。また、冬期の取得熱量は、CASE-1 と同じ方法で運転を行ったにもかかわらず、約 0.1GJ 少なくなった。(加熱熱量は 136MJ 減、冷却熱量は 17MJ 増)これは、夏期の夜間運転に伴い管周囲土壌温度が CASE-1 に比べて低下し、その影響がわずかながらも冬期運転のはじめごろに表れたためと考えられる。

以上のことは、図 4-6 から確認できる。図のように 6 月と 9 月の間にチューブ間土壌温度(S3)は、CASE-1 に比べて CASE-2 のほうが低い。

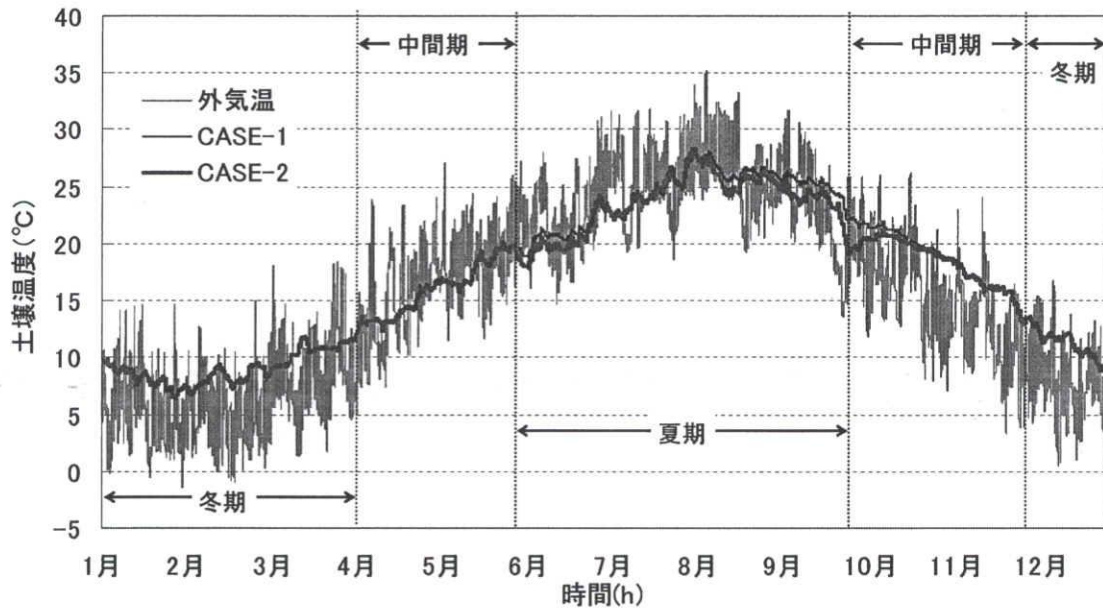


図 4-6 CASE-2 におけるチューブ間土壌温度(S3<sup>注23</sup>)変化

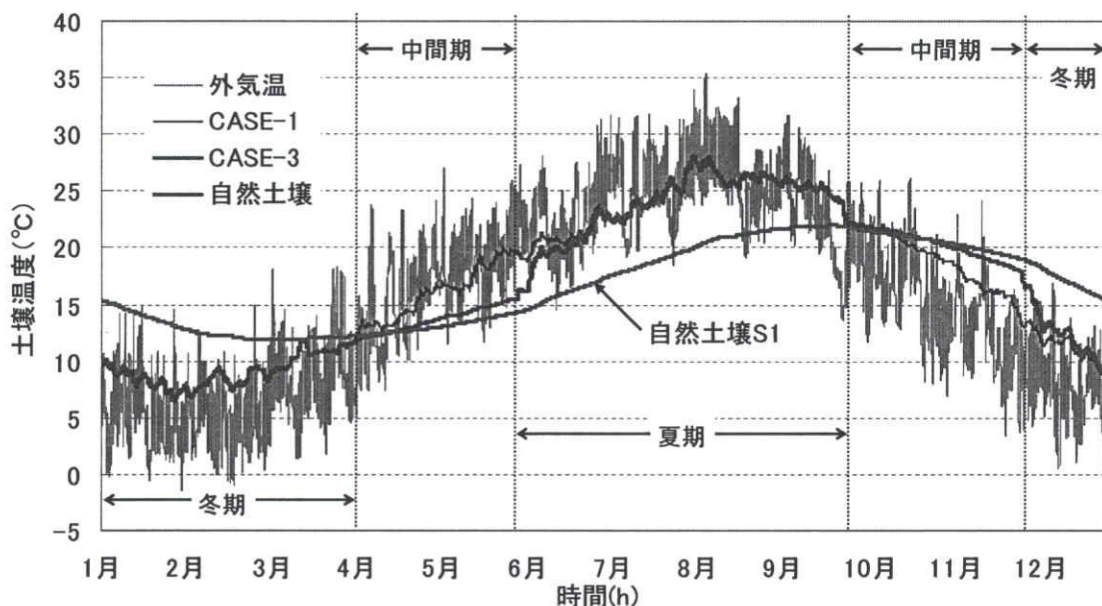


図 4-7 CASE-3 におけるチューブ間土壌温度変化(S3)

注<sup>23</sup> 実測システムの管周囲土壌の温度上昇/降下の度合いを示す代表温度として、チューブ B2 と B3 との間の S3 土壌温度を用いた。

これは、6月と9月の一日平均気温が期間平均気温に比べて低く、さらに、夜間の気温が20℃前後で比較的低い状態であったことが原因として考えられる。このことより、CASE-2の運転方法は、CASE-1に対して、夏期の管周囲土壌の温度上昇を緩和する対策として有効な運転方法であったといえる。一方、夏期のシステム運転において、CASE-2は外調機の送風ファン稼働時間が増えるため、運転にかかるエネルギー消費量やシステム取得熱量およびナイトパーズ効果を総合的に評価する必要があると考えられる。

表4-7のCASE-1とCASE-3を比較すると、CASE-3の取得熱量はCASE-1に対して冬期と夏期ともに増加しており、各期間それぞれの増加量は、2.1GJ, 1.9GJとなった。これは、図4-7に示すように中間期のチューブ間土壌温度がCASE-1に対して4月～5月は約4.2℃低く、10月～11月は約4℃高くなったためと考えられる。このような管周囲土壌温度の違いが見られた理由は、CASE-3の運転方法は中間期の中に管内における外気導入を行わないものであり、この間、管周囲土壌温度は自然な熱拡散により自然土壌温度に回復されたことと考えられる。

表4-7のCASE-1とCASE-4を比較すると、CASE-4の取得熱量はCASE-1に対して冬期と夏期ともに増加しており、各期間それぞれの増加量は、0.95GJ, 1.1GJとなった。これは、冬期の加熱熱量と夏期の冷却熱量が減少したものの、負荷低減に無効な熱量、つまり、冬期の冷却熱量と夏期の加熱熱量の減少が大きかった結果である。このことから、外気温度によって管内への外気導入を選択的に行う運転方法であるCASE-4は、負荷低減に対して無効な外気導入を減らすことができたといえる。

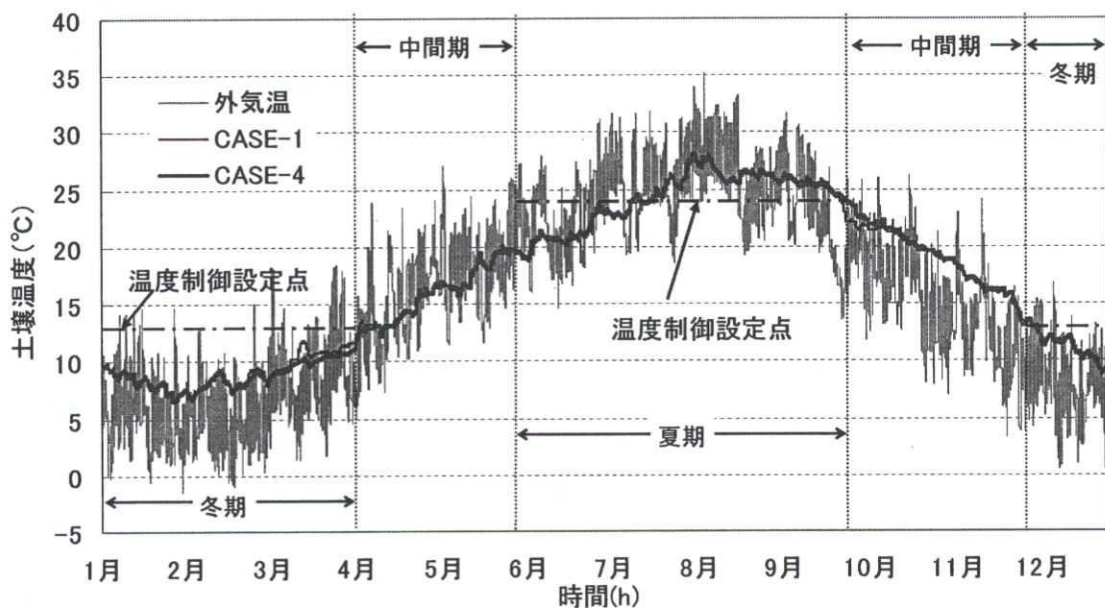


図4-8 CASE-4におけるチューブ間土壌温度変化(S3)

また、温度制御によって管内に外気を導入しなかった時間数は、各期間の運転時間(冬期:830h,夏期:860h)に対して、冬期と夏期それぞれ68時間,157時間となり、CASE-1とCASE-4の単位運転時間あたりの取得熱量は年間でそれぞれ約20MJ/h,25MJ/hとなった。これより、CASE-4は、温度制御を行ったことで、CASE-1に比べて効率のよい運転を行うことができたと言える。

図4-8に示すように、冬期の3月と夏期の9月後半において、CASE-1の土壌温度と比較して違いが見られ、冬期の加熱熱量と夏期の冷却熱量に対するわずかな減少の原因と考えられる。

表4-8に各ケースにおけるシステムの運転性能比較を示す。運転方法別の年間外気負荷低減率を比較すると、現行の運転方法による負荷低減率(年間で22.6%)に対して、CASE-2、CASE-3、CASE-4の負荷低減率はそれぞれ0.3、1.7、3.6ポイント大きくなった。

また、各ケースの有効取得熱量から算出した省エネルギー量と送風ファン動力増分を用いて算出したシステムの成績係数は各ケースそれぞれ14.4、10.4、23.9、26.1となり、外気温度制御を行ったCASE-4が最も効率のよい運転方法である結果となった。

以上のことから、実測システムにおける現行の運転方法に対して、チューブシステムの熱交換効率の向上を図る運転方法として取り上げた3つの運転方法は、いずれも熱交換性能面では有効な方法であるといえる。また、今回検討した3つの運転方法のうち、有効取得熱量が最も多かったのはCASE-3(CASE-1に対して年間11.6%増)であり、外気負荷低減率の向上が最も大きかったのはCASE-4(CASE-1に対して年間3.6ポイント増)であった。さらに、システム運転効率の観点からはチューブによる送風ファン動力増加を小さくできる運転方法が有効となり、システムの成績係数はCASE-4とCASE-3で大きくなった。

この結果から、実測システムに対して、チューブの外気取入を選択的に行う運転方法は、チューブの熱交換性能及び運転効率の向上に有効であると言える。但し、外気取入を選択的に行うためには、チューブシステムを介さない別途の外気取入口や換気経路、そしてダンパーや制御装置などの計画が必要となり、設備投資の増加に対する綿密な検討を要する。

表4-8 各ケースにおけるシステム運転性能比較

	未導入	CASE-1	CASE-2	CASE-3	CASE-4
外気負荷 <sup>注24</sup> 低減率(%)	-	22.6	22.9	24.3	26.2
省エネルギー量(MJ)	0	37,145	39,867	41,446	39,336
FAN 動力増加(MJ)	0	262	388	177	153
システム成績係数 <sup>注25</sup> (-)	-	14.4	10.4	23.9	26.1

注<sup>24</sup> 室内設定温度を冬期には20℃,夏期には26℃と仮定して算出した。

注<sup>25</sup> 式3-1(pp.46)を用いて算出した。



#### 4.5. 第4章のまとめ

本研究の数値解析モデルを用いて実測システムの負荷低減に対する有効性を検証した。実測システムのチューブは、近接配管となっており、配管相互の熱的影響について先ず検討した。実測システムのチューブと単管型チューブの交換熱量を単純比較し、近接配管による実測システムの熱交換性能への影響を定量化した。その結果、実測システムは9本の配管が近接配置されたことにより、単管型チューブに比べて年間で約52%の熱量しか得られなかったことがわかった。

また、実測システムのチューブは、建物下部に埋設されていることから、建物空調期間中において、床貫流負荷の増加が懸念され、これについて検討した。実測建物の床貫流負荷は年間で約128MJ/m<sup>2</sup>となり、チューブシステムを導入したことによって年間で約6%の床貫流負荷の増加が確認された。また、この床貫流負荷の増加量は、チューブによって得られた有効取得熱量に対して、年間で6%と極めて少ないものであり、チューブシステムは実測建物の負荷低減に対して、有効であることが示された。

実測システムのチューブは、近接配管となり管相互の熱的影響により性能減少が生じることから、実測システムの長期間運転に対する性能検証を行った。その結果、実測システムを長期間にわたって運転させても安定してその効果が得られることを確認した。

以上のことから、実測システムは、9本の配管を近接配置したことによって多少の性能減少は確認されたが、建物の負荷低減に対して十分な効果を得られるとともに長期間の運転に対しても安定してその効果が得られることが検討結果から示された。

最後に、実測システムにおける運転方法別の性能検討を行った。実測システムにおける現行の運転方法において、運転スケジュール制御、導入外気の温度制御を行うことにより、チューブシステムの熱交換性能と運転効率の向上が図られた。チューブの熱交換性能の向上効果が最も大きかったケースは、中間期に管内に外気を導入しない運転方法(CASE-3)となり、チューブの運転効率の向上効果が最も大きかったケースは、外気温度により外気取入を選択的に行う運転方法(CASE-4)であった。但し、外気取入を選択的に行うこれらの運転方法(CASE-3, CASE-4)は、チューブシステムを介さない別途の外気取入口や換気経路、そしてダンパーや制御装置などの計画が必要となり、設備投資の増加に対する綿密な検討を要する。





## 第5章

# 複数管型クール/ヒートチューブ の熱交換特性

## 第5章 複数管型クール/ヒートチューブの熱交換特性

### 5.1. 検討目的

前章までに、実測及び数値解析より、実在建物に導入された近接配置された複数管型クール/ヒートチューブは、取入れ外気を冬期には加熱を、夏期には冷却しており、外気負荷低減に対して有効であることを示した。また、本システムは長期間の運転に対して、安定してその性能が得られることを確認するとともに、種々の運転方法によるシステム性能の違いについても検討を行った。

一方、複数配管からなる本システムは各配管が近接配置されたことにより、埋設間隔を十分にとりチューブ相互の熱的影響のない埋設状況(単管型チューブ)に対して年間で約52%の熱量しか得られなかったことがわかった。

このような近接配管の熱交換性能の減少は、配管周囲の土壤温度が単管型チューブの場合に比べてさらに上昇/降下することが原因であり、チューブ間の距離、すなわち、チューブの埋設間隔の違いに大きく影響を受けるといえる。しかし、上記のような配管相互の熱的影響を伴う複数管型チューブに関する研究の例はまだ少なく、その熱交換性能における特性は十分検討されておらず、さらに設計資料も十分に整備されていない。

本研究は、配管相互の熱的影響を伴う複数管型チューブの設計手法を明らかにすることを目的としており、そのためには先ずその熱交換性能の特性を把握する必要がある。よって、本章では、複数管型クール/ヒートチューブの熱交換性能予測モデル(実測値との比較からその妥当性が検証された)を用いて各性能パラメータに関する感度解析を行い、その熱交換性能特性を明らかにする。

### 5.2. 単管型と複数管型チューブの熱交換性能比較

本節では、単管型と複数管型のクール/ヒートチューブの熱交換性能の比較を行う。単管型クール/ヒートチューブは、隣接したチューブの熱的影響が全くないものであり、配管相互の熱的影響のないケースを想定する。また、複数管型チューブは、9本のチューブからなる実測システムのチューブシステムを対象とする。本研究の第2章で述べたように、クール/ヒートチューブの性能パラメータは、管内風速、管長、土質、埋設深さなどがあり、これらのパラメータの違いによるチューブシステムの性能への影響を、単管型と複数管型チューブの両者に対して比較検討する。

### 5.2.1. 検討概要と計算条件

単管型と複数管型のクール/ヒートチューブにおける熱交換性能の比較検討のため、それぞれの基準条件を表 5-1 のように想定した。なお、ほかの計算条件と用いた物性値は表 3-1, 表 3-2 と同様であり、複数管型チューブの配管形態は本システムと同じである。

表 5-1 基準条件

	単管型	複数管型
チューブ本数/配置/管径	一本 / - / 0.5m	9本 / 二列 0.8m 間隔 / 0.5m
チューブ内風速	1.5m/s	
チューブ埋設深さ	2.3m	
室内設定温度	冬期(1月～3月、12月) 空調時：20℃ 非空調時：15℃	
	夏期(6月～9月) 26℃一定	
チューブ長さ	40m	
外調機運転時間	AM8:00～PM5:00(祝日/土日運転停止)	
土質	砂質	
地域	東京(SMASH 標準気象データ)	

表 5-2 単管型と 9 本管の複数管型チューブの基準ケースにおける有効交換熱量

交換熱量 (GJ)	単管型×9	複数管型
冬期加熱熱量	36.9	16.1
夏期冷却熱量	18.1	12.8
年間	55.0	28.9

表 5-1 の基準条件をもとに得られた単管型と複数管型チューブからの交換熱量を表 5-2 に示す。また、両者の比較を容易にするために、単管型クール/ヒートチューブの交換熱量に 9 を乗じた値(単管型 9 本分)を示す。単管型×9 と近接された 9 本管の有効交換熱量は、年間で 55GJ、28.9GJ であり、9 本管からの交換熱量は、単管の交換熱量の約 53% となっている。本節では、この基準ケースの交換熱量をもって、性能パラメーターの異なるケースの交換熱量と比較し、単管型と複数管型チューブの熱交換性能を比較検討する。

表 5-3 に比較検討する性能パラメーターを示す。管内風速、埋設深さ、室内設定温度、配管長さ、土質の各性能パラメーターの基準ケースに対して低水準、高水準を設定した。また、室内設定温度に対しては、4.1 節 (pp. 67) の検討結果から近接配管による管相互の熱的影響が夏期に比べて冬期に大きかったため、冬期の空調時のみ (冬期の非空調時と夏期の設定温度は基準条件と同じである。) の設定温度を検討対象とした。検討土質は、基準条件である砂質に比べて、土壌熱容量の小さい火山灰を低水準にし、熱容量の大きい粘土を高水準に設定した。

表 5-3 性能パラメーター詳細

影響因子	低水準	基準条件	高水準
管内風速	0.1m/s	1.5m/s	3.0m/s
埋設深さ	0.3m <sup>注26</sup>	2.3m	3.3m
冬期空調時の 室内設定温度	18℃	20℃	24℃
配管長さ	20m	40m	80m
土質	火山灰	砂質	粘土
熱容量(kJ/m <sup>3</sup> K)	1,670	2,009	2,510
熱伝導率(W/mK)	0.47	1.39	1.74

注<sup>26</sup> 建物床スラブに最も近い状況を想定する。

### 5.2.2. 取入外気量(管内風速)の違いによる影響

図 5-1 に異なる管内風速の各ケースにおける交換熱量比較を示す。また、交換熱量の割合は、9 本管の交換熱量の単管型×9 に対する交換熱量の割合を示す。

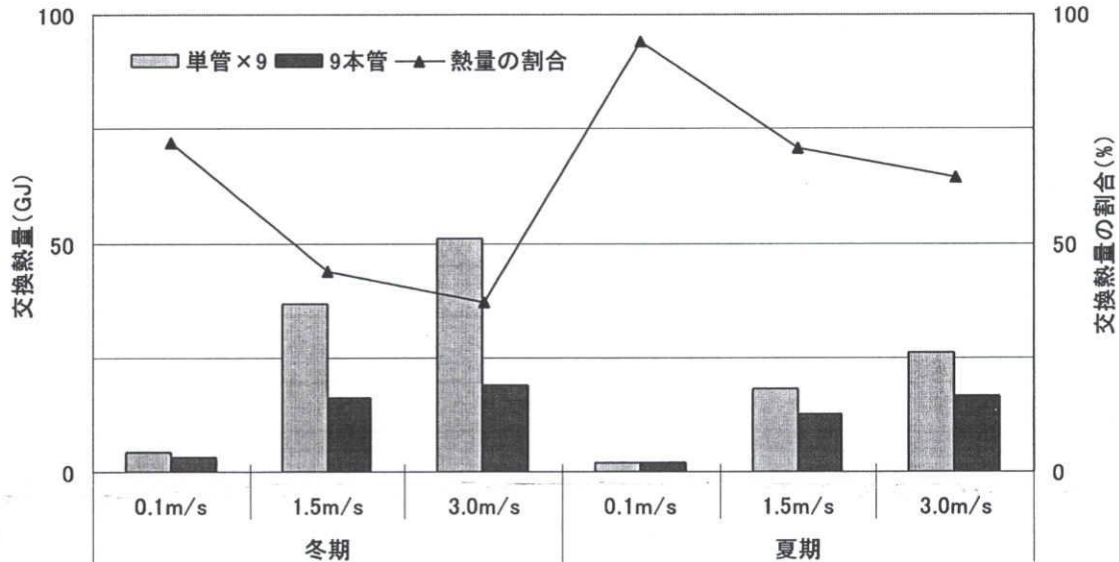


図 5-1 管内風速の異なる各ケースにおける交換熱量

先ず、単管型クール/ヒートチューブの交換熱量をみると、管内風速の基準条件 (1.5m/s) に対して、管内風速が 0.1m/s の遅いケースでは交換熱量が少なく、3.0m/s の速いケースでは多くなっており、管内風速が速くなるにつれて交換熱量が多くなった。このような結果は、管内風速の増加にともない管内熱伝達率が大きくなったことに依る。また、各運転期間の交換熱量は、夏期に比べて冬期のほうが多いのは、各運転期間のチューブ周囲土中温度と外気との温度差が冬に大きいためである。図 5-2 に建物直下の自然土中温度の経時変化を示す。この土中温度は、クール/ヒートチューブを導入していない状況での土中温度を表しており、チューブを導入し運転を行う際、熱交換を行う際のヒートシンク・ソースとなる自然地中温度を示す。この温度は、外気温度の変動に比べて年間を通じてその変動幅が小さく、外気との温度差は冬期に約 15℃、夏期に約 8℃ (深さ 3m 地点) となっている。

このように、建物直下部の土中温度と外気温度の差が夏期に比べて冬期のほうが大きくなったため、冬期の運転期間中より多くの熱交換が可能であったといえる。これと同時にチューブ周囲土壌の熱容量が十分であったため、土中温度と外気との温度差がついた分だけ、採熱量が増加したといえる。

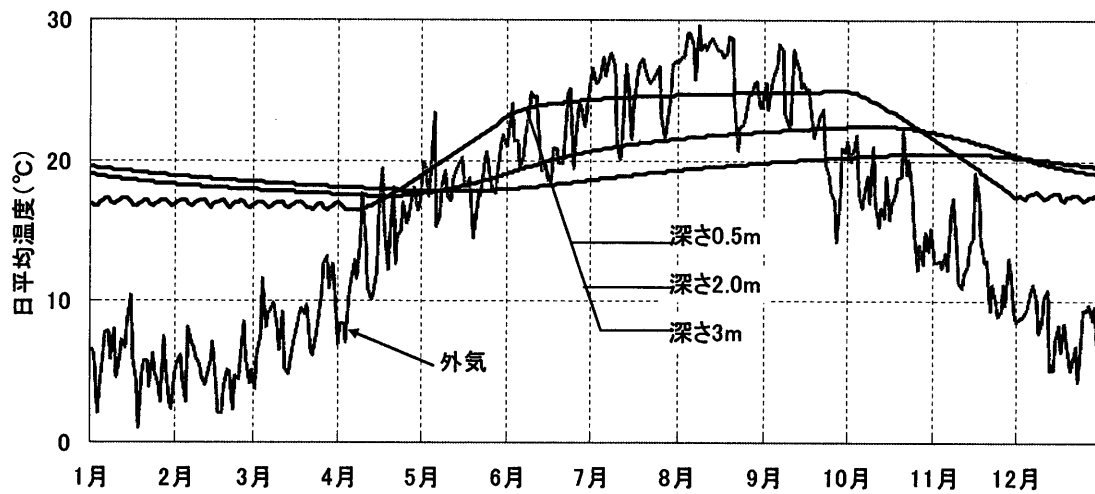


図 5-2 建物直下の自然土中温度の年変化

次に近接配置された9本管の交換熱量は、単管型のケースと同じく管内風速が速くなるにつれて、その交換熱量は多くなった。しかしながら、冬期と夏期の交換熱量を比較すると、単管型のような大きな熱量差は見られなかった。これは、9本管が近接配置されたことによるもので、チューブ間および周囲の土壌温度は、管内空気温度(導入外気温度)に近づき図 5-2 の自然土中温度より冬期に低下、夏期に上昇し、外気温度との温度差が小さくなったことが原因である。

このことから、単管型と9本管の交換熱量の割合は、夏期に比べて冬期のほうが小さく、さらに管内風速が速いケース(管内風速:3.0m/s)では、冬期・夏期それぞれ37%、64%となった。

### 5.2.3. チューブ埋設深さの違いによる影響

異なる埋設深さのケースごとの交換熱量比較を図 5-3 に示す。

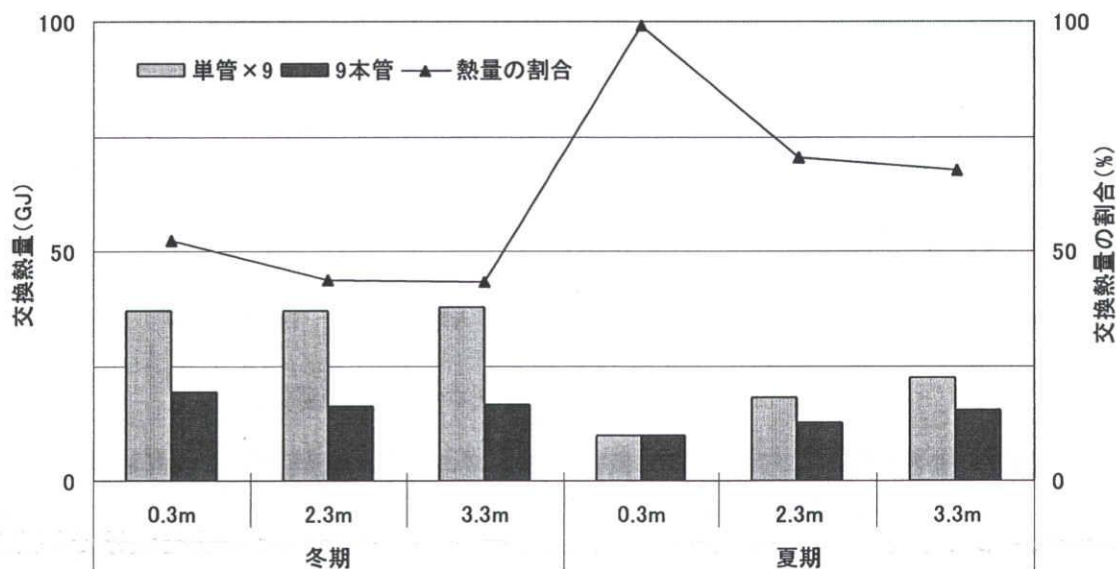


図 5-3 異なる埋設深さのケースごとの交換熱量

単管型クール/ヒートチューブの交換熱量は、異なる埋設深さに対して、冬期にはその交換熱量の増減がほとんど見られず、夏期には埋設深さが深いほど多くなる結果となった。この冬期と夏期の傾向の違いは、図 5-2 に示した土中温度の深度ごとの温度経時変化から説明できる。

近接された 9 本管のケースでも、異なる埋設深さによる交換熱量の変動は、単管型のケースと同じ傾向を示したが、冬期の埋設深さ 0.3m では、基準条件の交換熱量 16.1GJ に対して 19.4GJ と約 20%増えた結果となった。これは表 5-4 に示すチューブ周囲の土壤温度の違いが原因として考えられる。

表 5-4 に各期間におけるチューブ周囲土壤温度, S3 の期間平均値を示す。なお、チューブ周囲土壤温度とは、近接された 9 本管の場合、B2 と B3 チューブ間(図 2-8 参照)の深さ約 2.3m 地点の土壤温度の期間平均値であり、単管型はこれと同じ深さ地点のチューブ側面(チューブ外表面から 0.15m 地点)の土壤温度である。

単管型の期間平均土壤温度は、冬期には埋設深さ 0.3m と 2.3m では 16.7℃、16.9℃と殆ど同じであった。また、夏期には埋設深さ 0.3m と 2.3m それぞれ 25.3℃、22.1℃となり、埋設深さの深いケースが低い結果となった。また、この傾向は、図 5-2 に示す自然土壤温度分布の影響であるといえる。これに対して、近接 9 本管のケースにおいて、冬期には埋設深さ 0.3m と 2.3m それぞれの土壤温度は、14℃、11.6℃と両方とも単管型のケースよりも低くなった。また、夏期には、0.3m と 2.3m それぞれ 25.1℃、24.5℃となり、単管型に比べて、埋設深さ 0.3m では殆ど同じ温度を、2.3m では 2.4℃高くなる結果

となった。このように、埋設深さ 2.3m の近接 9 本管における土壌温度が、単管型に比べて冬期には低く、夏期には高くなった理由は、チューブの近接配置による影響であると考えられる。一方、埋設深さ 0.3m では、単管型に比べて、冬期に 2.7℃低く、夏期には殆ど同じであり、単管型と同じ傾向を示したが、その温度降下・上昇幅は小さくなった。これは、建物(床貫流熱)の影響を受けてチューブ間土壌温度の降下・上昇が緩和されたからであると考えられる。

表 5-4 冬期と夏期における埋設深さごとの交換熱量及び期間平均土壌温度 S3 の比較

期間平均土壌 温度 (℃)	単管型		近接配置された 9 本管	
	0.3m	2.3m	0.3m	2.3m
埋設深さ	0.3m	2.3m	0.3m	2.3m
冬期	16.7	16.9	14.0	11.6
夏期	25.3	22.1	25.1	24.5

このことから、複数管型クール/ヒートチューブを建物直下に配置し、埋設深さを 2m より浅くして建物床スラブと配管の距離を近づけると、建物からの影響を受けて冬期の交換熱量の増加が期待されるといえる。ただし、この場合、建物の床貫流熱損失の増大を詳細に検討する必要があると判断される。



#### 5.2.4. チューブ直上部の室内設定温度の違いによる影響

冬期の空調時において、チューブ直上部の室内設定温度を 18℃、20℃、24℃としたケースの交換熱量を図 5-4 に示す。また、図中の温度は、冬期の室内設定温度を示す。

単管型の交換熱量は、冬期の室内設定温度が高いほど冬期の交換熱量が多くなり、夏期には小さくなる傾向を示した。また、設定温度 24℃のケースでは、基準ケースに比べて冬期・夏期ともに約 5 ポイントの交換熱量の増加・低減が見られた。これは、冬期の室内温度が上昇したことにより、土中温度が上昇したためであると考えられる。しかし、この違いによる交換熱量の変動はわずかなものであった。これと同様に、近接 9 本管の交換熱量は、単管と同じ傾向を示し、交換熱量の変化は基準ケースの 3 ポイント以下とわずかなものであった。

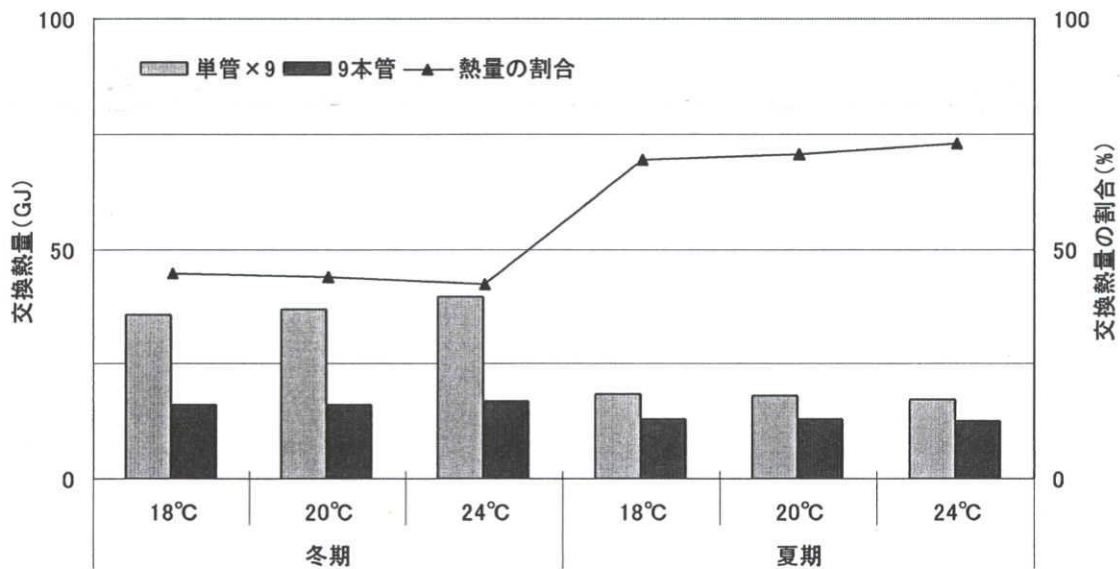


図 5-4 チューブ上部の冬期室内設定温度の違いによる影響

### 5.2.5. チューブ長さの違いによる影響

図 5-5 にチューブ長さの 20m、40m、80m のケースにおける交換熱量を示す。単管型と近接 9 本管の交換熱量は、チューブ長さが長くなるにつれ増えた。これは、チューブ長さを長くすると、管内の伝熱面積が増えるからであり、このような傾向は、冬期と夏期同じであった。

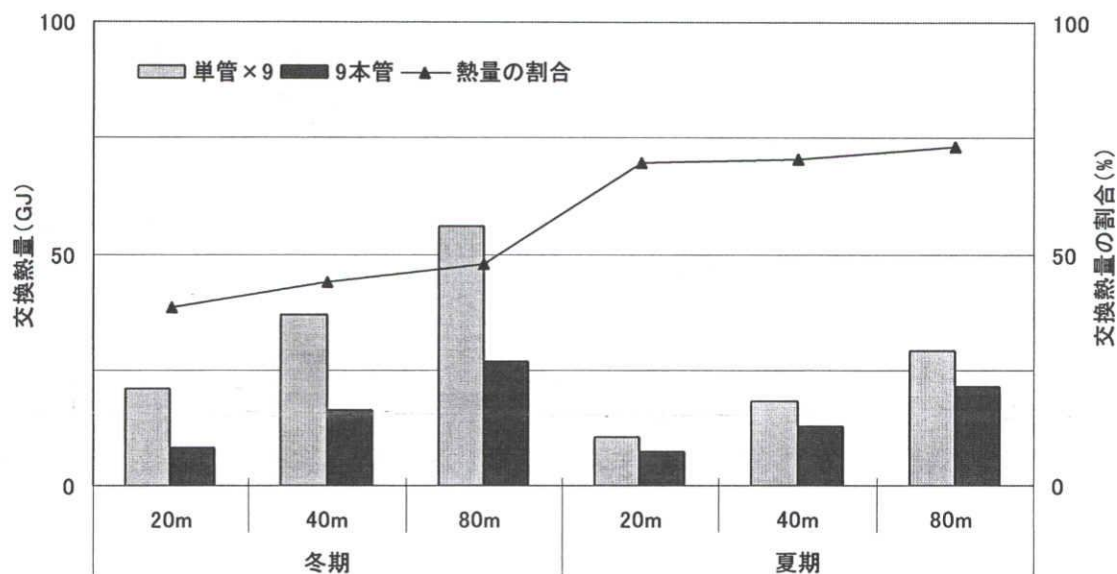


図 5-5 チューブ長さの違いによる影響

また、単管型×9の交換熱量に対する近接9本管の交換熱量の割合をみると、チューブ長さが長くなるほど熱量の割合は大きくなった。言い換えれば、近接9本管における交換熱量の低減(管相互の熱的影響による性能低下)が長さを長くするにつれ小さくなることを示す。これは、近接管の長さが長いほど、チューブ周囲の土壌温度の降下・上昇が緩和されるからであると考えられる。また、これについては、5.4.4節で詳しく述べる。

### 5.2.6. 土質の違いによる影響

図 5-6 に土質の違いによる交換熱量の比較を示す。単管型と近接 9 本管の交換熱量は、基準条件の砂質に対して、熱容量の小さい火山灰では、交換熱量が少なくなっており、熱容量の大きい粘土では、交換熱量が増えた。このように、土壌の熱容量が大きいほど交換熱量は増えたのは、土壌の熱容量が大きいと管内空気から土壌側へ放熱あるいは採熱できる熱量が多くなるためである。

単管型×9 の交換熱量に対する近接 9 本管の交換熱量の割合をみると、熱容量の大きいケースほど熱量の割合は大きくなっており、土壌の熱容量が大きいほど、近接 9 本管における管相互の熱的影響が小さくなることがわかる。

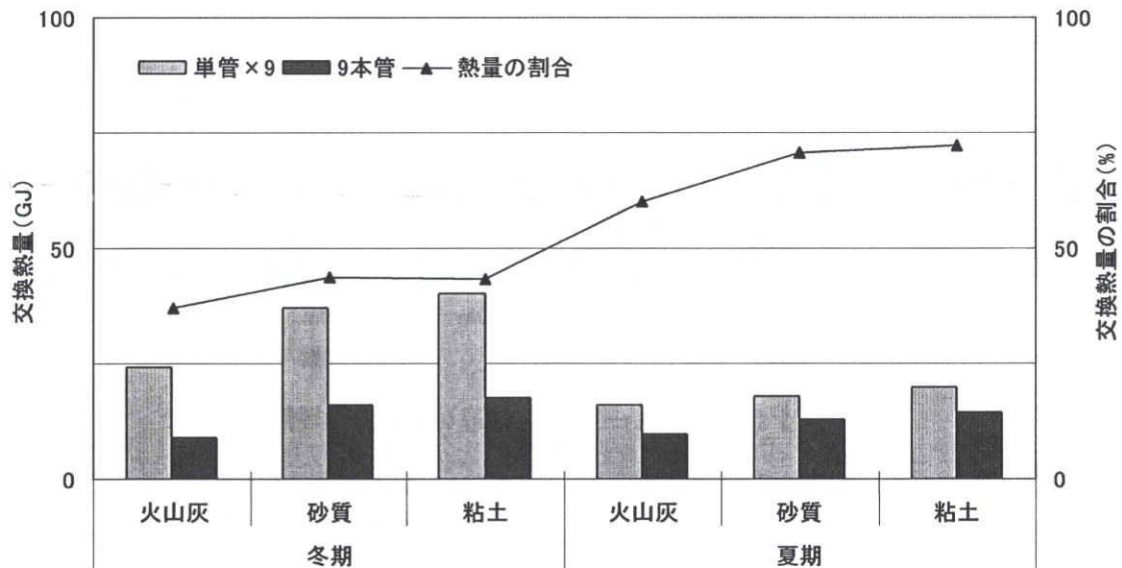


図 5-6 土質の違いによる交換熱量比較

### 5.2.7. まとめ

以上より、単管型と複数管型クールヒートチューブ(近接された 9 本管)の交換熱量を比較検討した。その結果、異なる性能パラメーターに対する単管型と複数管型チューブの熱交換性能は、埋設深さのパラメーターを除いて同じ傾向を示した。また、単管型×9 に対する複数管型チューブの交換熱量の割合の比較から、各性能パラメーターと近接配管における管相互の熱的影響との関係を把握することができた。

### 5.3. 複数管型チューブの配管パターンと熱性能

複数管型チューブの配管パターンに対して検討を行う。複数管型チューブは、限定される領域の中に複数本のチューブを配置することとなるために、単管型と違ってその配管形態は、様々な形態が考えられる。しかし、省エネルギー性や経済性、環境保全性の観点から配管形態を考えると、熱交換効率の最もよいものが優先されるべきであろう。そこでここでは、配管条件を揃えた幾つかの配管形態に対して、熱交換性能を比較検討する。また、この検討結果から、最も熱交換性能のよいとされる配管形態を、本研究の検討条件とする。

#### 5.3.1. 複数管型チューブの配管ごとの熱交換性能

先ず、予備検討として、近接配管を有する複数管型チューブの各々の配管について熱性能の検討を行う。そのため、表 5-5 に示すように、単管型のクール/ヒートチューブを含めてそれぞれの配管本数からなる複数管型チューブを対象にシミュレーションを行った。図 5-7 に検討する単管型と複数管型チューブの配管概要を示す。単管型は、図中の T3 管のみを、複数管型の 2 本管は T2, T3 管を、3 本管は T2, T3, T4 を、4 本管は T1, T2, T3, T4 管を用いることにした。また、すべてのケースにおいて、管内風速は 3.0m/s、配管間隔は 1.5D であり、そのほかのシミュレーション条件は表 5-1 と同じである。

表 5-5 シミュレーションケース

チューブシステム種別(本数)	単管型(1本)、複数管型(2本、3本、4本、5本)
チューブ配置	一列等間隔配置(1.5D)

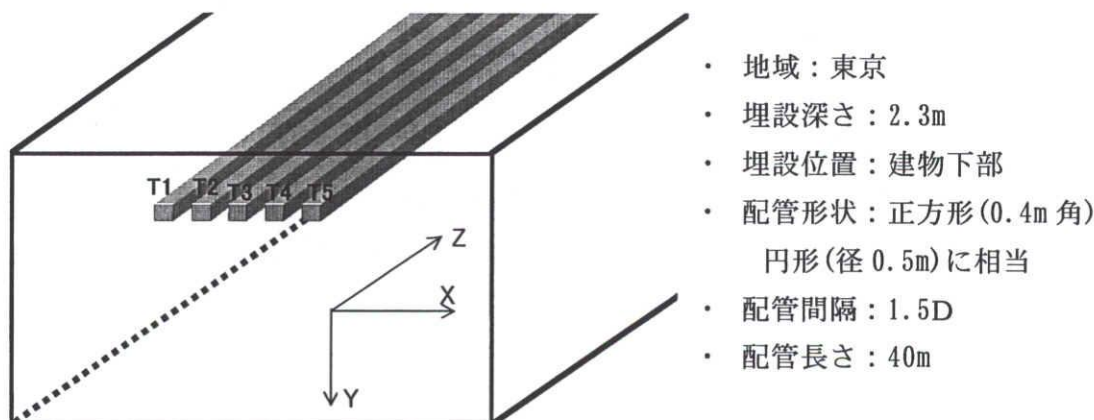


図 5-7 配管概要

表 5-6、表 5-7 にシミュレーションの結果を示す。各ケースにおける年間の交換熱量は、埋設本数が増えて風量が多くなるほど多くなったが、単位風量当たりの交換熱量は小さくなった。これは、チューブ本数を増やしたことによりチューブ周囲土壤の熱容量に対する配管の伝熱面積が増えたことで、チューブ周囲及びチューブ間の土壤温度の降下・上昇がより大きくなったためであると考えられる。

表 5-7 に複数管型チューブの配管ごとにおける交換熱量の割合を示す。また、表中に示す熱量の割合は、単管型チューブの交換熱量に対する複数管型チューブの配管ごとの交換熱量の割合である。前述のようにチューブ本数を増やすことにより、チューブ周囲土壤の熱容量に対する配管の伝熱面積が増えたため、各複数管型チューブの配管ごとの交換熱量割合は、小さくなっていることがわかる。以下、当然ながら、各配管における交換熱量割合の大小関係をみると、両側の隣接配管からの影響をうける真中管が最も小さくなっており、左中管と右中管がその次に小さい割合を示した。また、各複数管型チューブの配管ごとの熱量割合の中で、最右管と最左管が最も大きい熱量割合となった。これは、両側が他の配管と隣接している配管は、周囲の土壤の熱容量を隣接している配管と分け合うことになり、熱交換に有効な周囲土壤熱容量が少なくなったためであると考えられる。これに対して、片方のみが他の配管と隣接している最左管と最右管は、他の配管が隣接していない片方の土壤熱容量が熱交換に有効に利用できたため、ほかの配管より大きい熱量割合を示したといえる。

このことから、複数管型クール/ヒートチューブの各配管の熱交換性能を低減させないためには、配管間隔をできる限り大きく取るべきであり、なおかつ、配管間の隣接領域を少なくすることが望ましいといえる。

表 5-6 各ケースにおける年間の交換熱量

チューブシステム種別	単管型	複数管型 <sup>注27</sup>			
チューブ本数	1本	2本	3本	4本	5本
年間交換熱量 (MJ)	8,499	13,480	17,755	21,942	26,001
管内流量 (CMH)	2,120	4,239	6,359	8,478	10,598
単位風量当たりの交換熱量 (kJ/m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	4,010	3,180	2,792	2,588	2,454

表 5-7 各複数管型チューブの配管ごとの交換熱量割合

チューブ本数	配管ごとの交換熱量の割合 (%)					
	最左	左中	真中	右中	最右	
単管型	-	-	100	-	-	
複数管型	2本	79	-	-	79	
	3本	73	-	62	73	
	4本	71	58	-	58	71
	5本	70	56	53	56	70

注<sup>27</sup> 配管間隔は、いずれも 1.5D である。



### 5.3.2. 各配管パターンの熱交換性能

前項で複数管型クール/ヒートチューブの配管ごとの熱交換性能を検討し、配管ごとの熱性能は、隣接しているチューブの有無や本数によって異なり、複数配管の中心部にあるチューブ(表 5-7 の真中管)の交換熱量はほかのチューブに比べて最も小さい交換熱量となることを確認した。このことから、複数配管の中心部にあるチューブの熱交換性能の減少を緩和させる対策として、複数管が密集されない配置にすることが有効であると言える。

そこでここでは、一列等間隔配置、一列非等間隔配置、二列配置の異なる3つの埋設形態からなる複数管型チューブに対して、シミュレーションを行い、熱交換性能の比較検討を行う。

表 5-8 シミュレーションに用いた計算条件を示す。なお、ほかの条件は表 5-1 と同じである。図 5-8 にシミュレーションの対象とした配置形態の概要を示す。図中の配置間

表 5-8 計算条件

チューブ本数	4本
チューブ配置	一列等間隔 / 一列非等間隔 / 二列配置
チューブ内風速	0.1m/s / 3.0m/s
チューブ埋設深さ	2.3m
チューブ長さ	40m

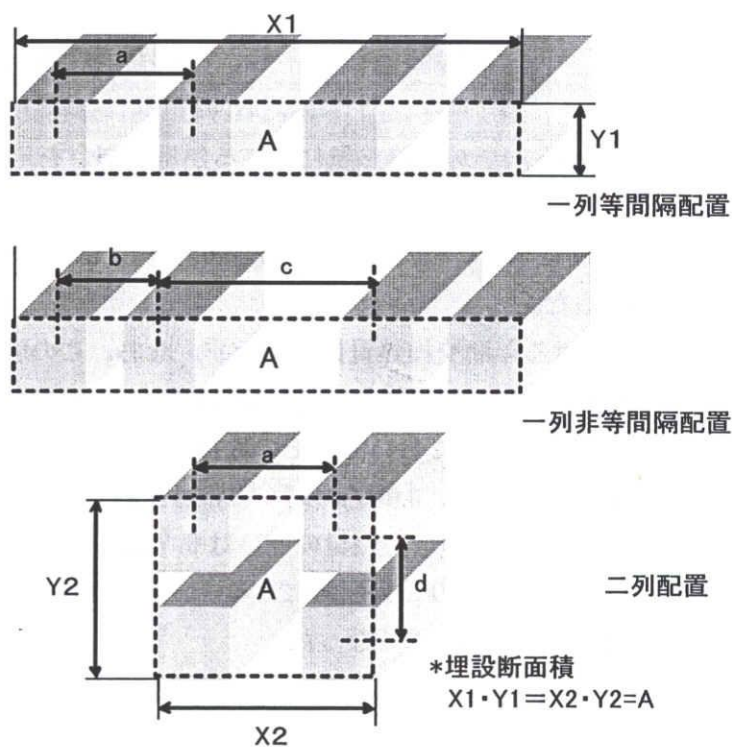


図 5-8 配置と埋設間隔の検討対象

表 5-9 各配置における配置間隔

配置形態	チューブ配置間隔 (m)			
	0.8	1.0	1.2	1.4
一列等間隔配置 a(m)	0.8	1.0	1.2	1.4
非等間隔配置 b(m), c(m)	0.6, 1.2	0.6, 1.8	0.6, 2.4	0.6, 3.0
	-	0.8, 1.4	0.8, 2.0	0.8, 2.6
	-	-	1.0, 1.6	1.0, 2.2
二列配置 d(m), a(m)	0.6, 0.8	0.6, 1.0	0.6, 1.2	0.6, 1.4
埋設断面積 A(m <sup>2</sup> )	44.8	54.4	64.0	73.6

表 5-10 配置の違いによる年間交換熱量比較

配置形態	交換熱量(GJ) 風速 0.1m/のとき			
	44.8	54.4	64.0	73.6
埋設断面積 A(m <sup>2</sup> )	44.8	54.4	64.0	73.6
一列等間隔配置	2.83	2.87	2.90	2.92
非等間隔配置	2.83(99.8)	2.86(99.5)	2.87(99.1)	2.88(98.8)
	-	2.87(100.0)	2.89(99.8)	2.91(99.5)
	-	-	2.90(100.0)	2.92(99.8)
二列配置	2.82(99.7)	2.85(99.4)	2.88(99.3)	2.90(99.2)
配置形態	交換熱量(GJ) 風速 3.0m/のとき			
	24.91	26.45	27.76	28.90
一列等間隔配置	24.91	26.45	27.76	28.90
非等間隔配置	24.64(98.9)	25.82(97.6)	26.69(96.1)	27.30(94.5)
	-	26.40(99.8)	27.47(99.0)	28.24(97.7)
	-	-	27.75(100.0)	28.69(99.3)
二列配置	22.29(89.5)	23.02(87.0)	23.64(85.2)	24.20(83.8)

\*括弧は一列等間隔配置チューブの交換熱量に対する熱量の割合を示す。

隔 a, b, c, d の寸法は表 5-9 に示す。また、各配置形態のケースは、同じ埋設断面積となるように埋設間隔を設定した。

表 5-10 に各ケースにおける年間交換熱量比較を示す。なお、この表は表 5-9 と対応している。非等間隔配置によるチューブの交換熱量はわずかであったが、等間隔配置チューブより少なく、すべてのケースにおいて、その取得熱量は一列等間隔で最も多かった。また、チューブ内風速が 0.1m/s、3.0m/s のケースを比較すると、チューブ内風速が遅いケースでは、チューブ配置による取得熱量の違いは 0.7%以下と、わずかであったが、チューブ内風速が速くなることにより二列配置によるチューブの交換熱量は一列等間隔チューブ配置に対して最大 14.8%も小さくなった。

このように二列配置によるチューブからの交換熱量が最も少なくなった原因は、チューブ配置間隔 d(上列と下列との間隔)が 0.6m と狭かったためであると考えられる。



よって、 $d$ の拡張による熱性能の向上が期待されるが、(5.2.3項の結果よりチューブの埋設深さを1m深くすることによる熱交換量の増加は約10%程度と予測される。)余分な掘削など施工面での負担が増加しかねないので、詳細な検討が必要であると考えられる。

以上のことから、複数管型クール/ヒートチューブにおいて、一列等間隔配置はほかの非等間隔配置、二列配置に比べて最も熱交換性能の良い配置形態といえ、本研究の検討条件とする。

#### 5.4. 複数管型チューブの配管間隔と熱性能

本節では、配管間隔の違いが与えるチューブシステムの熱交換性能への影響を検討する。各配管の距離を狭くすると管相互に熱的干渉が起こり、チューブの熱交換性能に影響を与える。また、この熱性能への影響は、ほかの性能パラメータの違いにより変わると考えられる。よって、ここでは配管間隔の違いによるチューブ熱交換性能への影響を、異なる管内風速、配管長さ、配管数、土質の条件下で、検討を行う。

##### 5.4.1. 配管間隔の予備検討

近接配管を有する複数管型クール/ヒートチューブは管相互の熱的影響により、その熱交換性能が低減される。この熱的影響が生じる理由は、図 5-9 により説明できる。図 5-9 は、夏期のチューブ運転時におけるチューブ周囲水水平面の土壌温度分布の一例を示したものであり、図中の自然土壌温度は、チューブ未導入時の土壌温度を示す。自然土壌温度に比べて、チューブ近傍では管内空気温度近くまで上昇しており、この温度上昇はチューブ表面から離れるほど小さくなっている。また、図中の灰色で塗りつぶした領域は自然土壌温度に対する温度上昇分を表しており、配管周囲の土壌が管内空気から取得した熱量の大きさを示す。さらに、土壌温度の上昇はこの場合はチューブ表面から約 3m 離れた地点からはなくなっており、配管表面から半径約 3m までの領域を、チューブの熱交換作用による熱的影響範囲であるといえる。この熱的影響領域の大きさは、土壌側の熱的性質など影響されるパラメータは多く、管内表面と管内空気との熱交換量の大きさもその一つであり、これと比例関係にあると考えられる。そして、管内空気と自然土壌との温度差が大きいほど、また、管内熱伝達率が大きいほど、影響領域は大きくなると考えられる。

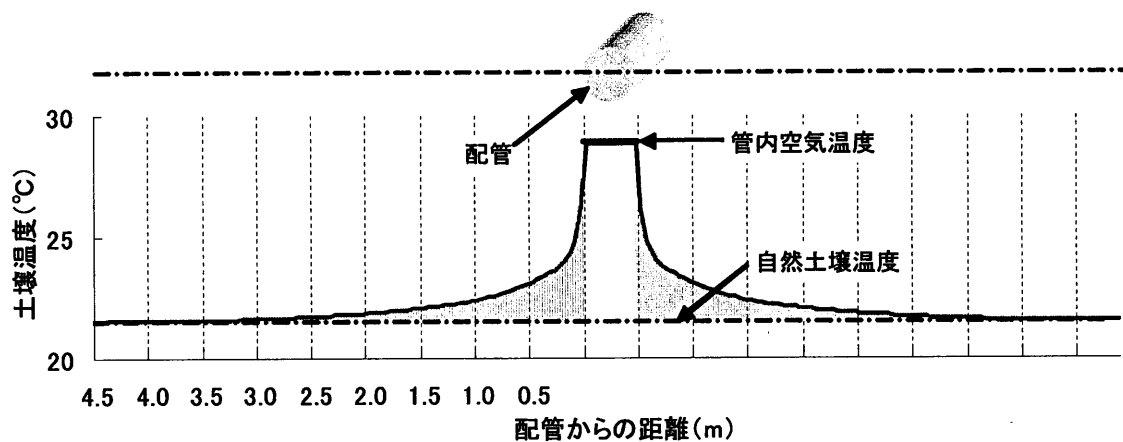


図 5-9 単管型チューブの周囲土壌温度性状

以上のように、クール/ヒートチューブの配管周囲の土壌は、管内空気との熱交換により温度が上昇し(冬期には降下する)比較的広い範囲まで(管内風速の違いにより異なってくるが)この熱的影響が及んでいる。また、近接配管を有する複数管型チューブはこの影響領域が重なることで、管周囲の温度上昇・降下がより大きくなるため、チューブの交換熱量が低減されるといえる。

ここでは先ず、熱交換作用により形成される管周囲の熱的影響範囲の大きさを把握し、本検討で行う配管間隔の検討範囲を特定するため、予備検討を行った。予備検討は、複数管型(2本管型)チューブに対して、異なる管内風速と異なる配管距離を与えてシミュレーションを行った。また、各ケースのシミュレーション結果から、年間の交換熱量を求めて、単管型チューブの交換熱量と比較した。表 5-11 にシミュレーションの条件を示す。

図 5-10 にその結果を示す。図中の年間交換熱量比とは、単管型チューブの交換熱量に対する各ケースの複数管型チューブにおける交換熱量の割合である。この熱量の割合が100%より小さいのは、チューブ間の熱的影響範囲が重なっている(熱的干渉が起こっている)ことを意味する。

各管内風速に対して、複数管型(2本管型)チューブの交換熱量の熱量割合は、配管間隔が約4m以上になると単管型チューブの交換熱量と同じ熱量が得られ、配管の熱的影響

表 5-11 シミュレーション条件

計算条件	内容
地域	東京
配管形状	正方形(0.4m角), 円形(径0.5m)に相当
配管本数	単管型(1本)、2本
埋設形態	一列等間隔
配管間隔	1m, 2m, 3m, 4m, 5m
埋設深さ	2.3m
管内風速	0.1m/s, 0.5m/s~3.0m(0.5m/s刻み)
室内設定温度	冬期(1月~3月、12月) - 空調時: 20℃, 非空調時: 15℃ 夏期(6月~9月) - 26℃一定
配管長さ	40m
土質	砂質
運転スケジュール	AM8:00~PM5:00(祝日/土日運転停止)

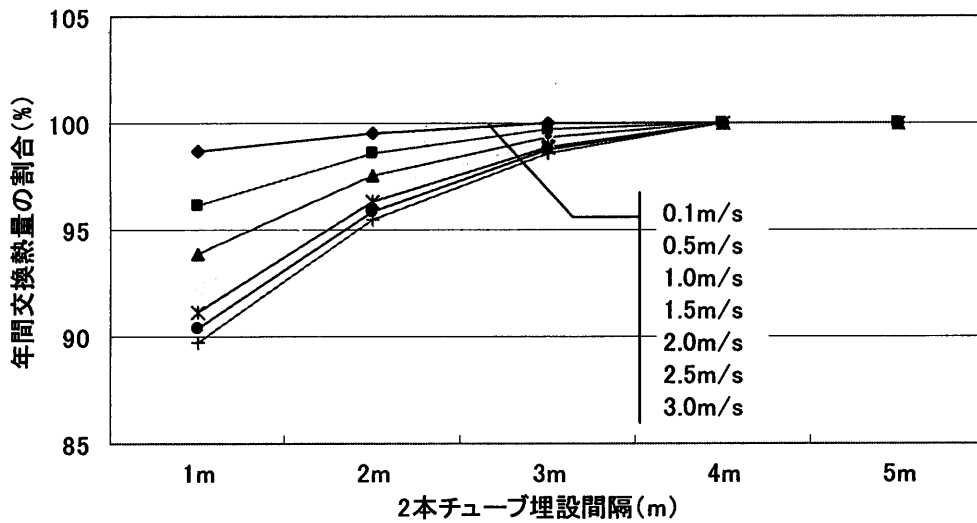


図 5-10 複数管型(2本管型)チューブの年間交換熱量の割合 (配管長さ: 40m)

響の範囲はすべての管内風速に対して、4m以下であると考えられる。また、配管間隔が2m以上のとき、単管型チューブの交換熱量に対して、年間で95%以上の熱量が得られることがわかった。そこで、以下本研究において複数管型チューブの配管間隔と熱性能との関係を検討する際は、配管相互の熱的影響が比較的大きいとされる配管間隔2m程度以下を検討範囲とする。

以上の予備検討結果を踏まえ、ここからは、複数管型(2本管型)チューブを対象に、配管間隔の違いによる熱交換性能への影響を検討する。また、各ケースの熱交換性能の比較検討を容易にするため、「熱交換量比」と定義する以下の値を用いる。

$$R_{Nt} = Q_{Nt} / (Q_{It} \cdot N) \times 100(\%) \quad \dots\dots\dots \text{式 5-1}$$

ここで、 $R_{Nt}$  は熱交換量比(%)、 $N$ は配管本数(本)、 $Q_{Nt}$ は近接配管を有する複数管型クール/ヒートチューブの交換熱量(配管相互の熱的影響を考慮したもの)である。また、分母の $Q_{It} \cdot N$ は単管型チューブを $N$ 本用いた場合の交換熱量であり、配管相互の熱的影響の無い交換熱量を示す。

### 5.4.2. 配管間隔と管内風速

複数管型チューブシステムの配管間隔と管内風速の関係を検討するために、2本管型の複数管型クール/ヒートチューブを対象に、異なる配管間隔と管内風速を与えてシミュレーションを行った。配管間隔は、1.5D(=0.6m)から6.0D(=2.4m)まで0.2m刻みで10通りを与えた。また、配管長さは20mとし、その他の計算条件は表5-11と同じである。

図5-11に単管型クール/ヒートチューブの年間交換熱量を示す。各ケースの交換熱量は、管内風速が速くなるにつれ多くなり、管内風速が最も遅いケース( $v=0.1\text{m/s}$ )と最も速いケース( $v=3.0\text{m/s}$ )それぞれの年間交換熱量は約0.5GJ, 4.6GJであった。また、年間交換熱量に対する冬期と夏期の交換熱量の割合は、すべての管内風速においておよそ7:3となった。

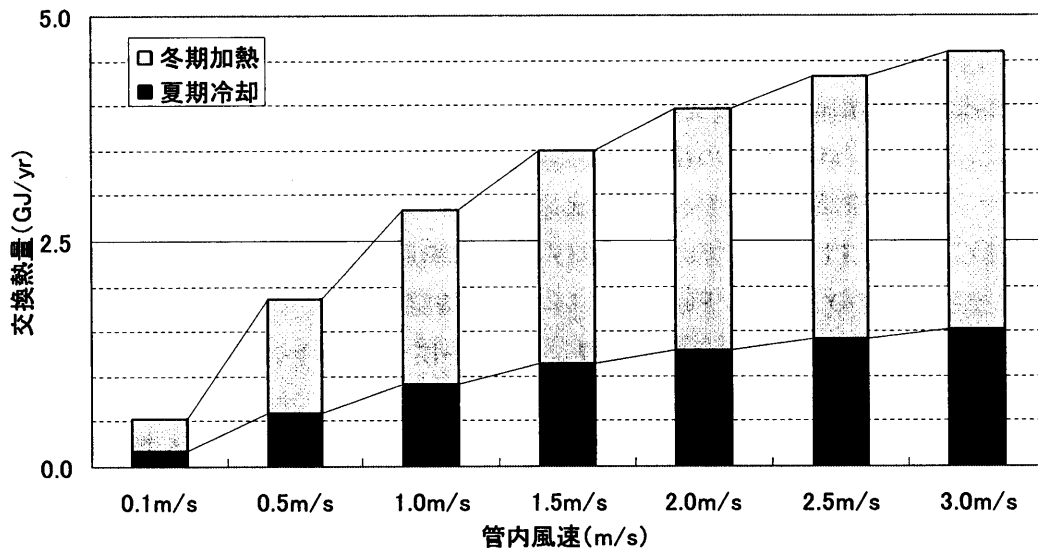


図 5-11 単管型クール/ヒートチューブの交換熱量 (配管長さ:20m)

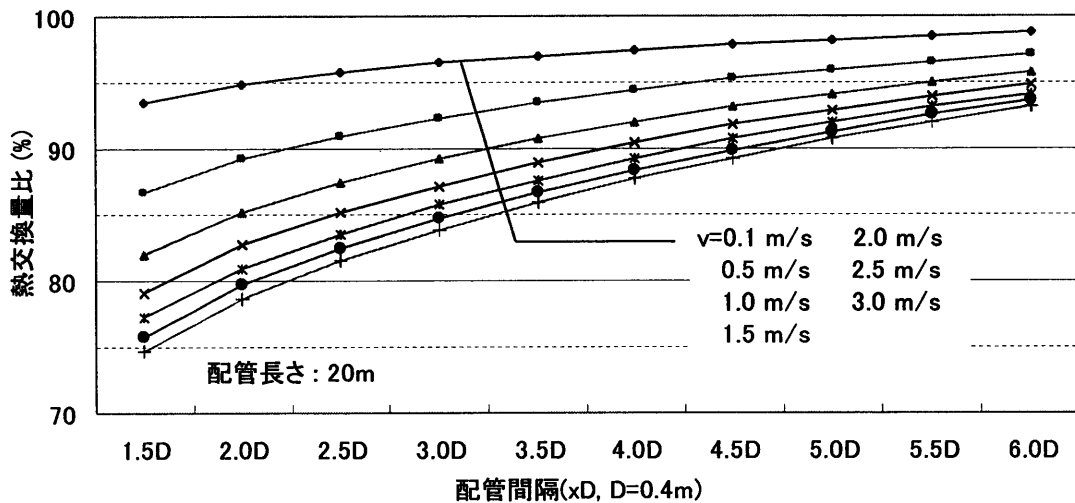


図 5-12 複数管型(2本管型)チューブの年間熱交換量比

図 5-12 に 2 本管の複数管型チューブの年間熱交換熱量比を示す。すべてのケースにおいて、複数管型(2 本管型)チューブの熱交換量比は 100%より小さくなっており、複数管型チューブの熱交換量が単管型チューブより少なくなっていることがわかる。これは、前に述べたように、チューブを近接したことで、熱交換作用により形成される管周囲の熱的影響領域が重なり合ったため、チューブの熱交換性能の低下が生じたといえる。

各ケースの熱交換量比は、配管間隔が  $6.0D(=2.4\text{m})$  と最も広いケースから狭くなるにつれ小さくなっており、管周囲の熱的影響の重なり合う領域が配管間隔の縮小に伴い大きくなったためであると考えられる。また、この傾向は管内風速が速いほど大きく、管内風速が速いケースほど熱的影響領域の半径が大きくなるためと考えられる。これは以下に示す管周囲土壌温度分布からも説明できる。

図 5-13 にチューブ入口から 20m 地点(チューブ出口)、深さ約 2m 地点の土壌温度水平面分布を示す。なお、管内風速と配管間隔のそれぞれが最大値・最小値となる 4 つのケースのみに対して、冬期と夏期における代表日の温度分布を示す。各期間の代表日は日中の平均外気温度が最低値・最大値となる日を選び、冬期には 1 月 18 日、夏期には 8 月 4 日とした。また、各代表日の最低と最高気温はそれぞれ  $0.3^{\circ}\text{C}$ 、 $33.0^{\circ}\text{C}$  であった。

チューブの配管間隔が  $1.5D$ 、管内風速  $0.1\text{m/s}$  のとき、チューブ間土壌温度は冬期には  $18.0^{\circ}\text{C}$ 、夏期には  $21.9^{\circ}\text{C}$  であり、 $6.0D$  の配管間隔に比べて、夏期・冬期それぞれ  $0.2^{\circ}\text{C}$ 、 $0.5^{\circ}\text{C}$  と土壌温度の上昇/降下幅が大きいことを確認できる。また、この傾向は管内風速が速く(風速  $3.0\text{m/s}$ ) になると大きくなり、夏期・冬期それぞれ  $4.2^{\circ}\text{C}$ 、 $6.0^{\circ}\text{C}$  の土壌温度上昇/降下があったことがわかる。

図 5-14 に各期間における複数管型チューブの熱交換量比を示す。各期間の熱交換量比は、年間熱交換量比と同じ傾向を示しており、配管間隔が狭くなるにつれそれぞれの熱交換量比は小さくなった。また、冬期と夏期の熱交換量比を比較すると、夏期に比べて冬期の熱交換量比が小さくなった。これは、管周囲の熱的影響領域が夏期に比べて冬期のほうが広いからであり(取り入れ外気温度と自然土壌温度との差が夏期に比べて冬期に大きい)ため、冬期と夏期の熱交換量比の差は、管内風速が  $0.1\text{m/s}$ 、 $3.0\text{m/s}$  のときにそれぞれ約 2 ポイント、0.7 ポイントとなった。

この結果から、チューブ長さや管内風速、配管本数の同一条件による複数管型チューブは、冬期の運転につき夏期と同等以上の熱交換量比を得るためには夏期よりも広い配管間隔をとる必要があり、それ故、チューブシステムを利用する時期や地域に見合った配管間隔の検討が必要であるといえる。

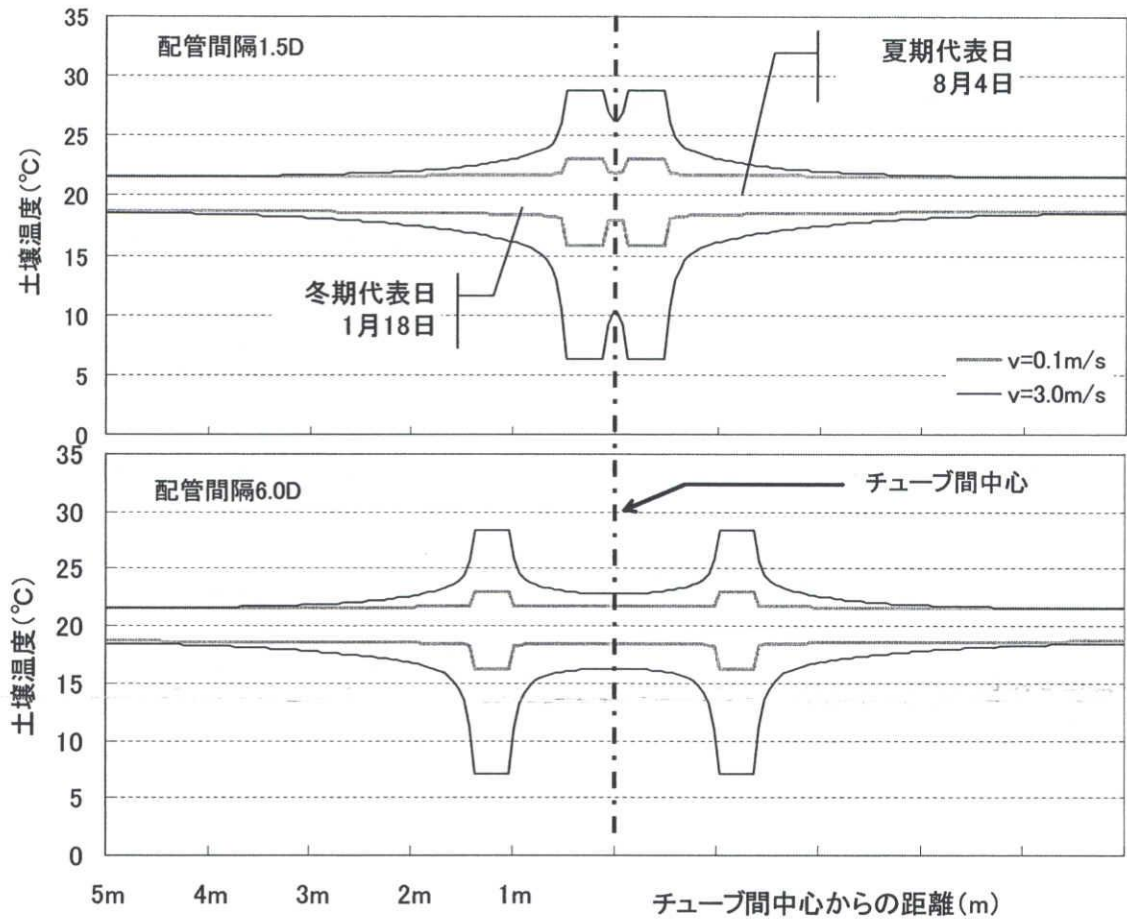


図 5-13 各ケースのチューブ出口における土壤温度分布(深さ 2.3m 地点)、管長 40m

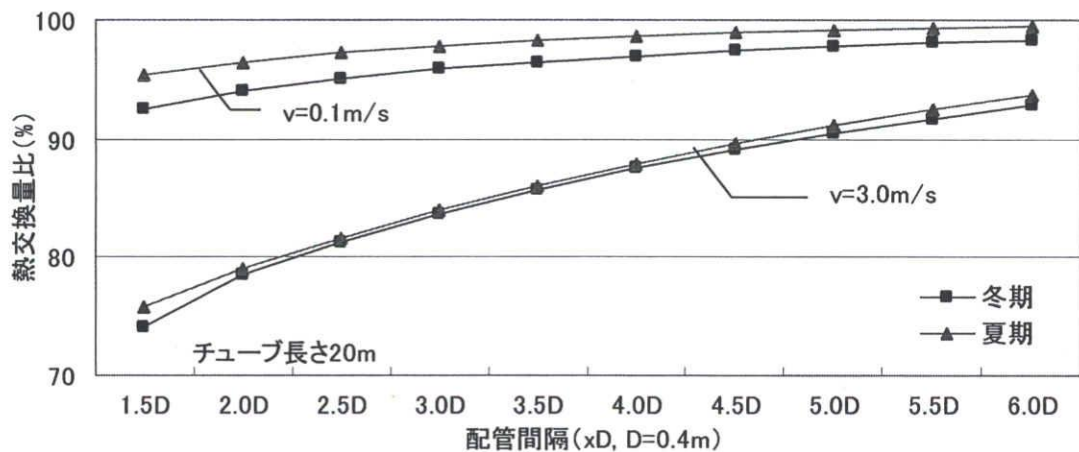


図 5-14 各期間における複数管型チューブの熱交換量比



### 5.4.3. 配管間隔と配管長さ

ここでは、複数管型チューブの配管間隔と長さとの関係を検討するため、複数管型(2本管型)チューブにおいて、異なる配管長さ20m、40m、60m、80mを与えてシミュレーションを行った。

図 5-15 にシミュレーション結果を示す。また、管内風速が0.1m/s、3.0m/s のケースのみを示す。管内風速0.1m/sと3.0m/sのケースにおいて、配管長さを長くすると、各ケースの熱交換量比は大きくなった。これは、配管入口から離れるほど、その地点の管内空気温度は(周囲土壌との熱交換により冷却・加熱され)自然土壌温度に収束していく

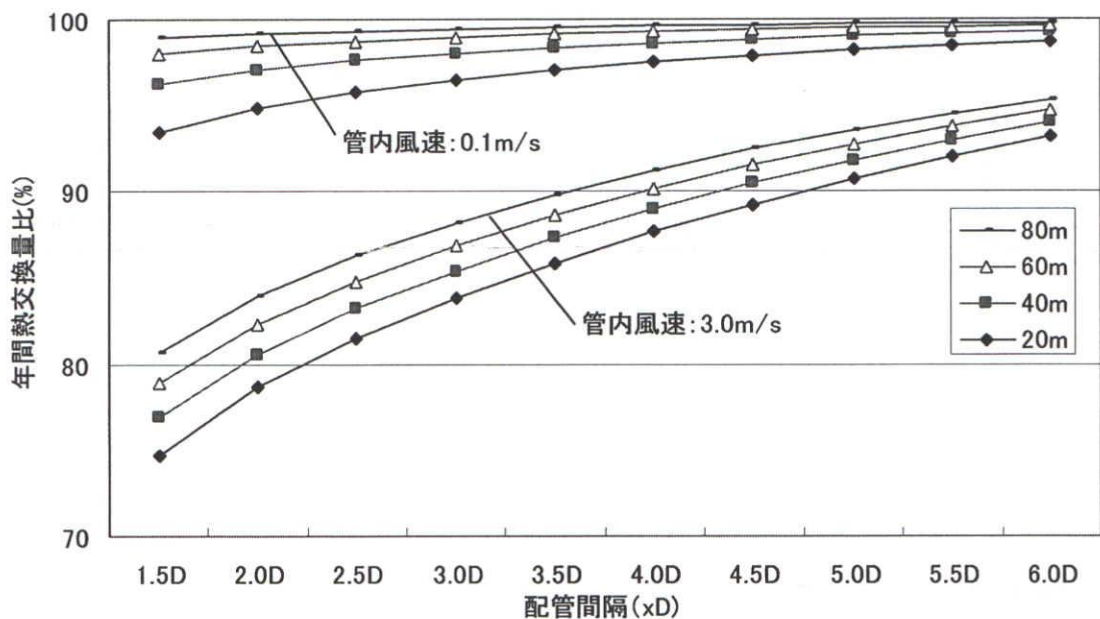


図 5-15 長さごとの年間熱交換量比

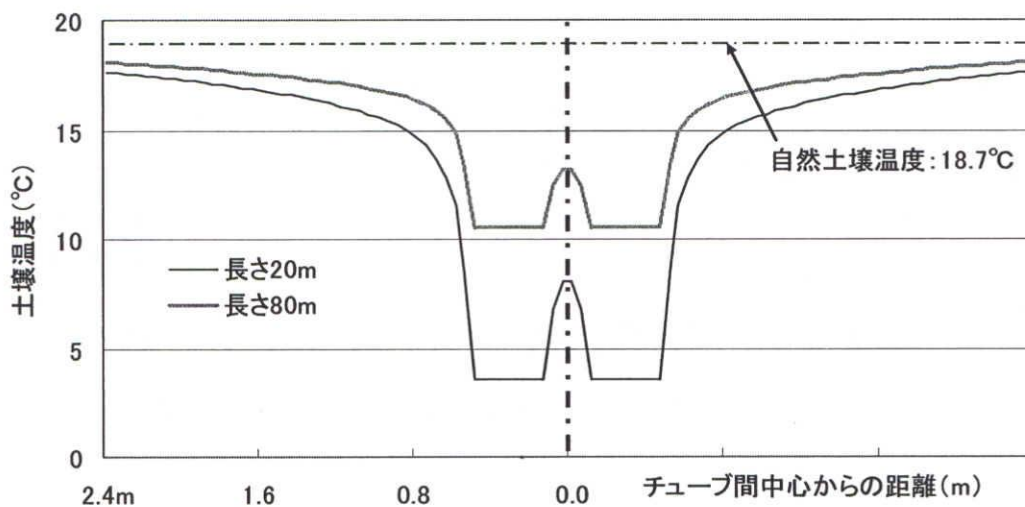


図 5-16 チューブ長さごとのチューブ出口の管周囲土壌温度分布(冬期代表日)

ため、管周囲の熱的影響領域は小さくなり、図 5-16 のように管周囲の土壌温度降下は小さくなるためである。また、配管長さの延長による熱交換量比の増加幅を管内風速ごとに比較すると、管内風速が 0.1m/s のケースでは増加幅が長さを増すと小さくなった。(配管間隔の 1.5D のとき、20m から 40m までの延長で熱交換量比の増加は約 3 ポイント、40m から 60m までの延長では約 2 ポイント、80m までの延長では約 1 ポイントとなった。) これに対して、管内風速 3.0m/s のケースではほぼ一定の幅で大きくなった。これは、管内風速 0.1m/s のケースは、その管内空気温度はチューブ長さ 40m 地点でほぼ自然温度と等しくなっており、管周囲の熱的影響領域は非常に小さくなっていたためであると考えられる。

#### 5.4.4. 配管間隔と土質

ここでは、配管間隔と土質との関係を検討するため、熱物性値の異なる4つの土質（火山灰、ローム土、砂質土、粘土）に対してシミュレーションを行った。表 5-12 に検討する土質の熱物性値を示す。

表 5-12 各検討土質の熱物性値

土質	熱伝導率 (W/mK)	熱容量 (kJ/m <sup>3</sup> K)	拡散係数 (mm <sup>2</sup> /s)
火山灰	0.47	1,670	0.28
ローム土	0.70	3,260	0.22
砂質	1.39	2,009	0.69
粘土	1.74	2,510	0.69

まず、異なる土質による単管型チューブの交換熱量を図 5-17 に示す。各土質によるチューブの交換熱量は、管内風速が速くなるにつれ多くなっており、管内風速の増加による管内熱伝達率の増加が原因といえる。また、管内風速の増加による交換熱量の増加量を土質ごとに比較すると、火山灰の交換熱増加量はローム土、砂質、粘土に比べて小さく、管内風速 1.0m/s 以上では約 100MJ 以下となった。これは火山灰の熱伝導率が小さく、なおかつ、熱容量が小さかったことが原因として考えられる。火山灰の場合、熱伝導率が小さく  $Bi$  数<sup>注28</sup>はほかの土質と比べて最も大きい値となっており(図 5-18 参照)、熱伝導により周囲へ拡散できる熱量に比べて管内の(熱伝達による)伝熱量が多かったことが原因であるといえる。さらに、土壌の熱容量がほかより小さいため管周囲土壌はすぐに飽和に近い状態になってしまい、管内風速を速くして管内熱伝達率を大きくしても交換熱量の増量はほかの土質に比べて小さくなったと考えられる。

これに対して、ローム土の  $Bi$  数は砂質、粘土に比べて大きいにも関わらず、砂質や粘土と同程度の交換熱量増加量となった。このことは、ローム土の熱容量が砂質と粘土より大きいことが原因であると考えられる。

また、ローム土と砂質の交換熱量を比較すると、1.0m/s 以下の管内風速ではローム土が砂質より大きく、1.5m/s 以上の管内風速ではローム土は砂質より小さくなる結果となった。これは、管内風速が遅い条件(各条件の  $Bi$  数が相対的に小さいケース)下ではチューブの交換熱量は土壌の熱容量に大きく依存し、管内風速が速い条件(各条件の  $Bi$  数が相対的に大きいケース)下では、(両条件の管周囲土壌は熱的に飽和に近い状態になりやすく、土壌の熱容量の大きさの影響は小さくなるため)チューブの交換熱量は土壌の熱拡散率に依存するようになるからである。

注<sup>28</sup> 対流コンダクタンスと物体の熱伝導コンダクタンスの比で表される無次元数 ( $Bi$  数= $hD/\lambda$ ,  $h$ : 管内伝達率、 $D$ : 管径、 $\lambda$ : 土壌の熱伝導率)

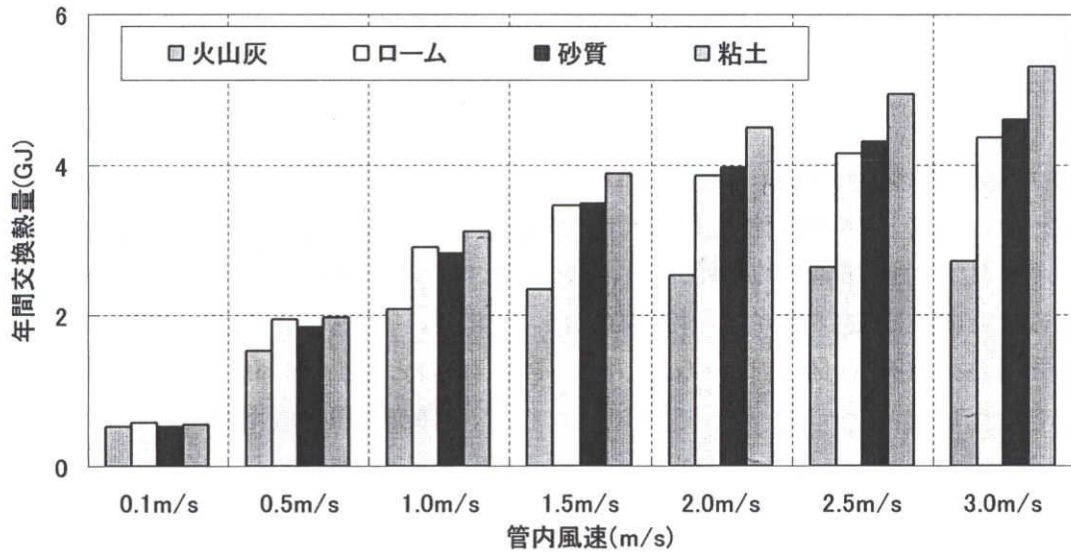


図 5-17 各土質における単管型チューブの交換熱量

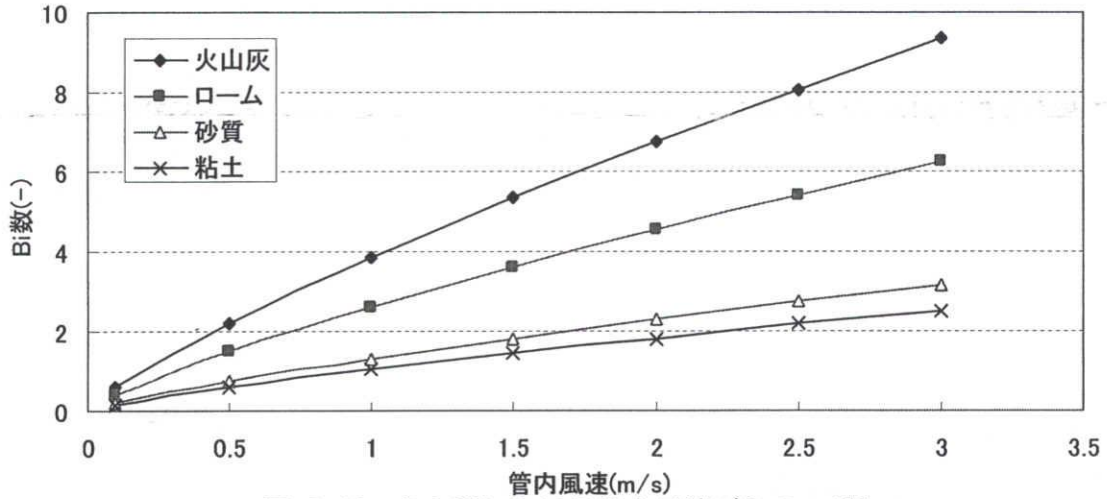


図 5-18 各土質における管内風速ごとの Bi 数

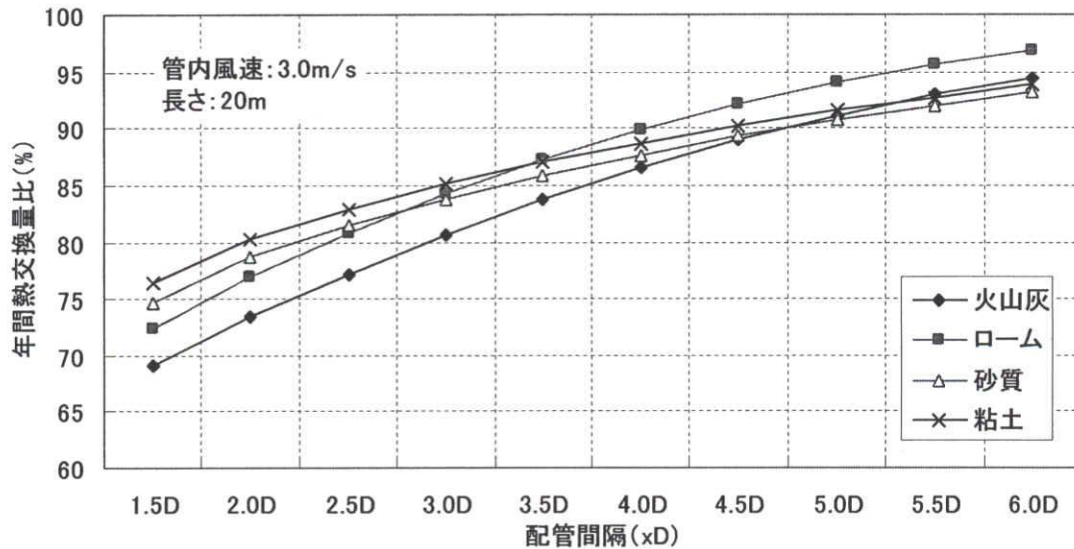


図 5-19 複数管型(2本管型)チューブの年間熱交換量比

図 5-19 に土質ごとの複数管型(2本管型)チューブの熱交換量比を示す。なお、管内風速と管長に対しては同じ傾向を示したため、管内風速 3.0m/s、管長 20m のケースのみを示す。

各ケースの熱交換量比は、配管間隔が狭いと小さく、配管間隔が広くなるにつれ大きくなった。また、この熱交換量比の大きくなる度合いを土質ごとに比較すると、1.5D から 6.0D までの配管間隔の拡張により、火山灰とローム土の熱交換量比は約 25 ポイント増、砂質と粘土は約 18 ポイント増となった。つまり、各土壌の熱拡散係数がそれぞれ近似している火山灰(0.28)とローム(0.22)、砂質(0.69)と粘土(0.69)の熱交換量比の増加幅が各々同程度となった。そして火山灰とロームの熱交換量比の増大度合いが砂質と粘土に比べて大きかった。これについては、以下のことが原因として考えられる。

1. 火山灰とローム土は砂質と粘土に比べて、その  $Bi$  数が大きく、また熱拡散係数が小さい。このために、管周囲の熱的影響範囲は砂質と粘土のケースより狭く、その影響領域内の温度上昇・降下の度合いは大きくなる。

2. 管周囲の熱的影響範囲は管径に比べて大きいため(条件によって異なるが pp. 98 で検討結果では約 4m であった。)、配管間隔の狭い条件では、管周囲の熱的影響範囲の大きさの影響は小さく、その影響領域内の温度上昇・降下の度合いの影響は大きい。

よって、配管間隔の 1.5D の条件では、各ケースの熱交換量比の大きさが粘土・砂質、ローム・火山灰の順となり、配管間隔の 6.0D の条件では、ローム土・火山灰、粘土・砂質の順となった。

以上のことから、複数管のチューブを近接配置する場合、熱拡散率と熱容量の小さい土質において、熱交換性能の減少は大きくなることがわかった。また、この条件でのシステム導入時には配管間隔に対する詳細な検討が必要であると考えられる。

#### 5.4.5. 配管間隔と配管数

これまでに、2本管型の複数管型チューブに対して検討を行ったが、配管本数が増加すると管周囲の熱的影響領域の重なる部分はもっと大きくなり、チューブシステムの熱交換性能は2本管型に比べてより減少することが予想される。ここでは、3~8本管の複数管型チューブに対してシミュレーションを行い、熱交換量比の比較検討を行った。

図5-20に異なる配管本数による複数管型チューブの熱交換量比を示す。なお、管内風速は3.0m/s、長さは20mである。

2本管による複数管型チューブの熱交換量比は、配管間隔が1.5Dと最も狭いケースで最も小さくなり、配管間隔6.0Dのケースで最も大きくなった。このような傾向は配管本数を増やしたケースにおいても同じであった。また、配管本数が多いほど熱交換量比は小さくなっており、当然ながら配管間隔を狭くするにつれ小さくなる減少の度合いは大きくなった。これは、配管本数が増えると管周囲の熱的影響領域の重なる部分が多くなり、土壌温度の上昇・降下がさらに大きくなるためである。

図5-21に複数管型チューブにおける配管本数と管内風速との関係を示す。なお、各チューブの配管間隔は1.5D、長さは20mである。同じように、複数管型チューブの配管本数が多くなるにつれ、熱交換量比の減少は大きくなった。また、熱交換量比の低下は、管内風速が速いほど、配管本数が多いほど大きかった。

ここで、2本管型の複数管型チューブの熱交換量比を基準として考える。図5-21に示す2本管の熱交換量比は、管内風速0.1m/sのとき最も大きく、チューブの配管本数を増やして生じる熱交換量比の減少は最も小さい。これに対して、2本管の熱交換量比が小さくなると、配管増設によって生じる熱交換量比の減少は大きくなる。

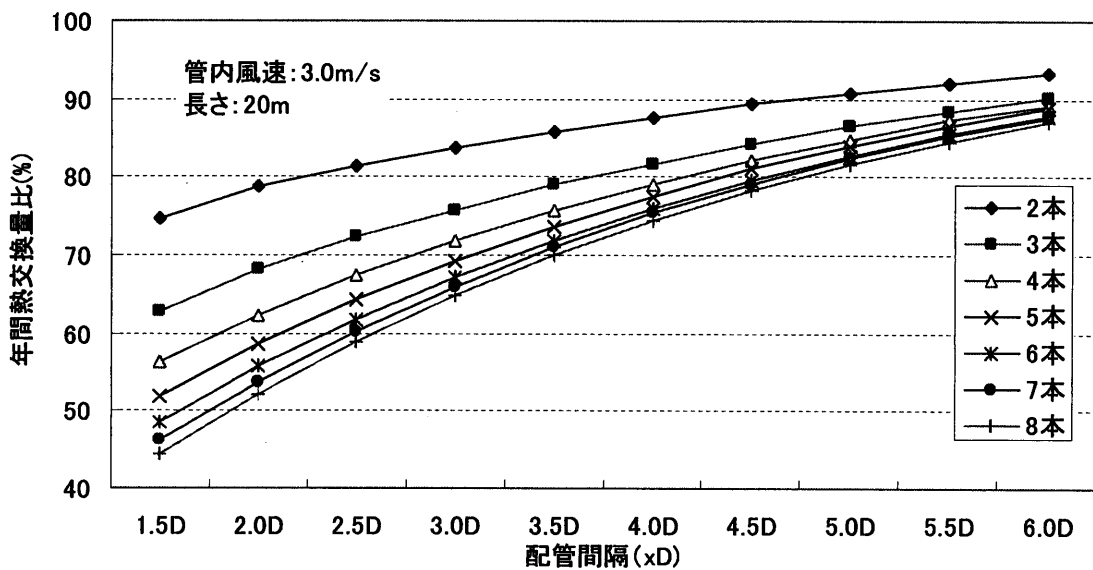


図5-20 配管間隔と配管本数との関係

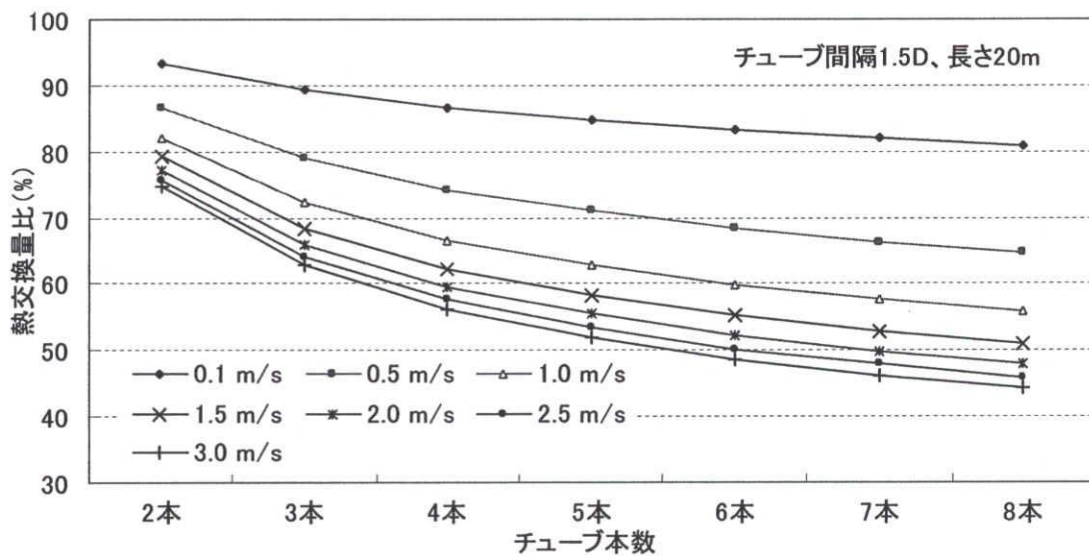


図 5-21 配管本数と管内風速との関係

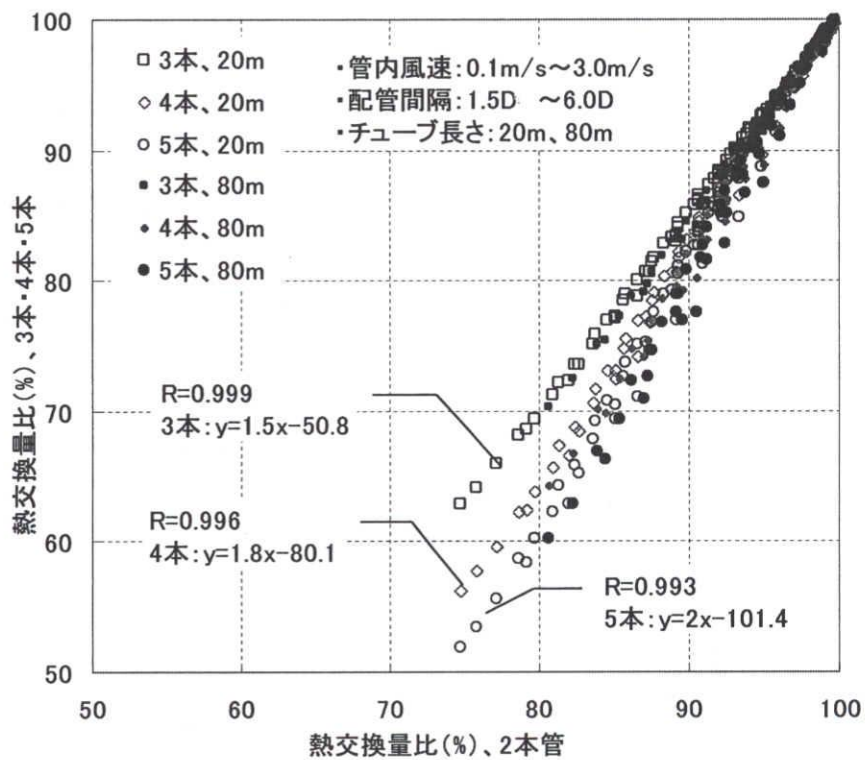


図 5-22 複数管型チューブの熱交換量比の相関関係



この関係に着目し図 5-22 に 2 本管型の熱交換量比と 3 本管型以上の熱交換量比の相関関係を示す。図の横軸は 2 本管型の熱交換量比をとり、縦軸には 3 本管、4 本管、5 本管の熱交換量比をとった。

図のように、2 本管型チューブの熱交換量比は配管本数が 3 本以上の複数管型チューブの熱交換量比と強い相関関係にあることがわかる。この関係を用いると、2 本管型の熱交換量比から、管内風速、配管間隔、そして配管長さを考慮せずに 3 本以上の本数からなる複数管型チューブの熱交換量比が予測できると考えられる。よって、このことに着目して次章では、複数管型チューブの熱交換量比を予測する近似式の提案を行う。

## 5.5. 外気条件と複数管型チューブの熱性能の関係

クール/ヒートチューブシステムは、管内に導入される外気と管周囲の土壌との熱交換により冷熱あるいは温熱を得るシステムであり、異なる導入地域の外気条件はその熱交換性能に影響を与える。そこでここでは、異なる導入地域における複数管型チューブの熱交換性能について検討を行う。

### 5.5.1. 検討概要

本検討は、日本の代表的な10都市(札幌、仙台、新潟、東京、名古屋、大阪、福岡、熊本、鹿児島、那覇)を対象に行った。これらの10都市における外気条件を表5-13に示す。なお、各地域の気象データはSMASHの標準気象データを用いており、比較検討のために冬期と夏期の期間はすべての地域に対して同じとした。

表 5-13 検討地域の外気条件

地域 (都市)	冬期(12月～3月)平均値		夏期(6月～9月)平均値		年平均	
	温度 (℃)	絶対湿度 (g/kg. D. A.)	温度 (℃)	絶対湿度 (g/kg. D. A.)	温度 (℃)	絶対湿度 (g/kg. D. A.)
札幌	-2.8	2.31	18.6	10.45	8.1	5.89
仙台	2.6	3.08	21.3	13.41	12.0	7.62
新潟	3.4	3.44	22.9	13.77	13.1	7.98
東京	6.9	3.16	24.2	14.07	15.6	8.22
名古屋	5.0	3.54	24.4	15.06	14.8	8.76
大阪	6.6	3.95	25.7	14.97	16.3	9.01
福岡	7.4	4.32	25.2	15.70	16.2	9.39
熊本	6.5	4.19	25.3	15.56	16.0	9.29
鹿児島	8.2	4.98	25.3	16.04	16.9	10.10
那覇	17.1	9.12	27.1	18.97	22.3	13.85

本研究の2.4.4項で行った実測システムの湿度変化における検討結果から、配管内の結露による潜熱取得の影響は非常に小さく、無視できると判断し、チューブシステムの熱交換に対して、顕熱のみを考慮したシミュレーションを行ってきた。これに対して、導入地域によっては、結露発生の可能性が高くなることが予想される。主に夏の間、管内表面温度は外気の露点温度以下になる可能性が高く、比較的多湿で高温の外気が管内に導入される場合、管内表面では結露が発生する。表に示す各地域の夏期における外気条件は、札幌から那覇へいくほど多湿・高温となることがわかる。よって、結露発生の可能性は札幌から那覇へいくほどより高くなるといえ、異なる地域の検討を行う際、結露

を考慮した検討が必要と考えられる。

このことから、本研究の数値解析モデルで用いたエネルギー収支式に対して、配管内の水分収支とこれに伴う凝縮潜熱を考慮することとした。

チューブ内表面の温度が、導入外気の露点温度より低いとき、管表面で結露が発生する。ここでは、この結露は管内表面に付着し再び蒸発することはないと仮定した。また、管内表面は常にぬれていると仮定し、管表面での相対湿度は 100%とした。

以下に計算に用いたエネルギー収支式を示す。なお、他の計算条件は顕熱のみを考慮した解析の場合と同じである。

土壌におけるエネルギー収支式

$$c_s \rho_s \frac{\partial \theta_s}{\partial t} = \lambda \left( \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial z^2} \right) \dots\dots\dots \text{式 5-2}$$

チューブ内の移流と伝熱、凝縮潜熱を考慮したエネルギー収支式

$$c_a \rho_a \frac{\partial \theta_a}{\partial t} = -c_a \rho_a v \frac{\partial \theta_a}{\partial z} + 4\alpha \frac{(\theta_{t,surf} - \theta_a)}{D} + EV \dots\dots\dots \text{式 5-3}$$

$$\text{ここに、} EV = -4r \frac{\alpha (x_{t,surf} - x_a)}{c_a D}, \quad EV \geq 0$$

チューブ内空気の水分収支式

$$\rho_a \frac{\partial x_a}{\partial t} = -\rho_a v \frac{\partial x_a}{\partial z} + EV / r \dots\dots\dots \text{式 5-4}$$

地表面と外気との熱伝達

$$-\lambda_s \frac{\partial \theta_s}{\partial y} \Big|_{y=0} = \alpha (\theta_a - \theta_{SAT}) \dots\dots\dots \text{式 5-5}$$

$c$	比熱 (kJ/mK)	$\rho$	密度 (kg/m <sup>3</sup> )
$\theta$	温度 (°C)	$\alpha$	管内表面熱伝達係数 (W/m <sup>2</sup> K)
$v$	管内風速 (m/s)	$D$	管径 (m)
$r$	蒸発潜熱 (kJ/kg)	$x$	絶対湿度 (kg/kg. D. A.)
$\lambda$	熱伝導率 (W/mK)	$t$	時間 (h)

添え字

$s$ : 土壌,  $a$ : 空気,  $t,surf$ : 管内表面,  $SAT$ : 相当外気

### 5.5.2. 各地域における単管型チューブの熱交換性能

各地域における単管型チューブの年間交換熱量を図 5-23 に示す。シミュレーション条件は表 5-11 と同じである。また、図中の年間交換熱量は、結露による潜熱取得も含めた全熱交換熱量である。

年間の全熱交換熱量は、札幌が 10 都市のうち、最も多く、那覇が最も少ない交換熱量となっており、年平均気温の低い地域ほど交換熱量は多くなる傾向を示した。

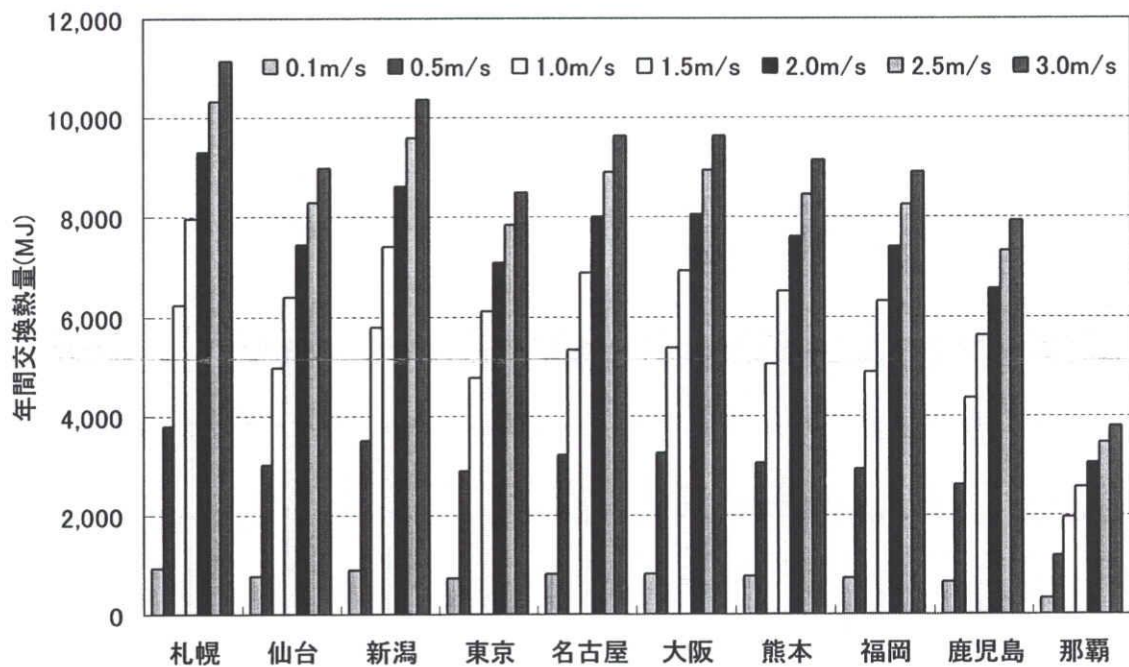


図 5-23 各地域における単管型チューブの年間交換熱量比較 (結露考慮あり)

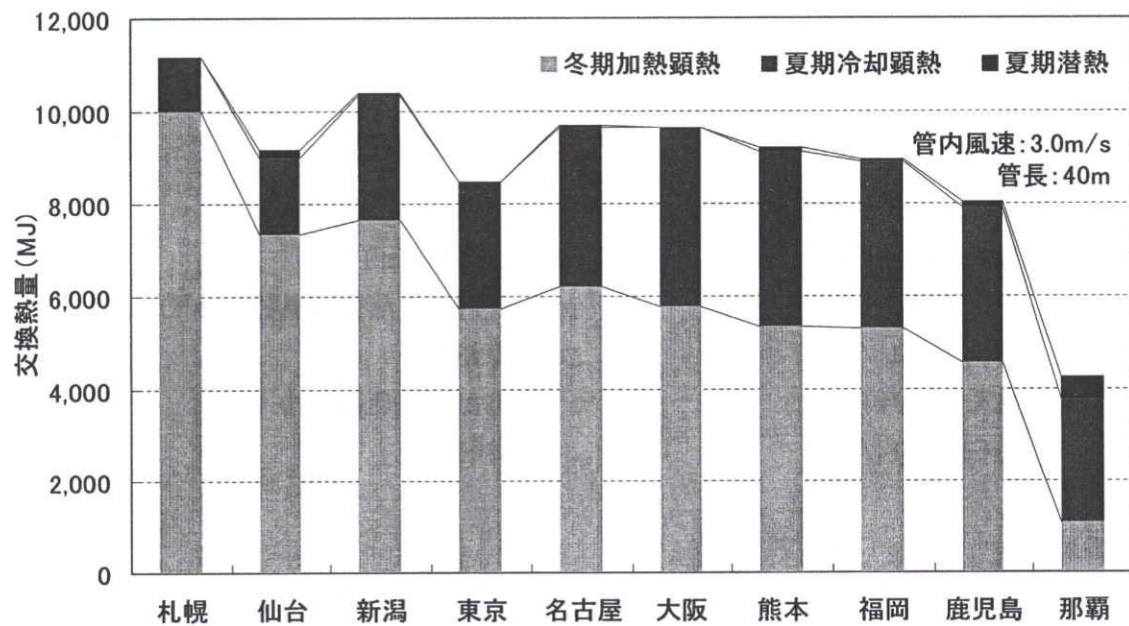


図 5-24 各地域における期間ごとの交換熱量比較

図 5-24 に各地域における期間ごとの交換熱量比較を示す。また、管内風速は 3.0m/s のみのケースを示す。冬期の加熱交換熱量と夏期の冷却熱量を比較すると、年平均気温の低い地域では、冬期の加熱熱量が多くなり、夏期の冷却熱量は少なくなった。年平均気温の最も低い札幌では、冬期の加熱熱量と夏期の冷却熱量の比率は約 1 : 9 となった。これに対して、年平均気温が札幌に比べて高い地域へ行くと、冬期の加熱熱量は小さくなり、夏期の冷却熱量が大きくなる傾向を示した。新潟と東京の冬期と夏期の交換熱量の割合は約 7 : 3、名古屋、大阪、熊本、福岡、鹿児島は 6 : 4、那覇は 3 : 7 と冬期の加熱熱量に比べて夏期の冷却熱量が多かった。このような結果は、外気温の日格差、季節間の温度格差などが要因として考えられる。また、これに加えて本研究のチューブシステムは建物下部に配置されることを前提としており、チューブは冬の冷たい外気の影響を受けにくくなったこともひとつの要因として考えられる。

次に管内の結露発生による潜熱取得について検討すると、図 5-24 に示すように、冬期において、結露発生は起こらず、交換熱量の潜熱分はなかった。これに対して、夏期には管内に結露が発生し、わずかながら潜熱取得が得られる結果となった。この夏期の潜熱(除湿)取得量は管内の結露水の発生量から算出したもので、夏期の顕熱交換熱量に対して那覇では約 18%、仙台では約 11%、その他の地域では約 2%以下となった。

図 5-25 に各地域における夏期(中間期の発生量を含む)<sup>注29</sup>の単位風量当りの管内結露水量を示す。各地域の単位風量当りの結露水量は、那覇を除いて、約 1kg/夏期 以下となった。また、各地域の管内風速ごとの発生量を比較すると、管内風速は速いほど結露発生量は少なくなった。これは、管内風速が速くなると、管表面の温度は導入外気温度により近い温度に(高くなる)なるため、結露発生は少なくなったと考えられる。

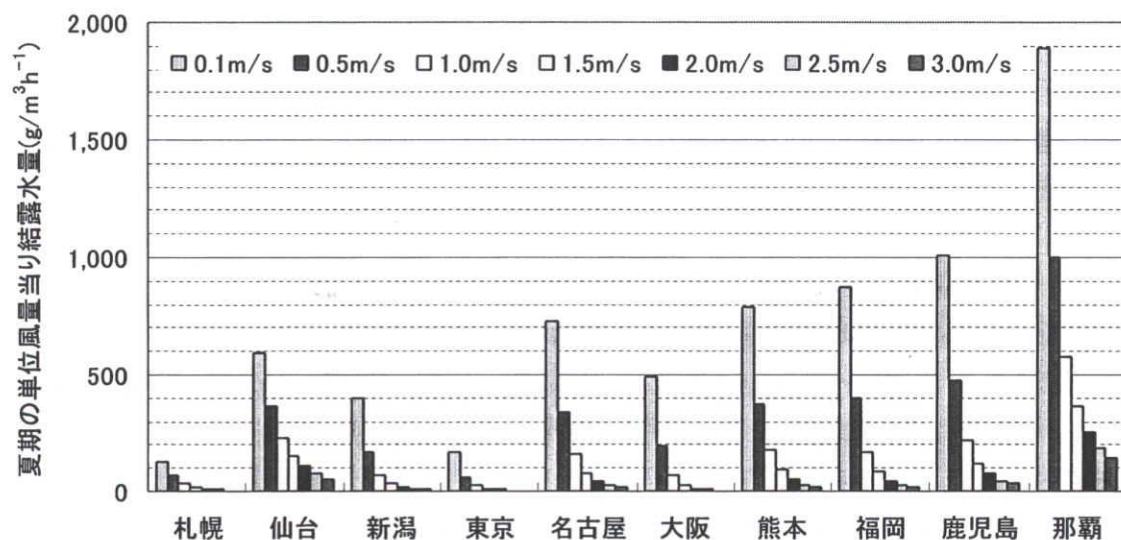


図 5-25 各地域の単管型チューブの夏期結露発生量

注<sup>29</sup> 結露発生は本研究で定める夏期(6月~9月)の間に主に発生した。また、導入地域によって中間期(4月~5月)にも結露は発生したが、この量はごくわずかであった。



同じように、図 5-26 に示す結露発生時間数に対しても那覇のケースがほかの導入地域に比べて最も多い発生時間数となり、また、各地域の管内風速ごとの発生時間は管内風速が速いほど少なくなる結果となった。

那覇の管内風速 0.1m/s のケースにおいて、結露発生時間数は最大値となり、夏期のシステム運転時間, 860 時間に対して約 70%となった。また、那覇を除いたすべての地域に対して、管内風速が 1.0m/s 以上のケースごとの結露発生時間は、夏期運転時間の約 20%にあたる 200 時間となった。

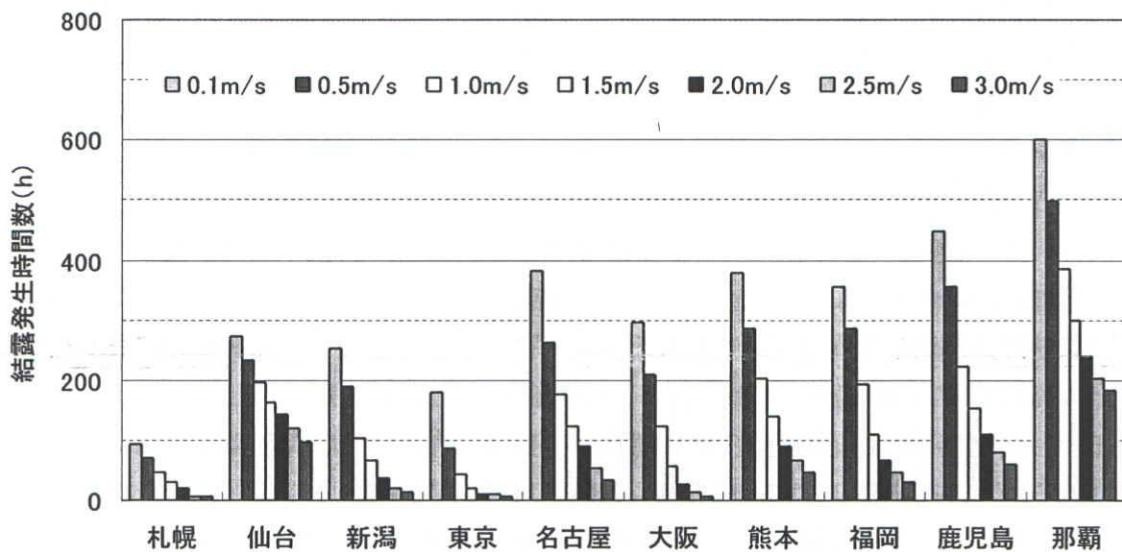


図 5-26 各地域の単管型チューブの結露発生時間数

このように、今回検討した 10 都市のすべての導入地域において、チューブシステムの夏期の運転中、管内表面での結露発生が確認され、地域ごとの結露発生量と発生頻度を定量的に検討することができた。また、これより、チューブシステム設計の際、管内の結露水の排水に配慮した対策を施すなど、管内でのカビ発生などに起因する衛生問題に注意を払う必要があるといえる。

以上の結果より、チューブシステム導入地域の異なる外気条件によって、管内における結露発生頻度やこれによる潜熱取得が変動することがわかった。このため、顕熱のみを考慮したシミュレーションの結果は、システムの導入地域によっては、実際の熱交換性能(結露を有する熱交換)と異なる可能性があると考えられる。そこでここからは、顕熱のみを考慮した導入地域ごとのシミュレーション結果に対して、顕熱と潜熱をともに考慮するシミュレーション結果との比較を行い、顕熱のみを考慮するシミュレーションに対する妥当性を確認する。

表 5-14 に単管型チューブにおいて、顕熱のみを考慮した交換熱量のシミュレーション結果を示す。また、夏期の交換熱量のみを示す。管内の結露による潜熱取得は顕熱交換熱量に比べて少なく、無視できると仮定すると、表 5-14 の結果は夏期の全熱交換量として見なすことができる。(図 5-27 参照)

表 5-14 単管型チューブの地域ごとの夏期顕熱交換熱量(結露考慮なし、長さ:40m)

交換熱量 (MJ)	札幌	仙台	新潟	東京	名古屋	大阪	熊本	福岡	鹿児島	那覇
0.1m/s	72	143	223	234	301	336	342	316	306	297
0.5m/s	308	572	882	915	1,168	1,300	1,307	1,229	1,182	1,142
1.0m/s	560	975	1,476	1,515	1,925	2,140	2,145	2,027	1,940	1,845
1.5m/s	764	1,281	1,914	1,950	2,473	2,748	2,750	2,606	2,486	2,336
2.0m/s	930	1,521	2,251	2,282	2,889	3,210	3,210	3,048	2,899	2,700
2.5m/s	1,066	1,713	2,518	2,544	3,215	3,573	3,571	3,396	3,224	2,981
3.0m/s	1,179	1,871	2,734	2,754	3,477	3,867	3,862	3,676	3,485	3,204

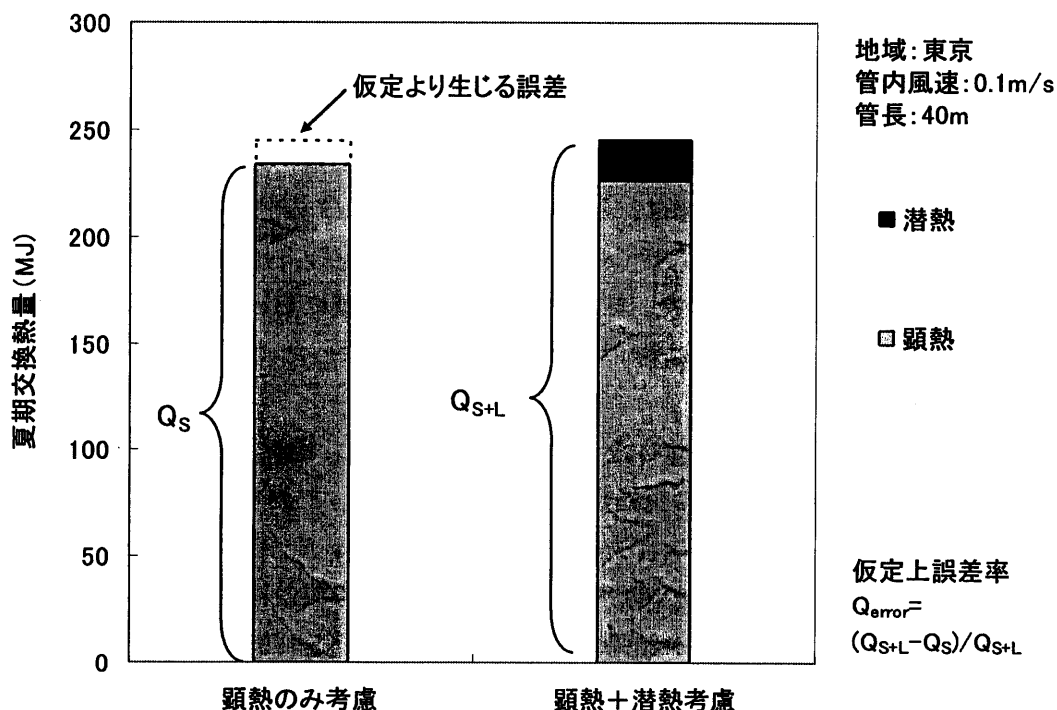


図 5-27 顕熱のみを考慮した交換熱量と顕熱と潜熱を考慮した交換熱量比較



ここで、顕熱のみを考慮して得られた交換熱量を全熱交換量と仮定するとき生じる誤差率を表 5-15 に示す。表中の値は、仮定により生じる誤差を示す値であり、顕熱と潜熱を考慮して得られた全熱交換熱量に対する割合である。表中の正の値は、潜熱を考慮するケースに比べて、顕熱のみを考慮したシミュレーションの結果が小さいことを表す。また、負の値は顕熱のみを考慮したシミュレーションの結果が大きいことを意味し、管内に発生した結露による凝縮潜熱が管壁面および管周囲土壌に加えられ、冬期の加熱熱量にわずかであったが影響したものと考えられる。

表 5-15 地域ごとの仮定上の全熱交換量誤差

全熱 交換量 誤差 (%)	札幌	仙台	新潟	東京	名古屋	大阪	熊本	福岡	鹿児島	那覇
0.1m/s	14.2	32.1	13.2	4.8	17.6	10.0	16.4	20.2	24.0	46.2
0.5m/s	4.4	15.3	3.3	0.9	5.7	2.3	5.4	6.2	7.9	19.1
1.0m/s	0.8	7.1	0.4	0.1	1.6	0.1	1.5	1.5	2.2	8.3
1.5m/s	0.1	3.3	-0.2	-0.1	0.2	-0.3	0.2	0.1	0.6	3.8
2.0m/s	-0.1	1.1	-0.3	-0.2	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.2	1.6
2.5m/s	-0.2	-0.3	-0.3	-0.1	-0.5	-0.2	-0.5	-0.5	-0.5	0.4
3.0m/s	-0.1	-1.1	-0.2	-0.2	-0.5	-0.2	-0.5	-0.4	-0.7	-0.4

表 5-15 に示す仮定上の誤差率は、那覇の管内風速 0.1m/s のケースで 46.2% と最も大きい値となったが、管内風速が大きくなるにつれ小さくなり、管内風速が 1.0m/s 以上になると、その値は 10% 以下となった。また、すべての導入地域において、管内風速が 1.0m/s 以上であれば、仮定上の誤差率は約 8% 以下の小さい値となった。

このことから、顕熱のみを考慮したシミュレーションは、顕熱と潜熱を考慮したシミュレーション結果に対して、その交換熱量を少なく見積もっており、チューブ設計の際、顕熱のみを考慮したシミュレーション結果を用いることは、安全側の設計を可能とするといえる。また、管内風速 1.0m/s 以上のケースでは、その誤差は 10% 以下となり、顕熱のみを考慮したシミュレーション結果を用いても妥当な熱交換性能の評価が可能であると判断される。

### 5.5.3. 各地域における複数管型チューブの熱交換性能

ここでは、複数管型チューブにおける導入地域ごとの熱交換性能について検討を行う。また、前項の検討結果、那覇では、ほかの導入地域に比べて取得熱量が小さく、さらに、管内の結露発生量は最も多かったことから、クール/ヒートチューブシステムの導入地域として適切でないと判断され、本検討の導入地域対象から除外する。

先ず、本検討の前に、複数管型チューブに対して、熱交換性能とその配管内の結露発生について検討するため、顕熱と潜熱を考慮したシミュレーションにより、単管型チューブと複数管型(2本管型)チューブの交換熱量を求めた。その結果を図 5-28 に示す。

図中の交換熱量は、2本の単管型チューブと複数管型(2本管型)チューブの配管間隔ごとの熱量を示しており、冬期においては潜熱取得分がなかったため、夏期の交換熱量のみを示す。

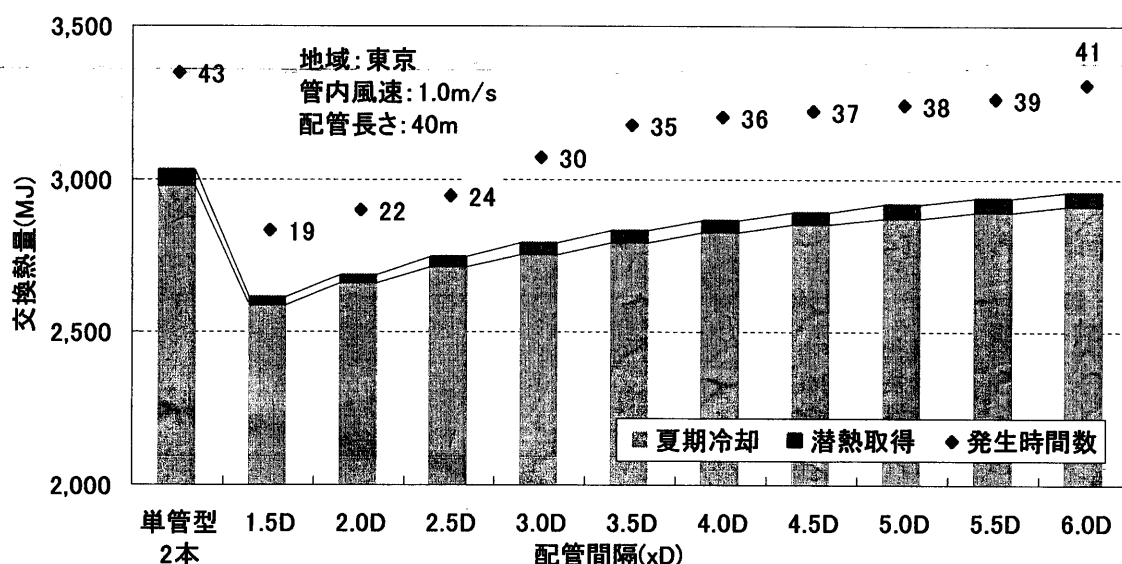


図 5-28 複数管型(2本管型)チューブと管内結露との関係

単管型チューブの潜熱取得分と結露発生時間数に対して、複数管型チューブはその配管間隔が狭いほど潜熱取得と発生時間数が小さくなるのがわかる。これは、配管を近接配置することで、管相互の熱的影響により管周囲土壌の温度が上昇し、管表面温度が単管型に比べて高くなったためと考えられる。また、このことは、実測システムにおいて行った結露検討の結果、結露は殆ど発生しなかった(2.4.4項)ことに対しても同じような解釈が可能と考えられる。よって、チューブシステムの熱交換性能と管内結露との関係は、複数管型チューブに対しても、単管型チューブと同じように考えることができる。また、近接配管を有する複数管型チューブに対しても、顕熱のみを考慮したシミュレーション結果を用いて妥当な熱交換性能の評価が可能であるといえる。

図 5-29 に複数管型(2本管型)チューブに対する導入地域ごとの熱交換量比を示す。なお、検討地域は那覇を除いた9都市とし、管内風速/管長/土質(3.0m/s/0.5m/砂質)のケースのみを示す。

年間の熱交換量比は配管間隔が広くなるにつれ、大きくなっており、日本の代表的な10都市において、同じ傾向を示した。また、各地域の熱交換量比のカーブはほぼ一致した。

表 5-16 に東京と各地域の熱交換量比<sup>注30</sup>差の平均値を管内風速ごとに示す。東京の熱交換量比に対して、新潟、名古屋、大阪、福岡、熊本、鹿児島は0.3ポイント以下の差となり、札幌、仙台においても、その差は1ポイント未満となった。また、管内風速が異なってもその差に大きな変動は見られなかった。

これは、図 5-30 に示すように、各導入地域における年平均気温と各期間の平均気温との差が、ほぼ同じであったためと考えられる。つまり、各地域の地中温度は、その地域の年平均外気温と等しいことから、管周囲土壌温度と管内に導入される空気温度との差は、各地域でほぼ同じとなったといえ、管周囲に形成される熱的影響領域の大きさが同じであったからと考えられる。

このことから、チューブシステムの取得熱量は各地域の異なる外気条件によって変動するが、今回検討した導入地域のようにその年平均気温と各期間の平均気温との差がほぼ同じであれば、複数管を近接配置することによって生じる熱的影響はほぼ同じといえる。また、表 5-16 に示す値は、システムの導入地域に対する補正係数として用いることが可能と考えられる。

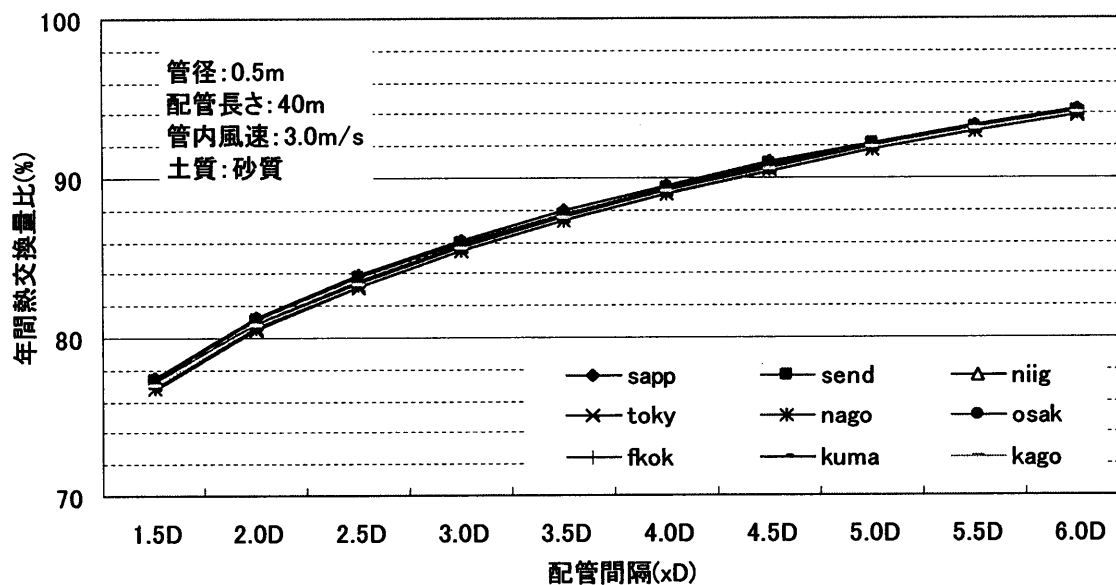


図 5-29 複数管型(2本管型)チューブの導入地域ごとの年間熱交換量比

注<sup>30</sup> 各地域の熱交換量比は、各地域の単管型と複数管型チューブの熱交換量から算出した値である。

表 5-16 東京と各地域との熱交換量比差の平均値

(単位：ポイント)

管内風速	札幌	仙台	新潟	東京	名古屋	大阪	福岡	熊本	鹿児島
1m/s	0.4	0.3	0.2	0.0	0.1	0.1	0.3	0.0	0.0
2m/s	0.5	0.4	0.3	0.0	0.1	0.2	0.3	0.0	0.1
3m/s	0.6	0.4	0.3	0.0	0.1	0.2	0.3	0.0	0.1
平均	0.5	0.4	0.3	0.0	0.1	0.2	0.3	0.0	0.1

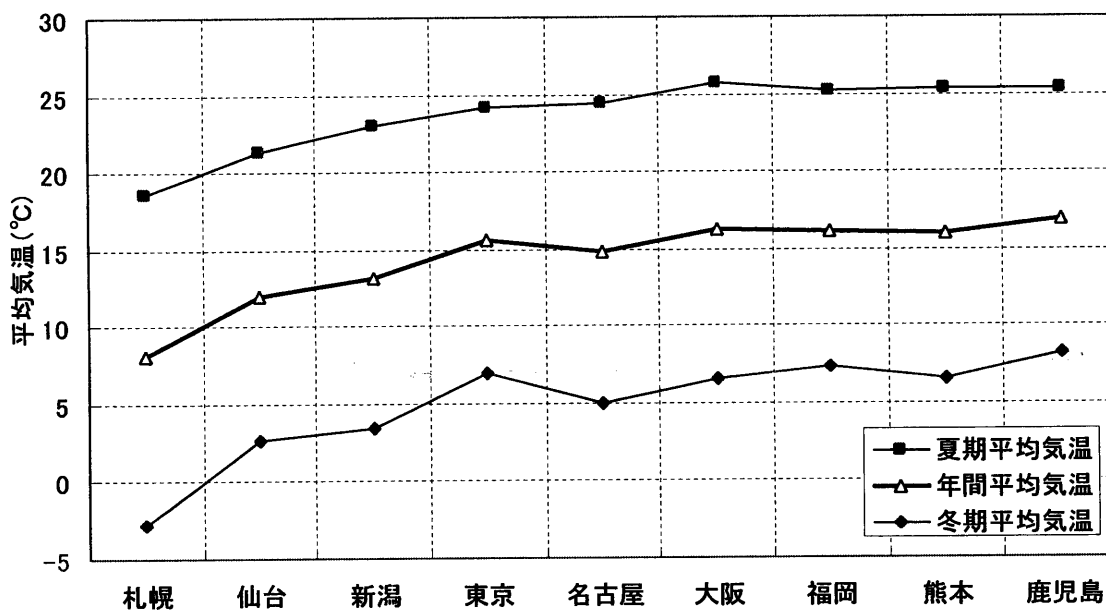


図 5-30 各導入地域の年間と期間ごとの平均気温比較

以上のことから、複数のチューブが近接配置されることによって生じる管相互の熱的影響は、システム導入地域(日本の代表的な9都市)の異なる外気条件下においてほぼ同じであることがわかった。また、各地域の熱交換量比のカーブはほぼ一致することがわかった。よって、本研究で提案する性能予測近似式は、今回検討対象となった地域に対して汎用性をもつ形でまとめることが可能であると考えられる。

## 5.6. 第5章のまとめ

本章では、複数管型クール/ヒートチューブに関する熱交換特性を明らかにするため、本研究の数値解析モデルによるシミュレーションを行い、各性能パラメーターに関する感度解析を行った。

先ず、複数管型チューブと単管型チューブの熱性能特性を比較検討した。その結果から、複数管型チューブの熱交換特性は、単管型チューブと比較してほぼ同じ傾向を示しており、今回検討対象とした性能パラメーター、管内風速、埋設深さ、配管直上部条件、配管長さ、土質の違いによる影響の度合いが少し異なることがわかった。

この結果に踏まえて、複数管型(2本管型)チューブを対象としたシミュレーションを行い、配管間隔と各性能パラメーターにおける熱交換性能への影響を検討した。また、配管間隔と配管形態における予備検討から、配管間隔に対する検討範囲を2m以下とし、一列等間隔配置を本研究の検討条件とした。

複数管型チューブの熱交換性能は、その配管間隔が狭いほど小さくなり、広いほど大きくなる傾向をシミュレーション結果から確認できた。また、この熱交換性能の増大/減少の度合いは、管内風速、配管長さ、土質、配管本数により変動することを示した。さらに各性能パラメーターの異なる複数管型チューブに対して、熱交換性能の減少を熱交換量比と定義し、定量化した。

配管間隔と配管数との関係を検討した結果、2本管型チューブと3本管型以上チューブの熱交換量比との間に強い相関関係があることがわかり、これを用いた性能予測近似式の提案可能性が確認された。

つぎに、複数管型チューブの導入地域と熱性能との関係について検討を行った。また、検討対象とした地域は、日本の代表的な10都市とし、札幌、仙台、新潟、東京、名古屋、大阪、熊本、福岡、鹿児島、那覇とした。これらの各地域の気候は異なるため、管内結露発生に対する条件は大きく変わるといえ、本研究の数値解析モデルにおいて、管内表面での水分凝縮潜熱を考慮する収支式を加えた。

各導入地域におけるシミュレーションの結果、管内における結露発生頻度やこれによる潜熱取得は異なる外気条件によって変動を見せることがわかった。また、地域ごとに管内結露によるチューブ性能への影響を定量化できた。一方、管内風速が1.0m/s以上であれば、管内結露による影響は約8%以下と小さくなることを確認し、このことから顕熱のみを考慮した本研究の数値解析モデル結果を用いても妥当な熱交換性能評価が可能であるという見知を得た。

今回検討対象とした日本の代表的な10都市のうち、那覇に関しては、その取得熱量は他の地域に比べて最も少なく、かつ、管内結露量も多かったため、本研究では、那覇は

チューブシステムの導入に対して、適切な導入地域ではいと判断し、検討対象から除外して、那覇を除く 9 都市を対象に配管間隔と熱交換性能との関係を検討した。その結果、各配管間隔に対する熱交換量比の変動は、9 都市において同じ傾向を示し、熱交換量比のカーブはほぼ一致することがわかった。これにより、本研究で提案する性能予測近似式は、今回検討対象となった地域(那覇を除いた 9 都市)に対して汎用性をもつ形でまとめることが可能であると判断された。





## 第6章

# 複数管型クール/ヒートチューブシステム の性能予測手法

## 第6章 複数管型クール/ヒートチューブシステムの性能予測手法

### 6.1. 性能予測手法の概要

クール/ヒートチューブシステムは、管内空気と管周囲土壌との熱交換が行われることによって、管内空気は冷却/加熱され、管周囲土壌には(自然土壌温度に対する)温度上昇/降下が起こる。また、近接配管を有する複数管型チューブにおいては、この管周囲土壌温度の上昇/降下が、単管型チューブ(配管の埋設間隔が十分な場合)に比べて大きくなり、各配管の取得可能な最大の熱交換熱量は単管型チューブより減少することをこれまでの検討結果から確認した。

この近接配置される複数管型チューブの熱交換性能の低下は、種々の性能パラメータによって影響を受け、この詳細については5章で検討を行った。検討においては、複数管型チューブに対する熱交換性能の減少を定量的に評価する指標として、「熱交換量比」という値を提案し、これを用いて性能減少に与える性能パラメータの影響の度合いを定量化した。

ここで、「熱交換量比」を再掲すると、

$$R_{Nt} = Q_{Nt} / (Q_{It} \cdot N) \times 100 \quad (\%) \quad \dots\dots\dots \text{式 5-1}$$

ここに、 $R_{Nt}$  は熱交換量比(%)、 $N$  は配管本数(本)、 $Q_{Nt}$  は近接配置される複数管型クール/ヒートチューブの交換熱量(配管相互の熱的影響を考慮したもの)である。また、分母の  $Q_{It} \cdot N$  は単管型チューブを  $N$  本用いたときの交換熱量であり、配管相互の熱的影響の無い交換熱量を示す。

この熱交換量比は、複数管型クール/ヒートチューブの熱交換性能を表す指標であり、近接配置によるチューブ間の熱的影響を考慮する補正係数として考えることができる。

そこで、必要埋設本数を有する複数管型クール/ヒートチューブシステムの性能予測手法として、まず、単管型チューブの交換熱量に必要埋設本数を乗じて複数管型チューブの交換熱量： $Q_{It} \cdot N$ を求めたのち、これに熱交換量比をかけて管相互の熱的影響を考慮した交換熱量の算定を行うことが有効であると考えられる。

従って、本章では、統計的手法を用いて上記の熱交換量比に対する推定近似式を提案することとする。

## 6.2. 性能予測手法に対するパラメーターの前提条件

複数管型クール/ヒートチューブの熱交換性能パラメーターは、配管間隔、配管形態、そして単管型チューブと同様に管内風速、チューブ長さ、埋設深さ、土質、管材質、運転条件など、多くのものがある。しかしながら、適切なパラメーター値の範囲が存在し、チューブシステムの設計に用いる性能予測手法を考える場合、これらのパラメーターのいくつかについては、既往の研究結果または本研究での結果より設定できる。また、これらを性能予測の前提条件とすることが現実的であると言える。

表 6-1 に、性能予測手法に対する各パラメーターの前提条件を示す。

まず、複数管型クール/ヒートチューブシステムの導入目的は、建物の外気負荷あるいは空調負荷を低減することとし、外調機や空調機器と連結されてプレクーリングとプレヒーティングシステムとしての導入を前提とする。また、チューブシステムの稼働率を考慮して冬期と夏期ともに利用するクール/ヒートチューブを本研究の性能予測手法提案における対象とし、予測手法は冬期と夏期運転からとなる年間性能に関するものとする。

複数管型チューブにおける各配管の埋設場所は、建物下部(埋設深さは 2.3m)とする。これは、本研究の実測対象となったチューブシステムと同様であり、4.3 項の検討結果をもとにしている。また、配管形態については、5.3 節の検討結果から熱交換性能面で最も効率のよいと判断される一列等間隔配置とする。管内風速は、参考文献<sup>27)</sup>から上限値を 3.0m/s とする。なお、下限値に対しては、次の理由から 1.0m/s とする。

- 1) 複数管型チューブシステムは、取り入れ外気の比較的多い建物への導入を想定していること。
- 2) 5.5.2 項の検討結果、管内風速が速いほど管内結露発生の頻度やそれによる結露水発生量が少なくなったこと。(管内のカビ発生などによる衛生上の問題を排除すべく管内結露発生を抑える必要があるため)

管材質は比較的安価の塩ビ管とし、その管径は、参考文献<sup>32)</sup>から 0.2m~0.5m とする。また、配管長さは管内導入風量や管径によってその適切な値は異なってくるが、本研究では熱交換性能及び管内抵抗などを考慮してその上限値を 80m とする。最後にチューブの運転方法については、4.4 節(pp. 74)の結果から外気取入を選択的に行うことにより、システムの熱交換性能及び運転効率の向上が期待できることが判った。その一方で、チューブシステムを介さない別途の外気取入口や換気経路、そしてダンパーや制御装置などの計画を必要とするため、本研究では、実測システムと同様に最も単純な運転方法を設計条件とする。

以上の性能パラメーターの前提条件下で、表 6-2 に示す各パラメーターに対するケーススタディを行った。検討ケースの総数は 1,968 通りであり、室内設定温度及び運転スケジュールの計算条件は表 5-1 (pp. 82) と同じである。

表 6-1 性能パラメーターの前提条件

性能パラメーター	前提条件
利用形態 <sup>注31</sup>	取り入れ外気の予冷・予熱(外気負荷低減)
配管埋設場所	建物下部(深さ 2.3m)
配管埋設形態	一列等間隔配置
管内風速	1.0m/s～3.0m/s
管径	0.2m～0.5m <sup>注32</sup> 、円形
配管長さ	80m 以下
管材質	塩化ビニル管(VU管)
チューブ運転方法	間欠運転(運転制御無し) <sup>注33</sup>

表 6-2 シミュレーションケース

管径	管内風速	配管本数	配管間隔	管長	土質	地域
0.2m	1.0m/s	1本(単管型)	1.5D	20m	砂質	東京
0.5m	2.0m/s	2本	2.0D	40m	粘土	
		4本	2.5D			
	3.0m/s	6本	3.0D		火山灰	
		8本	3.5D			
		4.0D				
		4.5D				
			5.0D			
			5.5D			
			6.0D			

\*D は、管径(m)を示す。

注<sup>31</sup> 1.2 節の表 1-1 参照

注<sup>32</sup> 日本工業規格(JIS K6741)からφ200, φ250, φ300, φ350, φ400, φ450, φ500 が対象となる。

注<sup>33</sup> 一般的なオフィスの空調運転スケジュールを想定しており、一日 10 時間運転, 土日祝日は運転停止を基準条件とする。

### 6.3. 性能予測近似式の提案

ここでは、表 6-2 の各ケースにおけるシミュレーション結果から求めた熱交換量比を用いて統計的手法により、熱交換量比に対する推定近似式の提案を行う。

#### 6.3.1. 配管本数が 2 本の場合

図 6-1 と図 6-2 に複数管型(2 本管型)チューブの年間熱交換量比を示す。なお、土質に対しては、粘土、火山灰、ローム土は、砂質と同じ傾向を示したため、砂質のみのケースを示す。図中の灰色の線は近似曲線であり、近似式も一緒に示した。

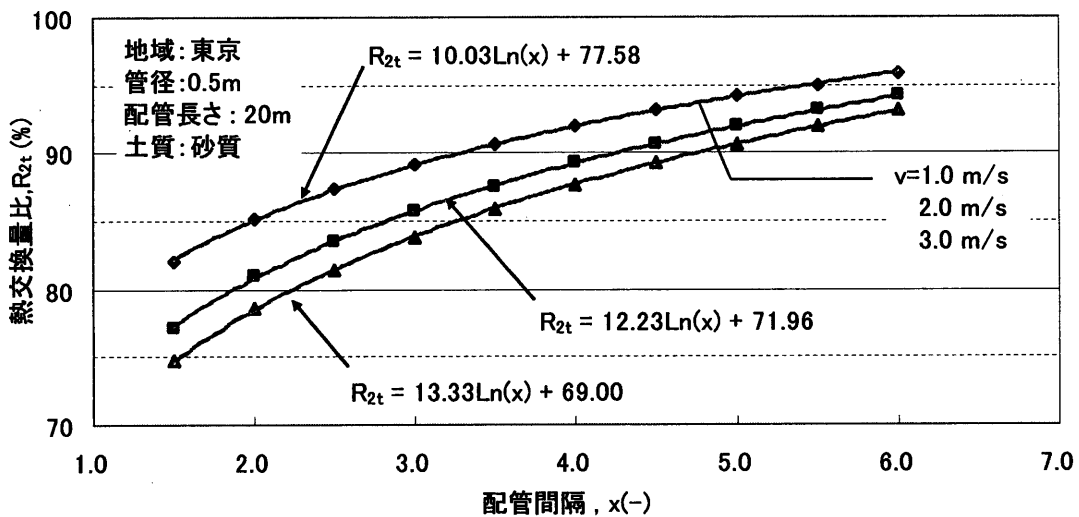


図 6-1 複数管型(2 本管型)チューブの年間熱交換量比(配管長さ 20m)

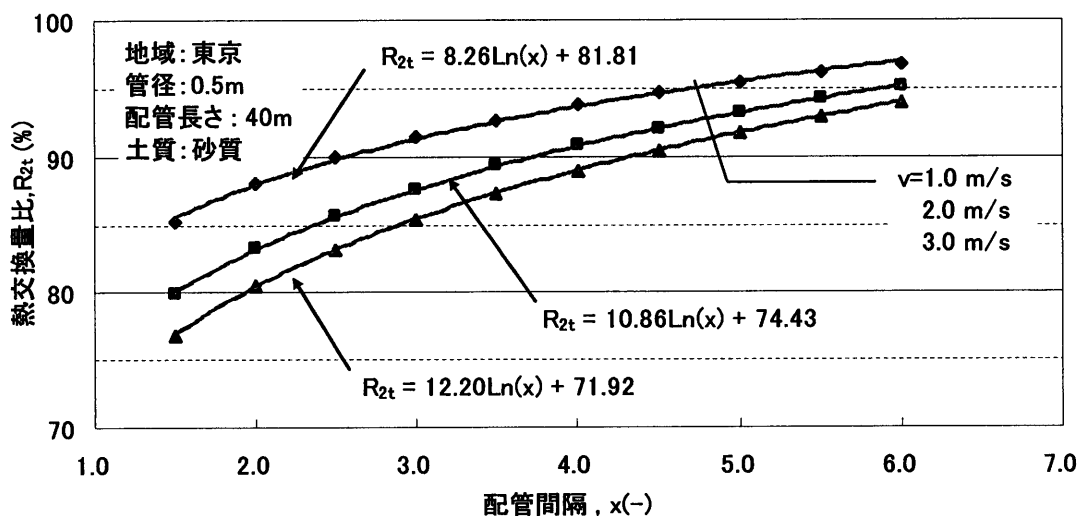


図 6-2 複数管型(2 本管型)チューブの年間熱交換量比(配管長さ 40m)

図のように各ケースの熱交換量比は、配管間隔が大きくなるにつれ、大きい値となっており、また、配管間隔が大きいほどその増加の度合いは小さいことがわかる。このことから、複数管型(2本管型)チューブの交換熱量比は、配管間隔の対数関数として表すことができると考えられる。

よって、 $R_{2t}$ は、以下の式で表される。

$$R_{2t} = A \ln(x) + B \quad \dots\dots\dots \text{式 6-1}$$

ここに、 $R_{2t}$ は、複数管型(2本管型)チューブの熱交換量比(%)であり、 $x$ は、配管間隔を管径で割った無次元数の配管間隔である。また、式中の係数  $A$  と  $B$  は、管内風速、管径、管長、土質によって変わる値であり、これをケースごとに求めて表 6-3 に示した。

表 6-3 各ケースにおける  $A$  と  $B$

土質	管長		20m			40m		
	管径	風速	1.0m/s	2.0m/s	3.0m/s	1.0m/s	2.0m/s	3.0m/s
砂質	0.5m	A	10.03	12.23	13.33	8.26	10.86	12.20
		B	77.58	71.96	69.00	81.81	75.43	71.92
	0.2m	A	5.69	7.95	9.20	3.39	5.83	7.37
		B	84.37	77.39	73.22	90.98	83.94	79.13
ローム土	0.5m	A	14.09	16.66	17.83	11.89	15.06	16.56
		B	72.52	66.70	63.82	77.19	70.33	66.80
粘土	0.5m	A	8.93	11.26	12.49	7.17	9.82	11.28
		B	80.21	74.42	71.21	84.34	77.99	74.28
火山灰	0.5m	A	16.56	18.20	18.87	14.76	16.95	17.84
		B	65.51	61.15	59.21	69.79	64.29	61.84

各ケースにおける  $A$  と  $B$  に対して、管内風速、管径、管長、土質を説明変数とする重回帰分析を行った。重回帰分析と最小二乗法の結果により、各係数  $A$  と  $B$  を以下の多項式として表す。

$$A = c_1 \ln(Bi) + c_2 D + c_3 \ln(L) + c_4 \quad \dots\dots\dots \text{式 6-2}$$

$$B = c_5 A + c_6 D + c_7 a + c_8 \quad \dots\dots\dots \text{式 6-3}$$

$c_1 =$	4.89	$c_5 =$	-2.43
$c_2 =$	9.25	$c_6 =$	21.67
$c_3 =$	-2.44	$c_7 =$	-9.94
$c_4 =$	12.15	$c_8 =$	100.44

ここに、 $v$ は管内風速(m/s)、 $D$ は管径(m)、 $L$ は管長(m)、 $a$ は土壌の拡散係数( $\text{mm}^2/\text{s}$ )である。

表 6-2 に示すすべてのケースに対して、以上の式 6-1、式 6-2、式 6-3 を用いて  $R_{2t}$  を算出し、シミュレーションによって求めた  $R_{2t}$  と比較した。その結果、近似式を用いて算出した  $R_{2t}$  の誤差<sup>注34</sup>は最大約 2.1 ポイント、平均で約 0.5 ポイントとなっており、よい精度で予測可能であることを確認した。

以上の近似式を用いることにより、年間における複数管型(2本管型)チューブの熱交換量比を 3 ポイント以下の誤差範囲内でその予測が可能であることを確認した。また、近似式の予測誤差は、シミュレーションにより求まる交換熱量(計算値)に対する予測誤差(熱交換量における計算値と予測値の差)の割合を表すものであり、この近似式はチューブシステムの交換熱量予測に対して有効であると考えられる。

---

注<sup>34</sup> 近似式による  $R_{2t}$  とシミュレーションによる  $R_{2t}$  との差の絶対値



### 6.3.2. 配管本数が3本以上の場合

配管本数が3本以上のケースにおいても、2本の場合と同じような手法により対数近似を行ったが、図6-3のように、近似曲線から外れるケースが多く、近似式の予測値誤差は大きくなった。

そこで、ここでは複数管型(2本管型)チューブの熱交換量比が、配管本数3本以上での複数管型チューブの熱交換量比と強い相関関係にあること(5.4.5項)に着目し、これをもとにした予測近似式の提案を行う。

図6-4に複数管型(2本管型)チューブと3本管以上のチューブにおける熱交換量比の相関関係を示す。なお、各ケースは同じ傾向を示したため、管径0.5m、管内風速1.0m/s、管長40m、土質は砂質のみのケースを示す。図中の灰色の線は、4本、6本、8本の配管本数について、配管間隔(1.5D~6.0D)は異なるが、その他の条件は同じである10通りのケースの熱交換量比を直線近似したものである。

図に示すように、2本管型と3本管型以上の熱交換量比は強い相関関係にあり、各ケースのプロット点は近似直線上に並ぶ分布を示す。このことから、複数管型(3本管型以上)チューブの熱交換量比、 $R_{Nt}$ は、2本管型の熱交換量比、 $R_{2t}$ を説明変数とする一次関数として表すことができる。

$$R_{Nt} = aR_{2t} + b \quad , \quad N \geq 3 \quad \dots\dots\dots \text{式 6-4}$$

ここに、 $R_{Nt}$ と $R_{2t}$ は複数管型チューブ2本管型と3本管型以上におけるそれぞれの熱交換量比(%)であり、式の傾き $a$ と切片 $b$ は係数となる。

ここで、2本管型の熱交換量比、 $R_{2t}$ が100%のとき、3本管型以上の熱交換量比、 $R_{Nt}$ は100%となるため、各ケースは必ず $R_{2t} = 100\%$ 、 $R_{Nt} = 100\%$ の点にプロット点を持つ。また、各ケースのプロット点の分布は、図中の外挿部分にある点線のように2本管型の熱交換量比、 $R_{2t}$ が約97%以上の範囲では緩やかなカーブとなり、近似直線から外れる。つまり、2本管型と3本管型以上の熱交換量比の強い相関関係を用いた直線近似式6-4は、2本管型の熱交換量比、 $R_{2t}$ が約97%以上のときにおいては、近似による誤差が生じる。しかしながら、このときの $R_{2t}$ は97%以上と100%に近い値であり、チューブ間の熱的影響は小さいと言え、近似式6-4の予測精度に大きな影響を与えないと考えられる。

表6-4に式6-4の係数 $a$ と $b$ をケースごとに示す。このように、すべてのケースに対して、直線近似を行い $a$ と $b$ を算定することができる。

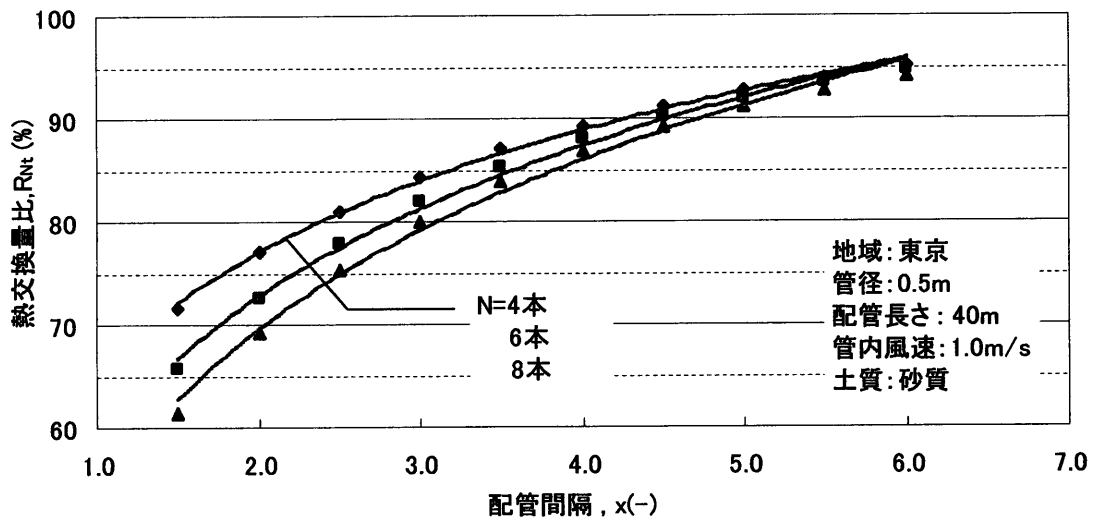


図 6-3 複数管型(3本管型以上)チューブの熱交換量比の対数近似

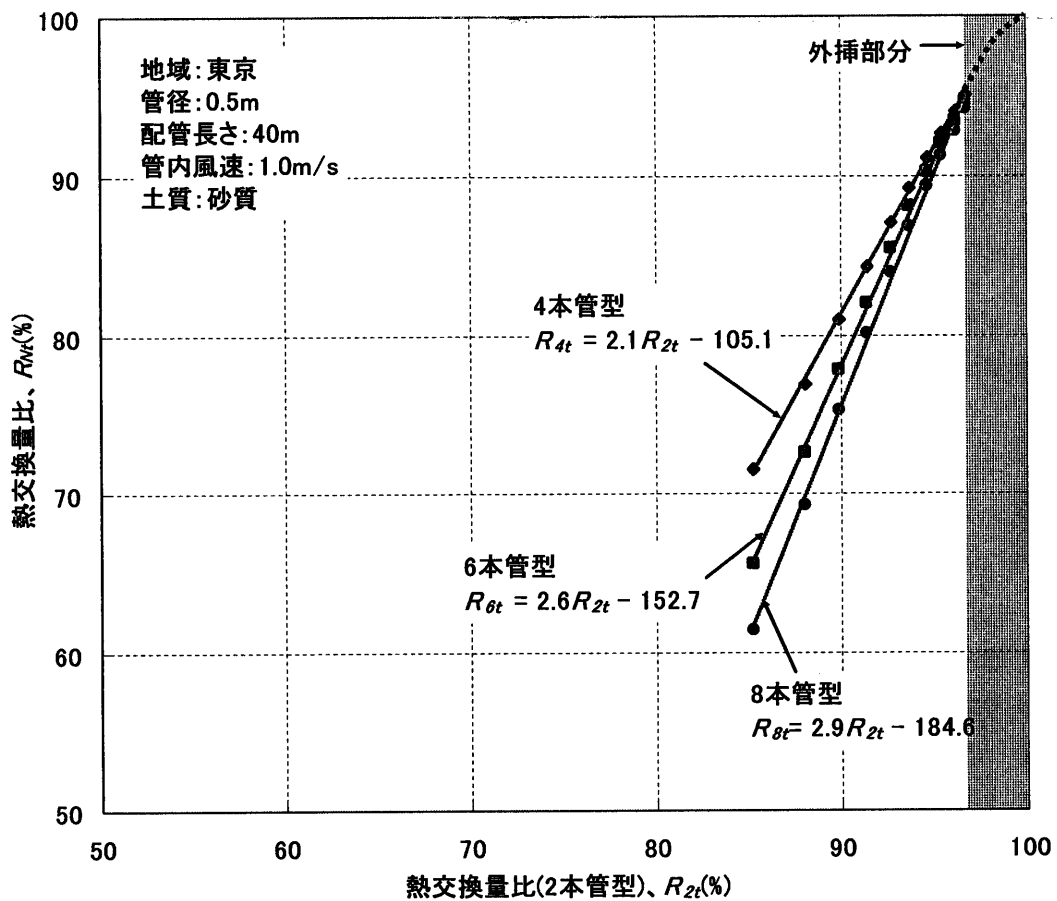


図 6-4 複数管型 2本管と3本管以上のチューブにおける年間熱交換量比の相関関係

表 6-4 各ケースの  $a$  と  $b$  (管径 0.5m、土質は砂質のケースのみ)

管長		20m			40m			
本数		4本	6本	8本	4本	6本	8本	
管内風速	1.0m/s	$a$	1.98	2.43	2.69	2.07	2.56	2.89
		$b$	-95.97	-139.23	-165.05	-105.10	-152.65	-184.57
	2.0m/s	$a$	1.88	2.26	2.48	1.95	2.37	2.62
		$b$	-86.02	-123.15	-143.93	-92.64	-133.12	-157.37
	3.0m/s	$a$	1.83	2.18	2.37	1.88	2.26	2.48
		$b$	-80.92	-115.00	-133.51	-86.09	-122.83	-143.73

ここで、係数  $a$  と  $b$  の関係について考察するため、表 6-4 をグラフにして図 6-5 に示した。図のように、係数  $a$  と  $b$  は近似直線に並ぶ分布を示すことがわかる。これは、図 6-4 に示すように各ケースの近似直線が  $R_{2t} \approx 97\%$ ,  $R_{Mt} \approx 96\%$  の点で交わり、傾き  $a$  だけが変動しているからである。

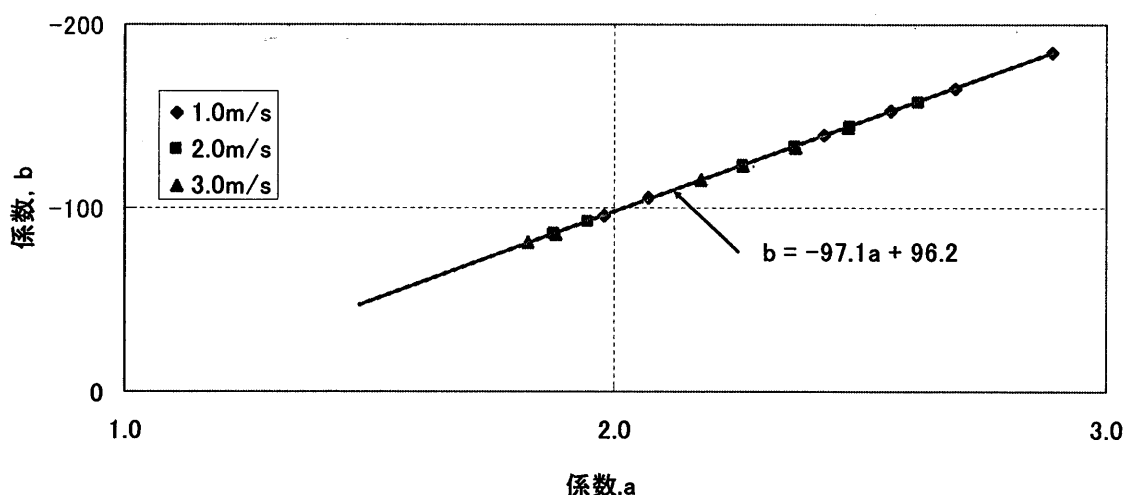


図 6-5 係数  $a$  と  $b$  との関係

よって、切片  $b$  は傾き  $a$  に関する一次関数として表すことができる。また、このことから、式 6-4 はつぎのように表される。

$$R_{Nt} = a(R_{2t} + e_1) + e_2 \quad , \quad N \geq 3 \quad \dots \dots \dots \text{式 6-5}$$

$$e_1 = -97.1 \quad e_2 = 96.2$$

以上のように、2本管型の熱交換量比と図 6-4 の相関関係を用いることによって、複数管型(3本管型以上)チューブの熱交換量比を予測する際、性能パラメーターである配管間隔に依存しない予測近似式の作成が可能となる。

表 6-5 にすべてのケースにおける式 6-5 の傾き  $a$  の値を示す。 $a$  は式 6-6 に示すように、2 本管型と 3 本管型以上の複数管型チューブの配管間隔を同じ幅で増加させたとき、2 本管型に対する 3 本管型以上の熱交換量比の増加割合を示す値であり、配管本数、管内風速、管径、管長、土質などにより影響される。

$$a = \frac{\Delta R_{Nt}}{\Delta R_{2t}} = \frac{R_{Nt,x2} - R_{Nt,x1}}{R_{2t,x2} - R_{2t,x1}}, \quad N \geq 3 \quad \dots\dots\dots \text{式 6-6}$$

この  $a$  の値と、性能パラメーターとの関係を図 6-6 と図 6-7 に示す。図 6-6 に示すように、係数  $a$  は各ケースの配管本数が増加すると大きくなるが、その増加量幅は本数が増える毎に小さくなる傾向を示した。これより、係数  $a$  は、配管本数  $N$  に対する対数関数の関係にあるといえる。また、図 6-7 の  $Bi$  数は、各ケースの管内風速と土質より算出したもので、管内熱伝達率、土壌の熱伝導率からなる無次元数である。図 6-7 に示す係数  $a$  とこの  $Bi$  数との分布から、 $Bi$  数に対する累積近似ができると考えられる。

表 6-5 全ケースにおける式 6-5 の傾き  $a$  の値

土質/管径	管長	20m			40m		
	管内風速	4 本	6 本	8 本	4 本	6 本	8 本
砂質/0.5m	1.0m/s	1.95	2.39	2.66	2.05	2.54	2.87
	2.0m/s	1.84	2.21	2.42	1.91	2.32	2.57
	3.0m/s	1.79	2.13	2.31	1.84	2.21	2.42
砂質/0.2m	1.0m/s	2.20	2.85	3.29	2.55	3.49	4.16
	2.0m/s	1.98	2.45	2.77	2.24	2.89	3.34
	3.0m/s	1.87	2.25	2.52	2.07	2.59	2.94
ローム/0.5m	1.0m/s	1.80	2.08	2.26	1.86	2.16	2.37
	2.0m/s	1.73	1.99	2.14	1.78	2.05	2.22
	3.0m/s	1.70	1.95	2.08	1.74	1.99	2.14
粘土/0.5m	1.0m/s	2.00	2.48	2.77	2.10	2.63	3.00
	2.0m/s	1.89	2.29	2.52	1.97	2.41	2.68
	3.0m/s	1.83	2.19	2.39	1.89	2.28	2.52
火山灰/0.5m	1.0m/s	1.75	2.03	2.18	1.80	2.10	2.28
	2.0m/s	1.69	1.95	2.08	1.73	2.00	2.14
	3.0m/s	1.67	1.92	2.04	1.70	1.95	2.08

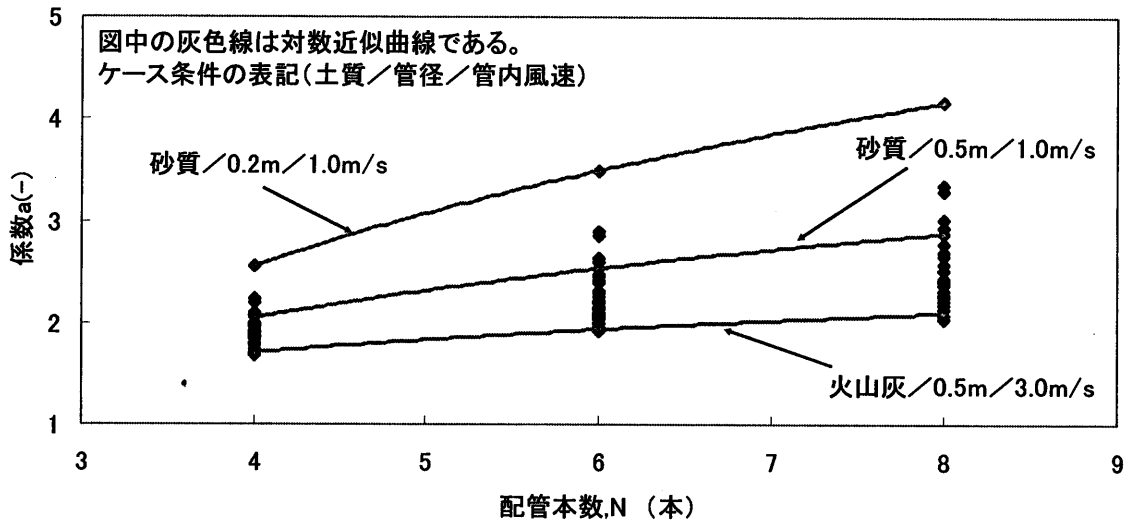


図 6-6 係数  $a$  と配管本数との関係(表 6-5 に示す全てのケース)

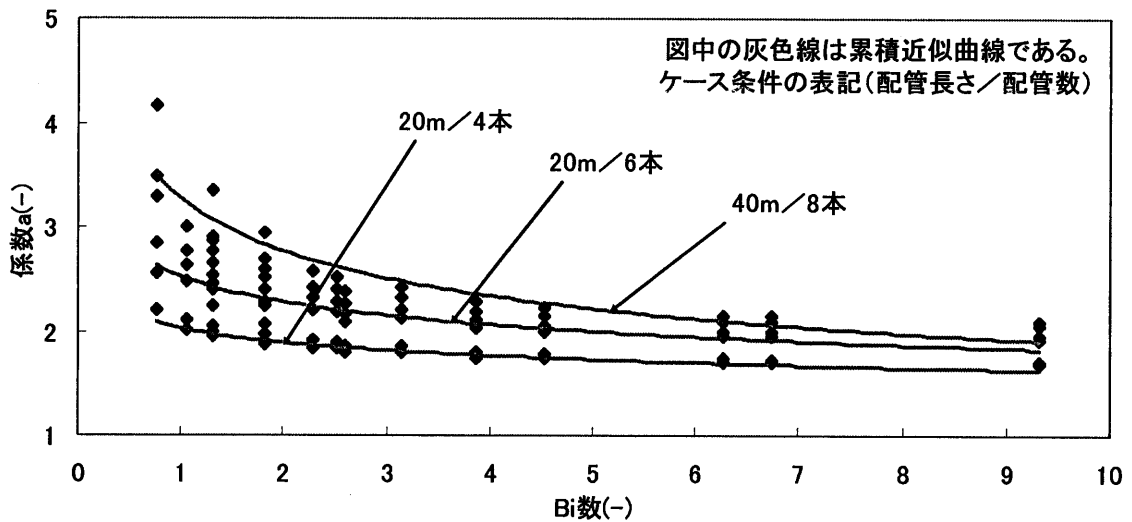


図 6-7 係数  $a$  と  $Bi$  数との関係(表 6-5 に示す全てのケース)

以上の検討結果から、式 6-5 の係数  $a$  に関する多項式を以下のように立てた。

$$a = e_3 Bi^{e_4} \ln(N) + e_5 \frac{L}{\pi D} Bi^{-1} + e_6 D^{-1} \ln(N)^{-1} + e_7 \dots \text{式 6-7}$$

ここに、 $N$  は配管本数、 $L$  は配管長さ(m)、 $D$  は管径(m) である。また、 $L/\pi D$  は配管の長さを配管の円周で除した無次元数であり、配管の伝熱面の大きさを表す値である。

前述の式 6-5 と式 6-7 を連立させて、最小二乗法により式中の各係数の選定を行った。各係数を表 6-6 に示す。また、係数  $e_1$  と  $e_2$  は式 6-5 に示す値と異なっており、図 6-4 の外挿部分における直線近似の誤差が反映されたものと考えられる。

表 6-6 式 6-5, 式 6-7 中の各係数

$e_1$	-98.9	$e_5$	0.013
$e_2$	100.1	$e_6$	-0.016
$e_3$	0.804	$e_7$	0.839
$e_4$	-0.133		

表 6-2 に示すすべてのケースに対して、式 6-5 と式 6-7 を用いて 3 本管以上の熱交換量比、 $R_{Nt}$  を算出し、シミュレーションによって求めた  $R_{Nt}$  と比較した。その結果、近似式を用いて算出した  $R_{Nt}$  の誤差はシミュレーションで求めた値に対して、最大約 3.4 ポイント、平均で約 0.7 ポイントとなっており、よい精度で予測可能であることを確認した。

### 6.3.3. 性能予測近似式の精度検証

先ず、ここに、提案を行った複数管型チューブの熱交換量比に関する推定式をまとめて示す。

i)  $N=2$

$$R_{2t} = A \ln(x) + B \dots\dots\dots \text{式 6-1}$$

$$A = c_1 \ln(Bi) + c_2 D + c_3 \ln(L) + c_4$$

$$B = c_5 A + c_6 D + c_7 a + c_8$$

ここに、

$c_1 =$	4.89	$c_5 =$	-2.43
$c_2 =$	9.25	$c_6 =$	21.67
$c_3 =$	-2.44	$c_7 =$	-9.94
$c_4 =$	12.15	$c_8 =$	100.44

ii)  $N \geq 3$

$$R_{Nt} = a(R_{2t} + e_1) + e_2 \dots\dots\dots \text{式 6-5}$$

$$a = e_3 Bi^{e_4} \ln(N) + e_5 \frac{L}{\pi D} Bi^{-1} + e_6 D^{-1} \ln(N)^{-1} + e_7$$

ここに、

$e_1 =$	-98.9	$e_5 =$	0.013
$e_2 =$	100.1	$e_6 =$	-0.016
$e_3 =$	0.804	$e_7 =$	0.839
$e_4 =$	-0.133		

[記号]

- $N$  配管本数(本)
- $R$  熱交換量比(%)
- $x$  配管間隔(-), 配管間の中心距離を管径で除したものの無次元数
- $D$  配管径(m)
- $L$  配管長さ(m)
- $a$  土壌の熱拡散係数(mm<sup>2</sup>/s)
- $Bi$  Biot 数(-)
- $Nt$  複数管型(N本管型)チューブ
- $2t$  複数管型(2本管型)チューブ

ここでは、上記の性能予測近似式における予測誤差について検討を行い、その予測精度を検証するとともに、近似式の性能パラメーターに対する適用範囲の内挿と外挿可能性を検討する。

#### ○近似式 6-1 に対する精度検証

図 6-8～図 6-12 に複数管型(2 本管型)チューブにおける熱交換量比の計算値と予測値の誤差を示す。なお、図中に管径、土質、地域の条件を一緒に示す。ここで、計算値とは本研究の数値解析モデルを用いて求めた値をいい、予測値は近似式から算出した値とする。また、予測誤差とは計算値と予測値との差を意味する。さらに、図中の値が正の場合、予測値が計算値に比べて小さいこととなり、負の値は予測値が大きいことを意味する。

まず、図 6-8 に 2 本管型の管径/土質/地域(0.5m/砂質/東京)のケースを示す。配管間隔と管内風速、そして、配管長さの異なる 60 通りのケースにおける平均予測誤差<sup>注35</sup>は約 0.25 ポイント、最大 1.1/-0.6 ポイントとなり、よい精度で予測可能となることがわかる。また、配管長さの 20m と 40m のケースにおける予測誤差を比較すると、管長の変動に対して予測誤差のぶれはなく、配管長さが 60m や 80m のケースにおいても精度よく予測が可能と判断される。さらに、各ケースにおける予測誤差は緩やかな線形変動をしていることから、提案した近似式 6-1 は、配管間隔(1.5D から 6.0D まで 0.5D 刻み)と管内風速(1.0m/s, 2.0m/s, 3.0m/s)、そして、配管長(20m, 40m)に対して、内挿可能と判断される。

図 6-9 に 2 本管型の管径/土質/地域(0.5m/ローム土/東京)のケースを示す。図に示す各ケースの予測誤差は平均で 0.5 ポイント、最大で 1.2/-1.2 ポイントとなり、図 6-8 と同様により精度で予測可能であることがわかる。

図 6-10 に土質が粘土のケースを、図 6-11 に土質が火山灰のケースをそれぞれ示す。土質が粘土のケースにおける予測誤差は、平均で 0.27 ポイント、最大で 0.7/-0.8 ポイントとよい一致を示した。また、火山灰のケースにおける予測誤差は、平均で 0.76 ポイント、最大で 2.1/-2.1 ポイント以下となった。

図 6-12 に 2 本管型の管径/土質/地域(0.2m/砂質/東京)のケースを示す。予測誤差は平均で 0.92 ポイント、最大で 2.1/-2.1 ポイントとなり、ほかのケースに比べて多少大きい誤差となった。

以上のことから、本研究で提案した予測近似式 6-1 は、複数管型(2 本管型)チューブの熱交換量比予測に対して十分な予測精度を持っていると判断される。また、今回検討した配管間隔、管内風速、配管長の範囲内において、予測誤差は線形変動をしており、また、そのぶれ幅が少ないことから、これらの性能パラメーターに対して内挿可能と考えられる。さらに、配管長に対しては、今回検討した 40m 以上のケースにも外挿できると判断される。

注<sup>35</sup> 平均予測誤差は、絶対値の平均値であり、最大値は正/負の値を示す。



#### ○近似式 6-5 に対する精度検証

ここからは、複数管型(3本管型以上)チューブの熱交換量比における予測近似式 6-5 の精度について検討を行う。

配管本数が3本以上となる場合、チューブの熱交換量比の予測は6-5式を用いることとなる。また、6-5式は2本管型チューブの熱交換量比  $R_{2t}$  を説明変数としており、先ず6-1式を用いてこれを求める必要がある。そこで、以下の検討では6-5式に  $R_{2t}$  の予測値を与えて求めた予測値  $R_{Nt}$  を用いる。

図 6-13～図 6-19 に複数管型(3本管型以上)チューブにおける熱交換量比  $R_{Nt}$  の計算値に対する予測値の誤差を示す。また、各図には、管径/土質/地域が同じで、異なる配管間隔、管長、配管本数の60通りのケースにおける予測結果を示す。

図 6-13, 図 6-14, 図 6-15 に管径/土質/地域(0.5m/砂質/東京)が同じで管内風速の異なるケースの予測結果を示す。先ず、管内風速 1.0m/s のケース(図 6-13)の予測誤差を見ると、平均で 0.6 ポイント、最大で 2.2/-0.9 ポイントとなり、よい精度で予測可能であることがわかる。また、管内風速 2.0m/s と 3.0m/s のケース(図 6-14 と図 6-15)でも同じく最大 1.5/-3.1 ポイント以下の予測誤差となり、よい予測精度を見せた。このように、異なる管内風速のケース間(1.0m/s, 2.0m/s, 3.0m/s)の予測誤差の変動はほぼ同じ傾向を示しており、検討した管内風速に対して内挿可能と考えられる。

図 6-16, 図 6-17, 図 6-18 に管内風速/管径/地域(2.0m/s/0.5m/東京)が同じで土質の異なるケースの予測結果を示す。また、管内風速に対してほぼ同じ傾向を示したため管内風速 2.0m/s のケースのみを示す。土質がローム土のケース(図 6-16)の予測誤差は平均で 1.1 ポイント、最大で 2.7/-2.7 ポイントとなり、砂質のケース(図 6-14)に比べてやや大きい誤差となった。また、粘土のケース(図 6-17)の予測誤差は平均で 0.5 ポイント、最大で 2.0/-1.3 ポイントとなった。

土質が火山灰のケースの予測誤差は平均で 1.4 ポイント、最大で 4.0/-2.6 ポイントとなり、配管長 40m, 配管間隔 1.5D～3.0D の領域で比較的大きくなる結果となった。

土質の異なる各ケースの予測誤差の変動は配管間隔、配管長さ、配管本数の検討範囲内において、線形となっており、これらの性能パラメーターに対して内挿可能と判断される。また、配管本数の異なる各ケース間(4本, 6本, 8本)、異なる配管長の各ケース間(20m, 40m)の予測誤差の変動幅が比較的小さいことから、配管本数 8 本以上、配管長さ 40m 以上の場合にも外挿できると判断される。

一方、土質のローム土と火山灰のケースは、その予測誤差が砂質と粘土のケースに比べてやや大きく、配管本数や配管長さに対して外挿を行うと、予測誤差はより大きくなることが予想される。しかし、この場合の予測誤差はパラメーターの検討範囲内での変動から見て、正の値(誤差の変動傾向から約 8 ポイント以下と推定される)になると考えられ、チューブの設計上、安全な予測値が得られるといえる。よって、火山灰やローム土においても、配管本数や配管長さにおける外挿は有効であると考えられる。

図 6-19 に管径/管内風速/土質/地域(0.2m/2.0m/s/砂質/東京)のケースにおける予測誤差を示す。異なる配管間隔、配管長、配管本数の 60 通りのケースにおいて、その予測誤差は平均で 2.4 ポイント、最大で 4.0/-4.5 ポイントとなり、ほかのケースに比べて大きい誤差となった。また、配管長の異なるケース間(20m, 40m)の予測誤差の変動幅が大きくなっており、40m より長い条件における外挿を行う場合、その予測誤差は比較的大きくなると判断される。これに対して、配管長の 40m 以下で、配管本数の異なるケース間(4 本, 6 本, 8 本)の予測誤差の変動幅は比較的小さく、配管本数に対してはほかのケースと同様に外挿可能と考えられる。

以上より、本研究で検討した配管本数、配管間隔、配管長さ、管内風速、管径、土質の異なるケースすべてに対して、6-5 式はよい精度でその熱交換量比が予測可能であることを確認した。また、6-5 式において、配管本数、配管間隔、配管長さ、管内風速の性能パラメーターは検討範囲内で内挿可能であり、さらに、配管本数、配管長さに対しては外挿可能であると判断した。

一方、管径が 0.2m のケースに対しては予測誤差がほかのケースに比べてやや大きくなり、予測誤差の変動する傾向から見て、配管長さ 40m より長い配管長の条件に対する外挿については有効ではないと判断される。このように予測誤差とその変動幅が比較的大きくなった原因は、以下のことが考えられる。

- 1) 近似式 6-5 式に与えた  $R_{2t}$  の値が 6-1 式より求めた予測値であること。
  - 2) 近似式提案のもととなった  $R_{2t}$  と  $R_{Nt}$  との強い相関関係から導いた一次近似直線に対して、異なる管径や土質条件によっては、これに外れるケースがあること。
- 今後、これらの検討結果に踏まえ、本近似式の改善に対する検討が必要と考えられる。

#### ○導入地域に対する性能予測近似式の精度検証

ここでは、近似式 6-1 と 6-5 に対して、チューブの異なる導入地域における適用可能性について検討する。

5.5.3 項(pp. 118)の検討結果から、日本の代表的な都市(札幌, 仙台, 新潟, 東京, 名古屋, 大阪, 熊本, 福岡, 鹿児島)のすべての導入地域において、複数管型(2 本管型)チューブにおける各ケースの熱交換量比は、ほぼ同じとなり、その変動カーブはよく一致することがわかった。これは、各導入地域に対して、年平均気温と冬期/夏期の平均気温との差がほぼ同じであったからであると考えられる。このことから、6-1 式は本研究で検討した 9 都市に対して有効であると考えられる。また、複数管型(3 本管型以上)チューブにおいても、導入地域ごとの熱交換量比は、2 本管型と同様、同じ値、同じ変動カーブとなることが予想される。

図 6-20, 図 6-21 に札幌と福岡を導入地域とするチューブの熱交換量比(3 本管型以上)の予測結果を示す。図 6-20 と図 6-21 に示す各ケースの予測誤差はそれぞれの平均で 1.1 ポイント、0.8 ポイントとなり、よい精度を示した。さらに、この結果は、東京を地

域条件とする  $R_{2t}$  の予測値を与えて求めた結果であり、この  $R_{2t}$  の予測値を 5.5.3 項の表 5-16 に示す値を用いて補正すると、図 6-20 と図 6-21 の予測誤差はもっと小さくなると考えられる。このことから近似式 6-5 は本研究で検討した日本の代表的な都市に対してその適用可能性が十分であることが確認された。

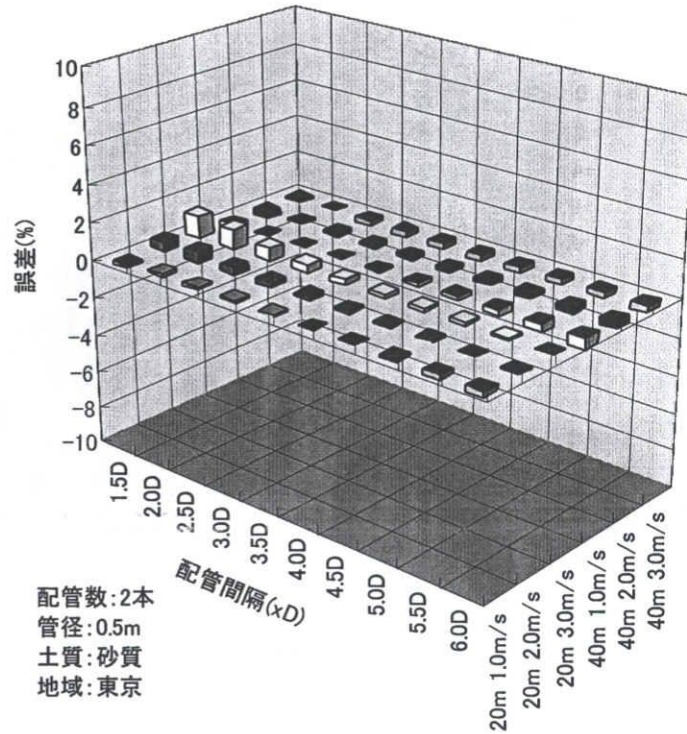


図 6-8 性能予測近似式の精度検証 I (2 本管型)

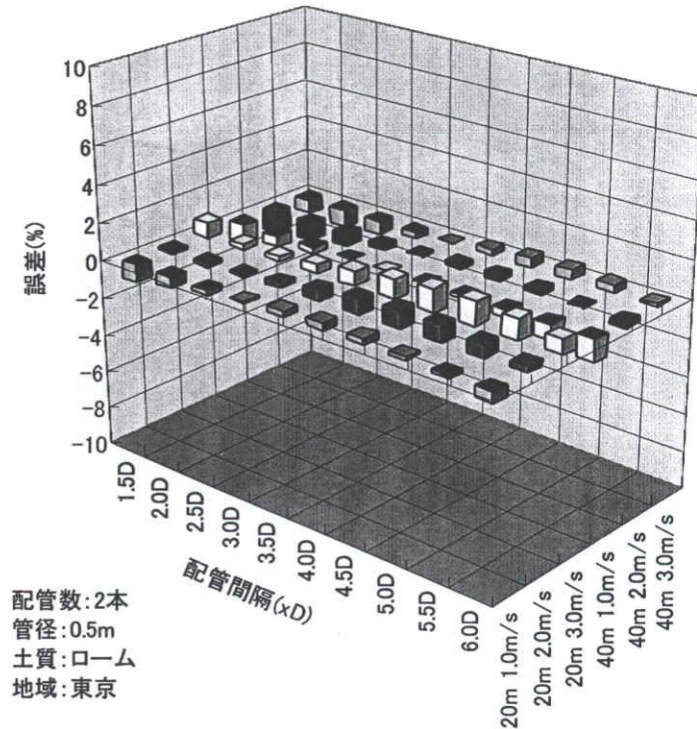


図 6-9 性能予測近似式の精度検証 II (2 本管型)

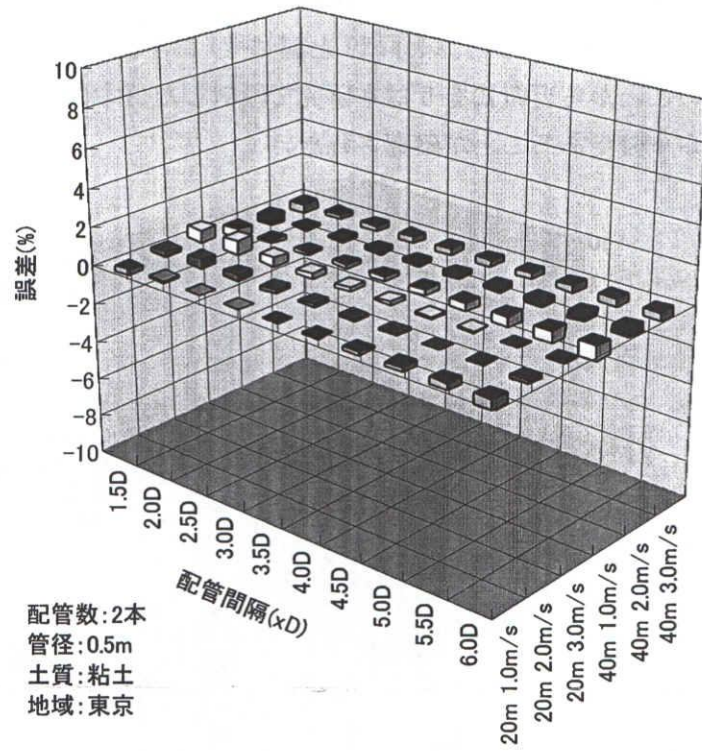


図 6-10 性能予測近似式の精度検証Ⅲ(2本管型)

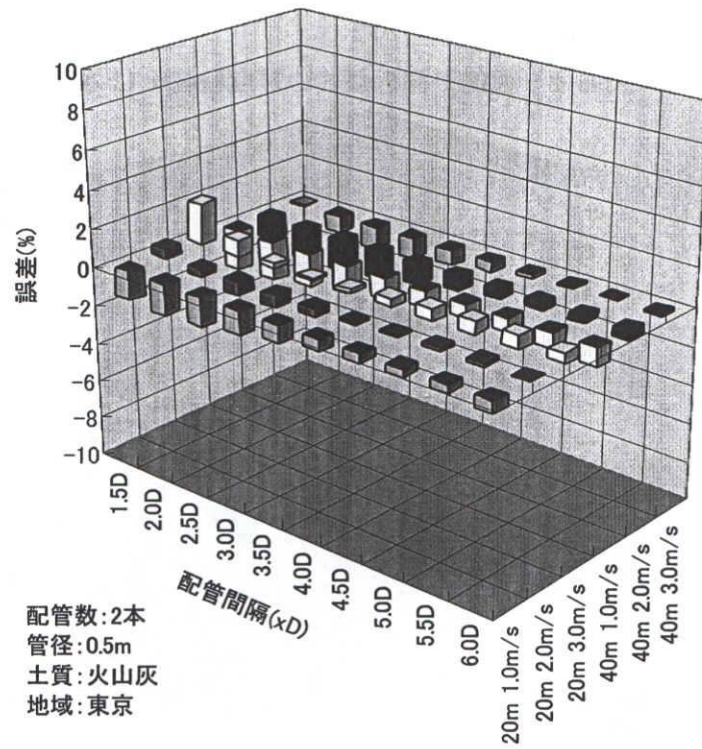


図 6-11 性能予測近似式の精度検証Ⅳ(2本管型)



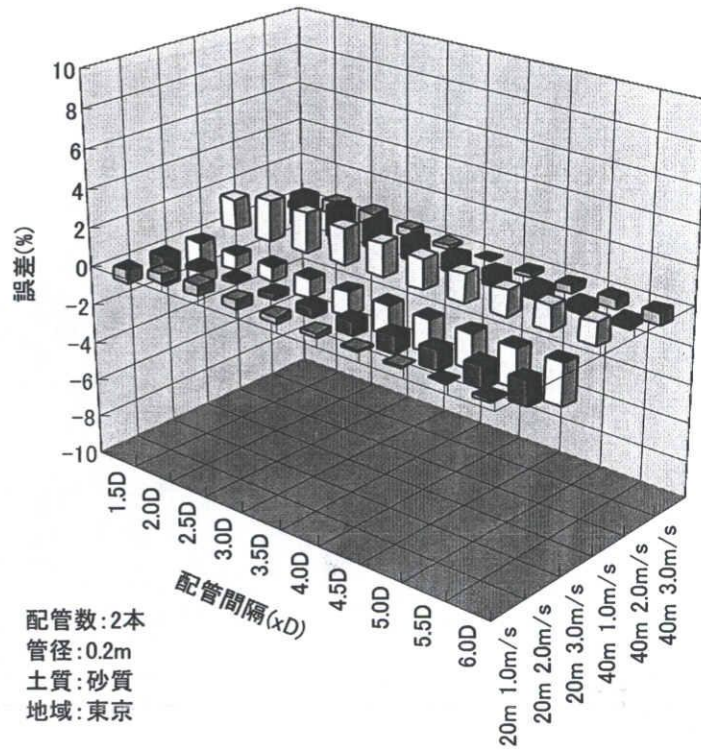


図 6-12 性能予測近似式の精度検証V (2本管型)

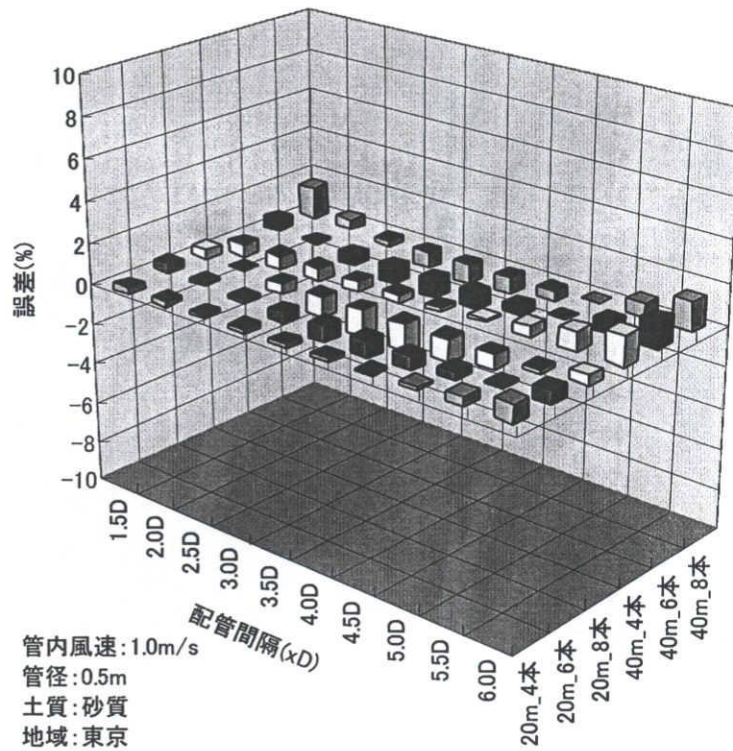


図 6-13 性能予測近似式の精度検証VI (3本管型以上)

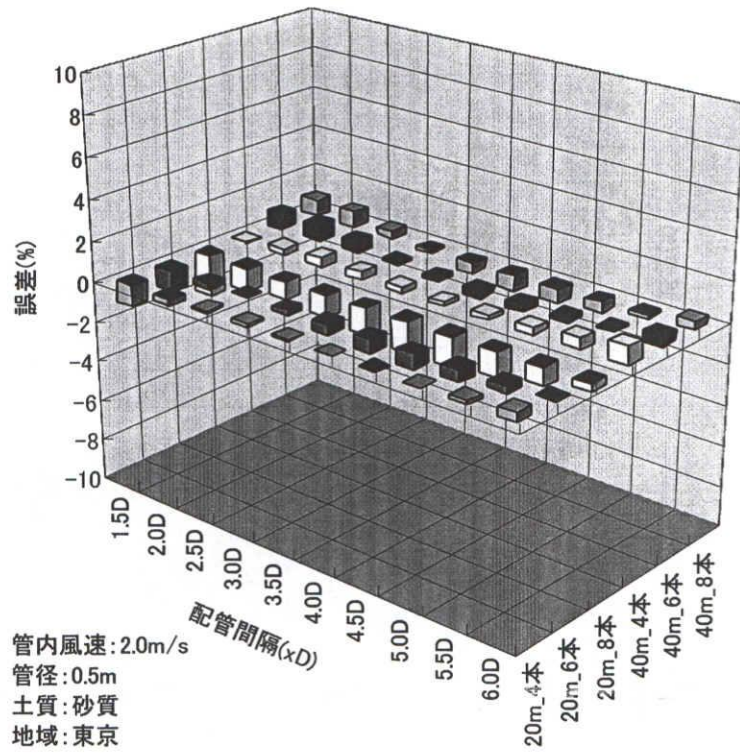


図 6-14 性能予測近似式の精度検証Ⅶ(3本管型以上)

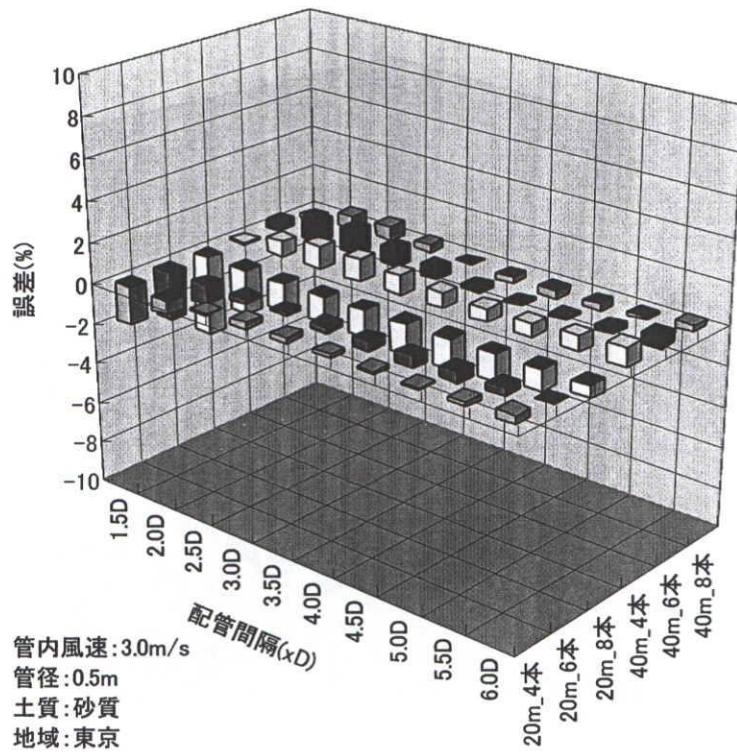


図 6-15 性能予測近似式の精度検証Ⅷ(3本管型以上)



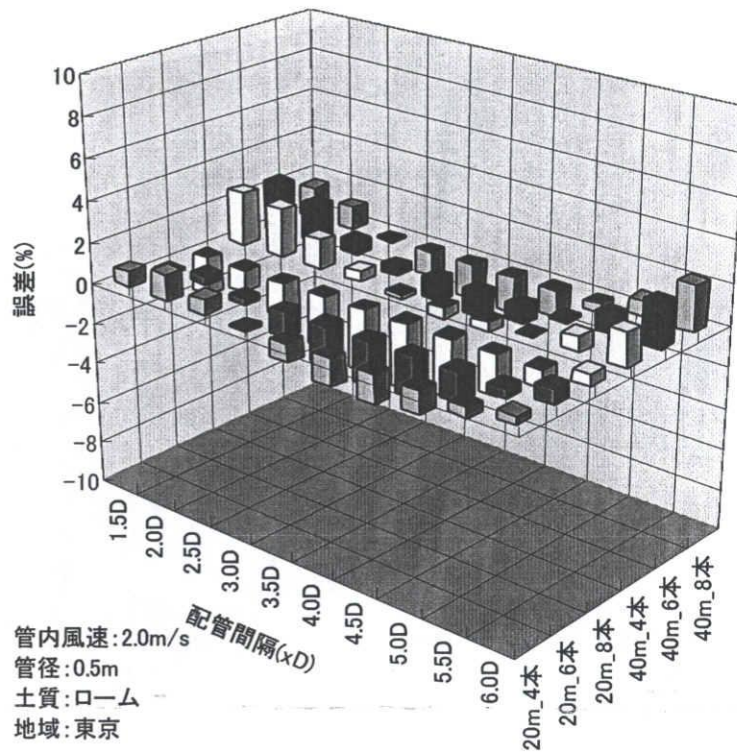


図 6-16 性能予測近似式の精度検証区 (3 本管型以上)

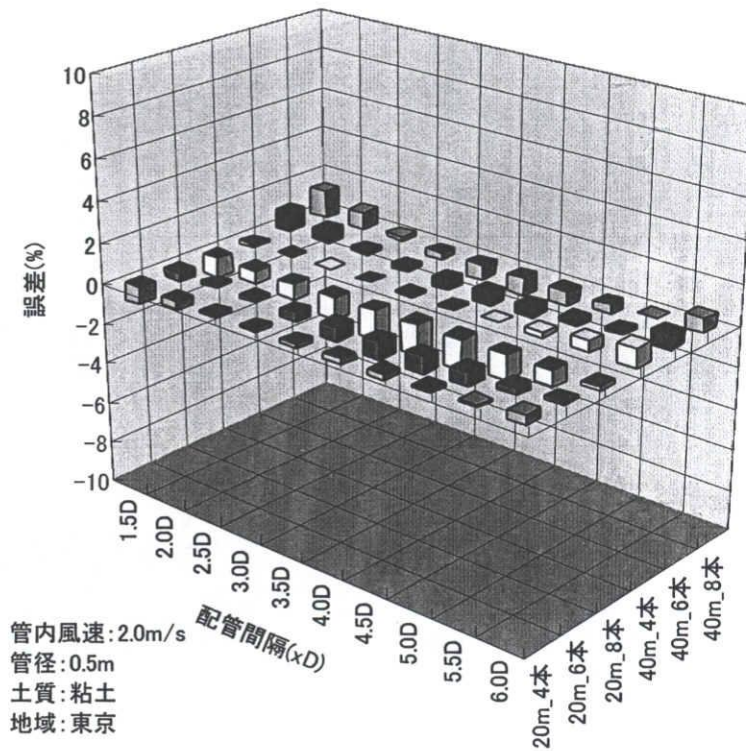


図 6-17 性能予測近似式の精度検証 X (3 本管型以上)

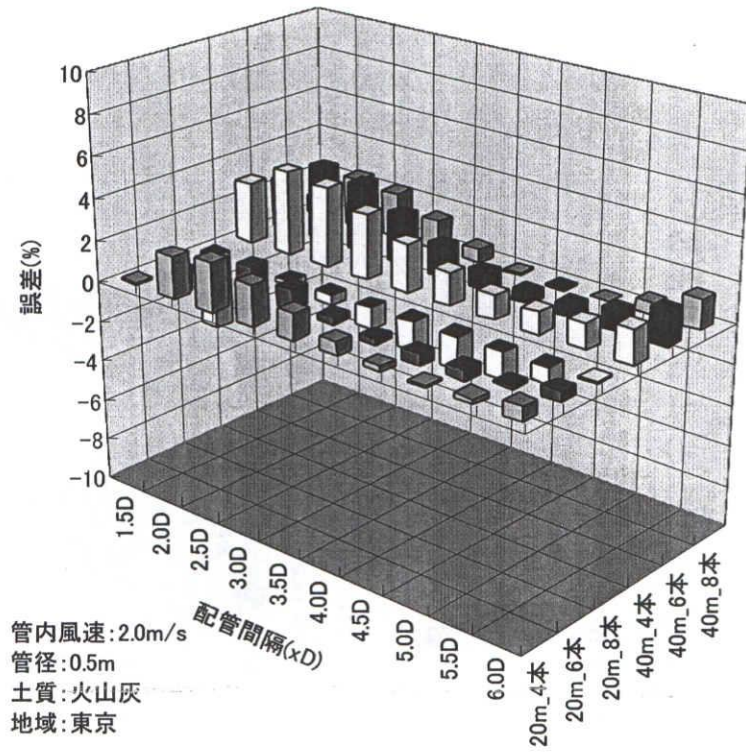


図 6-18 性能予測近似式の精度検証XI (3本管型以上)

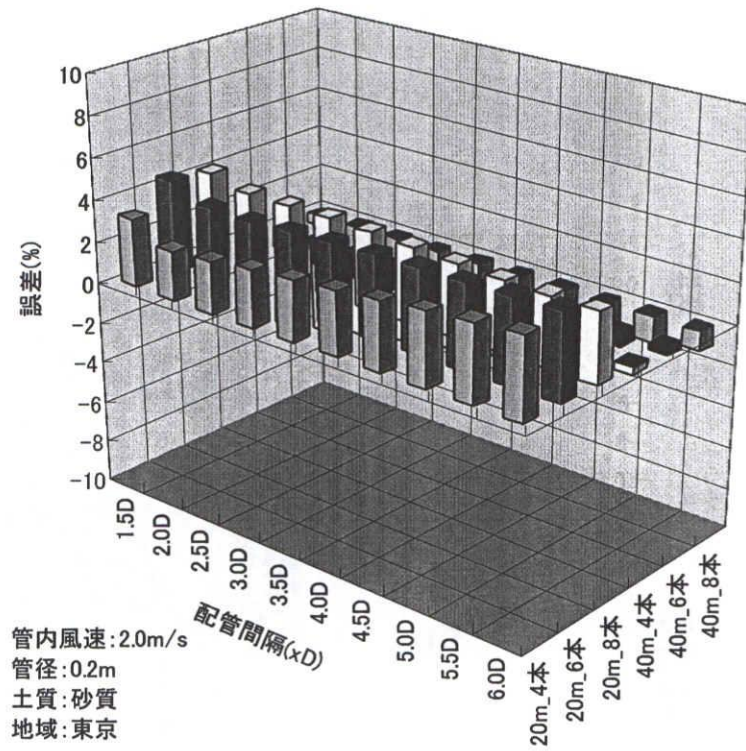


図 6-19 性能予測近似式の精度検証XII (3本管型以上)



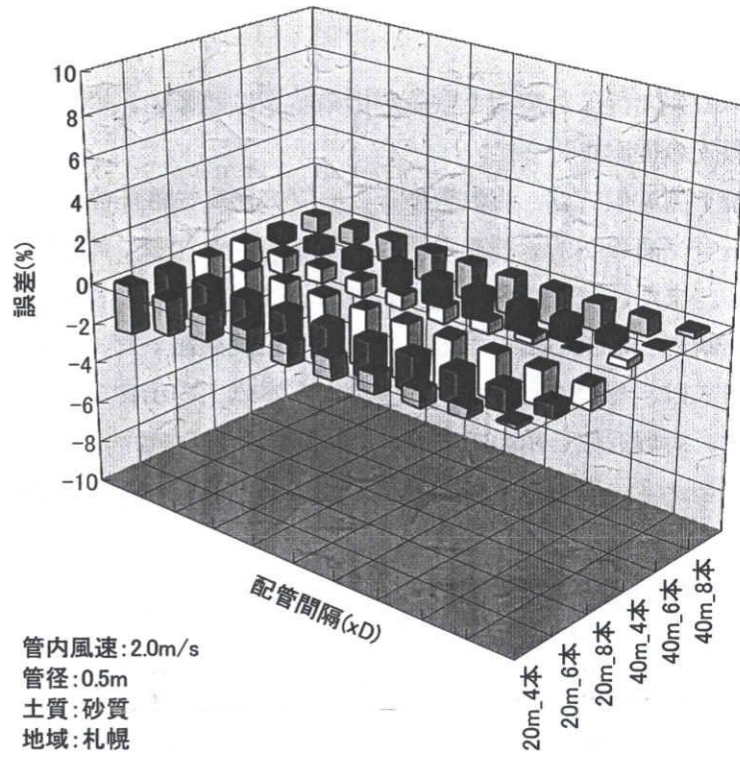


図 6-20 異なる導入地域への適用可能性検討(札幌)

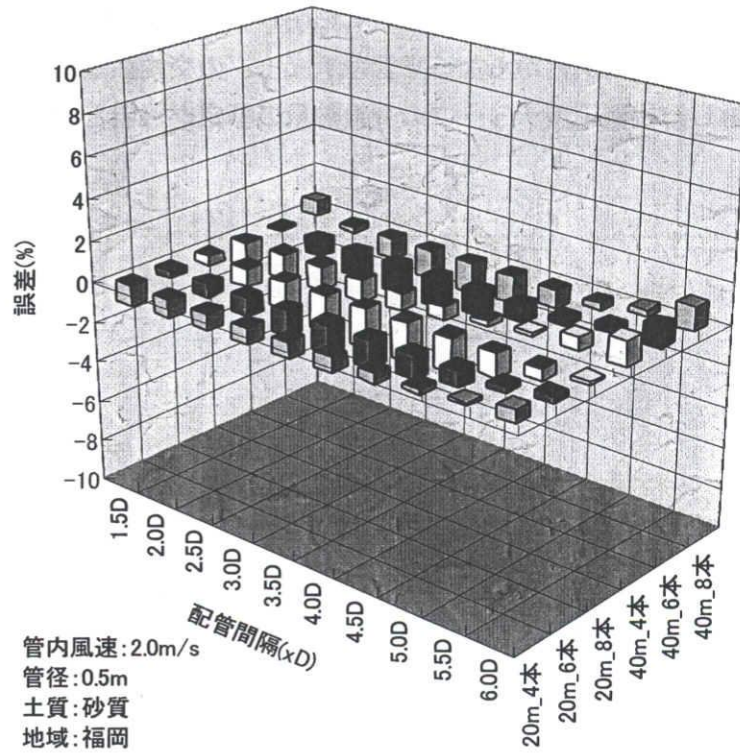


図 6-21 異なる導入地域への適用可能性検討(福岡)

#### 6.4. 第6章のまとめ

本章では、本研究で行った実測と数値解析の結果に踏まえ、複数管型チューブにおける性能予測近似式の提案を行った。

本研究の性能予測近似式は、複数管型チューブの熱交換性能を表す指標であり、近接配置によるチューブ間の熱的影響を考慮する補正係数となる「熱交換量比」を推定する式となっている。また、既往の研究や本研究の検討結果から、各性能パラメーターに対して、適切と判断される値あるいは範囲を定めた前提条件下で、予測近似式の提案を行った。予測近似式は、配管本数が2本の場合と3本以上の場合の2つに分けてある。2本管型の場合は、対数近似を用いており、3本管型以上の場合には、5.4.5項の検討結果わかった2本管型と3本管型以上の熱交換量比における強い相関関係を用いて近似式の提案を行った。

また、提案した近似式の精度を検討し、よい精度で熱交換量比の予測が可能であることを確認した。検討したケースは、管径、管内風速、配管本数、配管間隔、配管長さ、土質の異なるすべて1,968ケースを対象としており、予測精度の検討結果から、これらの検討パラメーターに対して、近似式の外挿、内挿が可能であると判断された。また、管径0.2mのケースに対しては、多少その予測誤差が大きくなり、今後の検討が必要とされる。

以上のことから、本研究で提案した近似式を使って、複数管型チューブの熱交換量比の予測が可能となり、同条件からなる単管型チューブの交換熱量がわかれば、管相互の熱的影響を考慮した複数管型チューブの交換熱量の算定が可能となる。

## 第7章

# 複数管型クール/ヒートチューブ の設計手法の提案

## 第7章 複数管型クール/ヒートチューブの設計手法の提案

### 7.1. クール/ヒートチューブの設計

図 7-1 に示すように、クール/ヒートチューブの設計は与えられた地域条件下で、チューブシステムの性能に対する要求と施工面での制限を満たすチューブ性能パラメーターを選定していく一連のプロセスとなる。

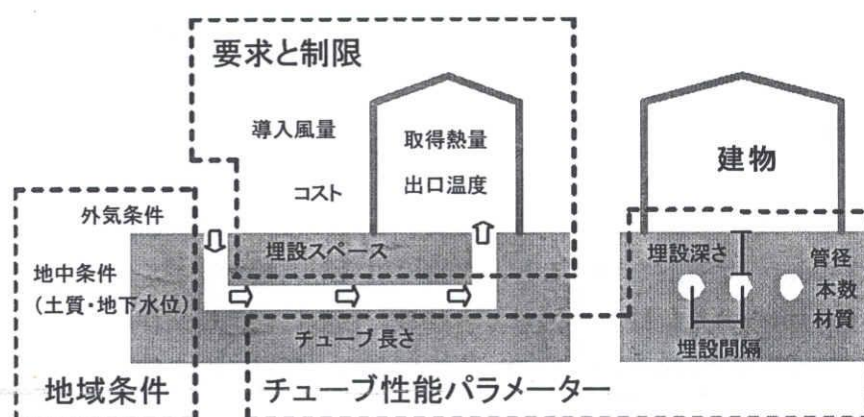


図 7-1 クール/ヒートチューブの設計概要

地域条件は、建物の立地条件によって与えられる与条件であり、外気温度・湿度、日射などの気象条件とチューブ周囲土壌の熱物性と地下水位(土壌含水率)などが挙げられる。

要求条件としては、建物の省エネルギーや環境負荷低減などの設計目標値が達成できる取得熱量(年積算値あるいは年間最大値)、取出し空気温度(チューブ出口温度)などが挙げられる。また、制限条件は、チューブシステムの施工に関わる種々の制約条件、つまり、配管や配管出入り口の設置場所、配管の埋設スペース、設置コストなどが対象となる。また、チューブシステムの性能パラメーターは、チューブの材質や管径、配管長さ、本数、埋設深さと配管間隔、配管の埋設形態、運転条件などがあり、チューブの設計とは、上記の地域条件及び要求と制限条件を考慮しながらこれらのパラメーターを選定するものとなる。

このようにチューブの設計において、選定すべき性能パラメーターの数は少なくないことから、チューブの設計は容易なものではないといえる。このため、本研究の第6章で行った性能予測近似式提案の際に用いた各性能パラメーターに関する前提条件は有効な設計参考値となると考えられる。また、これにより、チューブ設計における性能パラメーターの選定作業を簡略化、かつ、明瞭化できると考えられる。

そこで、本章では第6章の提案近似式とそのパラメーターに対する前提条件をもとに、複数管型クール/ヒートチューブの設計手順について提案を行う。

## 7.2. 複数管型クール/ヒートチューブの設計手順

### 7.2.1. 複数管型チューブの設計と前提条件

ここに、性能予測近似式の提案に用いた性能パラメーターの前提条件を再掲する。

前述のように、表 6-1 の前提条件は、既往の研究結果と本研究で行った検討結果をもとに、チューブの熱交換効率の観点から最も適切と判断される値となっている。また、これらの前提条件は、チューブの設計において、有効な設計参照値となると考えられる。

よって、この前提条件を、本研究のチューブ設計手順の提案を行う上で、前提とする条件として採用する。

また、複数管型チューブの設計手順を提案するにあたり、複数管型クール/ヒートチューブの主な導入ターゲットを考えると、建物の規模が比較的大きく、空調用の取入れ外気量が多い建物とその対象になると考えられる。さらに、前提条件では、複数管型チューブの配管埋設場所を建物下部としていることから、低層でかつ建築面積の広い建物が適しているといえる。

このことに踏まえ、建物をその用途別に考えたとき、住宅に比べて必要外気量が多いといえる建物は、表 7-1 から、事務所、デパート、飲食店、公民館、劇場などが挙げられる。また、これらのうち、ある程度の建築面積をもつと想定できる建物は、事務室、デパート、劇場などが考えられる。

このことから、本研究の複数管型クール/ヒートチューブは、その前提条件から、低層の大型ショッピングセンター、中層のオフィスビル、劇場、また、これらに加えて、スポーツ施設などに適していると考えられる。

表 6-1 性能パラメーターの前提条件

性能パラメーター	前提条件
利用形態	取り入れ外気の子冷・予熱(外気負荷低減)
配管埋設場所	建物下部(深さ 2.3m)
配管埋設形態	一列等間隔配置
管内風速	1.0m/s~3.0m/s
管径	0.2m~0.5m、円形
配管長さ	80m 以下
管材質	塩化ビニル管(VU管)
チューブ運転方法	間欠運転(運転制御無し)

表 7-1 建物の用途別必要換気量参照値<sup>注36</sup>

室名	標準在室密度 (m <sup>2</sup> /人) (括弧内は設計値)	単位床面積当たり 必要換気量 <sup>注37</sup> (m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> h <sup>-1</sup> )
事務所	事務室	5~8 (5)
	会議室	2~5 (2)
商店売場(一般)	1~4	30~7.5
デパート	一般売場	1.5
	特売場	0.5
レストラン	1~2 (1.7)	30~15
喫茶店	1.5~4 (2)	20~7.5
宴会場	0.8	37.5
ホテル客室	10	3
劇場(観覧席)	0.4~0.7 (0.5)	75~42.9
休憩室	2	15
娯楽室	3.3	9
住宅・アパート	3.3	9

本研究のチューブ設計における前提条件として管内風速の下限値を1.0m/sとしており、管内結露発生の比較的少ない条件としている。このため、管内結露発生によるチューブの熱交換性能への影響はシステム導入地域が仙台の場合約7%以下、その他の地域では2%以下(pp.115 参照)であり、本研究のチューブ設計手法では、チューブの熱交換性能へ管内結露発生の影響は考慮しない。また、管内結露水による管内カビ発生など衛生上の問題を考慮して配管の勾配をつけるなど結露水の排水対策に対する工夫が必要である。

複数管型クール/ヒートチューブシステムの外気取入れ口は、汚染物質(虫や鳥、車の排気、土壌からの有害物質)などが吸い込まれないようフィルタを付けるなど対策を施す。また、低温の吸い込み空気を確保するために、建物屋上や日射が当る場所は避けるようにすることが望ましい。

注<sup>36</sup> 参考文献<sup>38)56)</sup>をもとに作成

注<sup>37</sup> 一人当たりの必要換気量を30m<sup>3</sup>/hとして算定した。

### 7.2.2. 設計手順

ここでは、複数管型クール/ヒートチューブの設計手順について述べる。設計手順は図7-2に示すように、6つのステップからなり、最初に設計風量と交換熱量を設定しておき、各性能パラメータを選定した後にその選定結果の妥当性を検討し設計を終了する手順となっている。つぎに、各ステップの詳細を示す。

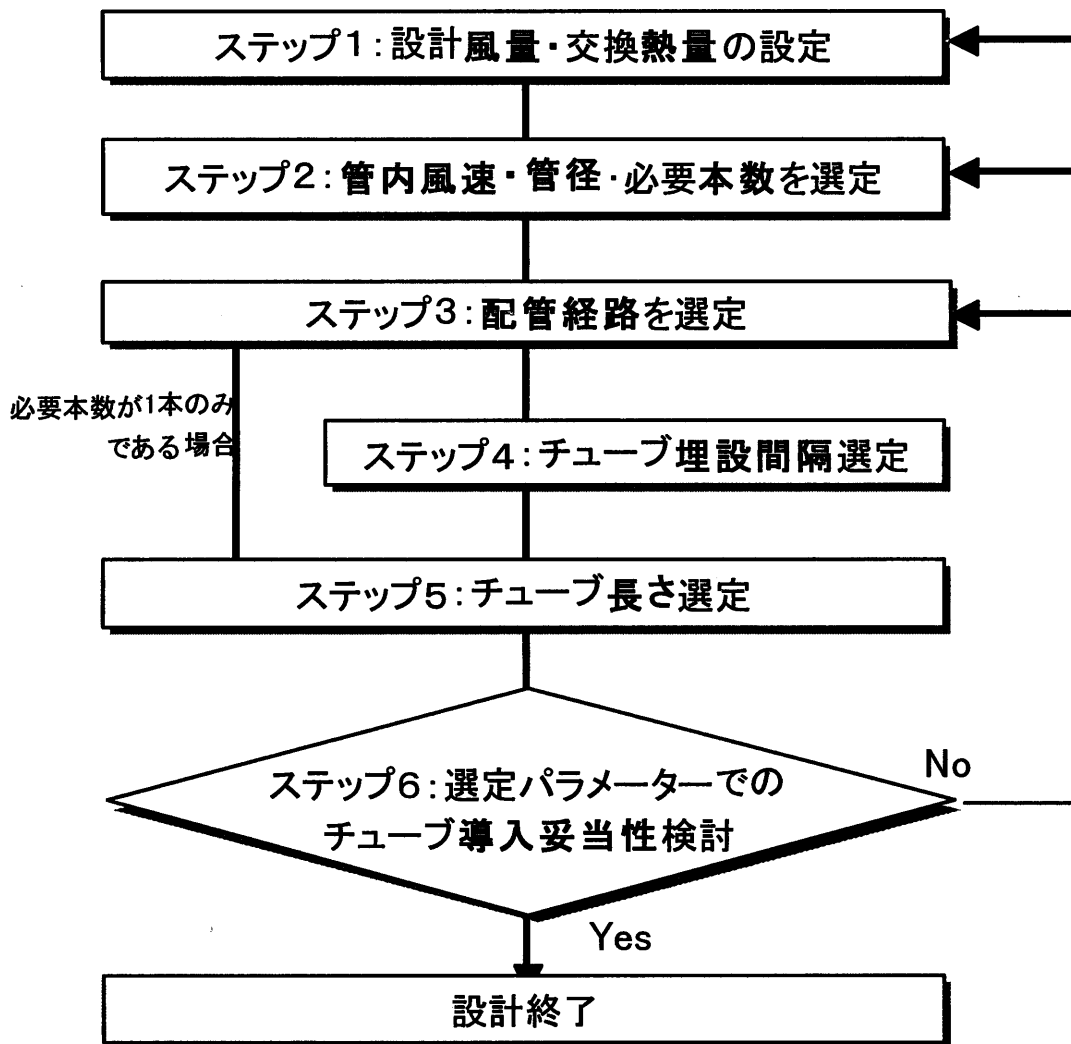


図 7-2 複数管型クール/ヒートチューブの設計手順



## <<設計手順のステップごとの解説>>

### ・ステップ1：設計風量・交換熱量の設定

建物の用途や規模、システムの導入範囲などからチューブシステムへ導入する外気風量を設定する。また、外気負荷及び環境負荷削減目標値などから交換熱量の設定を行う。さらに、チューブ導入に対する最大投資額を総建設費用の中で決めておくことよい。

### ・ステップ2：管内風速、管径、必要本数を選定

このステップでは設計風量を導入できる管内風速と管径、そして必要本数を設定する。先ず、管内風速を設定して、設計風量を満たすために必要なチューブの総断面積を算出する。また、管内風速は速いほど必要なチューブの総断面積が小さくできるために、最初の設定値としては3.0m/sがよい。次に、管径が設定されたら、算出されたチューブ総断面積より、チューブの必要本数が算定できる。このとき、管径は大きいほどチューブの必要本数は少なくなるので、最初の設定値として0.5mがよい。このように、管内風速が速くて管径が大きいほど、チューブの必要本数を少なくすることができるので、チューブシステムの導入コスト軽減の観点から、先ずはそれぞれの最大値を設定することが望ましい。また、複数管を近接配置しその熱交換性能の低下が大きくなり、設定した交換熱量が取得できない場合、或いは管内空気抵抗が過大となり、有効なシステムの運転ができないと判断される場合、又はステップ6で行う設計の妥当性検討の結果、適切でないとは判断される場合、これらの値を再選定する。

### ・ステップ3：配管経路を選定

チューブの埋設場所は、前提条件の中で建物下部としており、チューブの埋設可能な面積は、建物の1階床面積と等しい。建物の1階床面において、図7-3のような3つの配管経路の形態が考えられる。“I”字型の配管経路は、チューブの新鮮外気取入れ口からチューブ出口までベンディングを持たないタイプであり、建物の床面が細長い形態の場合有効であると考えられる。また、床面が正方形に近い形態をしており、“I”字型にして十分なチューブ長さが取れない場合には、配管経路が1回または2回のベンディングを持った“L”字型や“C”字型が有効であるといえる。

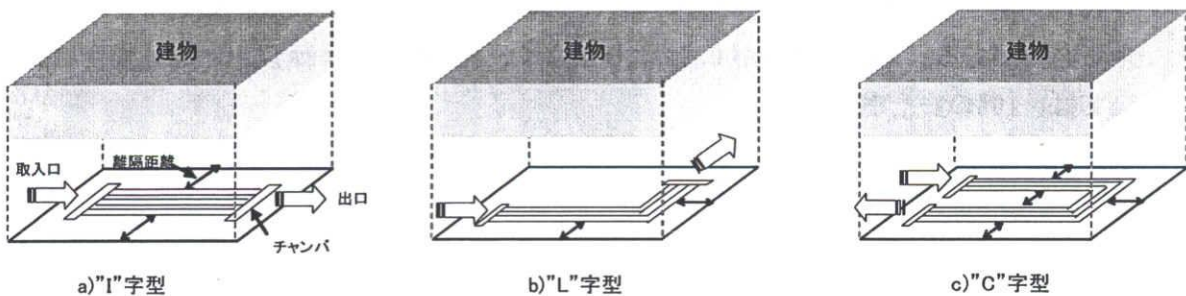


図 7-3 配管経路の選定

設計者は、建物の床の形状と機械設備の位置を考慮し、この3つのうちから適切な配管経路を選定する必要がある。また、配管は建物の水平投影線(外壁)から約3m~4m以上の離隔距離を置くことが望ましい。<sup>注38</sup>

#### ・ステップ4：チューブ埋設間隔選定

ステップ2から選定した必要本数が1本のみの場合、このステップは、無視できる。必要本数が2本管以上の場合、このステップで配管の埋設間隔を選定する。

建物の1階床面において、設定した管径と本数の設定値、そして配管経路からチューブ埋設間隔の最大値がわかる。また、チューブの埋設間隔は、できる限り大きく取るほうが熱交換効率の観点から有利であるため、この埋設間隔の最大値を選定値とする。

#### ・ステップ5：チューブ長さ選定

ステップ4までで管内風速、管径、必要本数を設定し、配管経路と埋設間隔を選定できた。このステップでは、これらのパラメーターを用いて設計交換熱量が得られる配管の長さを選定する。

チューブの必要本数が1本のみ、あるいは埋設間隔を4m以上あけることができる場合、単管型クール/ヒートチューブとして取り扱うことができると判断されるため、既往の研究で提案されている簡易予測手法<sup>21)22)23)24)25)</sup>を用いるか、図7-4に示すような交換熱量図表<sup>注39</sup>を参照するとよい。また、埋設本数が2本以上で、埋設間隔が4m未満となった場合、(配管相互の熱的影響が生じると考えられるため)本研究の熱交換性能予測近似式(pp.135参照)を用いる。

管内風速と管径、そして必要本数と埋設間隔は設定済みなので、図7-4を参照し管相互の熱的影響のない交換熱量( $Q_{1D}$ )を読み取ることができる。さらに、本研究で提案した予測近似式は、管内風速、管径、本数が設定済みで既知値であるため、長さのみの関数となり、配管長さごとの熱交換量比( $R_{ND}$ )は容易に算定できる。

これより、配管長さごとの熱交換量比( $R_{ND}$ )と管相互の熱的影響を考慮していない交換熱量( $Q_{1D}$ )を用いて複数管型クール/ヒートチューブの熱交換量( $Q_{ND}$ )を予測可能であり、設計交換熱量の得られる配管長さを選定できる。

ここで、複数管型チューブの熱交換量の予測値は、性能予測近似式の予測誤差(pp.134~137参照)を考慮して管径が0.5mの場合、5%の安全率を与えて交換熱量を小さく見積もる必要がある。また、管径が0.5mより小さく、配管長さが60m以上となる場合においては、10%の安全率を与える。

<sup>注38</sup> 5.4.1項で配管間隔が3m以上になると、管相互の影響は5%以下となったために、参考値として3m~4mとする。

<sup>注39</sup> 単管型チューブの熱交換量を推定する設計図表の一例を示すもので、本研究で今後このような設計資料の提供を行う。

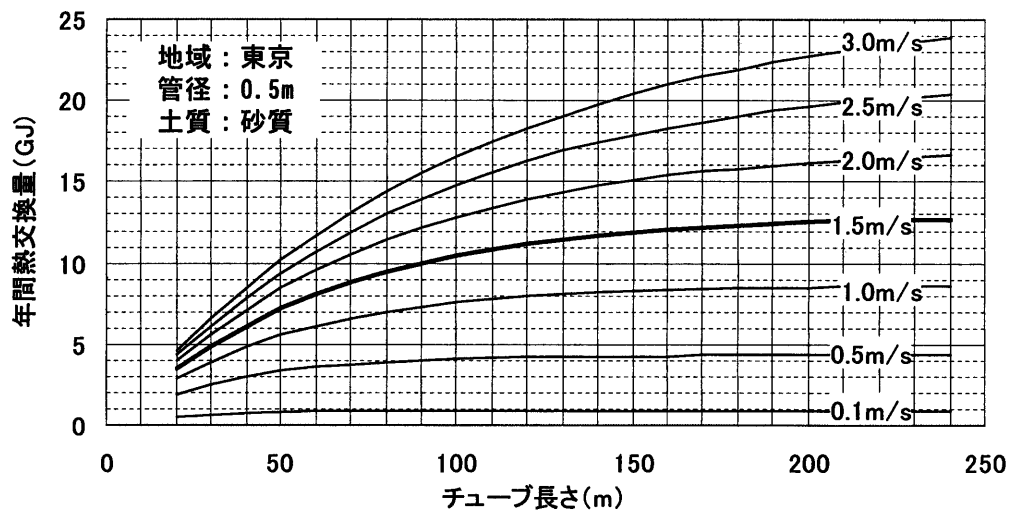


図 7-4 単管型クール/ヒートチューブの交換熱量(例)

#### ステップ6：チューブ設計の妥当性検討

ステップ2～5で行った各性能パラメーターの選定結果は、ステップ1にて設定しておいた設計風量と交換熱量を満足するものとなっているが、熱交換性能を追従して選定した結果である。このため、投入する資源(配管材など)が過大となって、システム導入に伴う環境負荷発生が導入効果による環境負荷削減量を上回る可能性があり、また、システム導入にかかるコストが当初の投資最大額を超えることが懸念される。

したがって、設計システムの導入にともなう環境負荷発生を考慮した環境負荷低減効果を検討すべきであり、なおかつ、導入にかかるイニシャルコストを算出し確認する必要があると考えられる。また、この検討結果から適切ではないと判断された場合、ステップ2あるいはステップ3に戻り各パラメーターの再選定を行うか、または、ステップ1に戻りチューブシステムの導入範囲を見直すなど設計目標値を再設定する。

### 7.2.3. 管内風速、管径、本数選定の考え方

設計手順のステップ2において、設計風量の設定値を満たせる管内風速、管径、そして必要本数の組み合わせは数多く存在しており、設計者はこの多数の組み合わせの中から最適な選定を行うことは容易ではないといえる。

従って、管内風速/管径/必要本数の選定方法として、まずは、チューブシステムにおける導入コスト軽減の観点からチューブ本数を最小値に抑える設定(管内風速は3.0m/s、管径に対しては、0.5m)をしてから、他のパラメーターを選定しこれらの選定についての妥当性を検討する。そして、この最初の選定プロセスの結果が妥当でなかった場合、再選定を行い、適切な選定値に変えていく方法が有効であると考えられる。

そこでここでは、管内風速、管径、そして必要本数の再選定を行うとき、有効な検討方法として、熱交換の特性を表す無次元数 *NTU* (number of heat transfer unit) と管内圧力損失を用いる考え方を提案する。

まず、以下に *NTU* について述べると、

*NTU* は熱交換器に関するひとつの特性関数であり、値が大きいほど熱交換性能がよいといえる。これは、7-1 式のように表される。

$$NTU = \frac{hA}{c_p V} \dots\dots\dots \text{式 7-1}$$

ここに、*h* : 熱交換器の管内熱伝達係数 [W/m<sup>2</sup>K]

*A* : 伝熱面積 [m<sup>2</sup>]

*c<sub>p</sub>* : 熱交換器内の熱媒の比熱 [kJ/m<sup>3</sup>K]

*V* : は熱媒の流量 [m<sup>3</sup>/h]

クール/ヒートチューブの配管が周囲土壌と完全に接触(密着)されており、土壌の熱伝導率が、配管の熱抵抗に比べて非常に大きいこと(配管の厚みが薄いため)を考えると、チューブ内表面温度は均一であると仮定できる。そうすると、一般的な熱交換器と同様、チューブの熱交換性能を *NTU* により表すことが可能となる。

以下に、*NTU* の導き方を述べ、この値とチューブシステムの熱交換効率との関係を示す。チューブシステムの取得熱量は以下の式で表される。

$$Q = c_a \rho_a V (\theta_{out} - \theta_{in}) \dots\dots\dots \text{式 7-2}$$

これは、管内に導入された空気の温度上昇/降下分に管内導入風量と空気の比重を乗じて求める式である。また、配管全体に対して管内表面温度と熱伝達係数が一定と仮定すると、取得熱量,  $Q$  の計算式は以下のように表すことができる。

$$Q = hA\Delta\theta_{lm} \dots\dots\dots \text{式 7-3}$$

$$\theta_{lm} = \frac{(\theta_{in} - \theta_{wall})(\theta_{out} - \theta_{wall})}{Ln[(\theta_{in} - \theta_{wall})/(\theta_{out} - \theta_{wall})]} = \frac{\theta_{in} - \theta_{out}}{Ln[(\theta_{in} - \theta_{wall})/(\theta_{out} - \theta_{wall})]} \dots\dots\dots \text{式 7-4}$$

ここに、 $\theta_{lm}$  は管内空気と管内表面温度との平均的な温度差を表す対数平均温度差である。また、 $\theta_{wall}$  は管内表面温度を表し、管周囲の自然土壌温度と同じと仮定する。

ここで、上記の3つの式を連立して整理すると、チューブ出口温度に関する式を下記のように求めることができる。

$$\theta_{out} = \theta_{wall} + (\theta_{in} - \theta_{wall})e^{-(hA/cpV)} \dots\dots\dots \text{式 7-5}$$

ここに、自然対数の乗数となる  $hA/cpV$  は、熱交換の特性を表す無次元数  $NTU$  (number of heat transfer unit) と呼ばれる値である。

チューブ内に導入される空気は、その配管が十分長い場合、チューブ出口の空気温度は管周囲の自然土壌温度まで温度上昇/降下する。このことから、チューブの熱交換効率を以下の式のように表すことができる。

$$\varepsilon = \frac{\theta_{out} - \theta_{in}}{\theta_{wall} - \theta_{in}} \dots\dots\dots \text{式 7-6}$$

ここで、7-5 式と 7-6 式を連立して整理すると、チューブの熱交換効率,  $\varepsilon$  は、7-7 式で表される。

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \dots\dots\dots \text{式 7-7}$$

以上のことから、チューブの熱交換効率と  $NTU$  との関係は 7-7 式のように表され、図 7-5 にこれらの関係をグラフにして示す。図から、 $NTU$  が大きいほど、チューブの熱交換効率  $\varepsilon$  は高くなることがわかる。

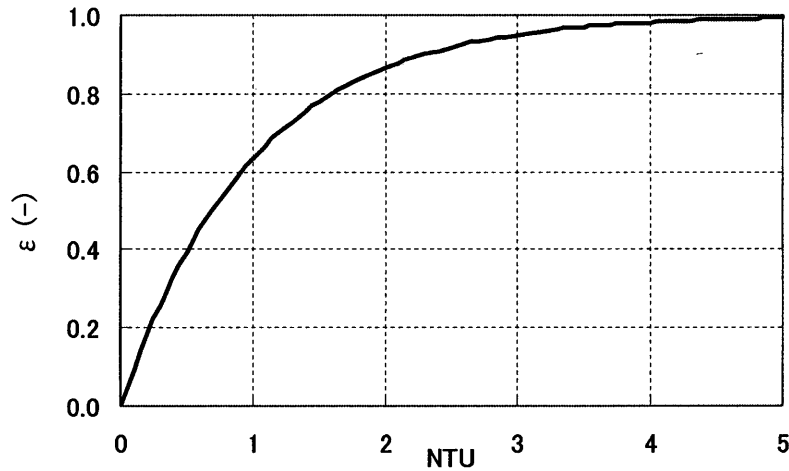


図 7-5 チューブ熱交換効率,  $\varepsilon$  と  $NTU$  との関係

この  $NTU$  を単管型あるいは複数管型チューブの 1 本あたりの値として考えると、 $NTU$  の説明変数となる管内熱伝達係数,  $h$  と伝熱面積,  $A$  は、以下の式のように表される。

$$h = \frac{Nu\lambda_a}{D} \dots\dots\dots \text{式 7-8}$$

$$A = \pi DL \dots\dots\dots \text{式 7-9}$$

この式 7-1 と式 7-8 を式 7-9 に連立して整理すると、式 7-10 のように表すことができる。

$$\frac{NTU}{L} = \frac{Nu\lambda_a\pi}{c_a\rho_a V} = \frac{Nu\lambda_a}{900c_a\rho_a v} \dots\dots\dots \text{式 7-10}$$

ここに、 $Nu$  : ヌッセルト数 (-)                       $L$  : 配管長さ (m)  
 $\lambda_a$  : 空気熱伝導率 (W/mK)                       $V$  : 風量 (m<sup>3</sup>/h)  
 $c_a\rho_a$  : 空気比熱 (kJ/m<sup>3</sup>K)                       $v$  : 管内風速 (m/s)

式 7-10 の  $NTU/L$  は、チューブの単位長さあたりの  $NTU$  であり、管内風速と管径のみの関数となる。よって、これを用いることで、チューブの熱交換効率を考慮しながら、ステップ 2 における管内風速と管径の再選定を行うことができると考えられる。

図 7-7 に管内風速と管径、そして  $NTU/L$  との関係を表す等  $NTU/L$  線図を示す。この図に示す  $NTU/L$  は、単管型チューブあるいは複数管型チューブの 1 本のみに対する値であり、管内風速が遅く、管径が小さいほど大きい値となることがわかる。また、図中の等  $NTU/L$  線の間隔は、左下へいくほどその増加幅が小さくなる。

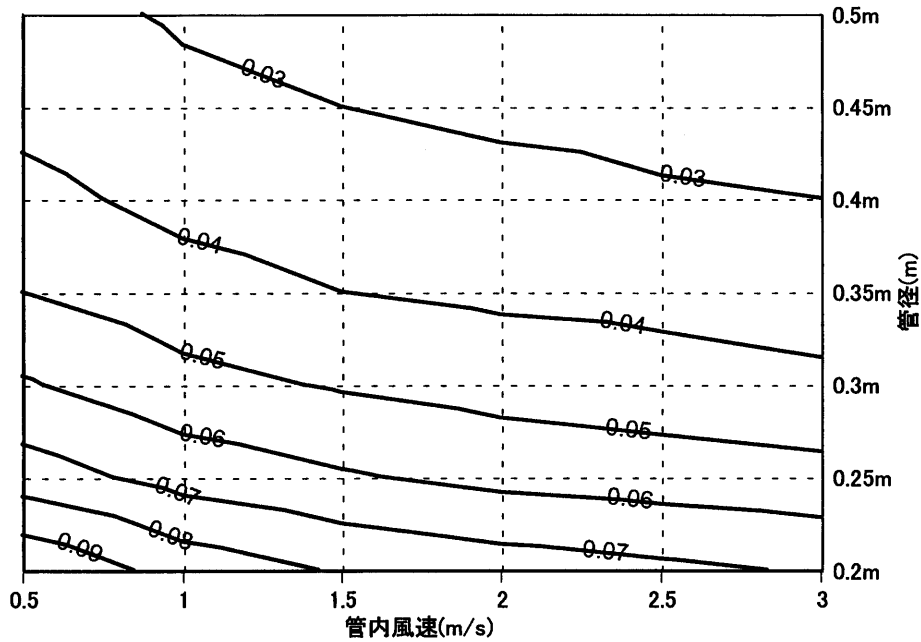


図 7-6 管内流量、管径、そして  $NTU/L$  との関係

つぎは、チューブの単位長さあたりの管内圧力損失を考えることとする。管内圧力損失は、摩擦抵抗のみを考慮すると、式 7-11 のように表される。

$$\Delta P = \zeta \frac{L}{D} \frac{\rho}{2} v^2 \dots\dots\dots \text{式 7-11}$$

- ここに、 $\Delta P$  : 圧力損失 (Pa)
- $\zeta$  : 摩擦抵抗係数 (-)
- $L$  : 配管長さ (m)
- $\rho$  : 空気密度 ( $\text{kg/m}^3$ )
- $v$  : 管内風速 (m/s)
- $D$  : 管径 (m)

式 7-11 は長さ  $L$  を左辺にもってくると、式 7-10 と同じように管内風速と管径のみを説明変数とする単位長さあたりの圧力損失(式 7-12)で表すことができる。

$$\frac{\Delta P}{L} = \zeta \frac{1}{D} \frac{\rho}{2} v^2 \dots\dots\dots \text{式 7-12}$$

式 7-12 より、 $\Delta P/L$  は、管径に反比例し、管内風速の 2 乗に比例する関係にあることがわかる。



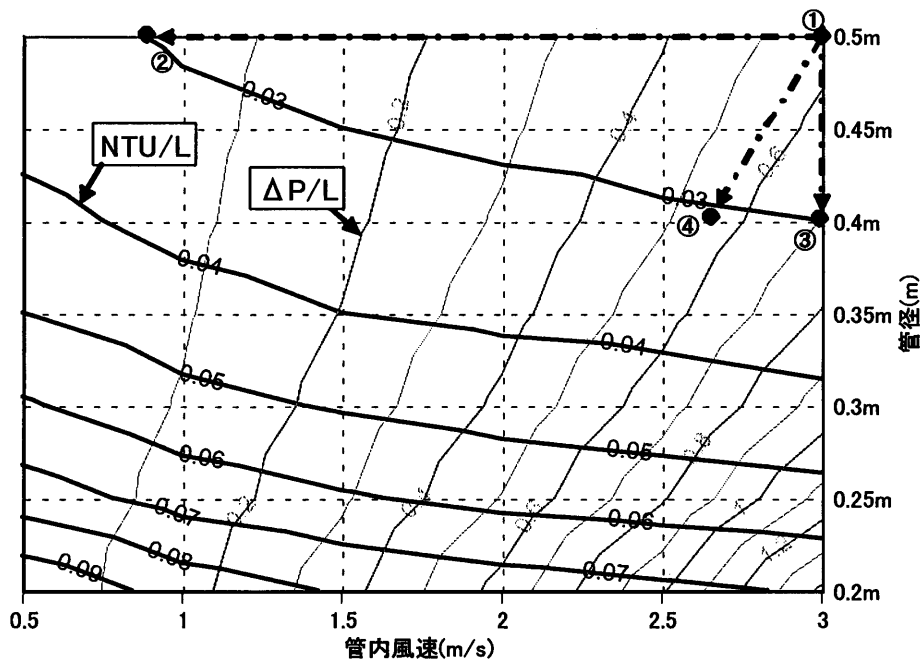


図 7-7 管内風速と管径、必要本数選定における参照図

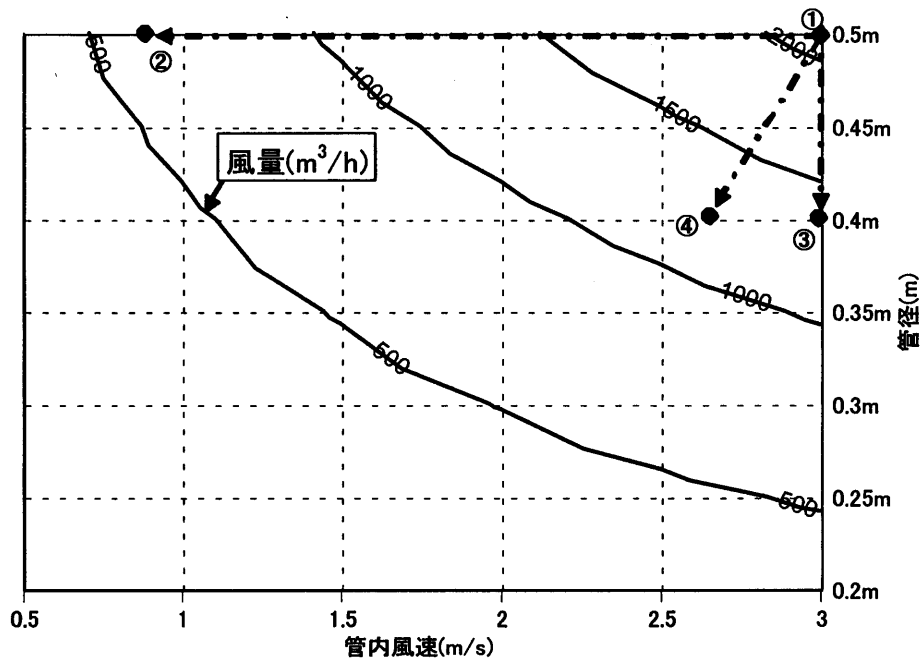


図 7-8 管内風速と管径の再選定における管内風量変化(風量単位:  $\text{m}^3/\text{h}$ )

図 7-6 の上に等  $\Delta P/L$  線図を重ねた図を図 7-7 に示す。図中の実線が  $NTU/L$  を示し、灰色線が  $\Delta P/L$  を示す。これを用いると、チューブ 1 本当りの熱交換性能と管内の摩擦抵抗による圧力損失を考慮しながら、管内風速と管径の再選定を行うことができる。

設計者は、パラメーターの再選定の際、この図から  $NTU/L$  の値が現設定点より大きくなるように、選定ポイントを動かして、再選定を行うことができる。図中のポイント①は、最初設定点を示しており、このポイントから同程度の熱交換性能の向上を図る再選定は、以下の3つの方法より行われる。

その1：①→②は、管径をそのままを維持し、管内風速を小さく取る再選定(管内圧力損失は削減できる)

その2：①→③は、管内風速をそのままにし、管径を小さく取る再選定(管内圧力損失は増加する)

その3：①→④は、管内風速と管径をともに小さく取る再選定(管内の圧力損失の増加は生じない)

上記の3つの方法は、同程度の熱交換性能の向上を図ることはできるが、管内風速や管径を小さくとることとで、管内に導入できる風量が減少する。この3つの再選定方法を図 7-8 のうえに示すと、各再選定方法の管内風量減少は、その1、その3、その2の順に小さくなっており、再選定法 その2は管内風量の減少による必要本数の増加を最も小さくしながらより大きい熱交換性能の向上をはかることができるといえる。よって、再選定その2が熱交換性能の向上や必要本数の増加量(コスト面)の2つの側面を考えた場合、最もよい再選定方法と考えられる。しかし、この方法は管内圧力損失の増加を伴うもので、設計者は圧力損失とのトレードオフを考慮した再選定を行うとよい。

以上のように、設計手順のステップ2において、管内風速と管径の再選定を行うとき、その選定指標として熱交換性能を表す  $NTU/L$  と管内圧力損失を表す  $\Delta P/L$  を用いることを提案し、図 7-7 に示すような選定参照図を作成した。この図を用いることにより、設計者は熱交換性能および管内圧力損失を考慮しながら管内風速と管径の再選定を合理的に行うことが可能となり、再選定の際、有効な設計図表となると考えられる。

#### 7.2.4. 設計の妥当性検討の考え方

本研究の実測システムを評価対象とし、省エネルギー性評価、経済性評価、そして環境性評価による評価例を2.5節に示した。このように、省エネルギー効果と経済性、環境負荷低減効果は、チューブ設計における妥当性検討の指標となるといえる。

省エネルギー性評価では、チューブシステムによって得られる有効取得熱量とそれによって達成できる負荷低減効果、又は送風ファン動力増分に対する単位有効取得熱量(システム成績係数, COP)が評価のパラメーターとなると考えられる。

経済性評価では、チューブシステムの導入にかかるイニシャルコストとシステムの運用におけるランニングコストの削減量からなるシステムの単純回収年数が評価のパラメーターとなると考えられる。また、チューブのイニシャルコストは、配管材料費、配管埋設にかかる掘削/埋め戻しコスト、施工に関する人件費などを含む。しかしながら、本研究の設計手順の前提条件は配管埋設場所を建物下部としており、ほとんどの検討ケースは掘削/埋め戻しに関する費用は建築の基礎工事と重複されることが予測されるため、実質のコストには、掘削/埋め戻しの費用は含まれないと考えられる。

環境保存性評価では、CO<sub>2</sub>排出に対する削減量を評価のパラメーターと考えることができる。また、チューブシステムの運用により達成できる排出量の削減量が、システムの導入に係わるCO<sub>2</sub>排出量に比べて大きく、純粋なCO<sub>2</sub>排出削減の可否を確認する。

本研究の実測システムを対象に上記の3つの評価方法より評価した結果、経済性評価では、初期費用が比較的大きかったことより、システムの導入に対して不利な結果となったが、省エネルギー性評価では、高い効率で運転可能であることを確認できた。また、環境負荷低減効果に対しては、比較的短いシステム運転期間で、導入時に発生したCO<sub>2</sub>排出量を上回る削減効果が確認され、CO<sub>2</sub>排出に対して純粋な削減運転が可能であることを本研究の検討結果からわかった。

ほかのチューブシステムにおいても実測システムと同じような結果が得られると考えられ、ライフサイクルCO<sub>2</sub>(LCCO<sub>2</sub>)手法や建築物総合環境性能評価システム(CASBEE)の導入目的に踏まえ、システムの省エネルギー性及び環境負荷低減効果に重点をおいた評価が必要とされる。

### 7.3. 第7章のまとめ

クール/ヒートチューブの設計は与えられた地域条件下で、チューブシステムの性能に対する要求と施工面での制限を満たすチューブ性能パラメーターを選定していく一連のプロセスとなる。また、このプロセスの中には、選定すべき性能パラメーターの数は少ないことから、チューブの設計は容易なものではないといえ、本研究の第6章で行った性能予測近似式提案の際に用いた各性能パラメーターに関する前提条件はチューブの設計作業を簡略化、かつ、明瞭化できると考えられる。

また、本研究の複数管型クール/ヒートチューブは、その前提条件から、低層階の大型ショッピングセンター、中層のオフィスビル、劇場、また、これらに加えて、スポーツ施設などに適していると判断した。

本研究で提案したチューブの設計手順は、最初に設計風量と交換熱量を設定しておき、各性能パラメーターを選定した後にその選定結果の妥当性を検討し設計を終了する6つのステップからなっており、これについて解説した。また、設計手順のステップ2において、管内風速/管径/必要本数の選定方法の考え方を示し、チューブの熱交換効率と管内圧力損失を判断基準として選定を行うことを提案した。最後には、ステップ6における設計の妥当性検討の考え方を示した。



## 第 8 章

### 総括

## 第8章 総括

本研究は、近接配置される複数管型クール/ヒートチューブに関する設計手法を明らかにすることを目的とし、近接配置されるチューブの熱性能を把握するため、実測による性能評価及び数値解析による感度解析を行うとともに、近接配管を有するクール/ヒートチューブの設計手順及び性能予測手法について検討を行ったものである。以下にその内容のまとめを示す。

第1章では、本研究の目的を述べるとともに、クール/ヒートチューブのこれまでの導入事例を示した。また、既往の研究についてレビューし研究・開発動向を把握し、特に、クール/ヒートチューブの各性能パラメーターが熱交換性能へ与える影響について既往研究で述べている内容を取りまとめた上で、本研究の位置づけを示した。

第2章では、本研究で実測の対象となった建物の概要とそこに導入されたクール/ヒートチューブシステムの概要と実測概要を示した。また、実測結果として実測期間(2002年1月1日～2005年3月31日)における気象条件やシステム運転条件、そして、チューブの取り入れ外気の加熱・冷却効果、管周囲土壌の温度経年変化を示しこれらを検討するとともに、管内結露の可能性についても検討を行った。

さらに、実測システムの運転性能に対して、省エネルギー性、経済性、環境保全性の評価を行った。その結果、初期費用が比較的大きく、単純回収年数より行った経済性評価では、システムの導入に対して非常に不利な結果となったが、省エネルギー性および環境保全性評価では、実測システムは、外気負荷低減に対して有効であり、システム COP は 14 以上の高い効率で運転可能であることを確認できた。また、CO<sub>2</sub> 排出については、比較的短いシステム運転期間で、導入時に発生した CO<sub>2</sub> 排出量を上回る削減ができることを試算結果によって示した。

近年、建物の性能評価において、ライフサイクル CO<sub>2</sub> (LCCO<sub>2</sub>) による評価が普及しつつあり、また建築物総合環境性能評価システム (CASBEE) が開発され実施されつつあることを踏まえれば、本章における運転性能評価から、実測システムの有効性は十分示されたといえる。

第3章では、複数管型クール/ヒートチューブシステムの性能予測と近接配管による管相互の熱的影響を詳細に検討するため、数値解析モデルを作成した。ここでは、配管間隔の設定に対する柔軟性、狭い配管間の伝熱再現性などに特に工夫を加えている。解析モデルの妥当性検討の結果、チューブの出口温度における実測値と計算値の差は冬期には期間平均で約 0.7℃ (最大 2.7℃)、夏期には平均で約 0.6℃ (最大 2.1℃) であり、よい一致を示した。チューブ交換熱量においては、数値解析の結果が年間で 31.7GJ となり、実測結果 (32.4GJ) に対して約 2% の誤差で予測可能であった。さらに周囲配管の熱的干渉



(影響)を受ける配管の性能低下も計算上で再現でき、本研究で作成した数値解析モデルは複数管型クール/ヒートチューブシステムの熱性能を十分に予測できると判断した。

第4章では、本研究の数値解析モデルを用いて実測システムの負荷低減に対する有効性を検証し、実測システムは、9本の配管を近接配置したことによって多少の性能減少は確認されたが、建物の負荷低減に対して十分な効果を得られるとともに長期間の運転に対しても安定してその効果が得られることを示した。

また、実測システムにおける運転方法別の性能検討を行い、運転スケジュール制御、導入外気の温度制御を行うことにより、チューブシステムの熱交換性能と運転効率の向上が期待できることがわかった。チューブの熱交換性能の向上効果が最も大きかったケースは、中間期に管内に外気を導入しない運転方法となり、チューブの運転効率の向上効果が最も大きかったケースは、外気温度により外気取入を選択的に行う運転方法であった。但し、外気取入を選択的に行うこれらの運転方法は、チューブシステムを介さない別途の外気取入口や換気経路、そしてダンパーや制御装置などの計画が必要となり、設備投資の増加に対する綿密な検討を要するという知見を得た。

第5章では、複数管型クール/ヒートチューブに関する熱交換特性を明らかにするため、本研究の数値解析モデルによるシミュレーションを行い、各性能パラメーターに関する感度解析を行った。そして複数管型チューブと単管型チューブの熱的性能は影響の度合いの若干の違いはあるものの、今回検討対象とした性能パラメーターである管内風速、埋設深さ、配管直上部条件、配管長さ、土質の違いに対してほぼ同様の傾向で変化することを把握した。

この結果を踏まえて、複数管型(2本管型)チューブを対象としたシミュレーションを行い、配管間隔と各性能パラメーターにおける熱交換性能への影響を検討した。複数管型チューブの熱交換性能は、その配管間隔が狭いほど小さくなり、広いほど大きくなる傾向をシミュレーション結果から確認できた。また、この熱交換性能の増大/減少の度合いは、管内風速、配管長さ、土質、配管本数により変動することを示した。さらに各性能パラメーターの異なる複数管型チューブに対して、熱交換性能の減少を熱交換量比と定義し、定量化した。

配管間隔と配管数との関係を検討した結果、2本管型チューブと3本管型以上チューブの熱交換量比との間に強い相関関係があることがわかり、これを用いた性能予測近似式の提案可能性が確認された。さらに、各導入地域に対するチューブの熱交換性能を検討し、各配管間隔に対する熱交換量比の変動は、9都市(札幌、仙台、新潟、東京、名古屋、大阪、福岡、熊本、鹿児島)において同じ傾向を示し、熱交換量比のカーブはほぼ一致することがわかった。これにより、本研究で提案する性能予測近似式は、今回検討対象となった地域に対して汎用性をもつ形でまとめることが可能であると判断された。

第6章では、本研究で行った実測と数値解析の結果を踏まえ、複数管型チューブにおける性能予測近似式の提案を行った。本研究の性能予測近似式は、複数管型チューブの熱交換性能を表す指標であり、近接配置によるチューブ間の熱的影響を考慮する補正係数となる「熱交換量比」を推定する式となっている。またここでの推定式は、既往の研究や本研究の検討結果から、各性能パラメーターに対して、適切と判断される値あるいは範囲を定めた前提条件下で適用できるものとなっている。予測近似式は、配管本数が2本の場合と3本以上の場合の2つに分けて作成し、単管型チューブの性能と熱交換量比を用いてまず2本管型の性能を推定し、それに対して、第5章で得られた2本管型と3本管型以上の熱交換量比における強い相関関係を用いて3本以上のシステムの性能を予測するという構造にしている。

また、管径、管内風速、配管本数、配管間隔、配管長さ、土質の異なる計1,968ケースを対象として、提案した近似式の精度を検証し、よい精度で熱交換量比の予測が可能であることを確認した。

このことより、本研究で提案した近似式を使って、複数管型チューブの熱交換量比の予測が可能となり、同条件からなる単管型チューブの交換熱量がわかれば、管相互の熱的影響を考慮した複数管型チューブの交換熱量の算定が可能になる。

第7章では、複数管型クール/ヒートチューブに関する設計手順の提案を行った。また、本研究の複数管型クール/ヒートチューブは、第6章に挙げた前提条件から、低層の大型ショッピングセンター、中層のオフィスビル、劇場、また、これらに加えて、スポーツ施設などに適していると判断した。

本研究で提案したチューブの設計手順は、最初に設計風量と交換熱量を設定しておき、各性能パラメーターを選定した後にその選定結果の妥当性を検討し設計を終了する6つのステップからなっており、これについて解説した。また、設計手順のステップ2における管内風速/管径/必要本数の選定方法の考え方を示し、チューブの熱交換効率と管内圧力損失を判断基準として選定を行うことを提案した。そして最終ステップであるステップ6における設計の妥当性検討の考え方を示した。

以上が、本論文のまとめである。本研究では、実際に導入された近接配管を有する複数管型クール/ヒートチューブを検討対象に実測及び数値解析手法より、その有効性を示すことができた。また、複数管型クール/ヒートチューブに関する設計手順及び性能予測手法提案することによって、本システムの普及促進のための第一歩を踏み出したと考えられる。

今後、本研究で提案した性能予測近似式の改良や設計手順上、必要とされる設計資料作成に取り組み、これらをもとに複数管型クール/ヒートチューブの設計支援ツールの開発を行う予定である。また、本システムの普及をさらに促進するためには、他の省エネルギー手法との併用によるシステムの提案が必要と認識しており、ヒートポンプ、ダブルスキンなどとの併用型クール/ヒートチューブシステムに関する検討を行う予定である。

## 参考・引用文献

- 1) 社団法人 日本ビルエネルギー総合管理技術協会：ビル省エネルギー化推進のための調査・研究，平成 16 年度〈(財)省エネルギーセンター委託事業〉
- 2) 木村建一ほか：クールチューブの涼房効果に関する研究，その 1～その 6，日本建築学会大会学術講演梗概集，1983 年～1985 年
- 3) A. Trome et al: Air-earth exchanger study in real site experimentation and simulation, *Energy and Buildings*, pp.155-162, 1994
- 4) 芝池英樹：地中埋設管の熱・水分特性に関する 2 次元非定常境界要素解析，日本建築学会大会学術講演梗概集(関東)1993 年 9 月
- 5) M. S. Sodha et al: Evaluation of an earth-air tunnel system for cooling/heating of a hospital complex, *Building and Environment* 20(2) , pp.155-122, 1995
- 6) 上田真也ほか：クールチューブの冷却効果に関する研究-管内表面が湿っている場合-，日本建築学会近畿支部研究報告集，1996 年
- 7) J. Pfafferott: Evaluation of earth-to-air heat exchanger with a standardized method to calculate energy efficiency, *Energy and Buildings*, Vol.35, 2003
- 8) M. Santamouris: On the Performance of building coupled with earth to air heat exchangers, *solar energy*, Vol. 54, No. 6, pp. 375-380, 1995
- 9) M. Bojic: Numerical simulation, Technical and economic evaluation of air to earth heat exchanger coupled to a building, *Energy*, Vol. 22, No. 12, pp. 1151-1158, 1997
- 10) TRANSYS: A Transient Simulation Program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison Wisconsin
- 11) 鄭明傑: 温室効果における太陽エネルギーの土中蓄熱の最適化に関する研究，名古屋大学博士論文，1983 年
- 12) パッシブソーラーシステム試験家屋に設置したクールチューブの冷却効果に関する研究(その 1. 床下に設置した 3 本のクールチューブの場合)，日本太陽エネルギー学会研究論文 Vol.14. No. 4, 1988 年
- 13) U. D. J. Gieseler: Cost efficiency of ventilation systems for low-energy buildings with earth-to-air heat exchanger and heat recovery, *Proceeding of the Intern. Conference on Passive and Low energy Architecture*, Toulouse, 2002
- 14) M. Bojic: Optimization of heating and cooling of a building by employing refuse and renewable energy, *Renewable energy*, Vol.20., pp.453-465, 2000

- 
- 15) A. Argiriou: Experimental Study of a Earth-to-air heat exchanger coupled to a photovoltaic system, Transaction of the ASME, Vol.126, 2004
  - 16) 榎本文二ほか: ソーラーチムニーとクールピットを組み合わせた校舎建築の自然換気システムの実測研究(その1~6), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 2001年~2003年
  - 17) 安積弘高, 桜井美政: 住宅における自然換気駆動型クールチューブの熱性状解析, 日本建築学会計画系論文集, 第547号, 33-39, 2001年9月
  - 18) L. Serres et al: Study of Coupled Energy Saving Systems Sensitivity Factor Analysis, Building and Environment, Vol.32 No.2, pp.137-148, 1997
  - 19) J.H. Yoon: Intergrated thermal analysis of a three story experimental building with a double-skin and a ground-coupled heat exchanger, Energy of sustainable Prosperity, ASME, 1997
  - 20) R.G. Diener et al: Analysis for an underground heat exchanger for poultry buildings, J. agric. Engng Res., pp.187-198, Vol34, 1986
  - 21) 石原修, 張晴原: クール/チューブの設計出口温度と冷却エネルギー量の検討-第2報 クールチューブによる室内熱環境の改善に関する研究, 日本建築学会計画系論文集, 第477号, 11-18, 1995年11月
  - 22) M. De Paepe et al: Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers, Energy and Buildings 35, pp.389-397, 2003
  - 23) 銚井修一ほか: クールチューブの冷却効果に関する研究, 日本建築大会学術講演梗概集, 1995年~1997年
  - 24) G. Mihalakakou et al: Parametric prediction of the buried pipes cooling potential for passive cooling applications, Solar Energy, Vol.55, No.3, pp.163-173, 1995
  - 25) 井上宇市, 石野久彌ほか, 実験計画法によるクールチューブの土壌蓄採熱効果に関する研究, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.41-44, 1992年10月
  - 26) M. Zimmermann et al: Technology selection and early design guidance, Low Energy Cooling, Annex 28, IEA Energy conservation in building and community systems programme
  - 27) C. E. Francis: Cooling with Earth Tubes, SOLAR AGE, 9-1, 1984
  - 28) V. P. Kabashnikov et al.: Analytical and numerical investigation of the characteristics of a soil heat exchanger for ventilation systems, International journal of Heat and mass transfer, 2001

- 
- 29) D. W. Abrams et al.: Simulated and Measured Performance of Earth Cooling Tubes, Proceedings of the 5th National Passive Solar Conference, 1980
- 30) 浦野良美ほか, 蒸暑地域における付設地下室住宅の涼房効果, その1~その3, 日本建築学会九州支部研究報告, 第31号, 1989年3月
- 31) B. Chen et al.: Measured Cooling Performance of earth Contact Cooling Tubes, Proceedings of the American Solar Energy society, 1983
- 32) Earth cooling tubes, EREC Reference Briefs, U.S. Department of energy
- 33) H. Wu and M. Ishida: Passive Cooling Calculation and Design Guidelines for Hot and Humid Climates, Proceedings of the 10th National Passive Solar Conference, 1985
- 34) G. Mihalakakou: The influence of different ground covers on the heating potential of earth-to-air heat exchangers, Renewable energy Vol.7 No.1, pp.33-46, 1996
- 35) D. B. Nordham: A Design Procedure for Under-ground Air Cooling Pipes Based on Computer Models, Proceedings of the 4th National Passive Solar Conference, 1979
- 36) 中島康尾孝, 伊藤幸雄ほか: クールチューブのシミュレーション解析, 空気調和・衛生工学会学術論文集, 1982年10月
- 37) 鈴木建一ほか, クールチューブの涼房効果に関する研究, その1~その6, 日本建築大会学術講演梗概集, 1983~1985年
- 38) 空気調和・衛生工学会: 空気調和・衛生工学便覧, 第13版, 3巻, 空気調和・衛生工学会, p.306, 2002年
- 39) 彰国社, 新建築学大系27(設備計画), 井上宇市ほか
- 40) 柳良夫: ビ樹脂製品のマテリアルリサイクルとLCA, 塩ビ工業・環境協会
- 41) 日本建築学会, 建物のLCA指針, 建物, LCA計算データベース
- 42) 日本建築学会: 建築と地球環境特別研究委員会報告書, 建築が地球環境に与える影響, 1992.6
- 43) 村上周三ほか: 建築物の総合環境性評価手法に関する研究(その1~9), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学, pp.1043-1050, 2002年8月
- 44) M. Santamouris and C. C. Lefas: Thermal analysis and computer control of hybrid green house with subsurface heat storage. Energy Agriculture Vol5, pp.161-173, 1986.
- 45) Rodriguez E. A. et al.: Earth tube systems performance. In Proc. CIB MEET., Air Quality and Air Conditioning. Paris, France.
- 46) 谷本潤, 石野久彌: クールチューブの簡易伝熱計算手法に関する研究, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.45-48, 1992年10月

- 
- 47) G. Shiller, Earth tube for passive cooling. MIT, 1982
- 48) C. Gauthier et al.: Numerical simulation of soil heat exchanger storage systems for greenhouses, Solar Energy, Vol. 60, pp. 333-346, 1997
- 49) Anthony F. Mills: Basic Heat and Mass Transfer (KOREAN EDITION), 半島出版社
- 50) 渡辺ほか: 蓄熱材料における土壌の熱的特性に関する研究 (その4), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1983年9月
- 51) アメダス観測年報, 気象庁提供
- 52) 名古屋大学情報連携基盤センター, <http://www.itc.nagoya-u.ac.jp>
- 54) 財団法人建築環境・省エネルギー機構, SMASH 住宅用熱負荷計算プログラム
- 55) 下田吉之ほか: 都市化による地中温度の上昇に関する研究-第2報, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 41, 1989年10月
- 56) 空気調和・衛生工学会誌, N. 64, 12, 1972

## 謝辞

日本語もわからないまま始まった留学生活、こうして5年間の研究成果をまとめることができたことは先生方々のご指導があったからこそ可能なことであり、先生方々に深く御礼を申し上げます。

名古屋大学で研究に取り組む機会を賜りました奥宮正哉教授には、筆者の研究指導教官として、生活や研究の面で大きな支えとなってくださったこと心から深く感謝いたします。

名古屋大学久野覚教授には、授業・セミナーなどで数多くの有用なご助言を頂き、深く感謝致します。

名古屋大学齋藤輝幸助教授、名古屋大学原田昌幸助教授には、授業・セミナーなどで有用な助言を頂きましたこと深く感謝致します。

名古屋大学田中英紀助手は、先生として、あるときは先輩として、あるときは兄貴のような存在となって、公私問わず、大きな力となってく下さいましたことこころから深く感謝致します。

名古屋大学吉永美香助手は、授業・セミナーなどで有用な助言を頂いたこと、大型計算機センターの手配をしてくださるなど些細なことまで面倒を見て下さいました。ここに、感謝の意を表します。

本研究の実測についてご協力頂いた尾張旭市役所の長屋梅子氏、(株)環境設備計画の田鍋 晃一氏、岡田圭二氏、(株)山武ビルシステムの川上伸治氏、(株)日本プラント建設の岩崎弘氏、(株)オーテックの奈良悟氏にこころから深く感謝致します。

最後に日本での留学生活に精神的な支えとなった韓国の両親と弟、妻に深く感謝致します。

2006年3月

尹奎英



<本論文に関する発表論文>

○審査付き論文

1. 尹奎英, 田中英紀, 奥宮正哉: 近接埋設される複数管型クール/ヒートチューブに関する研究、その1 近接埋設されたクール/ヒートチューブの実測結果および熱交換性能, 日本建築学会環境系論文集, 第579号, 45-22, 2004年5月
2. Gyu-young YOON, Hideki TANAKA, Masaya OKUMIYA : Study on the design procedure of the multi-cool/heat tube system, 2005 Solar World Congress, ISES, Aug. 2005.

○国際学会論文

3. Gyu-young YOON, Hideki TANAKA, Masaya OKUMIYA : Study of multi-cool/heat tube buried under ground with close tube arrangement, CTBUH2004 Seoul conference, Council on Tall Building and Urban Habitat, Oct. 2004
4. Gyu-young YOON, Hiroshi KOMODA, Hideki TANAKA, Masaya OKUMIYA : Study on the energy conservation performance of the air-conditioning system for building combined a double skin and earth-to-air heat exchanger, The 2005 World Sustainable Building Conference(Tokyo), Sep. 2005

○口頭発表論文

5. 尹, 田中, 奥宮: 複数クール/ヒートチューブの配置とその性能に関する研究、その1, 複数クール/ヒートチューブの冬期実測結果, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2002年8月
6. 尹, 田中, 奥宮: 近接配置されるクール/ヒートチューブに関する研究、その1, 性能予測モデルとその妥当性の検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会, 2002年9月
7. 尹, 田中, 奥宮: 近接配置されたクール/ヒートチューブの熱性能に関する研究、その1, 福祉施設に導入されたシステムの実測結果及び性能評価, 日本太陽エネルギー学会講演論文集, 2002年11月
8. 尹, 田中, 奥宮: 複数クール/ヒートチューブの配置とその性能に関する研究、その2, チューブ埋設間隔および配置パターンによる熱交換性能への影響, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2003年9月
9. 尹, 田中, 奥宮: 近接配置されるクール/ヒートチューブに関する研究、その2, 設計手順および熱交換性能予測手法, 空気調和・衛生工学会学術講演会, 2003年9月
10. 尹, 田中, 奥宮ほか: サーマルトンネルの熱交換性能に関する実測評価, 空気調和・衛生工学会中部支部学術研究発表会, 2004年3月
11. 尹, 田中, 奥宮: 複数クール/ヒートチューブの配置とその性能に関する研究、その3, 近接配置されるチューブの熱交換性能予測手法, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2004年8月

12. 尹, 田中, 奥宮: 近接配置されるクール/ヒートチューブに関する研究、その3, クール/ヒートチューブの実測結果及び性能評価, 空気調和・衛生工学会学術講演会, 2004年9月
13. 永松, 渡邊, 尹: A106 マルチエアコンの性能特性-外気温、負荷率のエネルギー消費効率に及ぼす影響-, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, 2004年10月
14. 尹, 田中, 奥宮ほか: サーマルトンネルと全熱交換器を用いた空調システムに関する研究~外気負荷低減効果の実測評価~空気調和・衛生工学会中部支部学術研究発表会, 2005年3月
15. 尹, 田中, 奥宮: 複数クール/ヒートチューブの配置とその性能に関する研究、その4、性能予測式を用いたクール/ヒートチューブの設計手順, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2005年9月