

## 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

クールチューブによる室内熱環境の改善に関する研究 第2報

DISCUSSION ON THE EXIT TEMPERATURE AND COOLING ENERGY  
OF COOLING TUBES FOR DESIGN

Study on effects of cooling tubes on indoor thermal environment Part 2

張 晴原\*, 石原 修\*\*

Qingyuan ZHANG and Osamu ISHIHARA

One of the main reasons for the fact that cooling tubes are not being widely used is lack of data for designing the tubes. The purpose of this paper is to supply such basic data to designers. Firstly, 10 main cities in Japan are selected for the discussion of exit temperature and cooling energy of cooling tubes. Then, the thermal behavior of cooling tubes located in these cities is simulated. Regression analyses are carried out to predict the exit temperature of cooling tubes. Lastly the values of cooling energy for open and closed loops are presented.

Keywords: cooling tube, data for design, exit temperature, cooling energy,

optimum ventilation, thermal characteristics of earth

クールチューブ, 設計用データ, 出口温度, 冷却エネルギー量,  
最適換気量, 土の熱物性

## 1. はじめに

夏季における住宅のパッシブ手法としてクールチューブがよく知られている。しかし、クールチューブの実用例がまだ少ない。その原因の一つとして設計用基礎資料の少なさが考えられる。例えば、クールチューブの出口温度や冷却エネルギー量をどのようにして求めるか、クールチューブを設置した場合、外界気象条件、空気流量などが出口温度にどのような影響を与えるかについては資料が非常に少ない。

筆者らは前報<sup>1)</sup>では地被条件、土中の3次元熱伝導およびチューブ内の水分凝縮を考慮したクールチューブのシミュレーションプログラム(以下CTIと称す)を開発し、その妥当性をシミュレーション結果と実験結果との比較によって明らかにした。それを用いてクールチューブの熱的挙動を詳細に検討し、8月におけるクールチューブの出口温度が入口温度と高い相関を持つことがわか

った。しかし、コンピュータプログラムは設計者にとって利用しやすい形態でなく、クールチューブの出口温度および冷却エネルギー量等の設計用基礎資料を作成する必要がある。本研究ではこのような設計用基礎資料を提供することを目的とする。まず、日本の代表的な都市として、札幌、東京、鹿児島等の10都市を選び、これらの都市の7月と8月におけるクールチューブの出口温度と入口温度の相関を示し、一次回帰式を求めた。次に、これらの回帰式の物理的意味を明らかにした。また、これらの10都市における連続運転と間欠運転パターンの設計用クールチューブの出口温度の推定式および設計用冷却エネルギー量を求めた。さらに、Open LoopとClosed Loopにおける冷却エネルギー量と最適換気量について検討を行った。最後に、土質の出口温度および冷却エネルギー量への影響について調べた。

本論文の一部は、1994年空気調和・衛生工学会学術講演会<sup>1)</sup>、1995年の日本建築学会九州支部発表会<sup>2)</sup>で発表した。

\* 筑波技術短期大学建築工学科 助教授・工博

Assoc. Prof., Tsukuba College of Technology, Dr. Eng.

\*\* 熊本大学建築学科 教授・工博

Prof., Dept. of Arch., Kumamoto Univ., Dr. Eng.

記号

- a : 回帰式の係数
- b : 回帰式の切片, ℃
- c : 空気の比熱, J/kg・K
- k : チューブ内空気と土壌との間の熱貫流率 W/mK
- L : チューブの長さ m
- Q : 冷却エネルギー量 W
- r1 : チューブの内径 m
- r2 : チューブの外径 m
- r3 : チューブ中心から熱交換温度になる点  
までの距離 m
- V : チューブ内空気流量 m<sup>3</sup>/h
- α : チューブ内面对流熱伝達率 W/m<sup>2</sup>K
- λ1 : チューブ材質の熱伝導率 W/mK
- λ2 : 土壌の熱伝導率 W/mK
- θa : チューブ内空気温度 ℃
- θe : (土壌) 熱交換温度 ℃
- θL : 出口温度 ℃
- θo : 入口温度 ℃
- θR : 室温 ℃
- ρ : 空気密度 kg/m<sup>3</sup>

2. クールチューブ出口温度の推定式

2.1 クールチューブ出口温度と入口温度の相関

前報で述べたように、CT1では土壌における3次元の熱伝導や、建物および地被材料のクールチューブの熱挙動への影響、チューブ内の水分凝縮を考慮しており、CT1による出口温度の計算結果は0.6℃以下の誤差で実験結果に一致している。したがって、本プログラムによるシミュレーションは十分な精度を有すると考えられる。

日本の代表的な都市として札幌、仙台、新潟、東京、名古屋、大阪、福岡、熊本、鹿児島および那覇の10都市を選ぶ。地中温度場の境界条件および初期条件としてこれらの都市の各月平均温度を用いた半無限大物体における熱伝導方程式の周期定常解析解を与える<sup>3)</sup>。上述した10都市の標準気象データ<sup>4)</sup>をそれぞれCT1に入力し、表-1に示す条件でクールチューブの出口温度を計算する。これらのパラメーターによって出口温度も異なり、埋設深さ、長さ、直径等の最適化を検討する余地があるが、表-1に示す値はクールチューブの施工条件等を考慮したうえ採用した値である。また、運転パターンとして、連続運転と間欠運転が考えられるが、ここでは連続運転とする。間欠運転パターンにおける出口温度の推定式や、流量、土の熱物性の出口温度への影響について後述にする。

計算は1月1日から始め、助走期間を6ヶ月とした。

表-1 シミュレーションに用いた諸条件

対象都市	札幌, 仙台, 新潟, 東京, 名古屋, 大阪, 福岡, 熊本, 鹿児島, 那覇
埋設深さ	2.0 m
長さ	20 m
内径	0.2 m
空気流量	100 m <sup>3</sup> /h
土壌熱伝導率	0.62 W/mK <sup>文献4)</sup>
土壌容積比熱	1582 kJ/m <sup>3</sup> K <sup>文献4)</sup>
解析期間	7月~8月

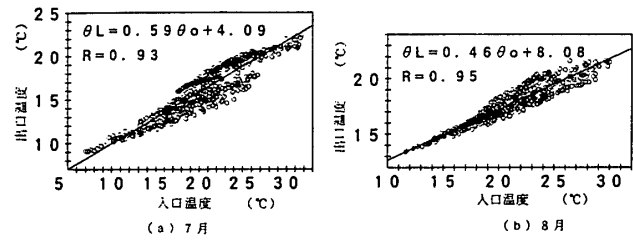


図-1 札幌におけるクールチューブの入口と出口温度の相関

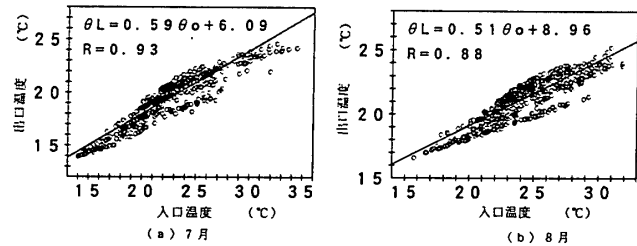


図-2 仙台におけるクールチューブの入口と出口温度の相関

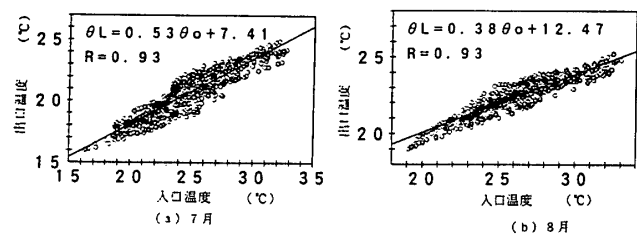


図-3 新潟におけるクールチューブの入口と出口温度の相関

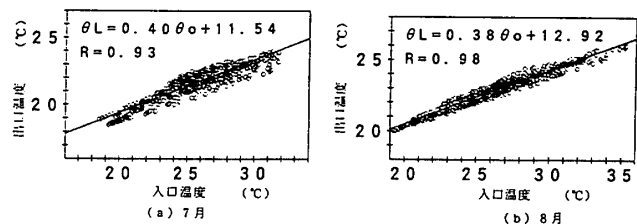


図-4 東京におけるクールチューブの入口と出口温度の相関

また、クールチューブの利用期間として7月1日～8月31日とし、それ以外の期間においてはクールチューブの換気をしない。

各地におけるクールチューブ出口温度と入口温度（外気温）との相関を図-1～図-10に示す。7月については（a）に、8月については（b）に示す。図-2に示す仙台の場合を除いて7月よりも8月の出口温度と入口温度の相関係数が高く、回帰式による出口温度の推定に誤差が小さい。シミュレーションによる各時の出口温度と比較し、上述した回帰式による出口温度の推定誤差

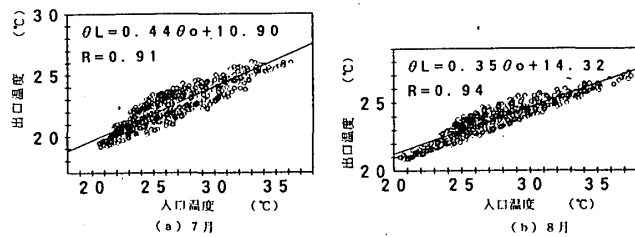


図-5 名古屋におけるクールチューブの入口と出口温度の相関

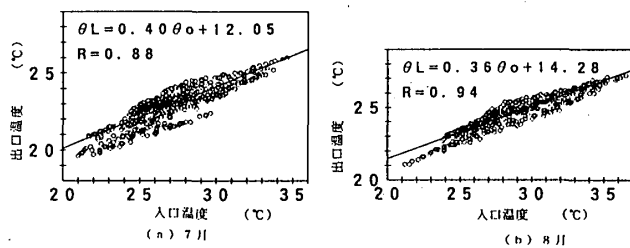


図-6 大阪におけるクールチューブの入口と出口温度の相関

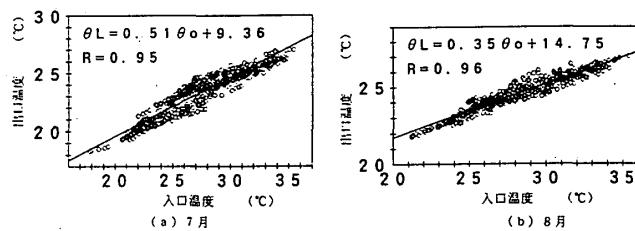


図-7 福岡におけるクールチューブの入口と出口温度の相関

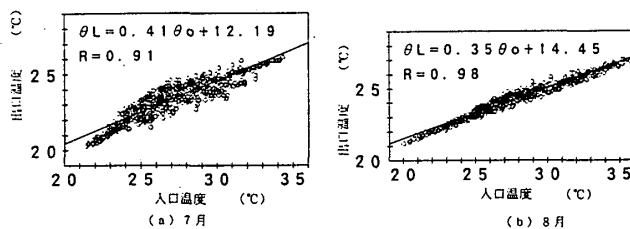


図-8 熊本におけるクールチューブの入口と出口温度の相関

は、7月では札幌と仙台を除いて $\pm 1.5^\circ\text{C}$ 以下、8月では $\pm 1^\circ\text{C}$ 以下である。これらの推定誤差は地中温度場の時間変動やチューブ内の結露によるものと考えられる。

このように、クールチューブの出口温度を推定するのにCT1による逐次シミュレーション法と上述の回帰式法の2つの方法がある。CT1に必要な気象データを入力すれば、出口温度は比較的に精度よく予測できるが、土壌の熱容量が大きいため、数ヶ月以上の助走計算期間が必要である。一方、上述した回帰式を用いて出口温度を推定する場合、 $\pm 1.0 \sim 1.5^\circ\text{C}$ 以内の推定誤差が生じるものの、計算の簡便さや物理的意味（後述）の明快さから、設計用の推定法として十分有用であると思われる。

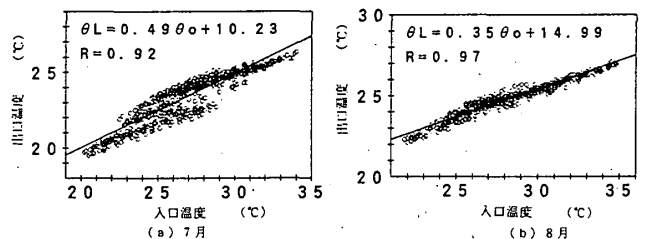


図-9 鹿児島におけるクールチューブの入口と出口温度の相関

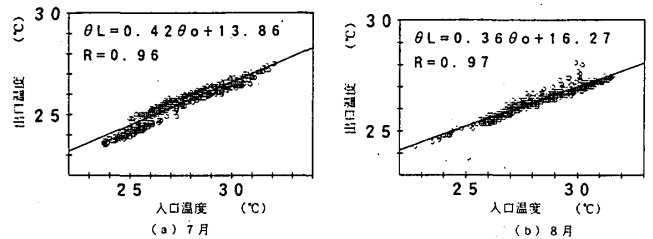


図-10 那覇におけるクールチューブの入口と出口温度の相関

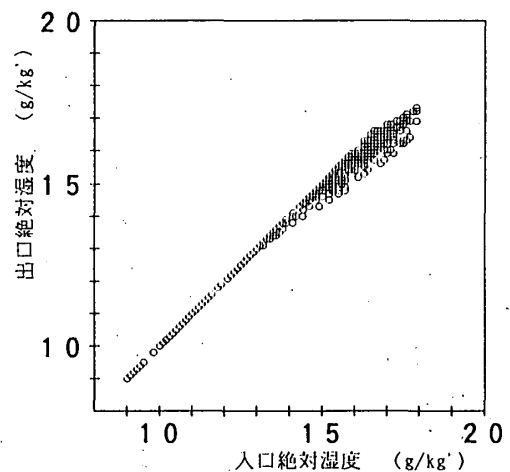


図-11 入口と出口の空気絶対湿度の相関 (東京, 7月)

2. 2 除湿について

7月における回帰式によるクールチューブ出口温度の推定誤差が8月より大きい原因としてチューブ内表面での結露が考えられる。7月においては梅雨のため外気の湿度が高く、また、クールチューブの埋設深さにあたる2mの土壌温度が低いため、チューブの内表面温度は外気の露点温度以下になる可能性がある。チューブ内表面で結露が起きるとき、凝縮熱が放出され、チューブ内空気温度の低下の妨げになる。しかし、室内熱環境の立場から考えると、夏季の除湿も重要な意味を持っている。

図-11には東京における7月の各時刻のクールチューブ出口絶対湿度と外気の絶対湿度の相関を示す。出口の絶対湿度は入口より低いケースがあり、クールチューブによる除湿の可能性が明らかである。しかし、前報で述べたように、8月においては、パイプ長さが20mの場合、除湿による潜熱量がクールチューブの冷却エネルギー量に対する割合は10%以下である。東京において、除湿のある時刻を除いた時間帯におけるクールチューブの出口と入口温度の相関は図-12に示す。図-4の(a)に示す相関図に比較して、相関係数が0.99まで大きくなり、回帰直線の勾配は小さくなっている。

2. 3 回帰式の物理的意味

図-13に示すクールチューブの一部dxについて、チューブ内表面で結露がない場合について考える。空気

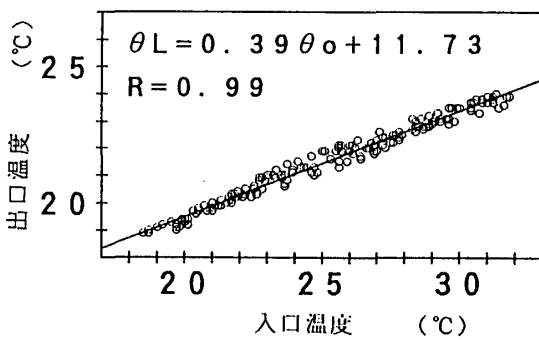


図-12 除湿のある時刻を除いた時間帯におけるクールチューブの入口と出口温度の相関 (東京, 7月)

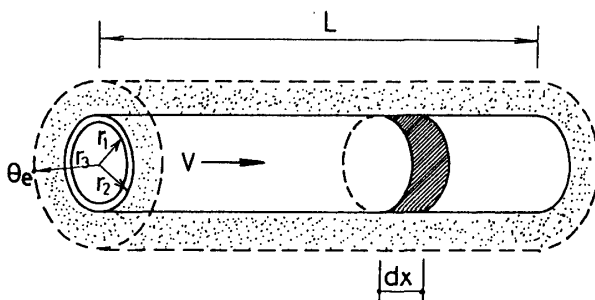


図-13 クールチューブの解析モデル

温度 $\theta_a$ と土壌温度 $\theta_e$  (以下熱交換温度と称する)の温度差によって熱交換が行われ、その結果、チューブ内の空気温度が低下する。すなわち、

$$k \cdot (\theta_e - \theta_a) \cdot dx = V \cdot c \cdot \rho \cdot d\theta_a / 3600 \quad (1)$$

式(1)において貫流率k, 流量V (m<sup>3</sup>/sに換算), 容積比熱c $\rho$ および熱交換温度 $\theta_e$ を定数として考えれば, 出口温度 $\theta_L$ は次のようになる。

$$\begin{aligned} \theta_L &= \theta_o \cdot e^{-3600kL/Vc\rho} + \theta_e \cdot (1 - e^{-3600kL/Vc\rho}) \\ &= a\theta_o + b \end{aligned} \quad (2)$$

ここで、 $a = e^{-3600kL/Vc\rho}$ ,  $b = \theta_e(1 - e^{-3600kL/Vc\rho})$

図-1~図-10で得られた回帰式の物理的意味は式(2)で明らかになっている。但し、式(2)には結露がないという条件がある。2.2で述べたように、結露がある場合、チューブ内空気は凝縮熱によって結露がない場合ほど低下しない。図-12に示す結露がない時刻におけるクールチューブの出口と入口温度の回帰式と式(2)を比較すれば、次の関係が成り立つ。

$$e^{-3600kL/Vc\rho} = 0.39 \quad (3)$$

$$\theta_e(1 - e^{-3600kL/Vc\rho}) = 11.73 \quad (4)$$

よって、kは1.414W/mK, 熱交換温度 $\theta_e$ は19.2°Cとなる。

パイプ内空気と土壌との間の熱貫流率kは次のようになる<sup>6)</sup>。

$$k = \frac{2\pi}{\frac{1}{\alpha \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2}} \quad (5)$$

式(5)を用いてチューブ中心から熱交換温度 $\theta_e$ になる点までの距離r3が求められる。東京7月のkを式に代入すれば、r3=0.24mとなる。すなわち、クールチューブの中心から0.24m離れた場所の平均土壌温度は東京の7月においては、19.2°Cとなる。

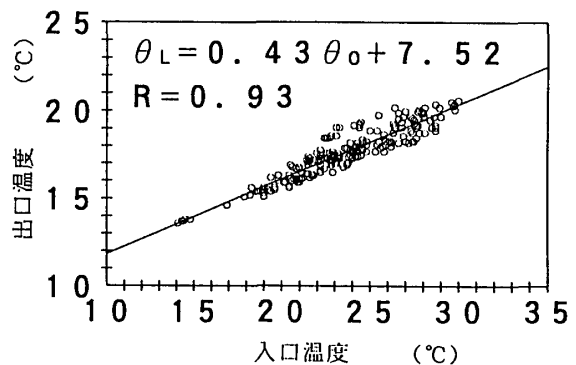


図-14 札幌における間欠運転時の入口温度と出口温度の相関 (8月)

2. 4 連続運転と間欠運転について

クールチューブの利用パターンとして連続運転とピーク負荷時のみ運転（以下間欠運転という）の2パターンが考えられる。上述した連続運転パターンと同じ方法でCT1を用いて間欠運転パターン（10時～16時運転）における時刻別のクールチューブ出口温度と入口温度との関係を調べてみる。クールチューブの運転しない時間帯（16時～翌日10時）におけるチューブの換気量をゼロにし、閉塞したチューブ内空气の温度および地中温度場を求める。札幌、東京、鹿児島8月における間欠運転の場合の出口温度と入口温度との相関を図-14～図-16に示す。ただし、運転する時間帯のデータのみがプロットされている。いずれも相関係数が0.9以上であり、図中に示す回帰式を用いれば、外気温によるクー

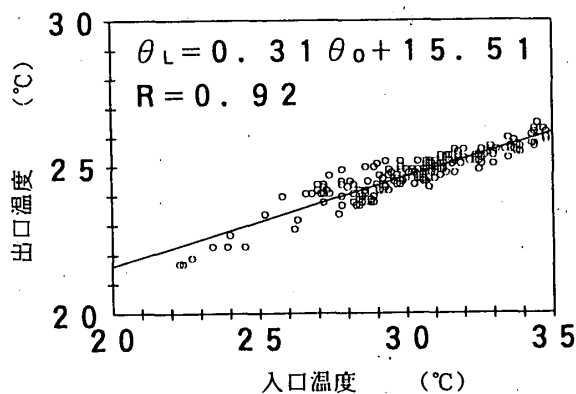


図-16 鹿児島における間欠運転時の入口温度と出口温度の相関（8月）

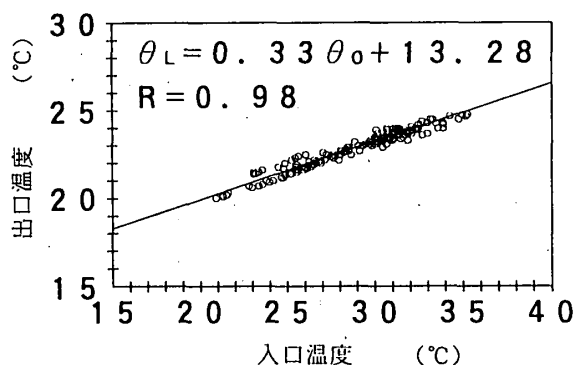


図-15 東京における間欠運転時の入口温度と出口温度の相関（8月）

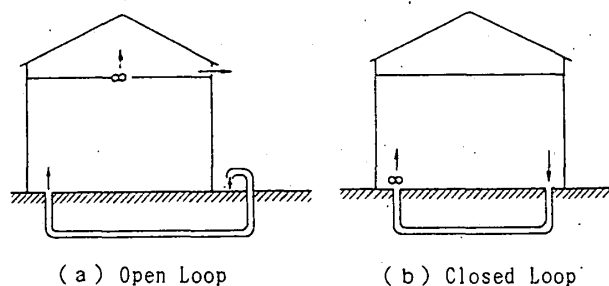


図-17 Open Loop と Closed Loop

表-2 クールチューブの出口温度回帰式

	7 月			8 月		
	50m <sup>3</sup> /h	100m <sup>3</sup> /h	150m <sup>3</sup> /h	50m <sup>3</sup> /h	100m <sup>3</sup> /h	150m <sup>3</sup> /h
札幌	0.51 $\theta_o$ +4.32 0.48 $\theta_o$ +3.25	0.59 $\theta_o$ +4.09 0.58 $\theta_o$ +2.75	0.64 $\theta_o$ +3.91 0.63 $\theta_o$ +2.68	0.37 $\theta_o$ +8.91 0.32 $\theta_o$ +8.74	0.46 $\theta_o$ +8.08 0.43 $\theta_o$ +7.52	0.52 $\theta_o$ +7.31 0.50 $\theta_o$ +6.83
仙台	0.51 $\theta_o$ +6.80 0.45 $\theta_o$ +6.89	0.59 $\theta_o$ +6.09 0.54 $\theta_o$ +6.21	0.65 $\theta_o$ +5.56 0.59 $\theta_o$ +5.69	0.44 $\theta_o$ +9.62 0.43 $\theta_o$ +8.38	0.51 $\theta_o$ +8.96 0.52 $\theta_o$ +7.53	0.56 $\theta_o$ +8.23 0.57 $\theta_o$ +6.89
新潟	0.48 $\theta_o$ +7.71 0.46 $\theta_o$ +6.80	0.53 $\theta_o$ +7.41 0.52 $\theta_o$ +6.61	0.59 $\theta_o$ +6.80 0.57 $\theta_o$ +6.26	0.31 $\theta_o$ +13.27 0.28 $\theta_o$ +13.13	0.38 $\theta_o$ +12.47 0.34 $\theta_o$ +12.53	0.46 $\theta_o$ +11.10 0.42 $\theta_o$ +11.30
東京	0.33 $\theta_o$ +12.27 0.31 $\theta_o$ +11.79	0.40 $\theta_o$ +11.54 0.37 $\theta_o$ +11.22	0.47 $\theta_o$ +10.34 0.44 $\theta_o$ +10.22	0.30 $\theta_o$ +14.08 0.26 $\theta_o$ +14.31	0.38 $\theta_o$ +12.92 0.33 $\theta_o$ +13.28	0.47 $\theta_o$ +11.25 0.42 $\theta_o$ +11.75
名古屋	0.39 $\theta_o$ +11.19 0.37 $\theta_o$ +10.25	0.44 $\theta_o$ +10.90 0.41 $\theta_o$ +10.47	0.51 $\theta_o$ +9.77 0.47 $\theta_o$ +9.80	0.27 $\theta_o$ +15.49 0.20 $\theta_o$ +16.65	0.35 $\theta_o$ +14.32 0.25 $\theta_o$ +16.19	0.44 $\theta_o$ +12.46 0.35 $\theta_o$ +14.34
大阪	0.34 $\theta_o$ +12.63 0.34 $\theta_o$ +11.60	0.40 $\theta_o$ +12.05 0.38 $\theta_o$ +11.74	0.49 $\theta_o$ +10.45 0.45 $\theta_o$ +10.47	0.28 $\theta_o$ +15.56 0.25 $\theta_o$ +15.25	0.36 $\theta_o$ +14.28 0.32 $\theta_o$ +14.56	0.45 $\theta_o$ +12.45 0.41 $\theta_o$ +12.63
福岡	0.45 $\theta_o$ +9.95 0.43 $\theta_o$ +9.20	0.51 $\theta_o$ +9.36 0.49 $\theta_o$ +8.74	0.57 $\theta_o$ +8.38 0.54 $\theta_o$ +8.02	0.26 $\theta_o$ +16.15 0.18 $\theta_o$ +17.99	0.35 $\theta_o$ +14.75 0.26 $\theta_o$ +16.65	0.44 $\theta_o$ +12.88 0.36 $\theta_o$ +14.47
熊本	0.37 $\theta_o$ +12.24 0.37 $\theta_o$ +11.02	0.41 $\theta_o$ +12.19 0.39 $\theta_o$ +11.80	0.48 $\theta_o$ +10.86 0.44 $\theta_o$ +11.28	0.27 $\theta_o$ +15.92 0.22 $\theta_o$ +16.49	0.35 $\theta_o$ +14.45 0.30 $\theta_o$ +15.13	0.45 $\theta_o$ +12.58 0.41 $\theta_o$ +12.87
鹿児島	0.43 $\theta_o$ +10.85 0.44 $\theta_o$ +9.59	0.49 $\theta_o$ +10.23 0.49 $\theta_o$ +9.23	0.55 $\theta_o$ +9.11 0.54 $\theta_o$ +8.35	0.27 $\theta_o$ +16.26 0.23 $\theta_o$ +16.67	0.35 $\theta_o$ +14.99 0.31 $\theta_o$ +15.51	0.44 $\theta_o$ +13.02 0.39 $\theta_o$ +13.73
那覇	0.34 $\theta_o$ +15.72 0.32 $\theta_o$ +15.63	0.42 $\theta_o$ +13.86 0.38 $\theta_o$ +14.45	0.51 $\theta_o$ +11.79 0.47 $\theta_o$ +12.35	0.27 $\theta_o$ +18.29 0.21 $\theta_o$ +19.49	0.36 $\theta_o$ +16.27 0.31 $\theta_o$ +17.18	0.45 $\theta_o$ +14.13 0.41 $\theta_o$ +14.70

注： 上段--連続運転 下段--10～16時のみ運転

ルチューブの出口温度の推定は可能である。前述の図-1, 図-4 と図-9 に示すこれらの都市における連続運転の場合の出口温度と入口温度の相関に比較すれば, 間欠運転時の回帰直線の勾配が0.03~0.05低いことがわかる。

同一入口温度においてもクールチューブの換気量によって出口温度が異なってくる。そこで換気量を50, 100, 150m<sup>3</sup>/hとし, それぞれの場合のクールチューブ出口温度を求める回帰式を表-2にまとめた。上段の式は連続運転で, 下段は間欠運転の場合の出口温度推定式である。

### 3. クールチューブの設計冷却エネルギー量

#### 3.1 Open Loopにおける冷却エネルギー量

クールチューブを住宅に利用する際, 図-17(a)に示す外気を取り入れるOpen Loopと室内空気を循環させるClosed Loop(図-17(b))が考えられる。

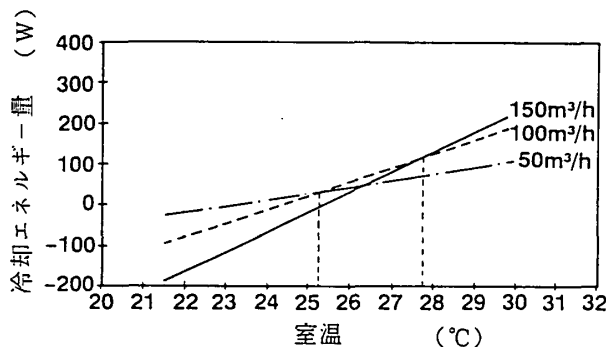
前述したように, チューブの長さが20mの場合, 8月における土壌温度が外気の露点温度以下に下がることが少なく, 潜熱成分がクールチューブの冷却エネルギー量の10%以下である。したがって, クールチューブの冷却エネルギー量は出入口空気の顕熱の差で近似することができる。しかし, このような冷却エネルギー量は必ずしも対象室に貢献できる冷却エネルギー量に一致しなく, チューブの入口温度が外気温でない場合, 両者が異なってくる。したがって, 上述したクールチューブの出入口温度差による冷却エネルギー量はクールチューブの見かけ上の冷却エネルギー量に過ぎない。本論文では, クールチューブによって室から除去する顕熱量をクールチューブの冷却エネルギー量とする。Open Loopではクールチューブにより室内に導入される空気温度は(aθ<sub>o</sub>+b)であり, 室外に排出される空気の温度が室温θ<sub>r</sub>に等しいため, Open Loopにおけるクールチューブの冷却エネルギー量Qは式(6)で表す。

$$Q = V \cdot c \cdot \rho \cdot (\theta_r - (a\theta_o + b)) / 3600 \quad (6)$$

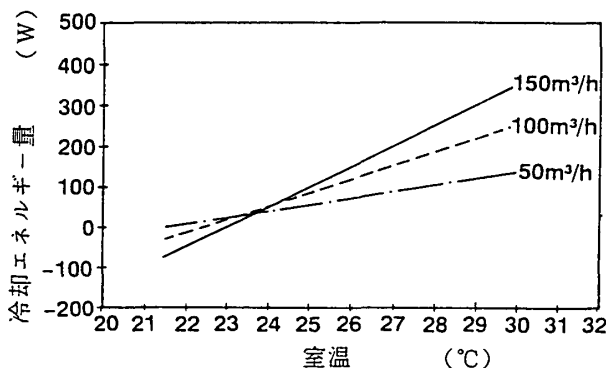
図-18に東京におけるOpen Loopクールチューブの冷却エネルギー量を示す。(a)図に示す外気温が30℃のときの冷却エネルギー量では, 室温が25.3℃以下の時間帯において, 換気量を50m<sup>3</sup>/hにしたほうが冷却エネルギーが最も大きい。25.3~27.8℃の間では換気量を100m<sup>3</sup>/h, 室温が27.8℃以上であれば150m<sup>3</sup>/hにしたほうが冷却エネルギー量が最も大きくなる。(b)図に外気温が25℃の場合を示す。室温が24℃以上になれば, 換気量が150m<sup>3</sup>/hの場合の冷却エネルギー量が最大となる。(a)と(b)を比較すると, 外気温が低いとき, 換気量を大きくしたほうが冷却効果が大きく, 外気温が高い場合, 換気量を小さくしたほうが冷却効果が大きい。したがって, Open Loopにおける最適換気量(冷却エネルギー量

表-3 Open Loopにおける設計冷却エネルギー量(W)

都市名	外気温度	室温	冷却エネルギー量					
			50m <sup>3</sup> /h		100m <sup>3</sup> /h		150m <sup>3</sup> /h	
			連続運転	間欠運転	連続運転	間欠運転	連続運転	間欠運転
札幌	26.1	28.0	158	180	265	311	357	408
仙台	28.1		101	127	158	195	202	256
新潟	30.2		90	107	136	174	151	201
東京	30.9		78	94	112	151	112	164
名古屋	32.2		64	83	80	126	67	120
大阪	32.8		55	73	64	99	40	97
福岡	31.8		60	72	71	104	57	105
熊本	32.6		55	72	72	104	38	88
鹿児島	32.2		51	66	58	84	41	86
那覇	30.7		24	35	23	44	2	36



(a) 外気温が30℃の場合



(b) 外気温が25℃の場合

図-18 東京におけるOpen Loopの冷却エネルギー量と室温との関係

が最大になる換気量)は外気温に依存しており, 外気温の増大につれて小さくなる。

各都市における8月の日最高温度の月平均値<sup>7)</sup>を設計外気温度とし, また, 設計室温を28℃とする。これらのパラメーターを式(6)に代入し, 各運転パターンにおける冷却エネルギー量を計算して表-3に示す。札幌における冷却エネルギー量が最も大きく, 那覇では最も少ない。また, 間欠運転に比較して, 連続運転の冷却エネルギー量が少ない。それは連続運転によるチューブ周囲の土壌温度の上昇によるものと考えられる。上記の設計条件に

において、東京より北の都市では最適換気量が100m<sup>3</sup>/h以上であるが、その他の地域では100m<sup>3</sup>/h前後であろう。那覇では、冷却エネルギー量が小さく、Open Loopによる住宅のパッシブクーリング効果が期待できない。

3. 2 Closed Loopにおける冷却エネルギー量

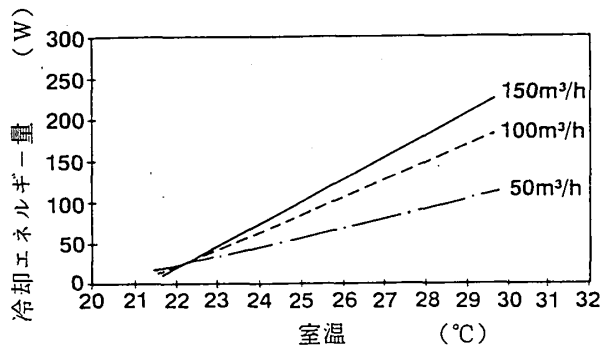
Closed Loopにおけるクールチューブの冷却エネルギー量Qは式(7)で表す。

$$Q = V \cdot c \cdot \rho \cdot \{ \theta_R - (a\theta_R + b) \} / 3600$$

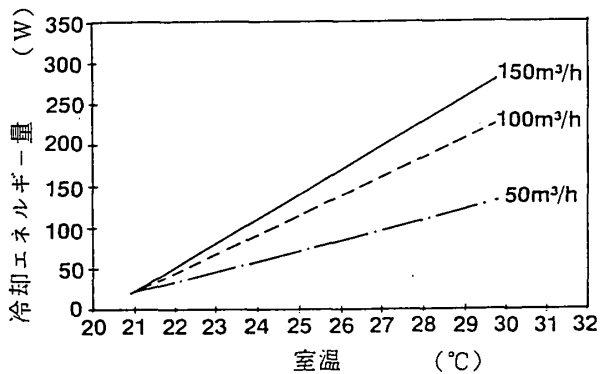
$$= V \cdot c \cdot \rho \cdot \{ (1-a)\theta_R - b \} / 3600 \quad (7)$$

式(7)からわかるように室温がクールチューブの出口温度以上であれば、換気量Vを大きくすれば冷却エネルギー量Qが大きくなる。図-19に東京におけるClosed Loopクールチューブの冷却エネルギー量と室温の関係を示す。(a)図は連続運転、(b)図は間欠運転の場合である。室温が高くなるにつれQが直線的に増大するが、快適性が低下するので、室温を一定のレベル以下に維持すべきであろう。

表-4に室温が28℃の場合、Closed Loopクールチューブにおける冷却エネルギー量を示す。表-3に示すOpen Loopの冷却エネルギー量と比べ、札幌と仙台を除けば、Closed Loopクールチューブの冷却効果が全体的に大きく



(a) 連続運転



(b) 間欠運転

図-19 東京におけるClosed Loopの冷却エネルギー量と室温の関係

表-4 Closed Loopにおける設計冷却エネルギー量(W)

都市名	室温	冷却エネルギー量					
		50m <sup>3</sup> /h		100m <sup>3</sup> /h		150m <sup>3</sup> /h	
		連続 運転	間欠 運転	連続 運転	間欠 運転	連続 運転	間欠 運転
札幌	28.0	147	172	236	283	307	361
仙台		87	127	159	198	206	258
新潟		101	117	164	199	202	248
東京		92	107	149	184	180	226
名古屋		83	97	130	162	162	194
大阪		77	97	122	150	148	195
福岡		77	84	115	136	141	173
熊本		76	90	126	150	142	184
鹿児島		70	81	107	128	134	169
那覇		36	44	56	72	64	92

表-5 各種土の熱物性値

土質	λ (W/m·K)	cρ (J/m <sup>3</sup> K)	(λcρ) <sup>0.5</sup>
普通土 <sup>4)</sup>	0.62	1.58*10 <sup>6</sup>	990
砂 <sup>8)</sup>	1.28	1.67*10 <sup>6</sup>	1463
ローム <sup>8)</sup>	0.70	3.26*10 <sup>6</sup>	1511
粘土 <sup>8)</sup>	1.74	2.51*10 <sup>6</sup>	2089
火山灰 <sup>8)</sup>	0.47	1.67*10 <sup>6</sup>	886

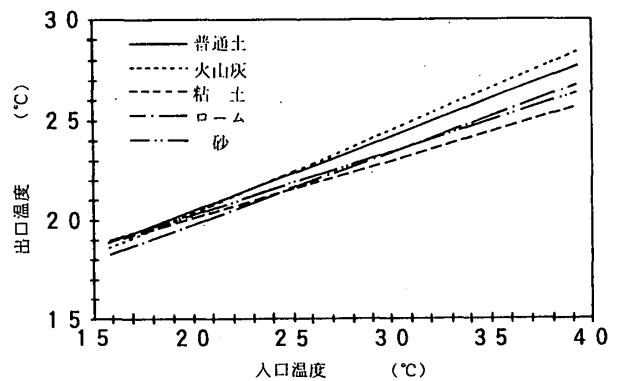


図-20 異なる土質による入口と出口温度の回帰直線

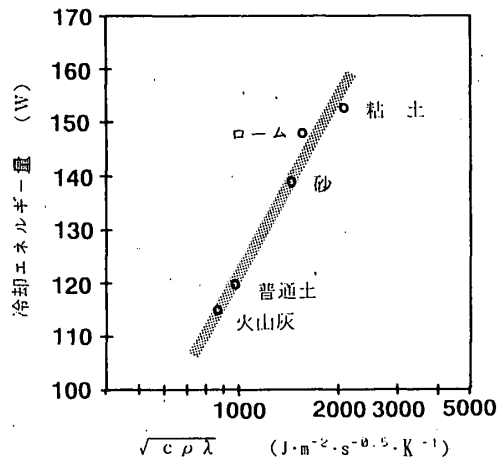


図-21 冷却エネルギー量と(cρλ)<sup>0.5</sup>

なっている。その原因として次のことが考えられる。式(6)と式(7)を比較すると、室温 $\theta_R$ が外気温 $\theta_o$ より低い場合、Closed Loopの冷却エネルギー量がOpen Loopより大きい。札幌と仙台以外の都市では、8月の設計外気温が設計室温以上であるため、Closed Loopの冷却効果が大きい。

#### 4. 土の熱物性が出口温度および冷却エネルギー量に及ぼす影響

クールチューブを実用化させるために、チューブを取り巻く土の熱物性がチューブの出口温度および冷却エネルギー量にどのような影響を与えるかについて調べる必要がある。そこでクールチューブ周囲の土質をそれぞれ砂、粘土、ローム、火山灰と仮定し、これらの土の物性値は表-5に示す中島ら<sup>8)</sup>の提案値を用いる。また、本論文の3章までのシミュレーションに用いた土のことを普通土と呼び、その物性値<sup>4)</sup>を表-5に併記する。砂、粘土、ローム、火山灰と普通土の熱物性を用いて、東京の8月におけるクールチューブ(換気量 $100\text{ m}^3/\text{h}$ )のシミュレーションを行い、出口温度を求める。

シミュレーションによる出口温度と入口温度の回帰直線を図-20に示す。入口温度が $25^\circ\text{C}$ 以上の場合、火山灰での出口温度が最も高く、粘土による出口温度は最も低い。その他の土質によるクールチューブ出口温度はおおむね両者の間にある。クールチューブの冷却エネルギー量は入口と出口との温度差によるものであり、土質によるクールチューブの冷却エネルギー量の差異が必ず存在する。図-21は東京の8月におけるクールチューブの月平均冷却エネルギー量と $(c\rho\lambda)^{0.5}$ との関係を片対数座標で示したものである。 $(c\rho\lambda)^{0.5}$ の値が大きくなるにつれ冷却エネルギー量が大きくなる。普通土による冷却エネルギー量を1とすれば、粘土、ローム、砂と火山灰の冷却エネルギー量はそれぞれ1.27, 1.22, 1.15と0.96となっている。

#### 5. 結論

本論文では、クールチューブシミュレーションプログラムCT1を用いて、札幌、東京、鹿児島等の10都市におけるクールチューブ出口温度の推定式を求め、その物理的意味を明らかにした。また、連続運転と間欠運転、Open LoopとClosed Loop等の運転パターンにおける冷却エネルギー量の計算方法を提案し、冷却エネルギー量の設計値を計算した。本論文で得られた知見を次のようにまとめる。

①シミュレーションによる各時の出口温度に比較し、入口と出口の回帰式による出口温度の推定誤差は、7月では札幌と仙台を除いて $\pm 1.5^\circ\text{C}$ 以下、8月では $\pm 1^\circ\text{C}$ 以下であり、設計用出口温度推定法として有用である。

- ②7月におけるクールチューブによる除湿の利用可能性は8月より大きい。
- ③間欠運転の設計冷却エネルギー量は連続運転より大きい。
- ④Closed Loopにおける冷却エネルギー量は換気量の増大につれて大きくなる。Open Loopにおける冷却エネルギー量の最適換気量が外気温の関数であり、外気温が高くなると最適換気量は小さくなる。
- ⑤クールチューブの周囲土壌の $(c\rho\lambda)^{0.5}$ 値が大きくなるにつれて、クールチューブの冷却エネルギー量が大きくなる。

#### 参考文献

- 1) 張晴原, 石原修: クールチューブの設計出口温度と必要本数に関する検討, 空調衛生工学会講演論文集, 1994年
- 2) 張晴原, 石原修: クールチューブの冷却エネルギー量の検討, 日本建築学会九州支部研究報告, 第35号, 1995年
- 3) 石原修, 張晴原: クールチューブの冷却効果に関する実大住宅実験実験およびシミュレーション解析, クールチューブによる室内熱環境の改善に関する研究 第1報, 日本建築学会計画系論文報告集, No. 429, 1991年
- 4) 松尾陽, 横山浩一, 石野久弥, 川本昭吾: 空調設備の動的熱負荷計算入門, 日本建築設備協会, 1980年
- 5) O. Ishihara and Q. Zhang: Cooling Effects of Earth Tubes on Dwellings, Solar Engineering, Vol. 1, 1992年
- 6) 銭濱江, 伍台文, 常家芳, 丁一鳴: 簡明伝熱手冊, 高等教育出版社, 1983年
- 7) 国立天文台: 理科年表, 1992年版, 丸善
- 8) 中島康孝, 大橋一正, 渡辺荘児: 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

(1995年4月5日原稿受理, 1995年8月10日採用決定)