



Title	天井付設コイルを用いた空調方式に関する検討
Author(s)	羽山, 広文; Hayama, Hirofumi; 譲原, 聡 他
Citation	大会学術講演梗概集. D-2, 環境工学II, 熱, 湿気, 温熱感, 自然エネルギー, 気流・換気・排煙, 数値流体, 空気清浄, 暖冷房・空調, 熱源設備, 設備応用, 2003, 1167-1170
Issue Date	2003-07-30
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/50646
Rights	日本建築学会. 本文データは学協会の許諾に基づきCiNiiから複製したものである.
Type	journal article
File Information	GKKD-2_1167-1170.pdf



時の熱源負荷になることから、自然通風型コイルを用いた新式は従来式と比較し、熱源のエネルギー消費量の値がやや少なくなっている。

- 2) FCUの送風機動力は、全圧損失が小さなことから、全体に占めるエネルギー消費量は小さい。
- 3) 新式①②の場合、自然通風型コイルに冷水を循環することから、ポンプのエネルギー消費量の割合が大きくなる。
- 4) 新式①②のAHUは、主に外気負荷を分担することになり、送風機動力が大幅に減少する。
- 5) 新式の2種類を比較するとペリメータ用コイルを設置した新式②の方がやや優れており、従来式①と比較し約36 [%]、約40 [%]の空調用エネルギー消費量の削減が可能となる。

以上の試算は一例であるが、送風機による空気搬送をできる限り少なくすることにより、大きな省エネルギーの可能性を示唆しているといえる。

4. ペリメータ用コイルの熱特性

4. 1 伝熱モデル

図7にペリメータに設置される自然通風型コイルの配管形状および伝熱モデルを示す。コイル内の温度は位置によらず一律な温度であること、配管による通気抵抗はないものとして簡略化している。

【検討条件】東京にある8階建ての事務所ビル。基準階床面積：12m×25m×2室=600㎡、天井高さ2.6m、冷房のピーク負荷：68.1kW (226W/㎡)。冷房の全負荷相当運転時間：650h、搬送機器の運転時間：1560h。冷凍機の効率COP：4.0、冷凍機の冷水温度：往=7℃・還12℃、自然通風型コイルの冷水温度：往=18℃、還=20℃

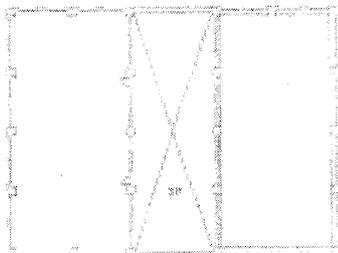


図4 検討した建物の概要

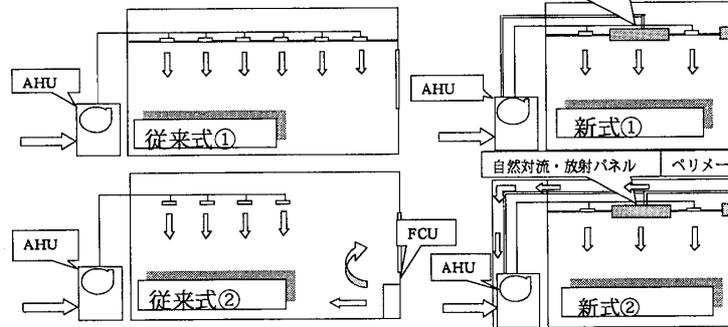


図5 各方式の概要

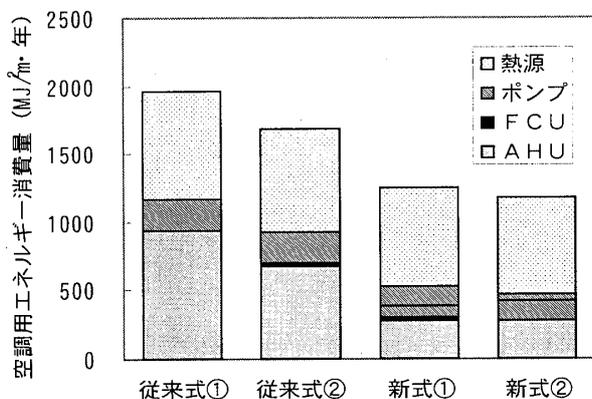
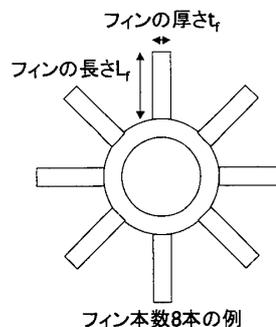


図6 各方式の空調用年間エネルギー消費量



フィン本数8本の例

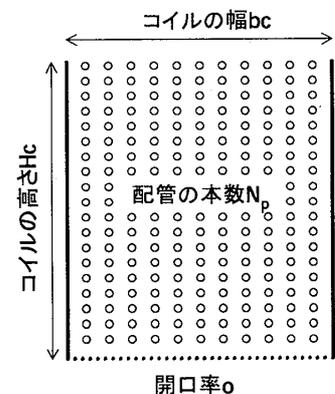


図7 配管の形状とコイルの構成

4. 2 円管の熱抵抗

円管の熱抵抗 R_t は次式⁹⁾で求めた。この熱抵抗は、配管長さ1[m]あたりの熱抵抗になり、その逆数は熱コンダクタンスになり、配管の伝熱量 Q_p は(2)式で表される。

$$R_t = \frac{1}{2\lambda_p L_p} \left[\frac{1}{r_1 h_1} + \frac{1}{\lambda_p} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{r_2 h_2} \right] \quad (1)$$

$$Q_p = \frac{t_2 - t_0}{R_t} L_p \quad (2)$$

4. 3 円管内熱伝達率

円管内の熱伝達率は十分に発達した乱流であることを想定し次式⁹⁾で求めた。

$$N_u = 0.23 R_e^{0.8} P_r^{0.4} \quad (1 < R_e < 10), \quad N_u = \frac{h_1 d}{\lambda_w} \quad (3)$$

4. 4 円柱周りの熱伝達率

水平に設置された配管を円柱と想定し、その熱伝達率は次式⁹⁾で求めた。

$$N_u = 0.911 R_e^{0.385} P_r^{1/3} \quad (4 < R_e < 40), \quad N_u = \frac{h_2 d}{\lambda_a} \quad (4)$$

4. 5 フィンからの熱移動

配管の表面にフィンを取付けた場合の熱コンダクタンスを求める。矩形のフィンが設けられている場合、フィン効率 η (フィンの伝熱量/フィン全体がフィンの根本温度に等しい場合の伝熱量) は次式となる³⁾。

$$\eta = \frac{\tanh(mL_f)}{mL_f} \quad (5)$$

$$mL_f = \sqrt{\frac{2h_f}{\lambda_p t_f}} \left(L_f + \frac{t_f}{2} \right) \quad (6)$$

フィン効率 η を用いるとフィン表面からの伝熱量 Q_f は、次式となる。

$$Q_f = 2L_p \eta h_2 L_f N_f (t_2 - t_0) \quad (7)$$

4. 6 パネル内の熱移動

パネル内の熱平衡式は次式で表される。

$$N_p L_p \left(2\eta h_2 L_f N_f + \frac{1}{R_t} \right) (t_0 - t_2) + cpV(t_1 - t_2) = 0 \quad (8)$$

$$V = 3600\alpha ob_c \sqrt{\frac{2gH_c}{273+t_2}} (t_2 - t_1) \quad (9)$$

パネル内の温度 t_2 、パネル内換気量 V は (8)、(9) 式を連立して求めることができる。しかし、これらの連立方程式は線形ではないため、解析的に解くことができない。そこで、 t_2 に初期値を与え、繰り返し計算により解を得る。繰り返し計算は 5 回程度で収束する。

一方、コイル内に設置された配管の熱伝達率はコイル内の風速、すなわち換気量により異なる。(4)式から円柱周りの熱伝達率 h_2 を求め収束するまで繰り返した。

4. 7 コイルの冷却能力

コイルの冷却能力 Q_c は、次式で得られる。

$$Q_c = cpV(t_1 - t_2) \quad (10)$$

5. 計算結果

ペリメータ用コイルの熱特性を把握するため、前記の伝熱モデルを用い、各種パラメータを変化させた場合、コイルの冷却能力を評価した。各種パラメータは表 1 の値を用いた。なお、コイルの冷却能力は、コイルの水平投影面積で除算し、単位面積あたりの値とした。

5. 1 室温と冷水温度差の影響
室温と冷水温度の差 ΔT をパラメータに配管本数と冷却能力の関係を求めた (図 8)。その結果、配管本数の増加にともない冷却能力は増加する。この関係は比例の関係ではなく、徐々に頭打ちの傾向を示す。これは、コイル内の換気量増加に伴い通気抵抗が増加するためである。

5. 2 フィン本数の影響

配管に設けるフィンの本数および形状を変化させ、コイルの冷却能力を求めた (図 9)。この結果、配管本数の増加にともない冷却能力はフィンのない円柱管と比較し著しく増加する。また、1 本の配管に設けるフィン本数が増加するのにもない冷却能力は増加する。フィンを設けない場合と比較し、著しく伝熱量の増加が期待できる。

一方、室温と冷水温度の差 ΔT が拡大するのにもない、冷却能力は増加する。これは、一定温度の冷水を循環させた場合、室温が変化することによりコイルの冷却能力が制御されることを示唆している。すなわち自己制御性を持った熱交換器といえる。

5. 3 フィン長さの影響

フィンの長さを変化させコイルの冷却能力を求めた (図 10)。その結果、フィン長さの増加にともない冷却能力は増加する。しかし、その増加傾向は徐々に低下しフィン厚さが 1

表 1 計算条件

室内温度 t_1 [°C]	25
冷水温度 t_0 [°C]	16
コイルの流量係数 α [-]	0.5
コイル下部の開口率 σ [-]	0.5
コイルの幅 b_c [m]	0.6
フィンの厚さ t_f [mm]	0.001
配管の内径 r_1 [m]	0.0029
配管の外径 r_2 [m]	0.0043

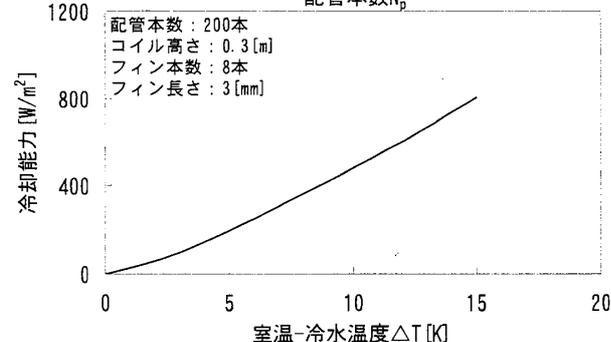
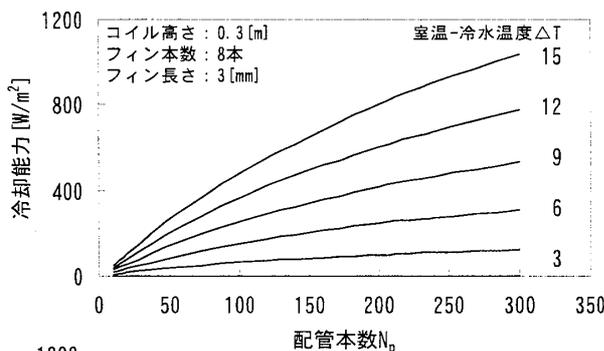


図 8 室温と冷水の温度差・配管本数とコイルの冷却能力

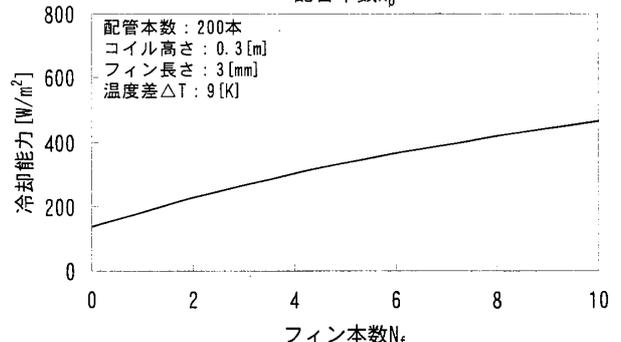
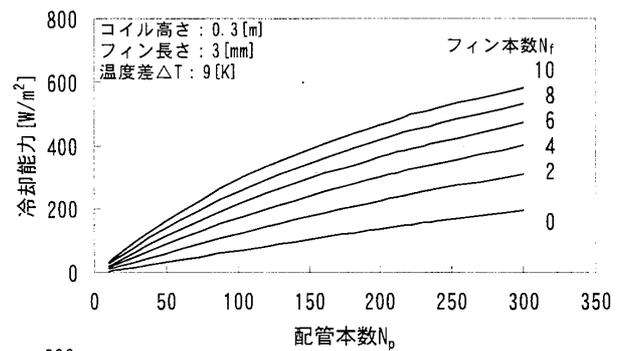


図 9 フィン本数・配管本数とコイルの冷却能力

[mm]の場合、フィン長さは2~3[mm]程度が妥当といえる。これはフィン長さの増加にともないフィン効率 η が低下するためである。

5. 4 コイル高さの影響

コイル高さを変化させコイルの冷却能力を求めた(図11)。この結果、コイル高さの増加にともない冷却能力は増加する。これは、配管を収容したボックスが煙突効果をもたらすためである。しかし、コイル高さの増加にともない、その増加傾向は低下する。コイル下部の通気抵抗によりその傾向は変化するものと考えられる。

6. まとめ

自然通風型熱交換器(コイル)を用い熱搬送動力を削減する空調方式に関し、空調用年間エネルギー消費量の試算を行った。また、冷却能力の高い自然対流型熱交換器を実現するため、ポリプロピレンの細管をボックス内に設置した自然対流型熱交換器について、その冷却特性を検討した。得られた知見を以下に示す。

- 1)送風機を用いた熱搬送の空調方式と比較し、室内に設置した自然通風型熱交換器を用いた空調方式は、熱搬送動力を大きく削減できる可能性がある。
- 2)自然通風型熱交換器は、室温と冷水温度の差が拡大するのにもない冷却能力が向上するため、一定の冷水を供給した場合、室温の変化にともない冷却能力が変化する自己制御性が期待できる。
- 3)配管にフィンを設けることにより、コイルの冷却能力を飛躍的に増加できることがわかった。

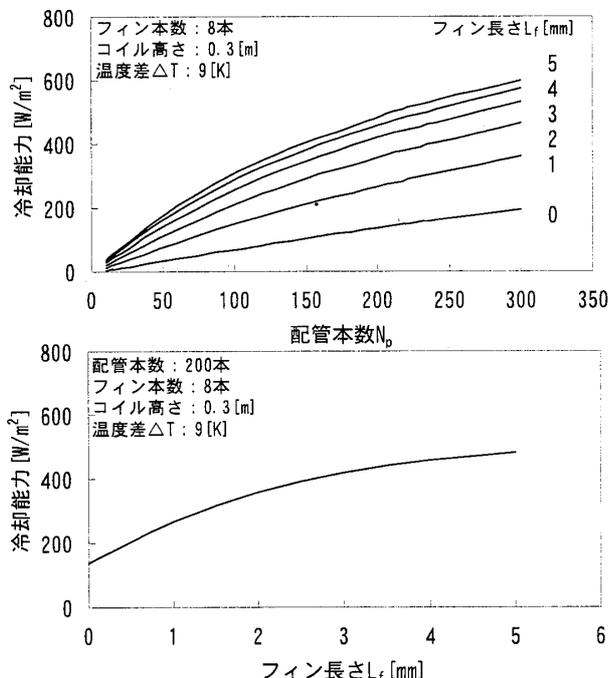


図10 フィンの長さ・配管本数とコイルの冷却能力

- 4)フィンの寸法には適切な範囲があり、冷却能力と製造コストを考慮しながら最適な形状を模索する必要がある。
- 5)コイルの高さは大きなほどコイルの冷却能力が増加するが、天井内に収めるためには高さの制約を考慮する必要がある。
- 6)今回の検討は熱移動モデルの簡易化を行っており、実験によりその精度の検証が必要である。

参考文献

- 1)日本建築学会編, 丸善: 建築資料集成
- 2)羽山広文, 清水環, 譲原聡, 森太郎, 絵内正道: 天井付設コイルを用いた空調方式に関する検討, 日本建築学会, 建築設備小委員会, タスクアンビエント空調システムWG 報告, pp. 27-35, 2003. 3
- 3)庄司正弘, 伝熱工学, 東京大学出版会
- 4)伝熱ハンドブック, 日本機械学会

記号表

b_c : コイルの幅[m]	c : 空気比熱[Wh/kgK]	R_t : 円管の熱抵抗[mK/W]
d : 相当直径[m]	H_c : コイルの高さ[m]	R_f : レイノルズ数[-]
h : 熱伝達率[W/m²K], 1:管内, 2:管外, f:フィン表面	L : 長さ[m], p:配管, f:フィン, $L_f=1$ [m]	r : 管径[m], 1:内径, 2:外径
N_p : 配管の本数[本]	N_f : フィンの本数[本]	t : 温度[°C], 0:冷水, 1:室内, 2:コイル内
N_f^u : ヌッセルと数[-]	N_f^d : プラントル数[-]	t_f : フィンの厚さ[m]
P_r : プラントル数[-]	o : 開口率[-]	V : 風量[m³/h]
Q : 熱量[W], p:配管, f:フィン, c:コイル		α : 開口部の流量係数[-]
		η : フィン効率[-]
		λ : 熱伝導率[W/mK], p:配管, a:空気, w:水
		ρ : 空気密度[kg/m³]
		ΔT : 室温と冷水の温度差[K]

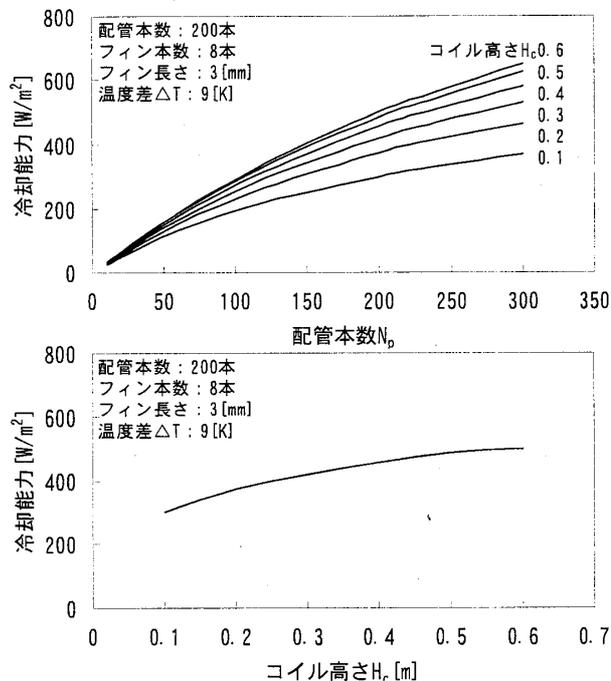


図11 コイル高さ・配管本数とコイルの冷却能力

*1 北海道大学大学院工学研究科 助教授・博士(工学)
 *2 北海道大学大学院工学研究科 修士課程
 *3 北海道大学大学院工学研究科 教授・工博
 *4 北海道大学大学院工学研究科 助手・博士(工学)
 *5 (株)トヨックス

Assoc. Prof., Hokkaido University, Dr. Eng.
 Graduate School Hokkaido University
 Prof., Hokkaido University, Dr. Eng.
 Instructor, Hokkaido University, Dr. Eng.
 TOYOX CO.,LTD