

家庭暖房用ファンコイルユニットの性能

Characteristics of Household Fan Coil Unit for Room Warming

細田 泰生* 堀橋 英夫* 伊藤 克也*
Taisei Hosoda Hideo Uzuhashi Katsuya Itô

要 旨

温水ボイラによって作られた温水をファンコイルユニットに流して室内の暖房を行なう方式が新しい暖房方式として近年使用されはじめた。本文は転造アルミフィンチューブとプロペラファンとを組み合わせた小形で構造の簡単な熱出力 3,500 kcal/h の家庭用ファンコイルユニットの構造および性能について述べたものである。

1. 緒 言

温水ボイラによって作られた温水を利用する温水暖房方式は、火災の危険がない、幼児がふれても火傷をしない、室内空気が汚れない、中毒を起こすおそれがないなど種々の長所を有している。温水暖房を行なうためには温水ボイラと、冷水式冷房機として販売されているファミリークーラとを組み合わせ使用すればよいのであるが、ファミリークーラは冷水式冷房用として作られているため外形寸法が大きいので暖房に適したファンコイルユニットの開発が望まれていた。日立製作所においては新たに開発された転造アルミフィンチューブとプロペラファンとを組み合わせた小形で構造が簡単な熱出力 3,500 kcal/h の FU-30 形ファンコイルユニットを昭和 40 年度より発売した。以下この FU-30 形ファンコイルユニットの構造、性能などについて述べる。

2. 一般家庭の所要暖房熱量

わが国における気温の日々の時間的変化、各月の平均気温、地域別の最低気温についてはすでに報告されているが⁽¹⁾、栃木市近辺における気温の変化を 1964 年 12 月 1 日から 1965 年 2 月 28 日までの期間調査した結果は図 1 に示すとおりである。その日の気象条件によって若干異なるがほぼ朝の 7 時前後に最低気温となっている。前記期間中最低気温を示した時刻の度数分布は図 2 に示すとおりであり、7 時前後に最低気温を示す日数が最も多い。一般に朝 7 時ころには起床し暖房を必要とするので最低気温でも十分な暖房能力を持たなければならない。

札幌市の 1 月の最低気温の平均値は -9.7°C であるので外気温度としては -10°C を基準温度とすることにした。

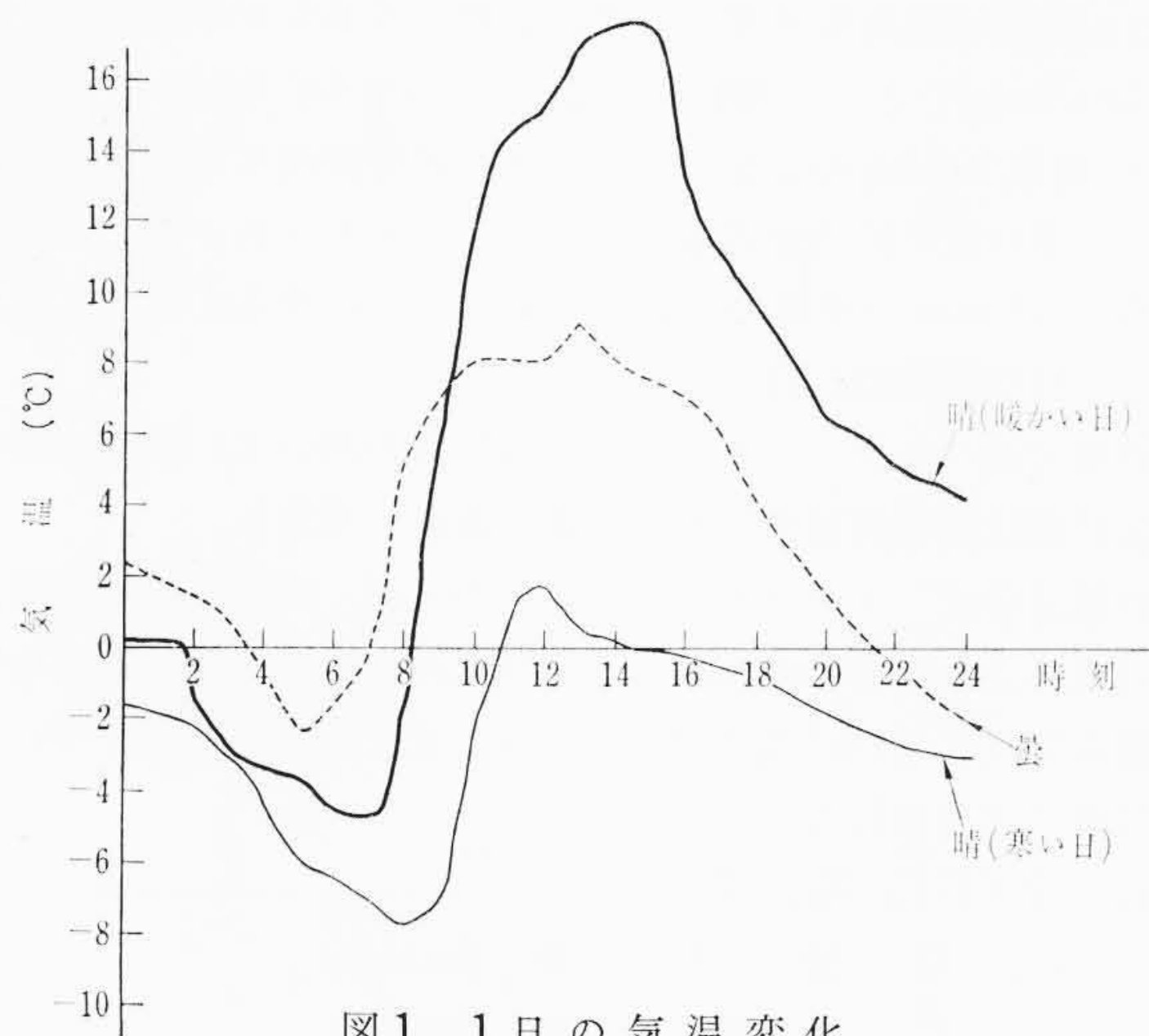


図 1 1 日の気温変化

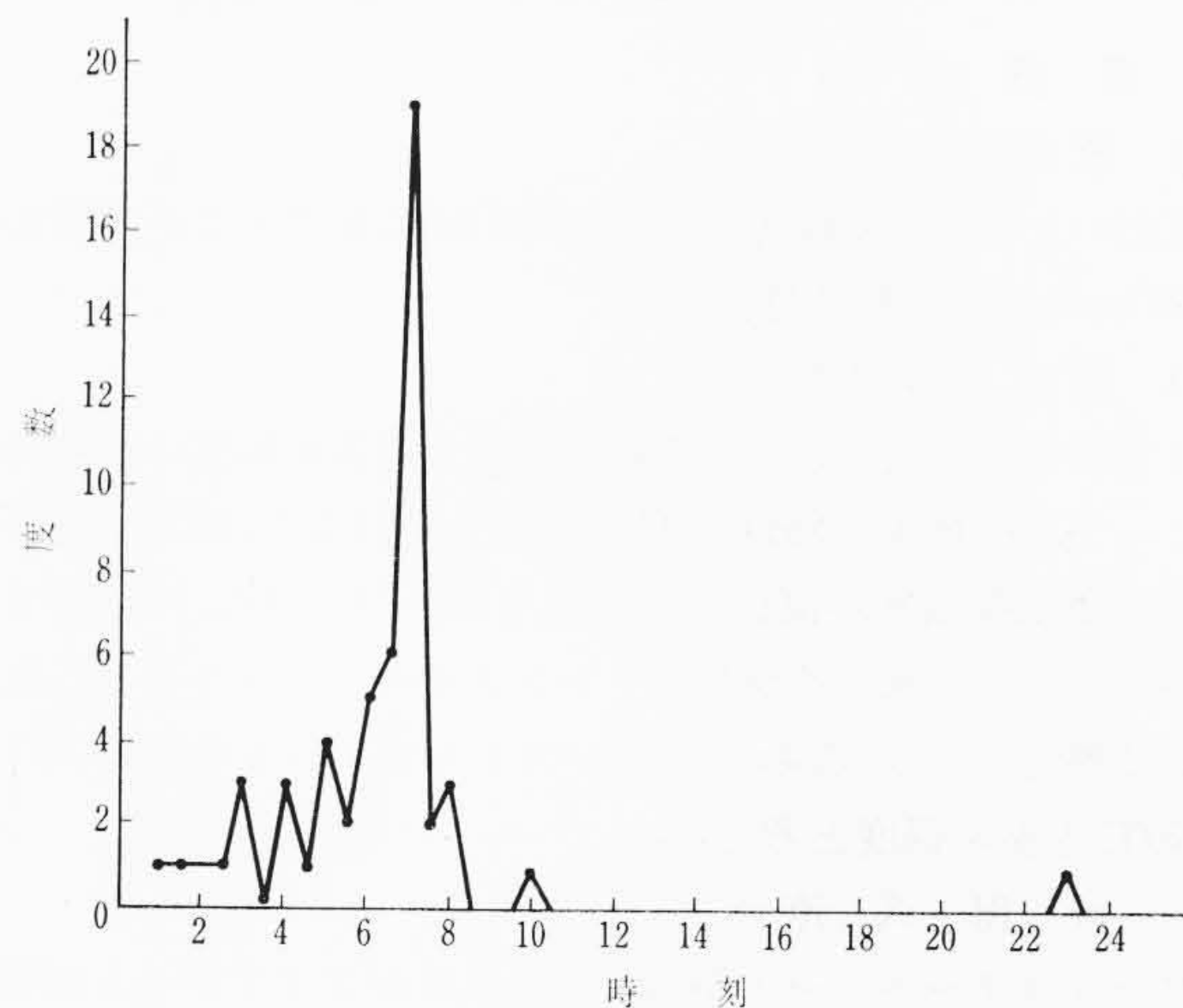


図 2 最低気温を示す時刻

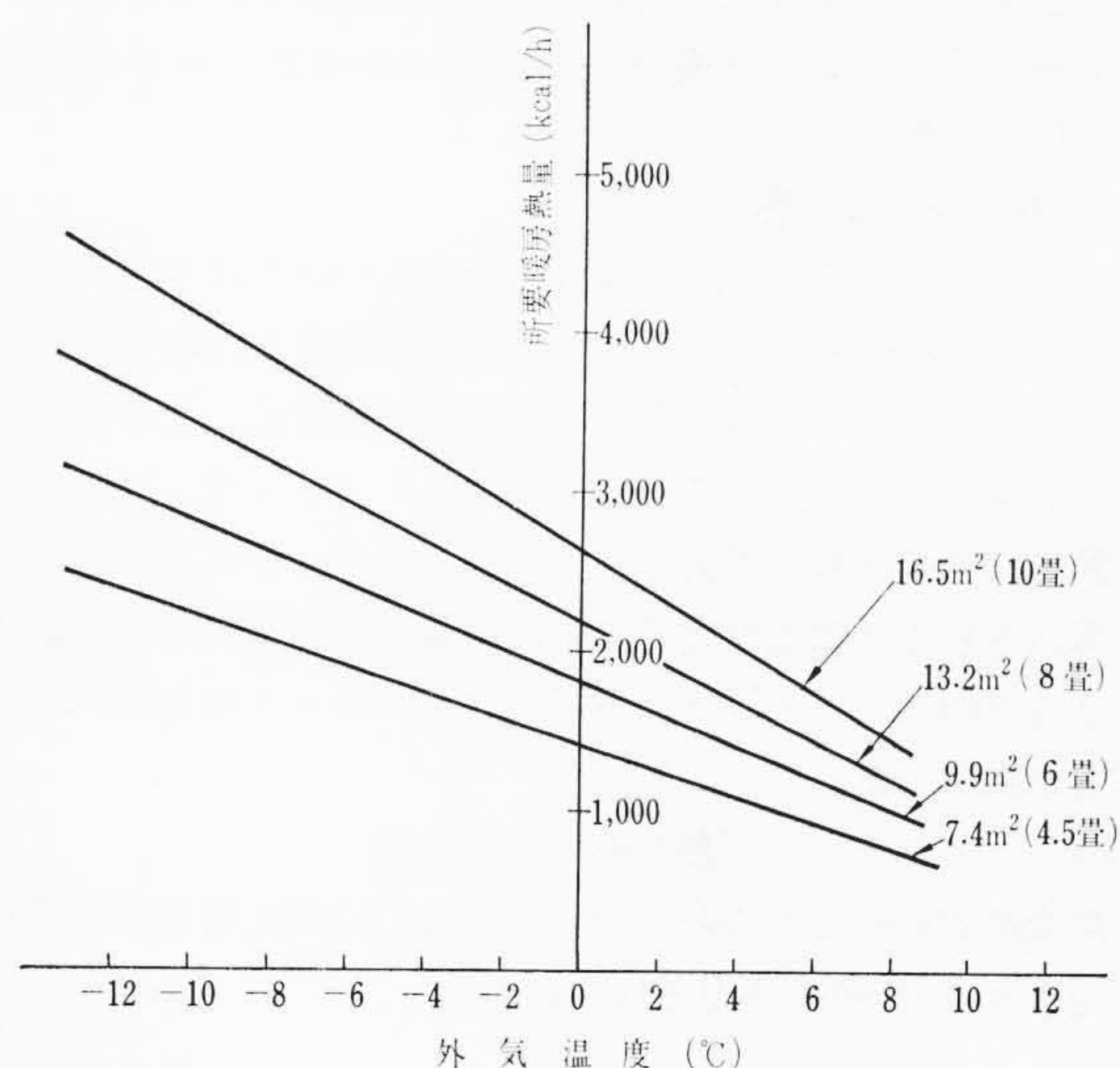


図 3 所要暖房熱量

* 日立製作所栃木工場

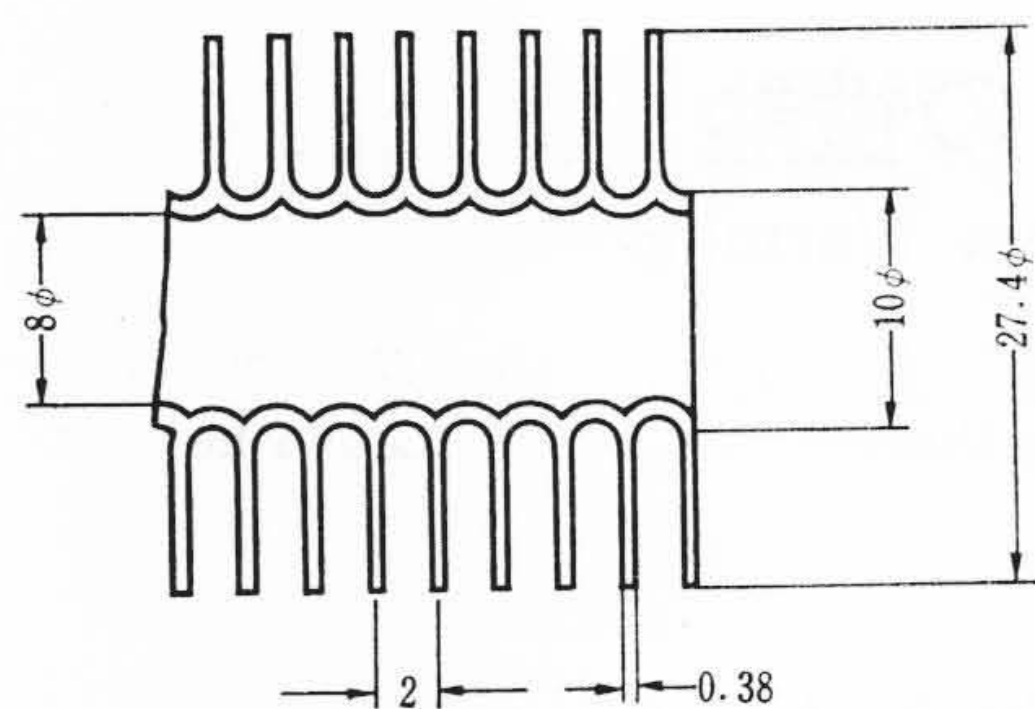


図4 フィンチューブ断面図

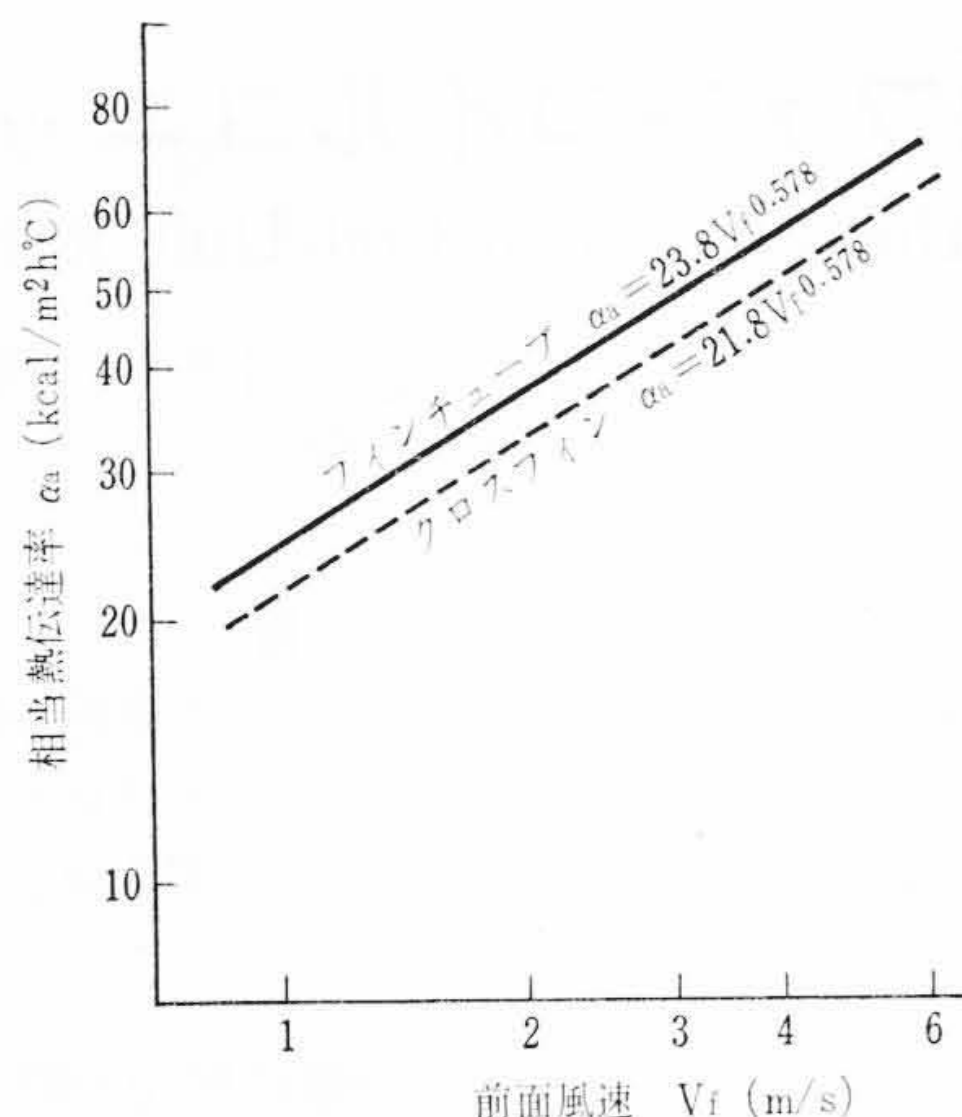


図5 前面風速と相当熱伝達率の関係

表1 目標仕様

項目	単位	仕様
暖房対象		和室 9.9m ² (6畳間)
所要暖房熱量	kcal/h	3,000
室内温度	℃	20
温水入口温度	℃	70
温水流量	l/min	5
温水流通抵抗	mAq	1.2
吐出風速	m/s	0.8~1.2
奥行寸法	mm	150

3. ファンコイルユニットの設計計画

3.1 目標仕様

(1) 所要暖房熱量

前記のように所要暖房熱量は 2,850 kcal/h であるが余裕をみて 3,000 kcal/h を目標仕様とした。

(2) 温水入口温度

日立製作所で発売している温水ボイラの出湯温度は温度調節器によって 60~80℃ の範囲で任意に変えられるが、暖房に使用する場合には出湯温度が高いほうが望ましいので 80℃ に調節すればよい。しかし温水ボイラからファンコイルユニットまでの配管において熱漏れがあるのでファンコイルユニットの温水入口温度は 70℃ を基準温度と考えた。

(3) 吐出風速

ファンコイルユニットからの吐出風速が大きすぎると扇風機のようになり皮膚感覚では涼しく感ずることになり、また吐出風速が小さすぎると室内を均一に暖房することができなくなる。モデルルームを用いて種々検討した結果 0.8~1.2 m/s が最もよいことがわかった。

3.2 熱交換器

クロスフィンパイプ式熱交換器の性能についてはすでに報告されているが⁽²⁾⁽³⁾、構造の簡単な熱交換器を開発するためアルミ転造押出ハイフィンチューブの開発を古河電気工業株式会社に依頼した。本ファンコイルユニットに使用したアルミフィンチューブの断面構造は図4に示すとおりである。このフィンチューブを用いた熱交換器の構造としては加工を容易にし、温水および空気の流通抵抗を減少させるために、フィンチューブをファンモータの周囲に円形に巻く構造を採用した。

(1) フィンチューブ熱交換器の諸特性

熱交換器の性能を表わす値としては(1)式で定義される相当熱伝達率 α_a が一般に使用されている。

$$\alpha_a = \frac{Q}{A \cdot \Delta T} \quad (1)$$

ここに、 Q : 総放熱量 (kcal/h)

α_a : 相当熱伝達率 (kcal/m²h°C)

A : 空気側総伝熱面積 (m²)

ΔT : パイプと空気との温度差 (°C)

本製品に使用したフィン外径 27.4 mm, 管外径 10 mm, フィンピッチ 2 mm, フィン厚さ 0.38 mm のフィンチューブについて相当熱伝達率 α_a を実測した結果は図5に示すとおりである。図中点線で示したものは同一フィン寸法を有するクロスフィン形熱交換器の相当熱伝達率であり、フィンチューブのほうが 16% 伝熱特性がよいことを示している。

また管内を流れる温水と管内壁との間の熱伝達率 α_w を求めた結果次の実験式(2)が得られた。

$$\alpha_w = 0.046 \left(\frac{\lambda}{d} \right) \left(\frac{Vd}{\nu} \right)^{0.8} P_r^{0.4} \quad (2)$$

ここに、 α_w : 管内熱伝達率 (kcal/m²h°C)

d : 管内径 (m)

λ : 温水熱伝導率 (kcal/mh°C)

ν : 温水動粘性係数 (m²/s)

V : 温水流速 (m/s)

P_r : 温水プラントル数

この値は一般の平滑管内の熱伝達率の約2倍であり、このように熱伝達率が向上した理由はフィンチューブの製造作業の際管内壁に凹凸のひだが生じたためであると考えられる。

フィンチューブを円形に巻く際フィンとフィンが接触するように巻き、さらにそれを千鳥形に配列した場合の通風抵抗を実測した結果次の実験式(3)が得られた。

$$\Delta P = 0.3 N V_f^{1.7} \quad (3)$$

ここに、 ΔP : 熱交換器通風抵抗 (mAq)

N : チューブ列数

V_f : 風速 (m/s)

またフィンチューブ内面の温水流通抵抗を実測した結果次の実験式(4)が得られた。

$$\Delta P_w = 0.3 l V^2 \quad (4)$$

ここに、 ΔP_w : 温水流通抵抗 (mAq)

l : チューブ長さ (m)

V : 温水流速 (m/s)

なお現在家庭用温水暖房に使用しているポンプの能力は流量が 5~10 l/min のときの揚程がおよそ 5~3 mAq である。流量 5 l/min, 揚程 3 mAq のような小形のポンプを使用する場合もあるので、途中の配管抵抗を考慮してファンコイルユニットの温水流通抵抗は 5 l/min の流量のとき 1.2 mAq 以下にすることにした。

(2) 熱交換器の設計

前項で述べたフィンチューブの諸特性を用いて、表1に示すような目標仕様を満足する熱交換器の設計を行なう。

放熱量 Q はファンコイルユニットの入口、出口の温水温度より(5)式によって求められ、ファンコイルユニットを通過する空気の温度変化より(6)式で求められる。また熱貫流率 K を用いると(7)式で求められる。

$$Q = G C_w (T_{w1} - T_{w2}) \quad (5)$$

ここに、 Q : 放熱量 (kcal/h)

G : 温水流量 (kg/h)

C_w : 温水比熱 (kcal/kg°C)

T_{w1}, T_{w2} : 温水入口、出口温度 (°C)

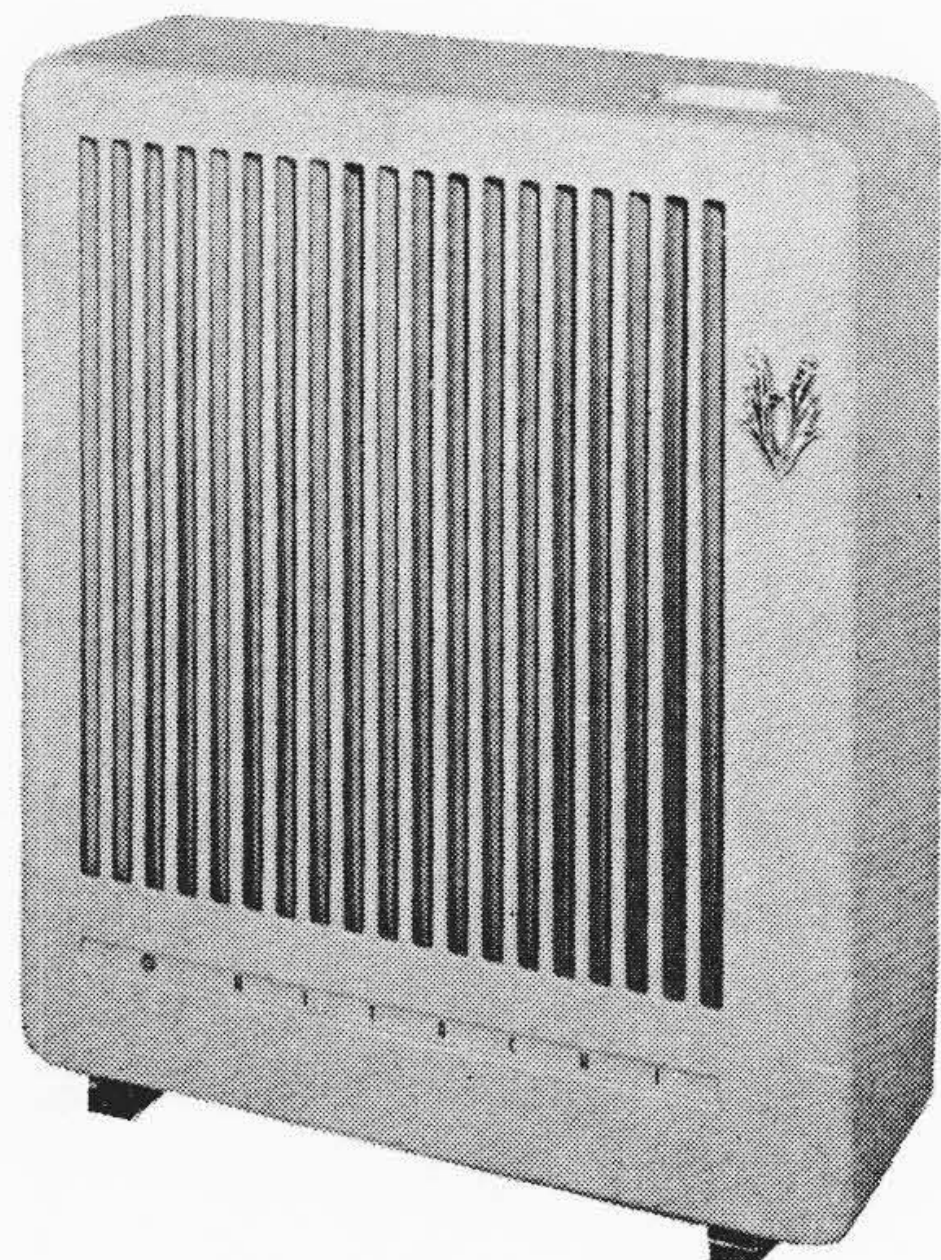


図6 FU-30形ファンコイルユニット

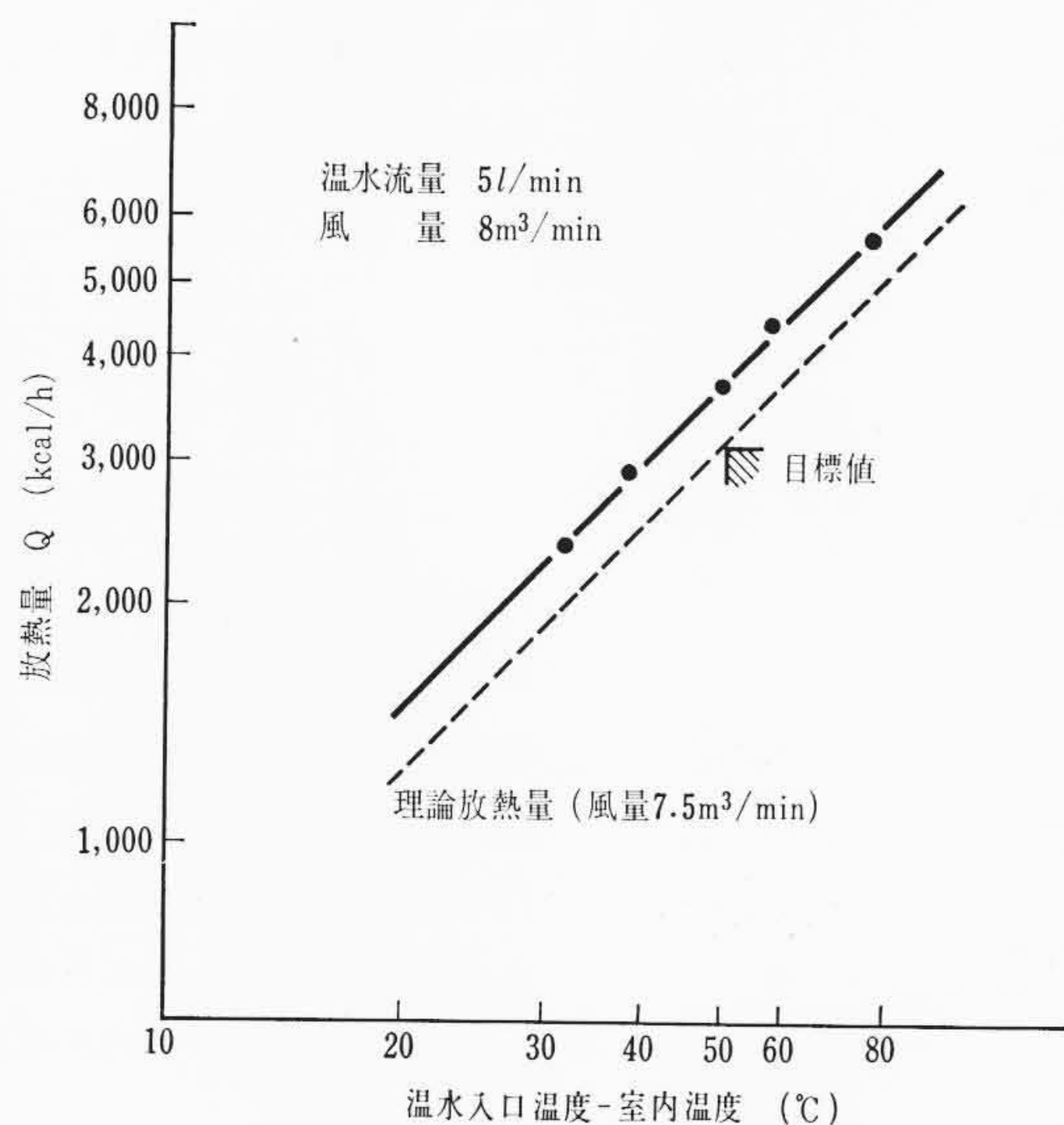


図7 温水入口温度－室内温度と放熱量の関係

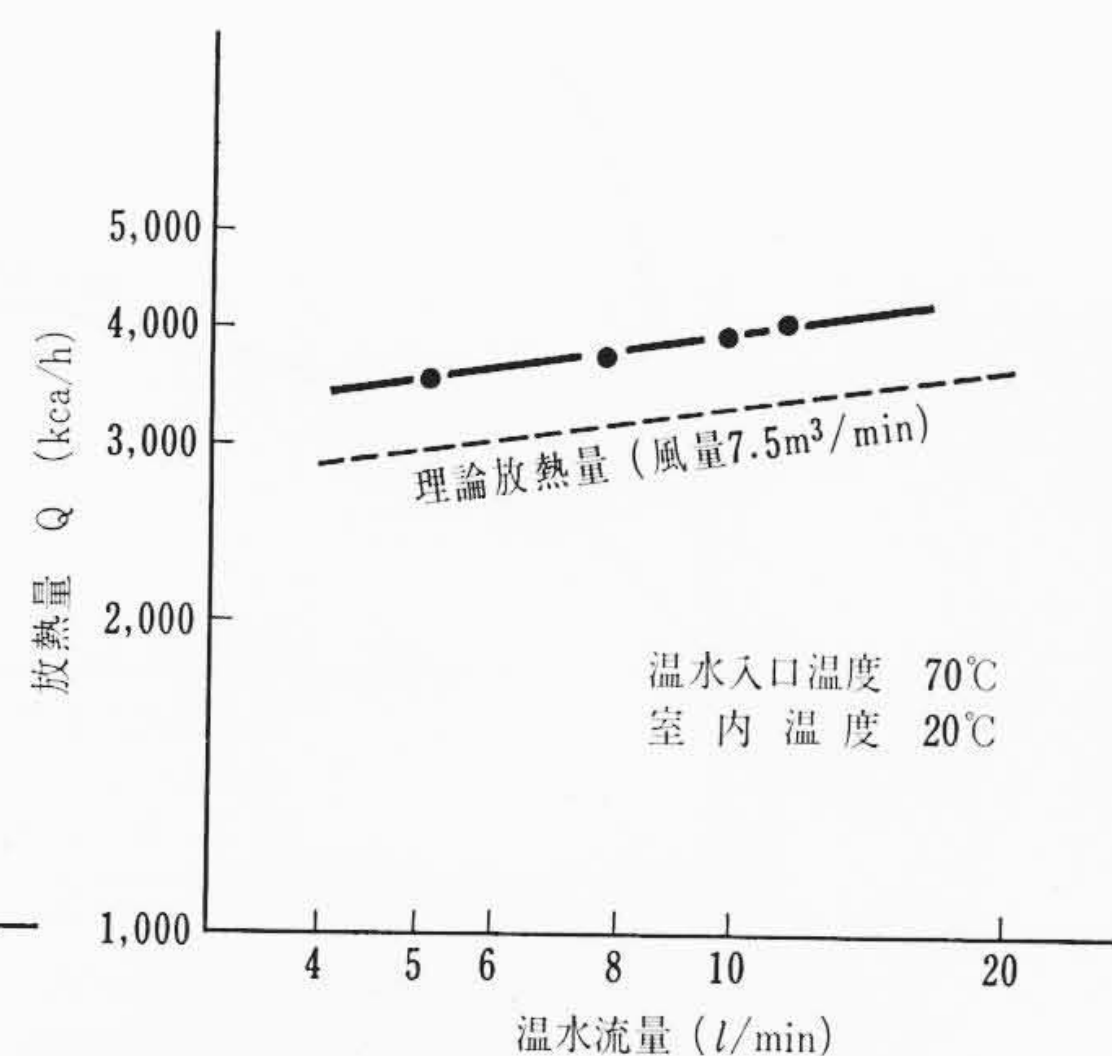


図8 温水流量と放熱量の関係

$$Q = MrC_p(T_{a2} - T_{a1}) \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに M : 風 量 (m^3/h)

r : 空気比重量 (kg/m^3)

C_p : 空気比熱 ($\text{kcal}/\text{kg}^\circ\text{C}$)

T_{a2} : 吐出空気温度 ($^\circ\text{C}$)

T_{a1} : 室内温度 (吸込空気温度) ($^\circ\text{C}$)

$$Q = KA \frac{(T_{w1} - T_{a1}) - (T_{w2} - T_{a2})}{\text{Log}_e \frac{(T_{w1} - T_{a1})}{(T_{w2} - T_{a2})}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここに K : 熱交換器の熱貫流率 ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$)

(5)(6)(7)式より T_{w2} , T_{a2} を消去すると(8)式のように放熱量すなわち所要暖房熱量は温水入口温度 T_{w1} と室内温度 T_{a1} の差の関係となる。

$$Q = \frac{e^{XKA} - 1}{Xe^{XKA}} (T_{w1} - T_{a1}) \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここに

$$X = \frac{1}{GC_w} + \frac{1}{MrC_p} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$K = \frac{\alpha_w \alpha_a}{\alpha_w + \frac{A}{Ai} \alpha_a} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここに $\frac{A}{Ai}$: フィンチューブ外内表面積比

相当熱伝達率 α_a は図5より

$$\alpha_a = 23.8 V_f^{0.578} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$= 23.8 \left(\frac{M}{60^2 S} \right)^{0.578} \quad \dots\dots\dots (12)$$

ここに S : 熱交換器前面面積 (m^2)

基準条件である $Q=3,000 \text{ kcal/h}$, $T_{w1}=70^\circ\text{C}$, $T_{a1}=20^\circ\text{C}$, を(8)式に代入すると(13)式が得られる。

$$\frac{e^{XKA} - 1}{Xe^{XKA}} = 60 \quad \dots\dots\dots (13)$$

よって(13)式を満足するように X, K, A を決定すればよいことになる。奥行寸法を 150 mm 以下にするためにはチューブ列数は2列が限界である。2列並列の場合温水流通抵抗を 1.2 mAq 以下にするためには(4)式より1列の長さは 4.1 m が限界である。そのときの空気側伝熱面積は $A=4.40 \text{ m}^2$, 熱交換器前面面積は $S=0.106 \text{ m}^2$ となる。(9)(10)(12)(13)式にこれらの値と空気, 温水の物性値を代入すると所要風量は $7.5 \text{ m}^3/\text{min}$ であることが算出

された。

3.3 送 風 機

熱交換器の前面風速は(12)式より $V_f=1.18 \text{ m/s}$ となる。実験式(3)より熱交換器のみの通風抵抗は $\Delta P=0.8 \text{ mAq}$ となる。ユニットの風向板, フィルタなどによる抵抗増加を考慮して所要風量 $7.5 \text{ m}^3/\text{min}$ のとき 1.1 mAq の静圧を有するファンを製作することにした。熱交換器に均一に気流を送るためにはプロペラファンの外径が熱交換器の外径と同程度が望ましいので, 外径が 295 mm , 羽根枚数が8枚羽根角が 15° のものを作り 900 rpm の回転数で運転することにした。

以上述べたような検討を行なって製作したファンコイルユニットFU-30は図6に示すとおりである。FU-30の外形寸法は高さ 565 mm , 幅 480 mm , 奥行 150 mm である。

4. 放 熱 量 試 験

室内温度がほぼ 20°C の恒温室内にユニットをおき, 温水流量を基準条件の 5 l/min として温水入口温度を変化したときの放熱量を測定した。温水入口温度と室内温度との差に対する放熱量の変化は図7に示すとおりである。図中点線は理論式(8)によるものである。温水入口温度と室内温度との差が 50°C のときの実測値は $3,500 \text{ kcal/h}$ であり設計値より 15% 高い値を示したが, これは風量が設計値より $0.5 \text{ m}^3/\text{min}$ 多かったためと, ファンと熱交換器が近接しているため熱伝達率 α_a が(11)式より若干向上したためであると考えられる。

温水流量を変化したときの放熱量の変化は図8に示すとおりであり, 理論値とほぼ同じ傾向であった。温水流量を多くしても放熱量の増加はあまり顕著でないことがわかる。

5. モデルルームにおける暖房試験

ユニットを木造和室6畳間のモデルルームにおき, 室内外の温度が 1°C のときユニットに 70°C の温水を 5 l/min 通水して室内の温度上昇試験を行なった。運転開始後の室内温度変化の実測値は図9に示すとおりである。このような運転状態のときの室内温度上昇を理論的に検討してみる。6畳間モデルルームにおいて $3,000 \text{ kcal/h}$ の出力を有する電熱式温風機を用いて同様の運転を行ない室内温度上昇を実測し, その測定結果を用いて暖房運転開始直後から30分間の見かけ上の部屋の熱容量変化を計算したところ(14)式に示すような実験式が得られた。

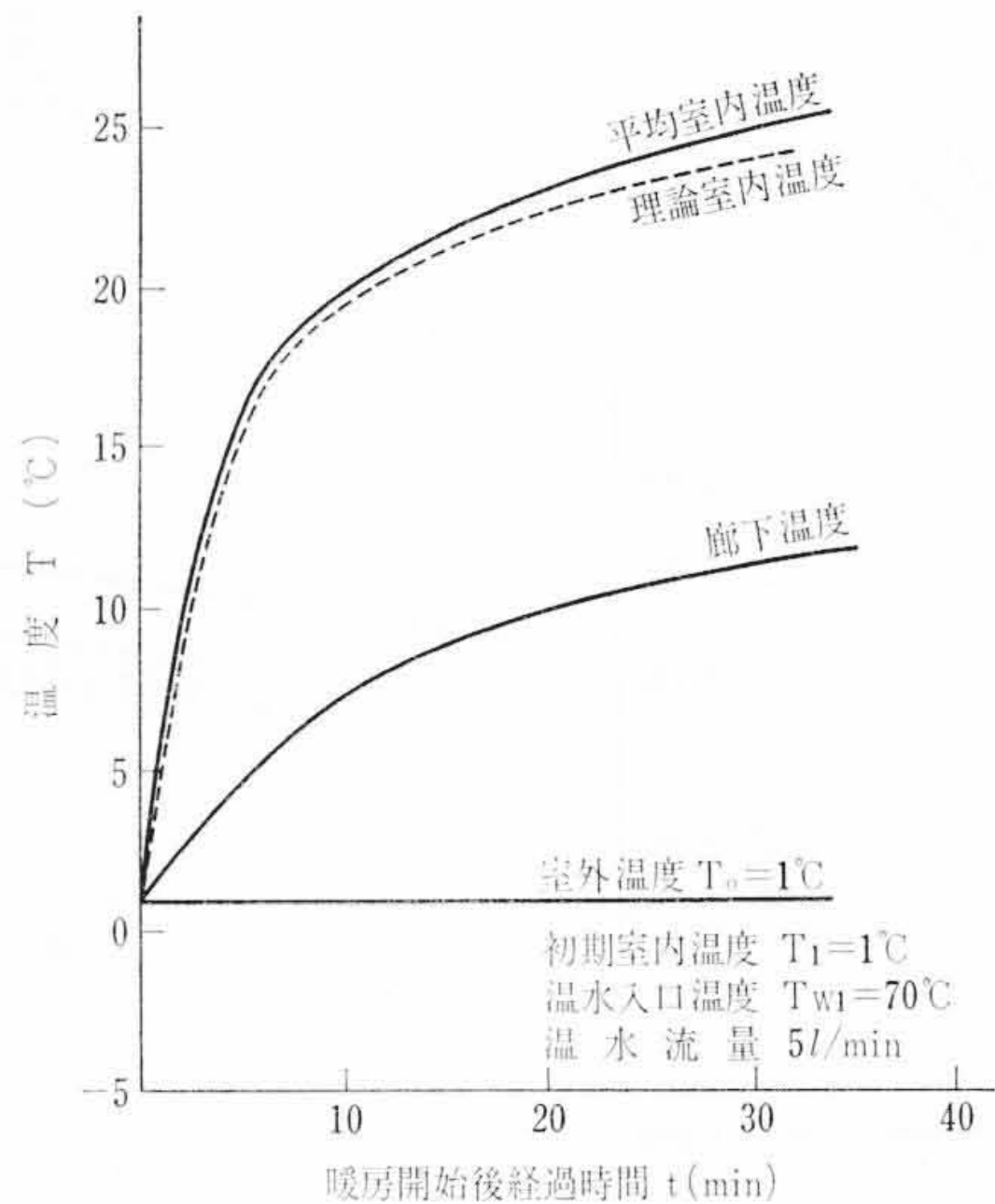


図 9 室内温度上昇試験

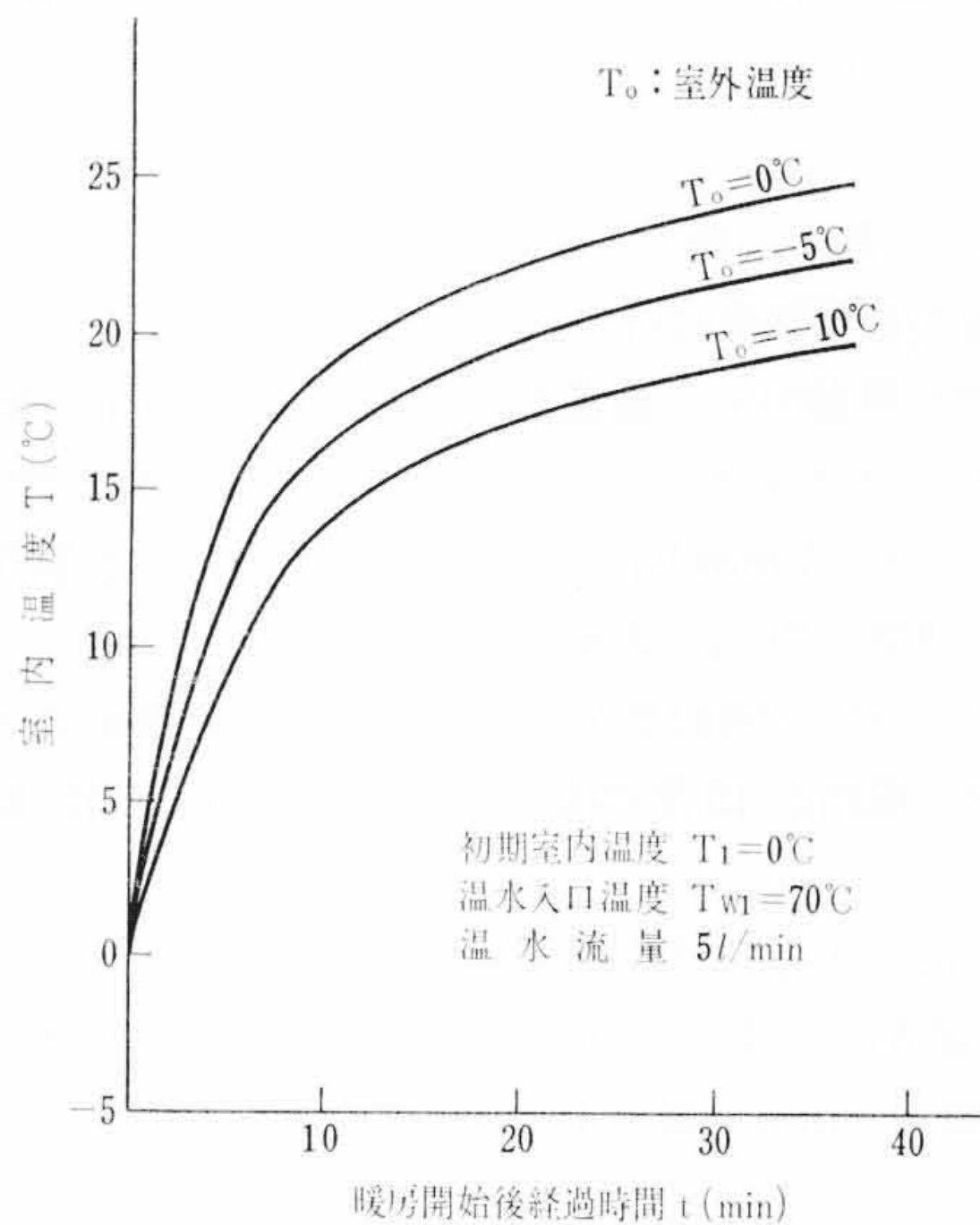


図 10 外気温度を変えた場合の室内温度上昇の計算値

$$C=380t+10 \quad \cdots \cdots (14)$$

ここに C : 部屋の見かけ熱容量 (kcal/°C)

t : 経過時間 (h)

ファンコイルユニット運転開始後の各経過時刻における放熱量 Q は(15)式で求められる。

$$Q=k(T-T_0)+C \frac{dT}{dt} \quad \cdots \cdots (15)$$

ここに k : 部屋の熱貫流係数 (kcal/h °C)

T : 各経過時刻の室内温度 (°C)

T_0 : 室外外気温度 (°C)

(15)式に(8), (14)式を代入して積分し、初期条件 $t=0$ のときの

室内温度 $T=T_1$ を代入すると運転開始後の室内温度 T は(16)式で求められる。

$$T=\frac{(aT_{w1}+kT_0)-\{(aT_{w1}+kT_0)-(a+k)T_1\} \times \left(\frac{380t+10}{10}\right)^{a+k/380}}{a+k} \quad \cdots \cdots (16)$$

$$\text{ここに } a=\frac{e^{XKA}-1}{Xe^{XKA}}$$

図 9 で点線で示したものが初期室内温度 $T_1=1^\circ\text{C}$ 、室外温度 $T_0=1^\circ\text{C}$ の実測値を(16)式に代入したときの理論温度上昇曲線であり実測温度上昇曲線とほぼ一致している。同様の計算により暖房開始直前の室内温度が $T_1=0^\circ\text{C}$ の場合に、外気温度 T_0 を 0°C 、 -5°C 、 -10°C と変えて室内温度上昇曲線を求めると図 10 のようになる。これより札幌市のように外気の最低気温が -10°C 程度の場合でも暖房開始後短時間で室内の温度を高めることができる、

6. 結 言

以上日立製作所において新たに発売した家庭暖房用ファンコイルユニット F U-30 形の構造および性能について述べたのであるが、本文より得られた結果を要約すると次のとおりである。

- (1) わが国においてはファンコイルユニットは外気温度が -10°C のときでも 20°C の室内温度が得られるような暖房能力を有するものでなければならない。
- (2) 木造家屋 6 畳間の場合外気温度が -10°C のとき 20°C の室内温度を得るためには、 $2,800 \text{ kcal/h}$ 程度の暖房能力が必要である。
- (3) 転造アルミフィンチューブの外気側熱伝達率はクロスフィン形熱交換器の熱伝達率より 16% 大きい。
- (4) 転造アルミフィンチューブの内部熱伝達率は一般の平滑管の内部熱伝達率の 2 倍である。
- (5) 転造アルミフィンチューブをプロペラファンのモータ周囲に円形に巻く構造を用いることにより小形で構造の簡単なファンコイルユニット F U-30 形を製作した。
- (6) F U-30 形の外形寸法は高さ 565 mm 、幅 480 mm 、奥行 150 mm である。
- (7) 温水温度と空気温度との温度差が 50°C のときの F U-30 形ファンコイルユニットの実測暖房能力は $3,500 \text{ kcal/h}$ であった。
- (8) F U-30 形を使用すれば室外温度が -10°C の場合でも運転開始後 30 分間で室内温度を 0°C から 20°C に上昇させることができる。

参 考 文 献

- (1) 和達：日本の気候 (昭 33-9)
- (2) 松村，埋橋：日立評論 44, 1228 (昭 37-8)
- (3) 松村，埋橋：日立評論 45, 886 (昭 38-5)