

氷蓄熱式ヒートポンプユニットの研究開発と実証（その1）

— 開発方針の検討から試作機の性能試験まで —

| | |
|-------------------|-------------------|
| 川 島 実 (技術研究所) | 竹 林 芳 久 (設計本部) |
| 五十嵐 征四郎 (設計本部) | 若王子 高 広 (技術本部) |
| 郷 正 明 (設計本部) | |

§ 1. はじめに

水から氷への相変化を利用して冷房用のエネルギーを蓄える氷蓄熱式空調システムは、従来の水蓄熱と同様安価な深夜電力を利用できることに加えて、蓄熱槽をコンパクト化することができる。また、電力負荷の平準化に大きな効果がある。近年は、深夜電力料金割引率の引き上げや地価高騰によるスペース有効利用意識の高まりなど、氷蓄熱式空調システム導入の下地が整ってきた。従来の水蓄熱による空調システムは性能や経済性の面で評価され、その長所、短所が明確化されている。最大の長所は、熱源機の小型化と夜間電力へのシフトである。短所としては大きな蓄熱槽の必要性と、それに伴うコスト高および最適運転管理の難しさである。これらの短所を改善し、その長所を十分活用すべく研究開発され始めたのが氷蓄熱方式である。

現状の大規模ビルでは、基礎梁空間を利用した水蓄熱槽を持つものが多い。しかし、中小規模のビルでは基礎梁空間が少なく、建物内に槽を設置するスペースも取りにくいいため蓄熱式を採用することが難しかった。そこで我々は、今まで深夜電力利用が難しかった中小ビルに氷蓄熱を導入することが最もメリットが大きく需要も多いと考え、中小ビル用の熱源として氷蓄熱槽付きヒートポンプユニットを開発することとした。

本報告では、開発方針の検討から製氷コイル伝熱特性、および試作機の性能試験結果について述べる。

§ 2. 開発概要

氷蓄熱式空調方式の開発は、昭和57年度に社内プロジェクト「氷蓄熱システム開発」として始まった。第1ステップでは、技術研究所内で製氷・解氷の基礎実験を行なった^{1)~3)}。第2ステップでは、電気事業連合会の協力を得て筑波科学博電力館に装置を設置し、制御方法を主

体の実証試験を行なった⁴⁾¹³⁾¹⁴⁾。今回報告する氷蓄熱式ヒートポンプユニットは、第3ステップとしてこれまでの基礎研究・実績をもとに、以下の方針に基づいて開発した。

- 1)空調用として電気エネルギーが多く使用され、市場性の高い中小規模のオフィスビルを対象建物とする。
- 2)従来のヒートポンプと同様、設計・施工が容易にできるよう蓄熱槽を含めて工場生産のユニットとする。
- 3)熱源補機動力および2次側搬送動力が少なく、トータルで成績係数の良いシステムとする。
- 4)冷房だけでなく、暖房にも強いシステムとする。
- 5)運転管理を容易にし、設備技術者不在による運転を前提にする。

§ 3. 検討内容

3.1 適用建物の負荷特性

開発に先立ち、本ユニットの適用される建物を最も需要の大きい3,000㎡前後の事務所ビルと想定した。次に、動的熱負荷計算プログラム LOAD-80 により想定ビルの熱負荷特性（熱源負荷レベル）を求めた。結果を図-1に示すが、冷房負荷は午後2～3時にピークがあり、暖房負荷は立ち上がり時にピークがあることが分かる。一般的に事務所ビルではこのような負荷プロフィールとなるため、開発するユニットの熱出力はこれに適する能

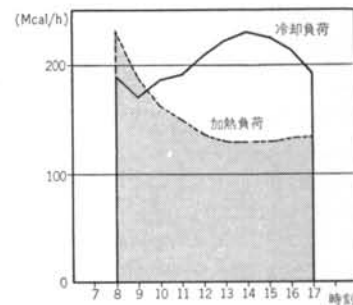


図-1 中小規模事務所ビルの熱負荷特性

力を持つよう設計しなければならない。

3.2 冷房時の検討

図一1にあるように、冷房負荷のピークは午後2時ごろ生ずる。必要な熱量をすべて夜間に蓄熱し、昼間の熱源を全く運転しないピークシフトの考え方でユニットを設計した場合には、熱源容量の縮小もできないばかりか蓄熱槽の大型化にもつながる。したがって、昼間に熱源を“追いかけて運転”するロードレベリングの考え方で設計することが望ましい。この場合、有限の蓄熱量を持つ氷蓄熱槽と熱源をどのように組み合わせ、午後のピークに小さな容量の熱源で対応するかという問題が生じてくる。最も望ましい運転としては、一日の負荷プロフィールを想定し、午後のピークは槽と熱源の同時運転を行ない、空調終了時には氷を使い切る運転である。これを実現するためには、パソコンを利用した予測負荷制御¹³⁾¹⁴⁾が必要となる。

3,000 m³の建物に本ユニットを2台設置するとして、必要な能力を求めてみる。

図一2に示すような運転のとき、式(1)~(4)が成立する。

$$Q_{rti} = Q_{rd} + Q_{rn} \quad \dots\dots(1)$$

$$Q_{rd} = q_{rd} \times T_d \quad \dots\dots(2)$$

$$Q_{rn} = q_{rn} \times T_n \quad \dots\dots(3)$$

$$q_{rn} = \delta_n \times q_{rd} \quad \dots\dots(4)$$

- Q_{rti} : 日累積負荷 (1000 Mcal/day)
- Q_{rd} : 昼間 HP 運転負荷 (Mcal/day)
- Q_{rn} : 蓄熱負荷 (Mcal/day)
- q_{rd} : 昼間 HP 能力 (Mcal/hour)
- q_{rn} : 製氷時 HP 能力 (Mcal/hour)
- T_d : 昼間運転時間 (9時間とする)
- T_n : 蓄熱運転時間 (安全をみて8時間とする)

以上の式を解くと、

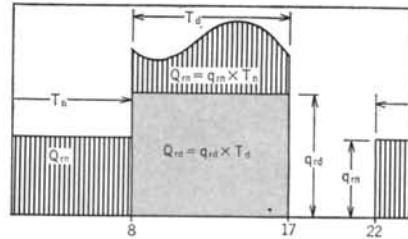
$$q_{rd} = 70 \text{ Mcal/h}$$

$$q_{rn} = 44 \text{ Mcal/h}$$

$$Q_{rn} = 350 \text{ Mcal/day}$$

したがって、昼間運転時の平均ヒートポンプ成績係数 (Coefficient Of Performance: 以下, COP と記す) を 3.6 とすれば、圧縮機容量 22 kW, 蓄熱槽容量は氷充填率 (槽容積分の水重量に対する氷重量の割合) を 50% と

注1) 氷蓄熱空調方式は製氷方式によって大きく二つに分けられる。第一はスタティック型あるいはソリッド型と呼ばれるもので、蓄熱槽の内部に冷却コイルを設置し、その周囲に氷を成長させるタイプ。本ユニットはこの型の一つである。第二はダイナミック型あるいはリキッド型と呼ばれるもので、粒あるいは板状の氷を製氷機で作る蓄熱槽に蓄えるタイプ。

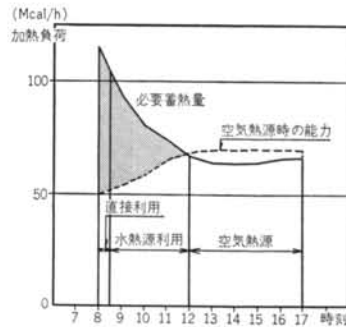


図一2 空調負荷と蓄熱量

して 7 m³ となる。スタティック型^{注1)}の氷蓄熱では氷充填率 50% は最大値であり、本ユニットの大きな特徴の一つとなる。

3.3 暖房時の検討

一般的な事務所の場合、図一1に示すように暖房負荷合計は冷房負荷合計の 70~80% である。暖房期は槽内に温水を蓄えることになるが、冷房時のような潜熱蓄熱ができないため、冷房で決った蓄熱槽容量および圧縮機容量では暖房能力が不足することになる。もし、槽温度を上げて蓄熱量を増やすとしても、冷媒 R-22 を使用した圧縮機では経済性を考えると約 50℃ が限界である。7 m³ の蓄熱槽では 37℃ まで 13℃ 差を利用しても、蓄熱量は 91 Mcal である。これを上記蓄熱量 Q_{rn} と比較すると、およそ 1/4 程度にしかならない。以上の弱点を解決するため、本ユニットでは図一3に示すように槽内水温を 50~40℃ までは直接暖房用温水として利用し、40~10℃ まではヒートポンプの熱源水として利用する。さらに、10℃ 程度以下ではユニットを空気熱源ヒートポンプとして運転する方式 (カスケード暖房方式と呼ぶ) とした。25℃ 程度の低温水を熱源とした場合のヒートポンプ能力は、5℃ (乾球温度) の空気を熱源とした場合に比べ約 60% の能力向上が図れ、立ち上がり時に大きい暖房負荷特性に十分対応ができる。この運転方式は、本ユニットのもう一つの大きな特徴となる。



図一3 加熱時蓄熱対応方法

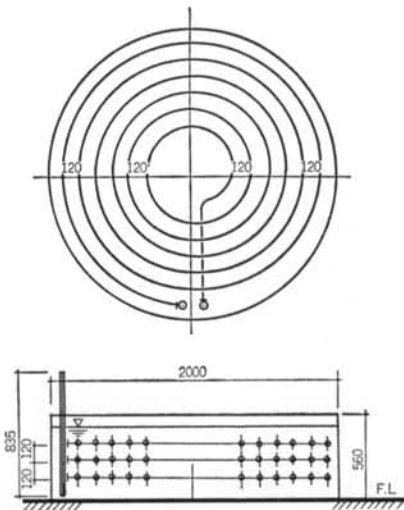


図-4 製氷コイル

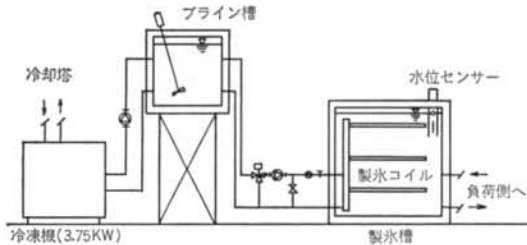


図-5 実験装置系統図

§ 4. 基礎実験とシミュレーション

4.1 実験目的

本ユニットの製作に先立ち、実用槽の1/4のカットモデルを使った製氷時のコイル特性に関する基礎実験を行った。主な目的は、次のとおりである。

- ①製氷量に最も影響すると考えられる曲管内熱伝達率を把握する。
- ②その結果を用いて製氷コイル設計用の伝熱計算プログラムを作成する。
- ③氷充填率50%を達成するための設計仕様を定める。

4.2 実験装置

図-4に槽内の製氷コイル、図-5に実験装置系統図を示す。この実験で使用したコイルは、内径20φの蚊取線香状のもの3段で、120mmピッチとした。実験は、コイル入口でのライン温度・流量を一定にして製氷量を比較した。データは、計測器をパソコンにつなぎ自動計測とした。

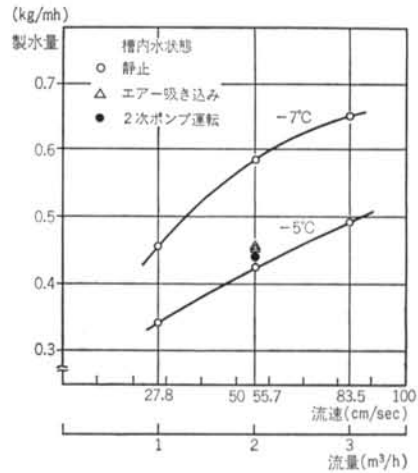


図-6 曲管コイル製氷量

4.3 実験結果

図-6に、実験結果を示す。コイル入口温度が低いほど、またコイル内ライン流速が速いほど製氷能力が向上し、本実験条件下ではコイル単位長さ当たり0.34～0.65kg/mhの製氷量であった。コイル外側熱伝達率を増加させる目的で、エア吹込みや槽内を攪拌しながら製氷を行なっても氷量増加は若干しかみられず、コイル外側熱伝達率は製氷時の熱移動にあまり関与していないことが分かった。また、コイル内側熱伝達率は250～600 kcal/mh°Cであることが分かった。

4.4 シミュレーション

つぎに、基礎実験によって得られた定量的なデータを使って、コイル設計用の製氷シミュレーションを行なった。式(5)～式(8)に使用した伝熱計算式を示す。実験結果から、コイル外側熱伝達率は熱移動に関係しないとして式(5)より省いた。また、氷界面の温度は0°Cとした。

$$Q(t) = \frac{2\pi \cdot \Delta\theta \cdot L}{\frac{1}{\alpha_i \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2}} \quad \dots(5)$$

$$\Delta\theta = \frac{(0 - T_{in}) - (0 - T_{out})}{\ln \frac{(0 - T_{in})}{(0 - T_{out})}} \quad \dots(6)$$

$$T_{out} = T_{in} + \frac{Q(t)}{C_{pw} \cdot \gamma_w \cdot W} \quad \dots(7)$$

$$r_3 = \sqrt{\frac{\sum_{t=1}^n Q(t) \cdot \Delta T}{q_p \cdot \pi \cdot L \cdot r_1 \cdot a} + r_2^2} \quad \dots(8)$$

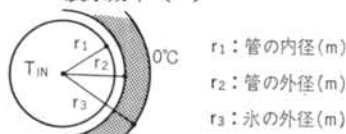
ここに、 L ：コイル全長 (m)

$\Delta\theta$ ：コイル内外温度差 (°C)

α_i ：管内熱伝達率 (kcal/mh°C)

λ_1 ：銅管の熱伝導率 (kcal/mh°C)

- λ_2 : 氷の熱伝導率 (kcal/mh°C)
- r_1 : 管の内径 (m)
- r_2 : 管の外径 (m)
- r_3 : 氷の外径 (m)
- $Q(t)$: 伝熱量(kcal/h)
- T_{in} : コイル入口温度 (°C)
- T_{out} : コイル出口温度 (°C)
- W : 流量 (kg/h)
- C_{pwo} : ブライン比熱 (kcal/kg)
- γ_{wo} : ブライン比重量 (kg/m³)
- ΔT : 計算時間間隔 (h)
- q_p : 氷の潜熱 (80 kcal/kg)
- γ_t : 氷の比重量 (kg/m³)
- a : 製氷効率 (—)



ただし、曲管内側の熱伝達率 α_t は森・中山の式²²⁾を実験値を使って修正し、式(9)~式(12)とした。

$$Nu = \frac{0.864}{\zeta} K^{1/2} (1 + 2.35 K^{-1/2}) \quad \dots\dots(9)$$

$$\zeta = (2/11) \{1 + \sqrt{1 + (77/4) Pr^2}\} \quad \dots\dots(10)$$

$$K = Re \cdot (d/D)^{1/2} \quad \dots\dots(11)$$

$$\alpha_t = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \times 0.6 \quad \dots\dots(12)$$

ここで、 d : 管内径 (代表長さ, m)

Re : レイノルズ数^{注2)} (—)

Nu : ヌセルト数 (—)

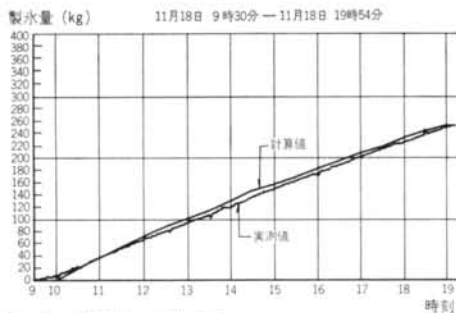


図-7 製氷量の増加状況

注2)レイノルズ数: $Re = w \cdot d / \nu$

プラントル数: $Pr = C_p \cdot g \cdot \eta / \lambda$

w : ブラインの平均速度 (m/h), d : 管内径 (m), ν : 流体の動粘性係数 (m²/h), C_p : ブラインの定圧比熱 (kcal/kg°C), g : 重力加速度 (m/h²), η : ブライン粘性係数 (kg/h/m²), λ : ブライン熱伝導率 (kcal/mh°C)

D : 渦管コイル平均直径 (m)

Pr : プラントル数^{注2)} (—)

λ : 流体の熱伝導率 (kcal/mh°C)

式(5)に Δt , T_{out} , r_3 , α_t を代入すると、 $Q(t)$ に関する非線形方程式となる。これを2分法によって収束計算すると $Q(t)$ が得られ、同時に氷外径 (r_3) や出口温度 (T_{out}) 等を時々刻々求めることができる。ブライン流速 55.7cm/sec, 入口温 -5°C としたときの計算例を図-7に示す。

製氷量の計算値は、実測値とかなりの精度で一致しており、ここで作成した製氷シミュレーションプログラムは十分設計に利用できることを確認した。

§ 5. ユニット概要

製氷槽の設計にシミュレーションを行ない、目標である氷充填率50%を深夜電力10時間内に達成するための製氷コイルピッチ、段数、ブライン流量等を決定した。写真-1に試作機の外観を示す。表-1にヒートポンプユ

| | | |
|------|----------|-----------------------|
| 冷房能力 | 冷房運転時 | 63,700 kcal/h |
| | 製氷運転時 | 39,400 kcal/h |
| 暖房能力 | 空気熱源時 | 60,500 kcal/h |
| | 水熱源時 | 93,600 kcal/h |
| | 温蓄熱時 | 55,600 kcal/h |
| 装置 | 圧縮機 | 半密閉式 22 kW 1台 |
| | 送風機 | プロペラファン 2.2 kW 1台 |
| | 冷温水ポンプ | ラインポンプ 1.5 kW 1台 |
| | ブラインポンプ | ラインポンプ 1.5 kW 1台 |
| | 空気熱交換器 | プレートファンコイル式 |
| | 水熱交換器 | 乾式シェルアンドチューブ式 |
| | ブライン熱交換器 | 乾式シェルアンドチューブ式 |
| | 補器 | レシーバ、アキュムレータ |
| | 容量制御 | 100-50-0(%) 冷・温水サーモ |
| | 除霜 | 逆サイクル方式 除霜サーモ |
| 装置 | 冷媒制御 | 温度式自動膨張弁 |
| | 冷媒封入量 | R-22 50kg |
| | 冷凍機油封入量 | 6.6 l |
| | ブライン | エチレングリコール系ブライン 40wt % |

(注) 冷房・暖房能力は次の条件における値である。

- ・冷房運転時 外気温度 32°C DB 冷水出口温度 7°C
- ・製氷運転時 外気温度 28°C DB
- ・空気熱源時 外気温度 3°C DB 温水出口温度 40°C
- ・水熱源時 水槽温度 40~10°C 温水出口温度 45°C
- ・温蓄熱時 外気温度 -2°CWB 水槽温度 10~50°C

表-1 ヒートポンプユニットの仕様 (50 Hz の場合)



写真—1 試作機外観

| | | |
|-------|-------|-----------------|
| 槽 | 材質 | 亜鉛めっき鋼板 |
| 本 | 寸法 | 2,150φ×2,260H |
| 体 | 有効貯水量 | 7m ³ |
| 製氷器 | 材質 | 伝熱管およびヘッダー管 銅管 |
| | 氷充填率 | 50% |
| 氷センサ | 断熱 | 圧力式 |
| 断熱 | 化粧カバー | スタイロフォーム+グラスウール |
| 化粧カバー | | カラー鉄板 |

表—2 蓄熱槽仕様

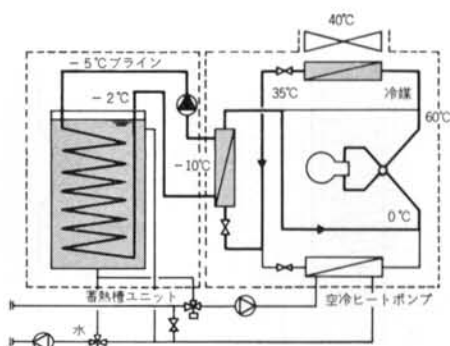
ニットの仕様を、表—2に蓄熱槽の仕様を示す。また、図—8から図—11に冷房モード時の、図—12から図—15に暖房モード時の冷媒・ブライン・冷温水の流れを示す。本ユニットは一般のヒートポンプと異なり、冷媒回路に一つの空気-水熱交換器と二つの水-水熱交換器を持つことが特徴である。表—3に本ユニットの制御内容を示す。本ユニットは、一般のヒートポンプユニットの制御機能の他に、冷房時に次の2点を実現するため、30分毎の残存氷量のスキャンニングと圧縮機の運転状態を加味した学習プログラムによる予測負荷制御機能が付加されている。

- 1) 午後の冷房負荷ピークに槽内の水と圧縮機の両方で運転できるように、予め蓄熱槽からの放熱を制限する。
- 2) 前夜蓄熱された熱は空調時間帯に使い切る。

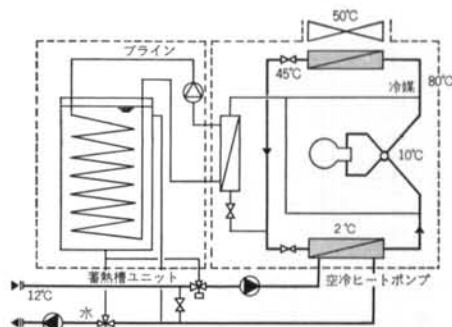
§ 6. 性能試験と考察

1985年5月に行なった試作機の試験結果を、以下に示す⁹⁾。

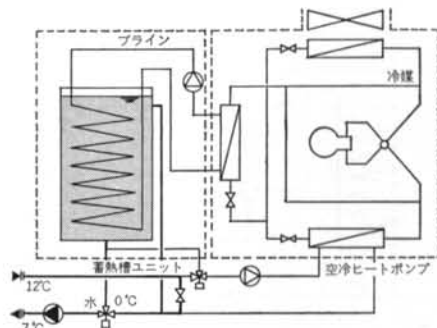
図—16に、製氷量の時間変化を示す。試験日の平均外



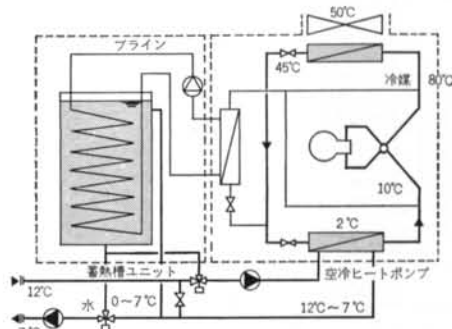
図—8 製氷モード



図—9 冷房モード (HP のみ)



図—10 冷房モード (槽のみ)



図—11 冷房モード (槽+HP)

気温が19°Cと低かったため、予定の製氷量3,500kg(氷

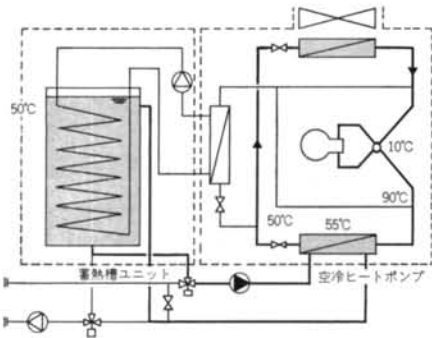


図-12 温水蓄熱モード

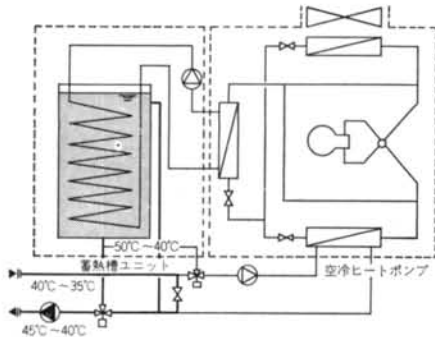


図-13 暖房モード (槽内水直接利用)

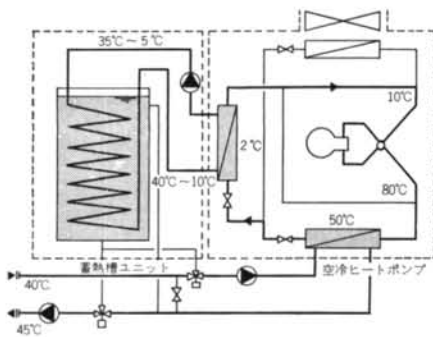


図-14 暖房モード (水熱源 HP)

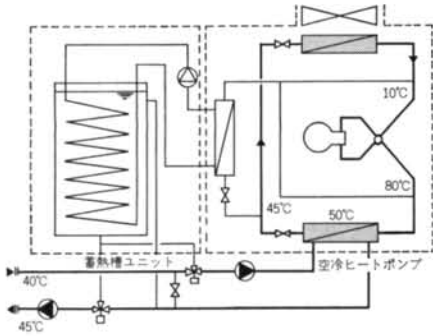


図-15 暖房モード (空気熱源 HP)

| | 時間帯 | 曜日 | 運転モード | 運転内容 |
|-----|-------|--------|--------|--|
| 冷 | 22:00 | 日 木 | 平日製氷運転 | 22:00製氷開始 設定製氷量に達した時点で運転終了。ただし、一たん停止後は再起動不可 |
| | | | 金 | 22:00製氷開始 平日製氷量に達した時点で運転終了。ただし、一たん終了後は再起動不可 |
| | | | 土 | 無製氷 |
| 房 | 8:00 | 月 金 | 平日空調運転 | 予測負荷値を使って現在時刻から空調終了時までに必要な必要残水量(Q_A)を計算する |
| | | | 土 | 半日空調運転 |
| 暖 | 0:00 | 月 土 | 温水蓄熱運転 | 0:00温水蓄熱運転開始 槽温度が設定値に達したら運転終了。ただし、一たん蓄熱停止後は再蓄熱不可 |
| | | | 日 | 無蓄熱 |
| 房 | 8:00 | 日 土 | 空調運転 | 槽温度 $>40^{\circ}\text{C}$ 槽のみ暖房 $40^{\circ}\text{C} > \text{槽温度} > T^{\circ}\text{C}$ 水熱源運転 $T^{\circ}\text{C} > \text{槽温度}$ 空気熱源運転 ただし、 $T=10^{\circ}\text{C}$ 程度、外気温が高いときは水熱源運転を経ない場合もある。 |
| | | | 土 | 空調運転 |
| その他 | | | | 本ユニットを並列に何台かつなげて設置するときは、親機は子機に対する制御も行なう。 |

表-3 氷蓄熱式ヒートポンプユニット制御内容

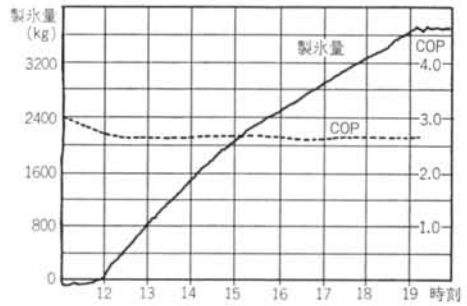


図-16 製氷量の時間的変化と COP

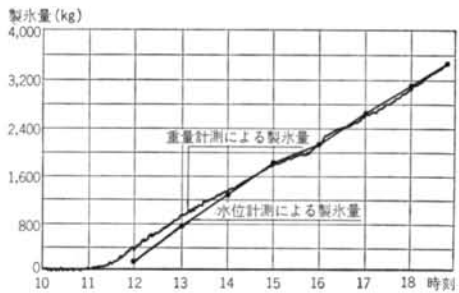


図-17 水位と重量による製氷量の計測

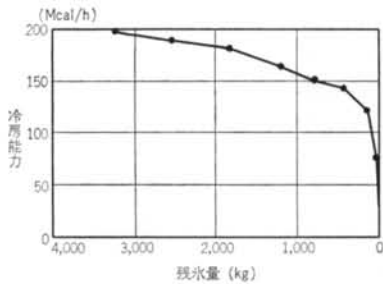


図-18 残水量と冷房能力の関係

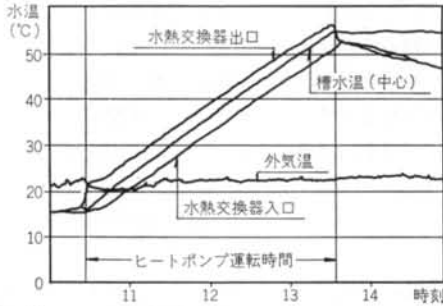


図-19 温水蓄熱時の槽内温度変化

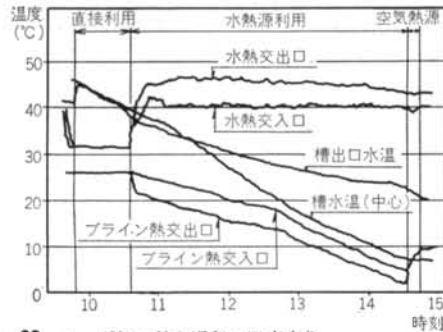


図-20 モード切り替え過程の温度変化

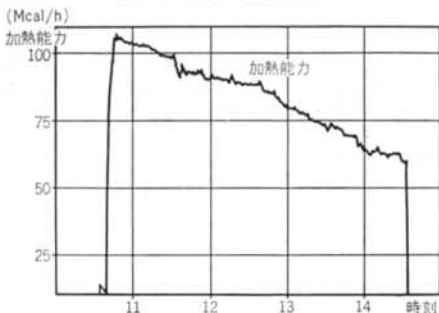


図-21 水熱源利用時の加熱能力変化

充填率50%)は着氷開始から7時間、水温6℃から8時間で達成した。氷充填率50%とは、同じ蓄熱量の水蓄熱と比較して約1/9の槽容積となったことを意味している。このときの成績係数(対圧縮機 COP)は2.6程度であり、目標値を達成している。

図-17に、重量と水位計測による製氷量の増加状況を

示す。本ユニットでは残存氷量のスキニングは制御上重要で、その方法は安価で確実にしなければならない。本ユニットの製氷コイルは氷量把握のためロードセルを介して上部から吊られており、浮力の変化から着氷量・残存氷量を検知する。水位(目視計測)と重量の変化による氷量把握はほぼ一致し、重量による製氷量把握が精度良く行なえることを確認した。

図-18は入口水温14℃、水量300ℓ/minで一定に氷を融かしたときの冷熱取り出し能力を示す。残存氷量の減少に伴い出力が大きく減少すると制御上問題となるが、残存氷量500kgまでは150Mcal/h(約50USRT相当)の出力があり、実用時にも十分な冷熱出力が得られることが確認できた。

図-19に、温水蓄熱時の温度変化を示す。15℃から50℃まで昇温するのに約3時間である。槽内水温は直線的に上昇しており、この温度範囲では一定の加熱能力があることが分かった。

図-20に、カスケード暖房運転時のモード切り替え状況を示す。槽内水温が約40℃で水熱源に、約7℃で空気熱源に切り替わっており、当初設計したカスケード暖房方式の自動運転がスムーズに行なえることを確認した。

図-21には、図-20に示した水熱源運転時の暖房能力を示す。初期段階(水温40℃)では約110kcal/h、終了時(水温7℃)には約65kcal/hの出力がある。初期段階は、空気熱源運転時の能力60.5Mcal/hと比較して、約1.8倍の出力が得られている。本ユニットの蓄熱槽では槽内水の直接利用と合わせる約40℃差の熱量を利用できるため、同じ熱量を蓄える利用温度差5℃の水蓄熱と比べて約1/8の槽容積となったことを意味している。このため、夏・冬ともにバランスのとれた槽の小型化が達成されたことになる。

§ 7. まとめ

本機は、単に氷のできる熱源ユニットではない。中小ビルの屋上にも設置可能とするため蓄熱槽の大きさを可能な限り小型化するとともに、従来暖房に弱いと考えられていた氷蓄熱を温水のカスケード利用という画期的な方法によって解決を図った。さらには、小型のパソコンを制御に利用し最適運転の自動化も可能とした。

氷蓄熱ユニットの開発検討によって、以下のことが分かった。

(1)冷房期には、午後のピーク時に追いかけ運転を行ない、槽からの冷熱と合わせた運転が望ましい。そのため

予測負荷制御が必要である。

(2)暖房期には立ち上がり時の負荷が大きいため、温水のカスケード利用による運転を行なえば、小さな圧縮機容量でも十分な温熱出力を得ることができる。

また、基礎実験と製氷シミュレーションによって以下のことが分かった。

(3)曲管コイル外側熱伝達率は、製氷時の熱移動にほとんど影響しない。

(4)曲管コイル内側熱伝達率は実験条件の範囲では 250～600 kcal/mh℃ であった。

(5)本実験条件の範囲では、コイル単位長さ当たりの製氷量は 0.34～0.65 kg/mh であった。

(6)森・中山の式に修正を加えて求めた曲管内側熱伝達率を使い、製氷状況をシミュレートするプログラムは計算値と実験値がほぼ一致し、十分実用に利用できる。

さらに、試作機の性能試験によって以下のことが分かった。

(7)深夜電力10時間内に目標の50%製氷を達成できた。

(8)製氷量は、重量センサーによって精度よく把握できた。

(9)解氷時、残水量500kgまでは150 Mcal/hの出力があり、実用時に十分な能力があった。

(10)温水蓄熱は経時的な能力の低下が少なく、約3時間で15～50℃までの蓄熱運転が可能であった。

(11)水熱源運転初期には、設計空気熱源能力の約1.8倍に当たる暖房能力が得られた。

(12)温水のカスケード利用運転を自動で確実にこなすことができた。

以上のことから、本ユニットは中小オフィスビルの負荷に適応した氷蓄熱式ヒートポンプユニットとして設計され、当初の設計性能を十分満たしたものであることが確認された。現在、本ユニットを実際の建物に設置して実証試験を行なっている。次報では、年間を通してのエネルギー消費量、制御性、経済性等の調査結果を報告する予定である。

謝辞 本ユニットの商品化は、韓東洋製作所および住友軽金属工業㈱の多大なる協力があって達成されたものである。また、実験に際して技術研究所小林主席研究員、土屋氏、設計本部掛谷氏、技術本部横井氏、設備部横手氏らの協力を得た。記して感謝の意を表します。

<参考文献>

- 1) 川島, 小林, 他: “FROZEN PROJECT 氷蓄熱システム実験報告書” 清水建設技術研究所研究報告書 LR-83-4830 (1983年)
- 2) 川島, 他: “FROZEN PROJECT 氷蓄熱システム 実験報告書 (フィン有・無コイル4枚実験, フィン付きコイル6枚実験)” 清水建設技術研究所研究報告書 LR-83-4976 (1983年)
- 3) 川島, 掛谷, 横井: “FROZEN PROJECT 氷蓄熱設計マニュアル” 清水建設技術研究所研究報告書 LR-83-5039(1983年)
- 4) 川島, 掛谷, 横井: “FROZEN PROJECT 終了報告書” 清水建設技術研究所研究報告書 LR-83-5039(1983年)
- 5) 川島, 長南: “氷蓄熱実験 新型コイル・円管コイル比較実験” 清水建設技術研究所研究報告書 LR-84-5325(1984年)
- 6) 川島: “FROZ02 万博電力館の氷蓄熱 制御システムの内容と実証結果” 清水建設技術研究所研究報告書 LR-85-5944 (1985年)
- 7) 川島: “FROZ03 実験報告書 カットモデルによる実験” 清水建設技術研究所研究報告書 LR-85-5949(1985年)
- 8) 川島: “温熱蓄熱組込型氷蓄熱ユニット 開発中間報告書” 清水建設技術研究所研究報告書 AA 860073(1986年)
- 9) 川島: “FROZ 03 1号機性能テスト結果報告書” 清水建設技術研究所研究報告書 AA 860078(1986年)
- 10) 川島: “米国氷蓄熱調査報告書” 清水建設技術研究所研究報告書 AA 860263(1986年)
- 11) “米国の氷蓄熱事情 米国氷蓄熱技術視察団報告書” 非売品 (1987年2月)
- 12) 掛谷, 川島, 他: “氷蓄熱システムの基礎的実験とシミュレーション” 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集 (1983年10月)
- 13) 五十嵐, 川島, 他: “科学万博電力館—予測負荷制御による冷房システム— ヒートポンプによる冷暖房 No.24(1985年)
- 14) 井出, 今別府, 川島: “電力館の設備” 空気調和・衛生工学 第60巻, 第4号 (1986年4月)
- 15) Minoru Kawashima: “Development of Ice Storage Heat Pump Unit—Simulation Study of Ice Making Process—” 昭和61年度清水建設技術研究所内発表会梗概集 (1986年)
- 16) 竹林, 川島, 他: “氷蓄熱式ヒートポンプユニットの開発 その1: 開発目的と試作機の概要及び試験結果” 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集 (1986年10月)

- 17) 川島, 竹林, 他: “氷蓄熱式ヒートポンプユニットの開発 その2: 製氷過程の基礎実験と試験機での検証” 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集 (1986年10月)
- 18) 川島, 竹林, 他: “氷蓄熱式ヒートポンプユニットの開発 その1: 冬季実証運転時の実績” 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集 (1986年8月)
- 19) 竹林, 川島: “中小ビル用氷蓄熱システムに関する研究 その1: 製氷コイルの基礎実験” 日本建築学会大会学術講演梗概集 (1986年8月)
- 20) 川島, 竹林: “中小ビル用氷蓄熱システムに関する研究 その2: 暖房期の運転実績” 日本建築学会大会学術講演梗概集 (1987年10月)
- 21) 川島: “氷蓄熱式ヒートポンプユニットの開発と検証” 86新テクノロジーシンポジウムテキスト, Part 4 (1986年)
- 22) 日本機械学会編: “伝熱工学資料 (改訂第4版)” p.54
- 23) 五十嵐, 渡邊, 郷: “京橋丸喜ビルの空調設備” IBEC No. 41 (1987年)
- 24) 五十嵐: “氷蓄熱ユニット「ストレージマスター」” 氷蓄熱技術講習会テキスト (1987年)
- 25) 五十嵐: “氷蓄熱冷暖房ユニット「ストレージマスター」の開発” 建築保全 第46号 (1987年)
- 26) 五十嵐: “氷蓄熱ユニット「ストレージマスター」の実績と設計上の留意点” 第4回氷蓄熱空調システムセミナーテキスト (1987年10月)

