蓄熱自然循環冷却方式に関する研究*

銚谷克己^{*1}, 佐原良夫^{*2}, 本田博司^{*3}Performance Characteristics of a Natural Circulation
Cooling/Latent Heat Storage System

Katsumi SAKITANI, Yoshio SAHARA, and Hiroshi HONDA

An experimental study has been made of the performance characteristics of a natural circulation cooling/latent heat storage system. The system, which consisted of an outdoor condenser, an indoor evaporator and an indoor latent heat storage unit connected by a pipeline, was designed to cool a shelter in which electronic equipment was installed, without using a power source. Lauric acid and refrigerant R-22 were used as the latent heat storage medium and the heat transport medium, respectively. Natural convection heat transfer performance of the outside surfaces of the condenser and the evaporator (cross fin coils) and the transient behavior of the system during the melting and solidification periods of the latent heat storage medium were tested. It was shown that the system can maintain room temperature within the shelter below 50°C even when the shelter was located in an inland area near the equator.

Key Words: Thermal Engineering Equipment, Phase Change, Cooling System, Electronic Equipment, Heat Exchanger, Natural Circulation, Latent Heat Storage

1. 緒 言

最近電子デバイスを利用した機器の発展は著しい。しかし、一般に利用されている半導体素子は、温度に弱く、これらの素子の機能を十分発揮させるには、その温度を一定温度(100°C)以下に維持することが要求される。従来、これら機器をマイクロウェーブなどの通信機器として利用する場合には、蒸気圧縮式の冷凍機を用いて、設置シェルタ内の空気を冷却し、素子温度を維持する方式が採用されている。例えば、シェルタの大きさが10 m³程度で、電子機器の発熱量が数百Wの場合、数kWの冷凍機が設置される。これは、電子機器が、水分、ごみおよび腐食性のガスを嫌うために、外気による直接冷却が困難なことによる。このことは、通信機器の信頼性が電源および冷凍機の信頼性に依存することになり、システムの信頼性を損なう原因になっている。また、冷凍機の使用により、機器本体の電力消費量に比べて多量の電力が必要になる欠点がある。

ある。そこで本研究では、1日を通じての最高気温と最低気温との差が大きい地域に使用可能な冷却装置の開発を行った。その特徴は、気液相変化をなす凝縮ガス(以後冷媒と略す)を密封した二つの熱交換器からなる自然循環式冷却装置に、蓄熱器を結合することにより、冷却対象を無動力で昼間、夜間ともに有効に冷却できる点にある^{(1)~(3)}。

2. 冷却装置の構成と作動

2-1 構成 図1のように、断熱シェルタ内に電子機器が設置され、そのシェルタ上部に冷却装置が設置されている。冷却装置の構成は、シェルタ外に外気で冷却される自然対流形クロスフィン室外側熱交換器

図1 装置構成

* 昭和62年7月14日 東海支部三重地方講演会において講演、原稿受付 昭和61年9月24日。

^{*1} 正員、ダイキン工業(株)機械技術研究所 (〒590 堺市金岡町岡町1304)。

^{*2} 正員、ダイキン工業(株)淀川製作所 (〒564 摂津市大字一津屋700-1)。

^{*3} 正員、岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1)。

(凝縮器)が、シェルタ内に、内部空気を冷却する自然対流形クロスフィン室内側熱交換器(蒸発器)がそれぞれ傾斜設置され、配管で接続されている。その内部には、冷媒が封入されており、蒸発と凝縮により自然循環を行う。さらに本システムの特徴をなす蓄熱器が両熱交換器の中間位置に水平配置されている。蓄熱器は図2に示すようにフィン付二重管構造になっており、内管と外管の間の環状部に固液相変化をなす蓄熱材が封入されている。内管はヘッドと接続されることにより同じく自然循環回路を形成している。冷媒の封入量は液面が蓄熱器内管のほぼ中間にくるように設定する。

2.2 作動 夜間の低温時には、冷媒蒸気は、室外側熱交換器で外気により冷却され液化する。冷媒液は、配管の内壁を伝わって流下し、ヘッドを経て室内側熱交換器へ、また一部は液管を経て蓄熱器の内管へ流入するが室内側熱交換器内の冷媒液は室内の高温空気と熱交換して蒸発し、室内空気を冷却する。なお室外側および室内側の熱交換器と、空気との間の熱交換は主として自然対流によって行われる。一方、蓄熱器の内管内の冷媒液は、環状部に封入された蓄熱材と熱交換して蒸発し、蓄熱材を冷却して凝固させる。

室内側熱交換器および蓄熱器で発生した冷媒蒸気は、ヘッドに集まり、配管内の中央部を通して室外側熱交換器に流入する。このとき配管内には上昇する冷媒蒸気と下降する冷媒液の対向流が生じるが、熱負荷が小さく、冷媒蒸気の上昇流速が遅いため、液は管壁に沿って、蒸気は中心部を円滑に流れる。

このように冷媒が気・液相変化を伴う自然循環を行う間に室内空気は冷却され、蓄熱材に蓄冷される。

一方、昼間の高温時には冷媒蒸気の飽和温度より外気温度が高いため、室外側熱交換器内で凝縮が行われない。したがって室内側熱交換器で発生した冷媒蒸気は配管内を上昇することなく、ヘッドより蒸気管を経て蓄熱器の内管内に流入し、ここで蓄熱された蓄熱材と熱交換して凝縮する。冷媒液は液管を経て再び室内側熱交換器に流入する。この冷媒循環を行う間に、室内空気は蓄熱材の保有する冷熱により冷却される。

前述のように、蓄熱器は夜間は蒸発器として、また

昼間は凝縮器として作動させる必要があるが、蓄熱器は水平に配置され、冷媒液の封入を内管の中間レベルまでとしているため、液または蒸気の内管への流入および内管からの流出は昼夜ともに円滑に行われる。

3. 実験装置および実験方法

実験装置を作製するに当たり、本装置の使用条件として下記を設定した。

(1) 電子機器の発熱量 Q_i : 150 W

(2) 設置環境 赤道近くの内陸で外気温度 t_o は、

7~9時: 40°C, 10~11時: 45°C

12~17時: 50°C, 18~19時: 45°C

20~22時: 40°C, 23~6時: 35°C

(3) シェルタ内空気温度 t_i : 50°C 以下

実験に先立ち上記設定条件下での装置の負荷を算出して、実験のための負荷条件を決めた。算出の手順は、文献(4)を参考にして以下のとおりである。

(1) 相当外気温度 t_e を時間方位ごとに算出

$$t_e = \frac{\alpha}{\alpha_0} I + t_o \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 α は吸収率=0.4, α_0 は表面熱伝達率=23 W/(m²·K), I は全日射量である。

(2) 相当室内外温度差 Δt_e の算出

$$\Delta t_e = (t_{em} - t_i) + f(t'_e - t_{em}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 t_{em} は1日平均の相当外気温度、 f は振幅減少率、 t'_e はタイムラグ前の相当外気温度である。なお厚さ150 mmの保温板(後述)に対し文献(4)より、タイムラグ $\tau=5.0$ h, 振幅減少率 $f_{an}=0.64$ (天井面および北面)、 $f_e=0.49$ (東面)、 $f_s=0.61$ (南面)、 $f_w=0.55$ (西面)である。全日射量 I は、北緯27°、視赤緯20°で計算した値を使用した。

(3) 侵入熱 Q_0 の算出

$$Q_0 = \sum_n k_i \cdot A_n \cdot \Delta t_{en} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここに k_i は熱通過率=0.350 W/(m²·K), 添字 n はシェルタの各面を表す。

(4) 負荷 Q_e の算出

$$Q_e = Q_0 + Q_i \quad \dots\dots\dots (4)$$

上述の計算による負荷 Q_0 の時間変化をシェルタ内空気温度 t_i をパラメータとして表1に表している。

実験装置は、図3に示すように室内・外の熱交換器および蓄熱器よりなる冷却系で、運転休止状態において、蓄熱器にとりつけた液面計の視野の中央に液面が来るように冷媒 R-22 が封入されている。潜熱蓄熱材には、シェルタ内空気温度と外気の中間温度付近に融点をもつラウリン酸を選定した。主な物性値を表2に

図2 蓄熱器構成

示す。室内外の熱交換器は、銅管-アルミニウム板のクロスフィンコイルを使用した。管径は、15.9 mm、フィンの高さ 120 mm、ピッチ 8 mm、厚さ 0.2 mm、管配列は一行、また室内側および室外側熱交換器についてそれぞれ前面面積は、0.86 m²、1.36 m²、伝熱面積は、24.5 m²、38.7 m²、管数は、24 本、32 本である。蓄熱器はフィン付二重管で、環状部にラウリン酸が封入される。外管径は、127 mm、長さ 1010 mm、フィン付内管径は 49 mm、フィンは高さ 32 mm、ピッチ 9.5 mm、厚さ 1 mm、である。この蓄熱器を 5 本並列に設置した。なおラウリン酸の総封入量は 38 kg である。室内外の連絡配管は、外径 15.9 mm の銅管を 1 本または 2 本使用した。シェルタについては、外寸で幅 2.3 m、奥行 2.3 m、高さ 2.7 m の直方体である。壁材は、硬質ウレタンフォーム厚さ 150 mm を 2 枚の鋼板厚さ 1 mm でサンドイッチ構造にし、外表面は白色塩ビラミネートコートされている。室外側熱交換器の周囲は、テストチャンバで囲われており、その内部に空気温度調節のための電気ヒータが設置されている。シェルタ内への熱負荷を模擬するために、内壁には 8 個の

白熱電球が取付けられており、安定化電源、ワットメータを通じて電力が供給される。

シェルタ内・外および冷媒回路、テストチャンバー内の計 13 箇所について、空気温度、冷媒配管温度、蓄熱器表面温度を外径 0.65 mm の銅・コンスタンタン熱電対により、計測し、打点記録計で観察した。また必要に応じてデジタル温度計により各部の温度を讀取った。図 3 中の・印および番号は温度測定点を示す。

冷媒の圧力は配管系に取付けたブルドン管式精密圧力計 (0.5 級 2.5~0 MPa) により測定した。系内圧力と対応する箇所の冷媒配管温度の関係は常に R-22 に対する飽和圧力対温度の関係を $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 以内で満足しており、ここで測定した冷媒配管温度はほぼ冷媒そのものの温度を示していることが確認された。

これらの各部の温度の測定値より、次式によって定義される代表温度を求め、実験値の整理に使用した。

(1) シェルタ内平均空気温度 t_i :

番号 1, 2, 3, 4 の平均

(2) テストチャンバ内平均空気温度 t_o :

番号 7, 8, 9 の平均

(3) シェルタ周囲外平均温度 t_a :

番号 10, 11, 12, 13 の平均

(4) 冷媒温度 t_r : 圧力に対応する飽和温度

(5) 蓄熱器表面温度 t_s : 番号 6

実際の装置の負荷計算においては、シェルタ周囲 6 面は同一の外気温度であり、また、東西南北の各面にそれぞれ各時刻に対応した太陽の日射による熱負荷が加わるものとして、設置場所での測定データに基づいて計算を進めたが、今回の試験装置では、このような

表 1 負荷 Q_e の計算結果

Time hr	t_o $^{\circ}\text{C}$	t_i $^{\circ}\text{C}$					W
		35	40	45	50	55	
1	35	231.6	178.3	125.6	72.6	19.5	
2	35	231.6	178.3	125.6	72.6	19.5	
3	35	231.6	178.3	125.6	72.6	19.5	
4	35	200.3	147.3	94.3	41.3	-11.7	
5	35	200.3	147.3	94.3	41.3	-11.7	
6	35	200.3	147.3	94.3	41.3	-11.7	
7	40	200.3	147.3	94.3	41.3	-11.7	
8	40	200.3	147.3	94.3	41.3	-11.7	
9	40	200.3	147.3	94.3	41.3	-11.7	
10	45	200.3	147.3	94.3	41.3	-11.7	
11	45	252.0	199.0	145.9	92.9	39.9	
12	50	296.4	243.4	190.3	137.3	84.3	
13	50	291.7	238.7	185.7	132.7	79.7	
14	50	280.7	227.7	174.7	121.6	68.6	
15	50	307.1	254.1	201.0	148.0	95.0	
16	50	298.5	245.5	192.4	139.4	86.4	
17	50	319.7	266.6	213.6	160.6	107.6	
18	45	334.4	281.4	228.4	175.3	122.3	
19	45	341.6	288.6	235.6	182.6	129.5	
20	40	347.4	294.4	241.4	188.4	135.3	
21	40	354.8	301.7	248.7	196.7	142.7	
22	40	352.8	299.8	246.7	193.7	140.7	
23	35	312.2	259.2	206.2	153.1	100.1	
24	35	263.0	210.0	157.0	104.0	50.9	

表 2 ラウリン酸の主な物性値

Lauric acid		$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{10}\text{COOH}$
Melting point	$^{\circ}\text{C}$	44
Heat of melting	kJ/kg	182.0
Thermal conductivity	W/mK	0.192 (L)
Specific heat	kJ/kgK	2.15 (L) 2.14 (S)
Density	kg/m^3	869 (L) 1010 (S)

L: Liquid S: Solid

図 3 実験装置

周囲条件を作り出すことは困難であったので、次のようにして機器の冷却性能を測定した。

(1) シェルタ周囲の温度については上面、すなわちテストチャンバ内温度についてのみ電気ヒータによって制御し、他の5面は試験室温度とした。

予備実験により、シェルトの断熱性能を求め、計算により、この影響を補正した。

(2) 日射による負荷、内部電子機器の発熱による負荷および(1)での周囲への損失負荷の合計したものを、白熱電球への入力として加え、冷却能力を測定した。

4. 実験結果とその考察

4.1 シェルトの断熱性能 実験に先だち、シェルトの断熱性能(熱通過率)の測定を行った。冷却器に冷媒を入れない状態で、シェルト内の白熱電球に一定の電力 Q_e を供給し、十分に時間がたった後の周囲温度 t_a 、シェルト内温度 t_i を測定し、次式により熱通過率を求めた。

$$K_i = Q_e / \sum A_i (t_i - t_a) \quad (5)$$

2回の測定の平均値として、 $K_i = 0.327 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ が得られたので、以下の実験ではこの値を用いて、シェルト壁面よりの損失熱量を求めた。すなわち、

$$Q_{\text{loss}} = K_i \cdot A_{i1} (t_i - t_a) - K_i \cdot A_{i2} (t_i - t_o) \quad (6)$$

ここに、 A_{i1} は床面および側面の合計内表面積 = 26.4 m^2 、 A_{i2} は、天井面の内表面積 = 4.0 m^2 である。

4.2 自然対流熱交換器の冷却能力 本装置は、

(1) 重力による自然循環

(2) 熱交換器と周囲空気との温度差による自然対流の二つを利用して、シェルト内の熱負荷を外部へ放出

し、冷却するので、基本となる自然循環・自然対流熱交換器の冷却能力を測定した。

実験は、白熱電球に一定の電力 Q_0 を供給し、十分時間がたった後の各部の温度より熱交換器への伝熱量 Q を次式によって求めた。すなわち、

$$Q = Q_0 - Q_{\text{loss}} \quad (7)$$

図4に室内・外熱交換器の測定結果を Q 対 Δt の関係で示す。ここにシステム、室内熱交換器および室外熱交換器の温度差 Δt として $(t_i - t_o)$, $(t_i - t_r)$, $(t_r - t_o)$ をとりそれぞれシェルト内外連絡配管が1本の場合は●, ▲, ◆印、2本の場合は○, △, ◇印で結果を示す。 Q は Δt とともに単調に増加するが、連絡配管が1本の場合のデータは Δt の大きい領域で Q の増加がゆるやかになっている。これは室内・外熱交換器間の冷媒の循環能力に余裕がなくなり、伝熱性能が低下していることを示す。この点については今後の研究が必要である。一方連絡配管が2本の場合のデータには上述の傾向は認められない。

図5には、室内および室外熱交換器について投影面積基準熱流束 q と Δt の関係を示した。◇印で示される室外側熱交換器では、周囲外気の乱れなどの影響を受けて多少ばらつきが大きい。また、○印で示される

図4 自然対流熱交換器の伝熱性能

図5 投影面積基準熱流束と温度差

図6 垂直平行平板間の自然対流伝熱性能

点は、別の室外熱交換器（投影面積 0.83 m^2 、3 列配管、フィンピッチ、フィン高さは本実験と同一）の結果を、比較のために示している。前述の連絡配管が 1 本で Δt の大きい 4 点のデータを除けば実験値は、図 5 に示す実線によくのっていることがわかる。

図 5 の実験データの内上述の 4 点を除くデータを垂直平行板間の自然対流の場合にならって Nu 対 Ra の関係で整理した結果を図 6 に示す。ここに $Nu = \alpha S / \lambda$ 、 $Ra = g \beta \Delta t S^4 / \nu \alpha h$ 、 α は実面積基準熱伝達率、 λ は空気熱伝導率、 S はフィン間隔、 ν は空気動粘性係数、 a は空気温度伝導率、 h はフィン高さである。なお a には熱放射の影響が含まれている。

図 6 中には垂直平行板に関する相原の実験式⁽⁵⁾

$$Nu = 1/24 \times Ra \{1 - \exp(-13.6/Ra^{3/4})\} \dots (8)$$

を太い実線で、また平板間の干渉の強い領域 ($Ra \rightarrow 0$) および単独平板 ($Ra \rightarrow \infty$) の両極限に対する式⁽⁶⁾

$$Nu = Ra/24 \dots (9)$$

$$Nu = 0.566 Ra^{1/4} \dots (10)$$

を細い実線で示している。本実験結果は両極限の中間の遷移領域にあり、 Nu の実験値では一般に式 (8) より高めにある。これは、伝熱面形状の相異と、放射伝熱量の影響と考えられる。

4・3 融解実験 昼間の状況を想定し、蓄熱材の融解過程を以下のように測定した。

(1) ヒータ入力を調節して、現地での昼間の外気温度パターンにあわせて、テストチャンバ内平均温度 t_o をほぼ 50°C に維持する。

(2) 負荷計算による負荷 Q_e に壁面からの熱損失 Q_{loss} の予想値を加えた量 350 W をランプ入力 Q_0 として加える。初期条件としては、 t_r および t_s が、蓄熱材の融点より十分低く、蓄熱材が全部凝固していることを確認した後、負荷を加えた。

図 7 に測定結果を示す。蓄熱器表面温度 t_s の変化の状況から、ほぼ 0.5 h 経過後から 8 h 経過後の間が融

解過程とみなせる。また、融解開始時の過熱度は非常に小さい。この間の各部の時間平均温度を求め、式 (6) によりシェルタ壁面よりの平均損失を求めると

$$Q_{\text{loss}} = 122 \text{ W}$$

となる。したがって、この期間中の蓄熱材融解に用いられた実質負荷 Q は、

$$Q = Q_0 - Q_{\text{loss}} = 228 \text{ W}$$

測定間隔が 30 min ないし 1 h であるため、融解の開始と終了が明確ではないが、図 7 に示すように融解所要時間を 7.5 h とみなすと、融解熱量は

$$7.5 \text{ h} \times 228 \text{ W} = 6.16 \times 10^3 \text{ kJ}$$

となり、蓄熱材の総融解熱量 ($6.84 \times 10^3 \text{ kJ}$) とほぼ一致していることが確かめられる⁽⁷⁾。

上述の実験による Q の値は、表 1 に示す昼間の負荷 $Q_e = 183 \text{ W}$ の 1.25 倍であり、かつ 8 h 以上、 $t_i < 50^\circ\text{C}$ を維持できているので、実際の使用環境においても $t_i \leq 50^\circ\text{C}$ の条件が十分満足されることが確認される。

4・4 凝固実験 夜間における蓄熱材の凝固過程を以下のようにして測定した。

(1) 現地での温度パターンの、夜間に相当するものとして、テストチャンバ内を 35°C 程度に維持するために、テストチャンバ点検用の扉を開放し、内部に冷たい周囲外気が流入できるようにした。

(2) 負荷計算による負荷 Q_e と壁面からの損失 Q_{loss} の予想値の合計 350 W をランプ入力 Q_0 として加えた。初期条件としては、 t_s および t_r が、蓄熱材の

表 3 設定負荷

Time (h)	t_o ($^\circ\text{C}$)	Q_e (W)
10 - 12	45	183
12 - 18	50	183
18 - 20	45	183
20 - 23	40	247
23 - 7	35	259
7 - 10	40	94

図 7 融解実験

図 8 凝固実験

図9 1日のシミュレーション

凝固点より十分高く、蓄熱材が全部融解していることを確認した後、負荷を加えた。

図8に測定結果を示す。 t_s の変化状況からほぼ1h経過後から9h経過後までの8hが凝固過程とみなすことができる。したがって、温度パターンによる夜間の時間(10h)以内に凝固が完了することが確認される。なお、凝固開始時の過冷却現象はみられない。この間の各部の時間平均温度を求め式(6)により Q_{loss} を求めると

$Q_{loss}=130\text{ W}$ となる。したがって

$Q=220\text{ W}$

表1により、負荷 $Q_e \leq 206\text{ W}$ ($t_i=45^\circ\text{C}$)であるので、負荷計算による値とほぼ等しい負荷を加えて、図8より明らかなように、凝固中に $t_i \leq 50^\circ\text{C}$ の条件を満足されることが確認される⁽⁷⁾。

4.5 シミュレーション実験 表1の負荷計算結果をもとにして、表3のように負荷条件を設定し二昼夜にわたるシミュレーション実験を行った結果の一部を図9に示している。本実験により

- (1) シェルタ内温度 t_i が 50°C 以下であること。
- (2) 各ステップごとの冷却作用が円滑に切りかわり、かつ1日の冷却サイクルが成立していること。
- (3) 蓄熱材の凝固・融解が適正に行われていることが確認され、ほぼ満足すべき結果を得た。

5. 結 言

無動力で信頼性あるシステム開発を目的として、本研究を行い、以下の結論を得た。

- (1) 本システムは、十分実用可能な性能を有することが確認された。
- (2) 自然対流式クロスフィンコイルの性能データが得られた。
- (3) 蓄熱材に使用したラウリン酸は、システム内で融解、凝固の相変化を起こすことが明らかになった。

終わりに当たって、本実験に当たってシステム上の助言をいただいたNECマイクロ波衛星通信事業部の関係者の方々、本研究の機会を与えて下さったダイキン工業(株)機械技術研究所の伏見所長、藤原副所長および空調生産本部 森参与に感謝する。

文 献

- (1) 鈴谷・ほか3名, 空調・冷凍講演論文集, (昭53), 61.
- (2) 岡田・ほか2名, 機論, 46-403, B (昭55), 510.
- (3) 森・鈴谷, 日本特公昭, 61-3148, 米国特許, 4, 285, 027.
- (4) 井上, 空気調和ハンドブック, (昭48), 85, 丸善.
- (5) 相原, 機論, 29-201, (昭38), 903.
- (6) 甲藤, 伝熱概論, (昭39), 17, 養賢堂.
- (7) 斎藤・ほか4名, 冷凍論, 3-1 (昭61), 43, 51.