

参 考 文 献

(1) Whitehurst : ASHRAE J., May 1962, p. 58
 (2) 勝田ら : 冷凍, Vol.52, No.593, p.1 (1977)
 (3) 田島ら : 冷凍, Vol.48, No.547, p.1 (1973)
 (4) 中村 : 日本機械学会論文集, Vol.39, No.324, p.2522 (1973)
 (5) Goodman et al. : Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.17, p.477 (1974)
 (6) 林ら : 日本機械学会論文集, Vol.42, No.355, p.885 (1976)
 (7) Hayashi et al. : Trans. of ASME, Series C, 99-2 (1977)
 (8) Biguria et al. : Ind. Eng. Chem. Fundamental, Vol.9, p.129 (1970)
 (9) Squire : 例えば, 甲藤著, 伝熱概論(第一版) p.88
 (10) 林ら : 日本機械学会論文集, Vol.42, No.355, p.893 (1976)

I.I.R. 刊行物の紹介

かねて出版を予告しておりました本書はこのたび刊行の運びとなりました。

New International Dictionary of Refrigeration

定価 23,000円

(7カ国語冷凍用語辞典)

上記辞典は、今迄の6カ国語(英語, フランス語, ロシア語, ドイツ語, スペイン語, イタリア語)冷凍用語辞典の改訂版です。収録語数は2,400語で、今回の辞典には新しくノールウェイ語が加わり7カ国語になっています。

この辞典の特長は、それぞれの用語が7カ国語で出ているほか、この中の英語とフランス語の2カ国語には用語の解説が加えられています。

上製本(21×27cm), 550ページからなるこの辞書は、二つの部分に別れています。第一部には、用語が項目別に並べられ、用語解説(英語及びフランス語)がなされています。第二部では、第一部であげられた用語がアルファベット順に並べられ、INDEX(索引)となっています。

本書には、下記分野における用語がおさめられています。

thermophysics (熱物理学), humidity (湿度), fluid flow (液体流動), thermodynamics (熱力学), heat transport (熱伝導), production of cold (寒冷の生成), refrigerating compressors (冷凍コンプレッサー), heat exchangers (熱交換器), coolants (冷媒), valves (バルブ), insulation (防熱), control and safety devices (制御と安全装置), construction and operation of refrigerating installations (冷凍装置の設置と運転), cold rooms and cold stores (冷蔵庫と冷蔵庫), refrigerated transport (低温輸送), chilling and freezing methods and equipments (チリングと凍結の方法と装置), food and food industries (食品と食品工業), freeze drying (凍結乾燥), cryobiology (低温生物学), cryomedicine (低温医療), air conditioning (空調), cryology (低温学), water ice and various industrial application of refrigeration (水および冷凍の各種産業への応用)

申し込み先: 社団法人 日本冷凍協会 (I.I.R. 係) 〒160

東京都新宿区三栄町8三栄ビル TEL: (03) 359-5231

研究論文

ヒートポンプ式ルームエアコンにおける着霜現象について

第2報 逆サイクル除霜方式における最適除霜条件

On the Refrigeration Cycle Property of Heat-Pump Air Conditioners Operating with Frost Formation

Part 2 The Optimum Defrost Conditions of Refrigeration Cycle Operating by the Reverse Cycle Defrosting Method.

安 立 正 明*
 Masaaki Adachi
 井 上 修 一*
 Shūichi Inoue
 猪 田 憲 一*
 Ken-ichi Inoda

Abstract

The purposes of this investigation are, first, the analysis of the refrigeration cycle property of heat-pump air conditioners operating with frost formation and, second, the establishment of an efficient system of heating-defrosting operation.

In previous papers, we clarified the effect of open air conditions on refrigeration cycle operating with heating and defrosting by reverse cycle method.

In this paper, we deal with the property of refrigeration cycle operating with reverse cycle defrosting method and the optimum defrost conditions and defrost control method.

The conclusions may be summarized as follows:

- (1) Frost melting time T_A until all frost turns into water is only a function of frost weight G_f which was accumulated at out door heat exchanger during the heating operation. T_A/G_f is constant when G_f is a little and increases with G_f when G_f is much.
- (2) The time T_B when melting water is removed from out door heat exchanger is wasteful. Therefore defrosting operation time T_D is T_A .
- (3) The time when much liquid refrigerant return to accumulator is not during the exchange of operation (*i. e.* heating \rightleftharpoons defrosting), but just after T_A .
- (4) There are two methods which detect the constant G_f just before the defrosting operation in all open air conditions. One is the temperature difference of outdoor heat [exchanger] between just before the defrosting operation and just after the heating operation.

Another is the temperature difference between open air t_{aE1} and out door heat exchanger t_E . The property of temperature difference (*i. e.* line A in Fig. 20) is parallel to the line that the rate of frost weight ΔG_f is constant in the frost formation regions.

*松下住設機器株式会社住設機器研究所
原稿受付 昭和52年6月11日

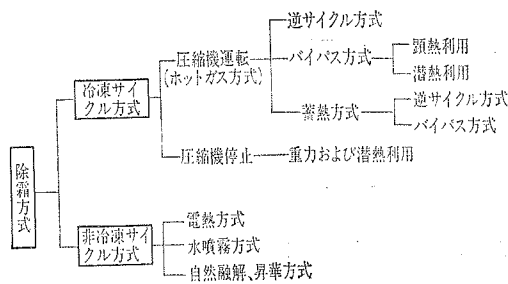


図1 各種除霜方法

1 緒 言

空気熱源ヒートポンプ式ルームエアコン（以後単にヒートポンプと記す）では、暖房運転において外気温が低下すると、蒸発器として機能している室外熱交換器の伝熱面に着霜現象が生じ、運転時間と共に霜層が形成される。しかも、この霜層は断熱作用があり、さらに空気通過面積を減少させるために、蒸発器の熱交換量が減少し、冷凍サイクルとしては暖房能力も低下するので、除霜が必要である。

このようなことから、ヒートポンプでは除霜運転に

よるコールドドラフトといった空調機としての機能低下および暖房—除霜—暖房……の運転形態による圧縮機の耐久性低下の問題が生じている。

従来この方面の研究は、熱交換器単体の着霜現象に関するものがほとんどで、着霜しにくい熱交換器仕様¹⁾²⁾³⁾、フィン付管の除霜特性⁴⁾については、かなり明確にされている。また、図1に示す除霜方式についても冷蔵庫におけるホットガスバイパス方式の除霜効率⁵⁾、ヒートポンプにおける蓄熱バイパス方式の特性⁶⁾については把握されている。

本研究は、ヒートポンプにおける着霜現象を冷凍サイクル的に把握し、効率的な暖房—除霜—暖房システムを確立することを目的としている。

既報⁷⁾⁸⁾では、暖房運転および逆サイクル除霜方式による除霜運転において、外気条件が冷凍サイクルに及ぼす影響を明らかにした。

本報では、これらの結果を基に逆サイクル除霜方式の特性を把握し、最適除霜条件（すなわち、除霜運転開始点および所要除霜運転時間）および除霜運転制御方法について得た結果を報告する。

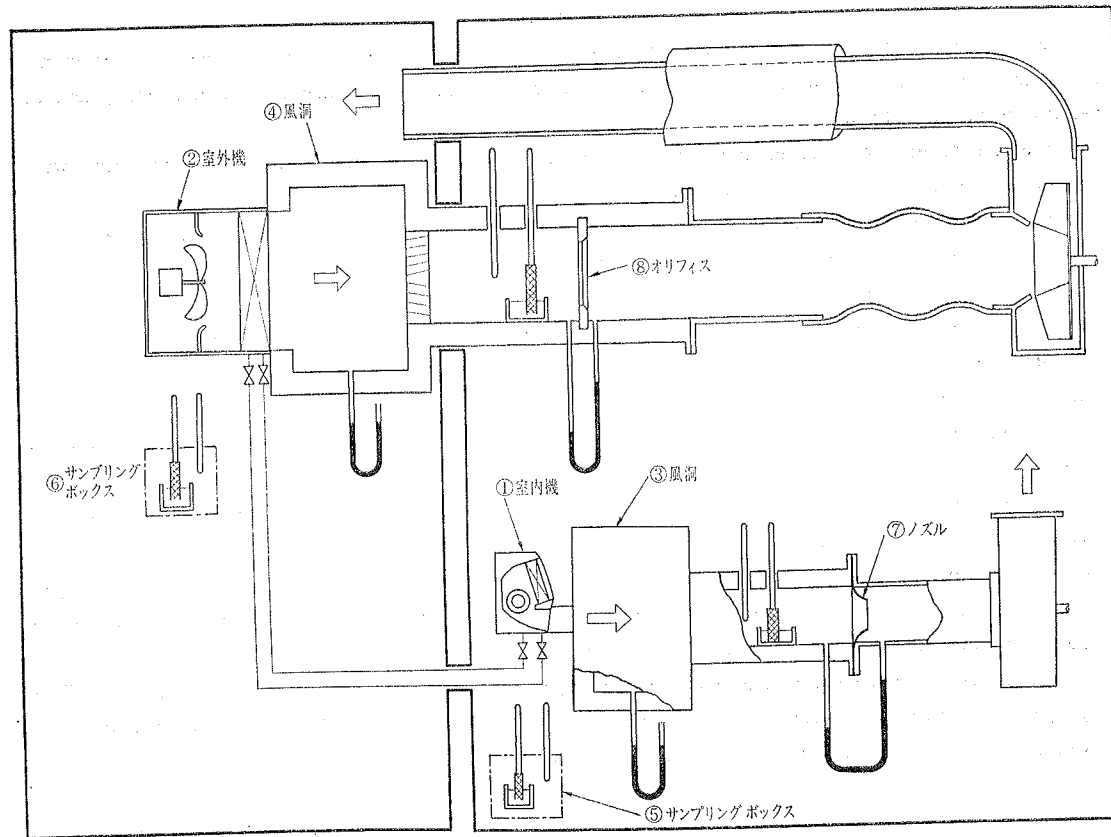


図2 実験装置

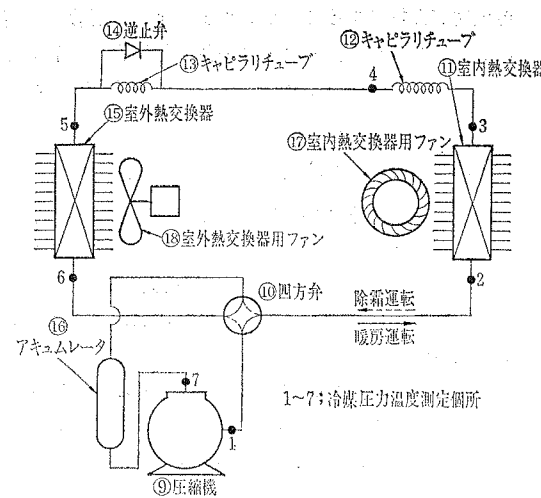


図3 供試冷凍サイクル

2. 実験装置および実験方法

実験装置の概略は、図2に示すように既報と同様、供試ヒートポンプの室内・外機①、②を周囲空気条件を調節できるサイクロメトリック室に設置した。

次に、供試ヒートポンプの冷凍サイクルを図3に示す。既報と同様、室内・外熱交換器⑪、⑫は通常のフィン付熱交換器、圧縮機⑨出力は900W、冷媒はR22である。また、暖房—除霜—暖房運転における冷媒の流動状態を観察するために、アキュムレータ⑩全体および冷媒配管2、3、4における管長10cmを可視化した。

実験方法は既報と同様、まず、実験を開始する前に室外熱交換器⑫の伝熱面を乾燥状態にする。また、室内・外熱交換器⑪、⑫の空気流出側にそれぞれ風洞③、④を接続して適当に送風し、熱交換器の空気流入の乾・湿球温度が一致するようにそれぞれサンプリングボックス⑤、⑥の位置を定める。

実験開始後は、ヒートポンプの実際の運転状態と同一にするために、チャンパ内静圧と大気圧が等しくなるように送風機で吸引し、ノズル⑦およびオリフィス⑧で室内・外熱交換器通過風量を測定する。特に、室外熱交換器通過風量は着霜過程に伴って変化するので差圧0自動調節装置を用いて送風機回転数を正確に制御する⁹⁾。

着霜量 G_f は一定時間ごとに室外熱交換器の通過風量および空気流入部の乾・湿球温度を測定し、湿球温度の風速補正⁹⁾、大気圧補正¹⁰⁾を行って次式より求める。

$$G_f = \int_0^{T_H} G_{aE} (x_{aE1} - x_{aE2}) dT_H$$

ここで、

$$G_{aE} = \frac{\gamma_{aE2} V_{aE}}{1 + x_{aE2}}$$

$$x_{aE} = \frac{r' x_s - 0.24 (t_{aE} - t'_{aE})}{r' + 0.441 (t_{aE} - t'_{aE})}$$

$$\gamma_{aE2} = \frac{100(1 + x_{aE2})}{0.455(0.622 + x_{aE2}) + (273.15 + t_{aE2})}$$

暖房運転を一定時間行ったのちに四方弁⑩を切り換え、室内・外熱交換器用ファン⑬、⑭を停止し、逆サイクル方式による除霜運転を開始する。同時に霜層が融解する状態を目視観察する。

そして、霜層の融解が終了したのちも除霜運転をしばらく続けてから、四方弁⑩を切り換え、暖房運転を再開する。

アキュムレータ⑩および冷媒配管2、3、4における冷媒の流動状態は、暖房—除霜—暖房運転にわたって目視観察し、冷媒配管各部の圧力、温度も自動記録する。

主な計測器を以下に示す。

風量……ベッツ形マノメータ

(最小目盛0.1mmAq)

乾・湿球温度……棒状水銀温度計(最小目盛0.1°C, 0.5°Cごとに校正)

冷媒圧力……力平衡方式圧力記録計(リプロデュシビリティ0.15%; 0.5kg/cm²ごとに校正)

冷媒温度……自動平衡方式熱電温度記録計(JIS C 1607, 0.5級, 0.5°Cごとに校正)

3. 除霜運転時間 T_D の構成要素

除霜運転の開始から終了までの時間 T_D は、図4に示すように二つの異なる物理的内容をもつ部分から構成されている。すなわち、室外熱交換器温度(この場合、凝縮温度) t_E が一定値を保つ部分 T_A と上昇していく部分 T_B である。

T_A は霜層を融解し、0°Cの水にするために必要な時間であり、暖房運転中に室外熱交換器の伝熱面に付着した着霜量 G_f 、したがって、除霜運転前の暖房運転時間 T_{H1} に影響されると考えられる。 T_B は0°Cの融解水を室外熱交換器の伝熱面から除去するために必要な時間であり、除霜運転後の暖房運転時間 T_{H2} に影響を及ぼすと考えられる。

そこで、霜層融解時間 T_A と融解水除去時間 T_B

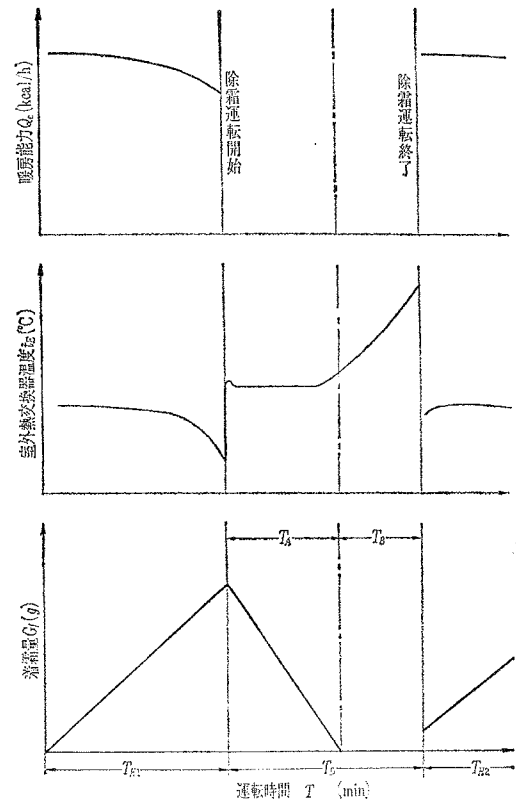


図4 除霜運転時間 T_D の構成要素

のそれぞれについて基本特性を把握していくことにする。

4. 霜層融解時間 T_A の特性

4.1 実験条件

実験条件を表1に示す。逆サイクル方式による除霜運転においては、霜層融解時間 T_A は外気条件（すなわち、外気温度および室外熱交換器に吹きつける風速）に影響されないことが明らかになっているので⁸⁾、周囲空気は JIS 除霜条件に設定する。暖房運転時の室内、外熱交換器通過風量は3種類設定する。

一例として、実験 No.1 における着霜特性を暖房運転時間 T_{H1} をパラメータとして図5に示す。実験の

表1 実験条件

実験 No.	室内側条件		室外側条件	
	周囲空気状態 (t_{ac1}, t'_{ac1}) (°C)	暖房運転時の熱交換器通過風量 V_{ac} (m ³ /min)	周囲空気状態 (t_{ae1}, t'_{ae1}) (°C)	暖房運転時の熱交換器通過風量 (乾き伝熱面) V_{e0} (m ³ /min)
1	(21.0, 15.5)	8.0	(1.5, 0.5)	20
2	(21.0, 15.5)	5.5	(1.5, 0.5)	20
3	(21.0, 15.5)	8.0	(1.5, 0.5)	15

再現性が良好であることがわかる。また、既報⁷⁾で明らかにしたように、室外熱交換器の伝熱面に付着する着霜量 G_f は暖房運転時間 T_{H1} と共に直線的に増加することがわかる。

4.2 霜層融解時間 T_A

暖房運転中に室外熱交換器の伝熱面に付着した着霜量 G_f の霜層が氷と水の共存状態を経て、すべて水になるまでの霜層融解時間 T_A を目視観察により計測した。その結果を図6に示す。図中には理論判断に基づく実験結果も示している。

理論判断：霜層が融解し、氷と水の共存状態を保っている間は、霜層温度 $t_f = 0^\circ\text{C}$ である。一方、室外熱交換器温度 t_E と伝熱面温度 t_{fE} の間には、 $t_E - t_{fE} = 1.8^\circ\text{C}$ の関係がある⁹⁾。そこで、 $t_f = t_{fE}$ とすれば、 $t_E = 1.8^\circ\text{C}$ となる。したがって、室外熱交換器圧力（この場合、凝縮圧力） $P_E = 4.4 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ を保っている時間であり、室外熱交換器の冷媒配管中央部の圧力を計測して求めている。

図6から、霜層融解時間 T_A は熱交換器通過風量条件には関係なく、除霜運転開始時に室外熱交換器の伝熱面に付着していた着霜量 G_f に影響され、着霜量 G_f と共に増加することがわかる。そして、単位着霜量当りの霜層融解時間 T_A/G_f は着霜量 $G_f \leq 1100 \text{ g}$ では一定とみなせそれ以上では着霜量 G_f と共に増加することがわかる。

上述の実験結果を考察するために、図7に示すようなモデルにおいてエネルギー釣合式（霜層融解時間 T_A 中における冷媒側の放熱量＝着霜量 G_f の霜層が 0°C の水になるために必要な熱量）を求めてみる。

$$\int_0^{T_A} G_R d i_{E0} T_A = G_f \{ C_f (0 - t_{fH}) + r_f \} + G_{fE} C_{fE} (t_{fED} - t_{fEH}) + G_p C_p (t_{PD} - t_{PH}) \dots (1)$$

$$\frac{\int_0^{T_A} G_R d i_{E0} T_A}{T_A} = \overline{G_R d i_E} \text{ とすれば}$$

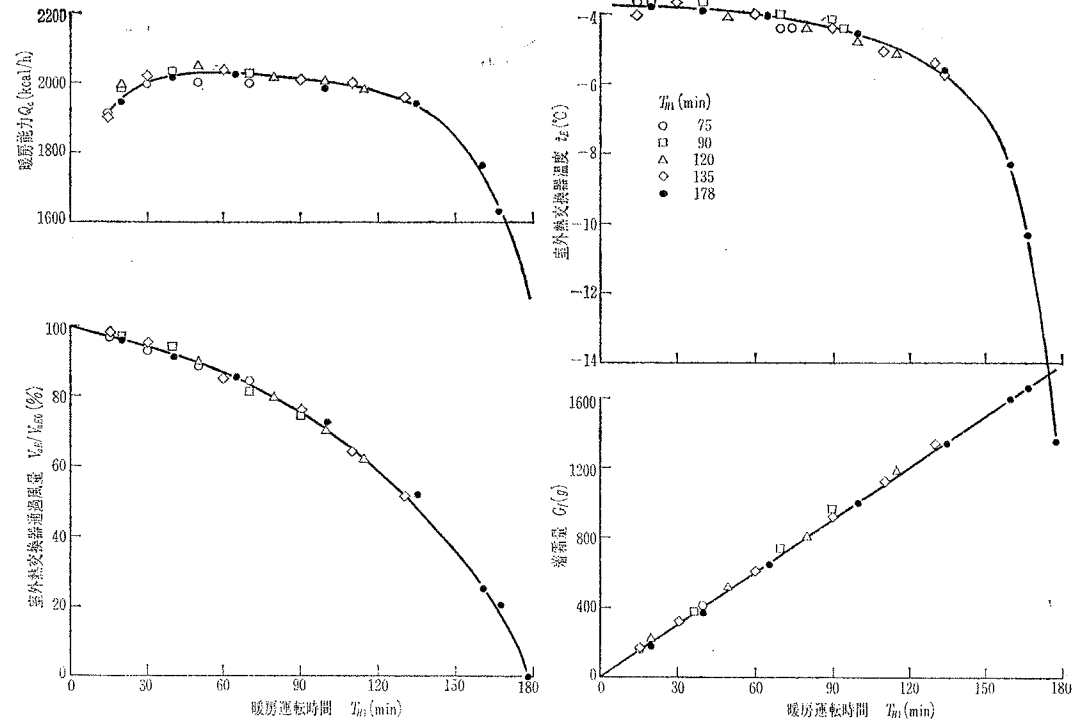


図5 着霜特性 (実験 No.1)

$$T_A = \frac{G_f \{ C_f (0 - t_{fH}) + r_f \} + G_{fE} C_{fE} (t_{fED} - t_{fEH}) + G_p C_p (t_{PD} - t_{PH})}{\overline{G_R d i_E}} \dots (2)$$

となる。

いま、(2)式の右辺各項のオーダを見積るために、

$$\left. \begin{aligned} t_{fH} &= t_{fEH} = t_{EH} + 1.8, \\ t_{fD} &= t_{fED} = t_{ED} + 1.8 = 0 \\ t_{PH} &= \frac{t_{EH} + t_{fEH}}{2}, \quad t_{PD} = \frac{t_{ED} + t_{fED}}{2} \dots (3) \\ r_f &= 79.7, \quad C_f = 0.5 \end{aligned} \right\}$$

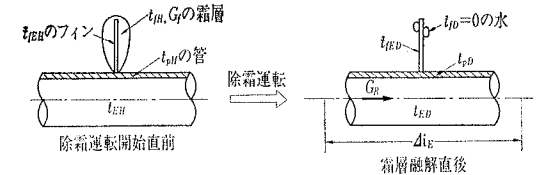


図7 室外熱交換器各部の温度

とし、供試室外熱交換器の水当量、
 $G_{fE} C_{fE} = 0.49$ (材料 Al)
 $G_p C_p = 0.26$ (材料 Cu) } (4)

を用いれば、(2)式は次のように表わせる。

$$T_A = \frac{79.7 G_f + 0.5 G_f |t_{EH} + 1.8| + 0.49 |t_{EH} + 1.8| + 0.26 |t_{EH}|}{\overline{G_R d i_E}} \dots (5)$$

そして、逆サイクル除霜方式における霜層融解時間 T_A 中では、図3に示した冷媒配管各部の圧力、温度特性が着霜量 G_f に殆んど影響されないで、 $\overline{G_R d i_E}$ は一定とみなせる。

したがって、霜層融解時間 T_A は除霜運転開始時に室外熱交換器に付着していた着霜量 G_f と室外熱交換器温度（この場合、蒸発温度） t_{EH} の関数となる。

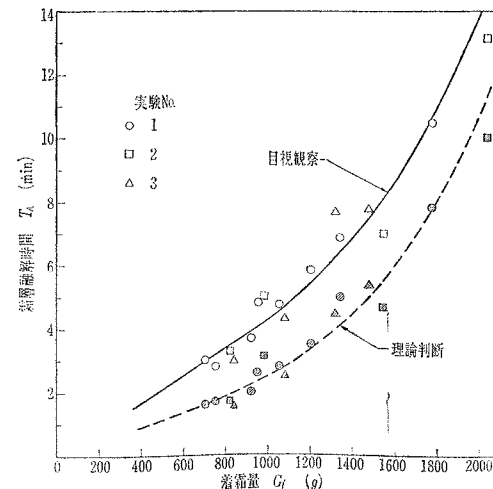


図6 霜層融解時間 T_A

表2 (5)式右辺各項が T_A に及ぼす影響 (実験No.1)

条件	各項	第1項	第2項	第3項	第4項
$G_f=1000\text{g}$ $t_{EH}=-4.7^\circ\text{C}$	%	91.2	3.7	3.7	1.4
$G_f=1770\text{g}$ $t_{EH}=-16.2^\circ\text{C}$	%	83.0	9.4	5.2	2.4

つぎに、(5)式の右辺各項が霜層融解時間 T_A に及ぼす影響を実験 No.1 を例にして表2に示す。

これから霜層融解時間 T_A は基本的には右辺第1項、すなわち着霜量 G_f に大きく影響されるが、着霜量 G_f が多くなると右辺第2項以下、すなわち除霜運転開始時の室外熱交換器温度 t_{EH} にも影響されるために単位着霜量当りの霜層融解時間 T_A/G_f は着霜量 G_f と共に増加することが説明できる。

さて、図6からは目視観察に基づく霜層融解時間 T_A は理論判断に基づく時間より長いこともわかる。目視観察によれば、室外熱交換器圧力 $P_E=4.4\text{kg/cm}^2\text{G}$ を保っている間に大部分の霜層は融解し、熱交換器伝熱面を伝って落下してしまいが、伝熱面先端部に付着している霜層はまだ融解していない。したがっ

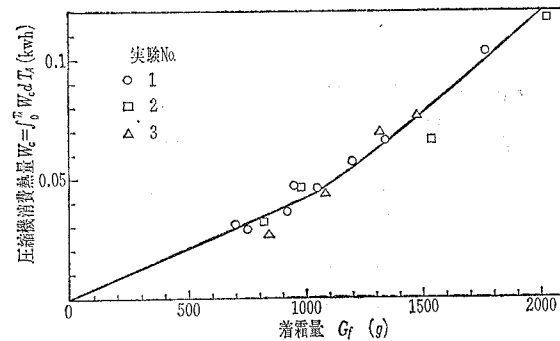


図8 圧縮機消費熱量 W_c

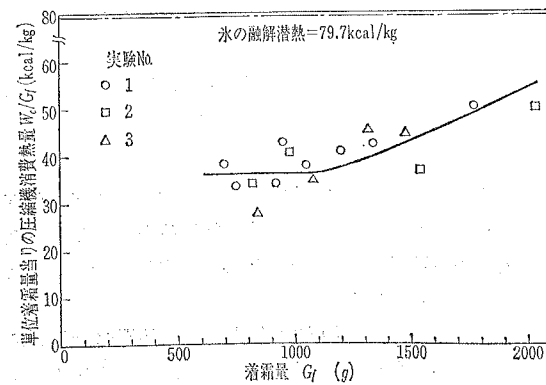


図9 単位着霜量当りの圧縮機消費熱量 W_c/G_f

て、熱交換器伝熱面の温度分布に起因していると考えられる。

4.3 圧縮機消費熱量 W_c

実験結果を図8に示す。霜層融解時間 T_A 中の圧縮機消費熱量 W_c は霜層融解時間 T_A と同様の特性を示すことがわかる。

つぎに、単位着霜量当りの圧縮機消費熱量 W_c/G_f で表わすと図9のようになる。逆サイクル方式による除霜運転では、氷の融解潜熱 79.7kcal/kg 以下の圧縮機消費熱量で霜層を融解していることがわかる。これは次の2つの効果に起因していると考えられる。

第1に、逆サイクル方式による除霜運転では、室内熱交換器は蒸発器として機能し、室内空気から吸熱している。しかし、吸熱量は自然対流熱伝達であり、しかも後に述べるように霜層融解時間 T_A は室内熱交換器の冷媒流動状態はガス流であることから非常に少ないと考えられる。

第2に、逆サイクル方式による除霜運転では、冷媒の熱が室外熱交換器の伝熱面を通じて伝導されて霜層内部から融解が生じるために、伝熱面からの霜層の離脱、すなわち霜層がフィン間をすべり落ちる現象が観察される。この効果が主因であると考えられる。

5. 融解水除去時間 T_B の特性

5.1 実験条件

実験条件を表3に示す。ヒートポンプに備わっている機能を用いた融解水除去方法としては、蒸発、自然落下、強制飛散の効果を有する圧縮機および室外熱交換器用ファンのON、OFFの組合せ4種類が考えられる。実験No.4は従来の方法である。

実験方法は、前省の結果をふまえて図10に示すように、実験No.1の条件で暖房運転時間 T_{H1} および逆サイクル除霜方式による霜層融解時間 T_A 一定の運転を行う。そして、霜層融解後、それぞれの融解水除去方法による運転を所定時間

表3 実験条件

実験No.	融解水除去方法	
	圧縮機	室外熱交換器用ファン
4	ON	OFF
5	OFF	OFF
6	ON	ON ($V_{aE}=18.5\text{m}^3/\text{min}$)
7	OFF	ON (//)

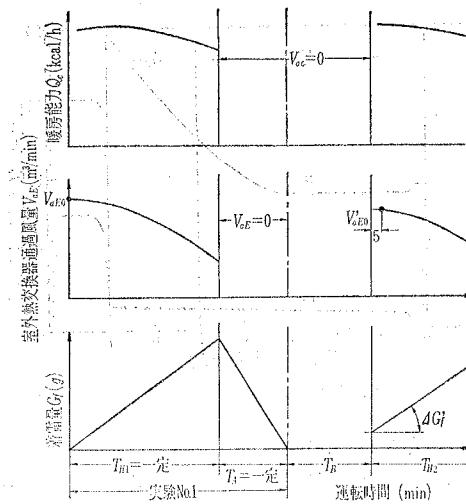


図10 実験方法

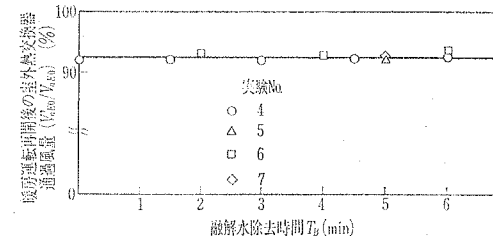


図11 暖房運転再開後の室外熱交換器通過風量 $V'aE0/VaE0$

T_B 行い、四方弁を切換えて暖房運転を再開する。

融解水除去時間 T_B は除霜運転後の暖房運転時間 T_{H2} に影響を及ぼすと考えられるから、融解水除去方法を比較する物理量として、暖房運転再開後の室外熱交換器通過風量 ($T_{H2}=5\text{分}$ における) $V'aE0$ と単位時間当りの着霜量 $\Delta G'f$ を設定する。

5.2 暖房運転再開後の室外熱交換器通過風量 $V'aE0$

実験結果を図11に示す。暖房運転再開後5分における室外熱交換器通過風量 $V'aE0$ を乾き伝熱面時の室外熱交換器通過風量 $VaE0$ との比、すなわち室外熱交換器通過風量の回復率 $V'aE0/VaE0$ で表わしている。

回復率 $V'aE0/VaE0$ は融解水除去方法および融解水除去時間 T_B に関係なく一定であることがわかる。目視観察によれば、融解水はその大部分が霜層融解時間 T_A 中に熱交換器の伝熱面を伝って落下してしまい、その後は比較的落下しにくい水滴となって伝熱面に付着している。このような水滴をヒートポンプに備わっている機能を用いて伝熱面から除去することは不可能であるために、回復率 $V'aE0/VaE0$ は一定になると考えられる。

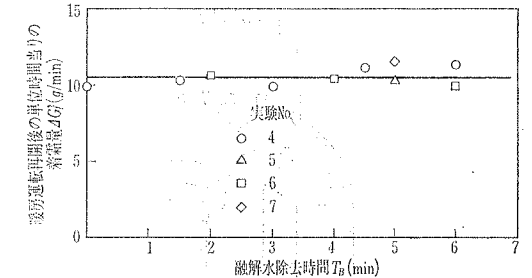


図12 暖房運転再開後の単位時間当りの着霜量 $\Delta G'f$

5.3 暖房運転再開後の単位時間当りの着霜量 $\Delta G'f$

実験結果を図12に示す。暖房運転再開後における単位時間当りの着霜量 $\Delta G'f$ も融解水除去方法および融解水除去時間 T_B に関係なく一定であることがわかる。

したがって、前節の結果もふまえると、ヒートポンプに備わっている機能を用いた融解水除去方法では融解水除去時間 T_B は無駄な時間であるということになる。

6. 冷媒の流動特性

従来逆サイクル方式では暖房除霜の運転切換え時に多量の液冷媒が圧縮機に戻り、このことが圧縮機の耐久性低下の一原因になっているといわれている。

著者らは既報²⁾において、液冷媒の戻りを防止するアキュムレータの容量を最適化するために暖房除霜—暖房運転における冷媒の流動特性を把握し、「アキュムレータに多量の液冷媒が戻る時期は暖房除霜の運転切換え時ではなく、霜層融解時間 T_A の終了直後である」ことを明らかにしている。

したがって、本報では霜層融解時における冷媒の流動特性についてのみふれておくことにする。

6.1 基本特性

供試アキュムレータの構造を図13に示す。アキュムレータに液冷媒(潤滑油混合)がたまっている場合には $70\text{cm}^3/\text{min}$ 程度の液冷媒が潤滑油戻り穴から圧縮機へ流出するが、圧縮機の耐久性はこの程度の流入量では低下しないことが確認されている。

実験No.1(融解水除去時間 T_B 中は実験No.4、すなわち除霜運転は逆サイクル方式)における冷媒の流動状態の観察結果を図14に示す。冷媒配管2, 3, 4については液冷媒が管断面に占める割合を斜線で表わしている。また、除霜運転時における室内、外熱交

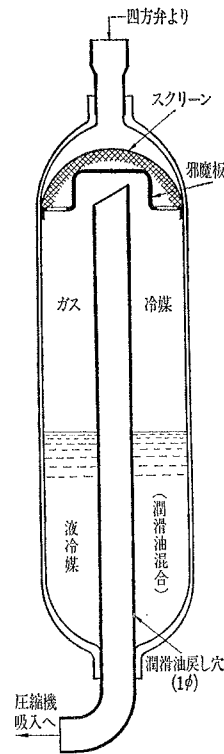


図13 アキュムレータの構造

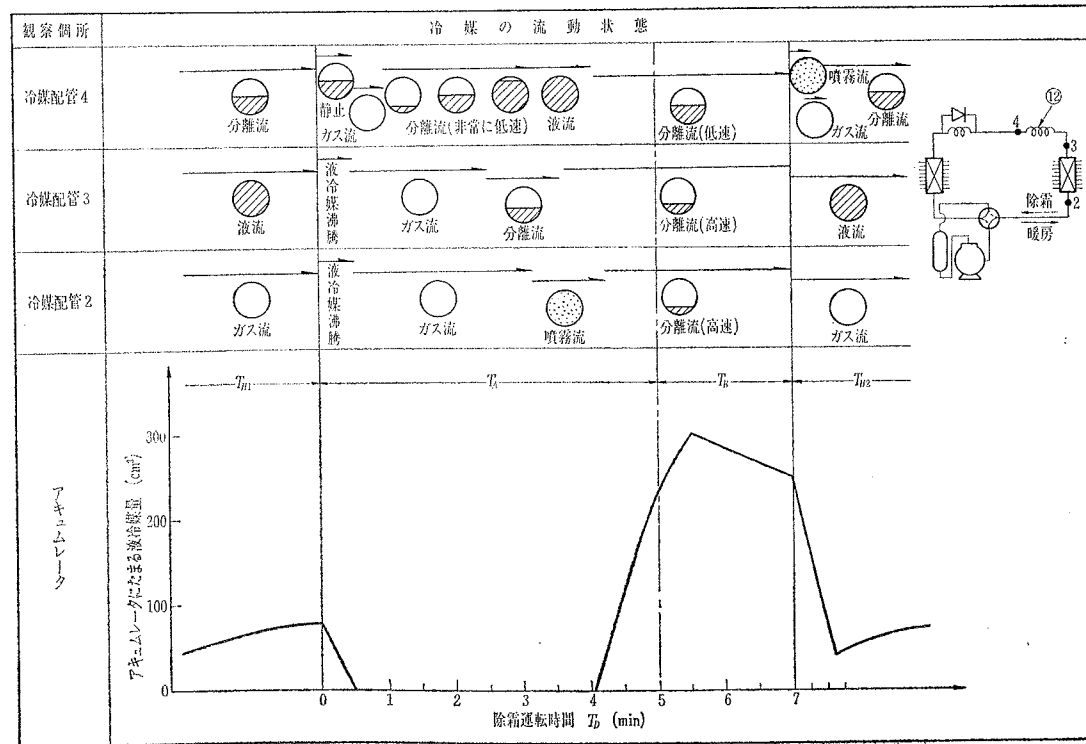


図14 冷媒の流動状態 (実験 No.1+No.4)

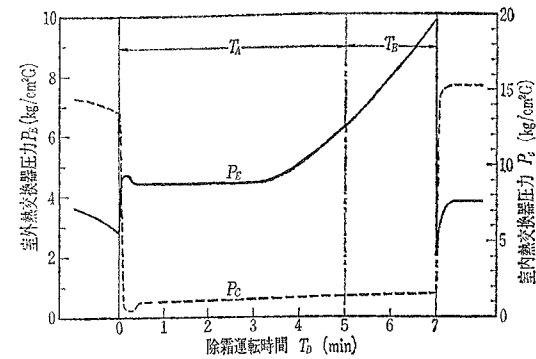


図15 室内、外熱交換器の圧力特性 (実験 No.1+No.4)

換器の圧力特性を図15に示す。

これらの図を参照しながら霜層融解時における冷媒の流動特性の説明を行う。

図14より冷媒配管4では、一たんガス流になったのちに非常に低速の分離流になり、霜層が融解されるにしたがって管断面積に占める液冷媒の割合は増加していく。これに伴って冷媒配管3ではガス流から分離流に移行するが、冷媒配管2ではガス流であり、アキュムレータもガス冷媒だけであることがわかる。

また、霜層融解時間 T_A が終了に近づくると冷媒配管4では液流になり、それに伴って冷媒配管2では、一

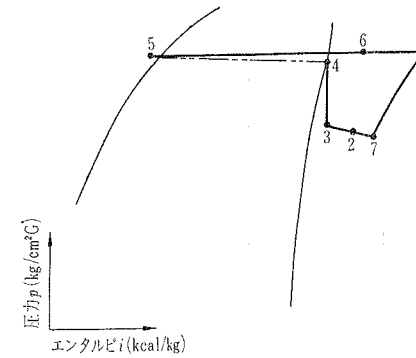


図16 霜層融解時間 T_A 中の冷凍サイクル

たん噴霧流になったのちに高速の分離流になり、アキュムレータには液冷媒が戻り始める。そして、霜層融解時間 T_A の終了直後にアキュムレータにたまる液冷媒量は暖房—除霜—暖房運転において最大になることがわかる。

室外熱交換器では除霜運転が開始されると共に熱負荷として霜層があるために冷媒の凝縮が始まる。しかし、供試ヒートポンプのように除霜運転時に用いられるキャピラリチューブ⑩が室内熱交換器の近傍に設置されている場合には除霜運転開始時に室外熱交換器と冷媒配管4の間(長さ約6m)がガス冷媒で占められるためにキャピラリチューブの絞り抵抗が非常に大きくなる。しかも、図15に示すように室外熱交換器圧力 $P_E=4.4 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ を保つために室内熱交換器圧力 P_i が低くなり、冷媒循環量は非常に少ない。したがって冷凍サイクルは図16に示すように閉塞の状態になっており、非常に低速の液冷媒はガス冷媒をキャピラリチューブへ押しやるようなかたちで室外熱交換器と冷媒配管4の間にたまり、その管断面積に占める割合は霜層が融解されるにつれて増加していくと考えられる。

また、霜層融解時間 T_A が終了に近づくると、室外熱交換器の伝熱面には、大部分の融解水は落下してしまい、少量の水滴と氷だけが付着しているようになる。したがって、図15に示すように室外熱交換器圧力 P_E が上昇して室外熱交換器と冷媒配管4の間にたまった液冷媒をキャピラリチューブへ押しやるために、キャピラリチューブの絞り抵抗が急激に減少して多量の液冷媒が流れ始めると考えられる。

そして、室内熱交換器では自然対流熱伝達が行われているために流入した多量の液冷媒は蒸発しきれずにアキュムレータへ流出すると考えられる。

なお、除霜運転中に室外熱交換器に風が吹きつけていて、霜層融解時間 T_A の終了も室外熱交換器圧力

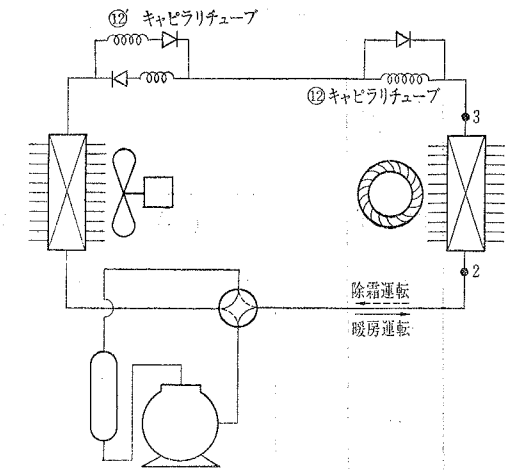


図17 供試冷凍サイクル

$P_E=4.4 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ を保っている場合には、アキュムレータに多量の液冷媒が戻る時期は霜層融解時間 T_A の終了後かなりたってからである⁹⁾。

6.2 霜層融解時間 T_A の短縮

前節の結果から、除霜運転開始後できるだけ早く室外熱交換器と除霜運転時に用いられるキャピラリチューブの間を液冷媒で占めるようにすれば冷媒循環量が増加し、霜層融解時間 T_A を短縮することが可能であると考えられる。

そこで、図17に示すように除霜運転時に用いられるキャピラリチューブ⑩'が室外熱交換器の近傍に設置されている場合について前節と同様の実験を行った。冷凍サイクル各部の仕様は前節(図3)と同様であり、したがってキャピラリチューブ⑩、⑪は同一容量である。実験結果を図18、19に示す。除霜運転開始時に室外熱交換器に付着している着霜量 G_f を前節と同一にしている。

図18、19より、冷媒配管3では前節の場合と異なり除霜運転開始後すぐに分離流になり、室内熱交換器圧力 P_i も前節の場合より高くなり、霜層融解時間 T_A が短縮されていることがわかる。

また、アキュムレータに多量の液冷媒が戻る時期は前節の場合と同様に霜層融解時間 T_A の終了直後であることがわかる。

7. 最適除霜条件および除霜運転制御方法

前省までの結果から、最適な除霜運転開始点、すなわち除霜運転開始時に室外熱交換器に付着している着霜量 G_f は単位着霜量当りの霜層融解時間 $T_A/G_f=$ 一定である範囲内において決定し、所要除霜運転時間

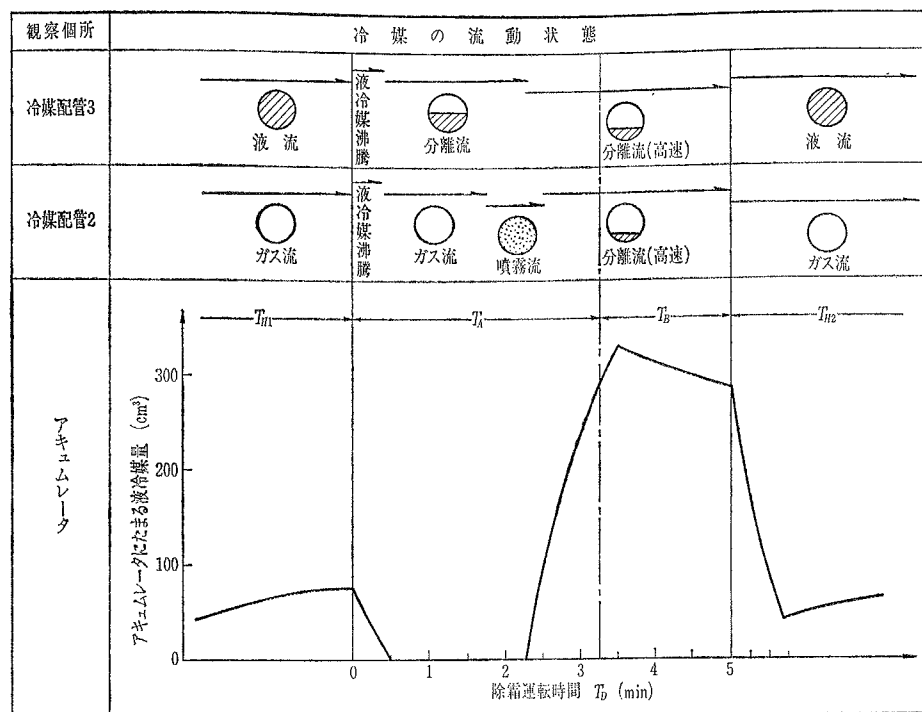


図18 冷媒の流動状態

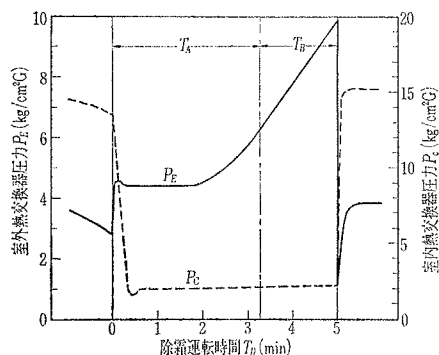


図19 室内外熱交換器の圧力特性

T_D=霜層融解時間 T_A とすれば良いことが明らかになった。

したがってヒートポンプの暖房運転において室外熱交換器に着霜現象が生じるすべての外気条件下で一定の着霜量を検出して除霜運転を開始する制御方法が可能であれば、所要除霜運転時間も一定になるからタイマなどにより除霜運転を終了する制御方法が可能になる。

いま、一例として実験 No.1 の条件における供試ヒートポンプの着霜域を、既報⁷⁾の手法を用いて、外気温度 t_{aE1} と室外熱交換器温度 (この場合、蒸発温度) t_E の関係で表わすと図20のようになる。图中、ハ

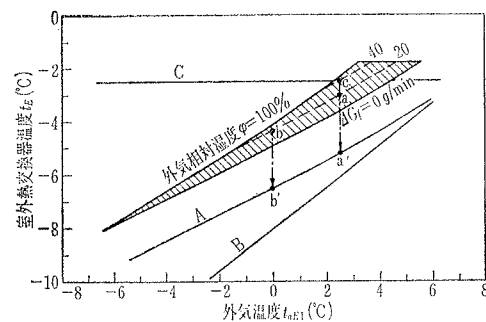


図20 着霜域(実験 No.1)

ッチングで示す領域内が室内温度 t_{aC1}=21°C における着霜域であり、破線は単位時間当りの着霜量 ΔG_f=一定の線である。

暖房運転開始時の室外熱交換器温度 t_{E0} が着霜域内であれば、室外熱交換器に着霜現象が生じ、単位時間当り ΔG_f の着霜量が付着して霜層が形成されて室外熱交換器温度 t_E は運転時間 T_H と共に低下していく。

そして、既報⁷⁾の実験結果から、温度差 Δt_E=t_E-t_{E0} は図21に示すように外気条件 (外気温度 t_{aE1} と単位時間当りの着霜量 ΔG_f) に影響されず、着霜量 G_f のみの関数で表わせる (付記参照)。すなわち、外気条件が異なっても温度差 Δt_E が同じであれば、その

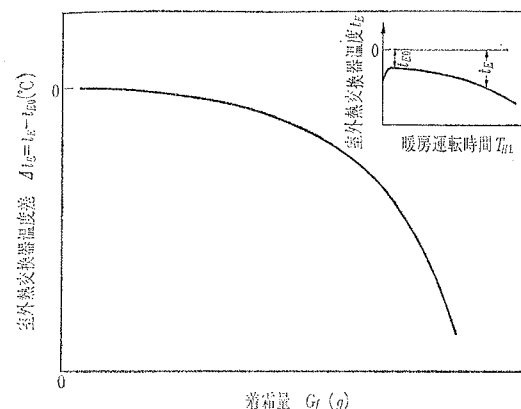


図21 室外熱交換器温度差 Δt_E

時に室外熱交換器に付着している着霜量

$$G_f \left(= \Delta G_f T_H = \frac{\Delta t_E}{\frac{d t_E}{d G_f}} \right) \text{は等しくなる。}$$

したがって、室外熱交換器に着霜現象が生じるすべての外気条件下で一定の着霜量を検出する方法として、まず、室外熱交換器温度 t_E と暖房運転開始時の室外熱交換器温度 t_{E0} の温度差 Δt_E=t_E-t_{E0}=一定となるような一温度検出方法が考えられる。

つぎに、図20において単位時間当りの着霜量 ΔG_f=一定の線に平行な線Aを引く。単位時間当りの着霜量 ΔG_f=一定の外気条件 (例えば、点 a と b) では、線A (点 a' と b') に達した時に室外熱交換器に付着している着霜量 G_f は外気温度 t_{aE1} に関係なく一定になる。また外気温度 t_{aE1}=一定の外気条件 (例えば、点 a と c) では、線A (点 a') に達した時に室外熱交換器に付着している着霜量 G_f は単位時間当りの着霜量 ΔG_f が大きいほど (点 c) 多くなる。しかし、供試ヒートポンプのように着霜域が狭い場合には、暖房運転開始時における室外熱交換器温度の差=(t_{E0})_c-(t_{E0})_a が小さいので、着霜量の差=(G_f)_c-(G_f)_a も少ない。

したがって、外気温度 t_{aE1} と室外熱交換器温度 t_E の関係が単位時間当りの着霜量 ΔG_f=一定の線に平行な線Aになるような二温度検出方法によっても、室外熱交換器に着霜現象が生じるすべての外気条件下で実用上十分な精度をもって一定の着霜量を検出できる。

なお、図20には従来の二温度検出方法および一温度・タイマ検出方法における除霜運転開始の動作線BおよびCも附記している。これから、従来の二温度検出方法では、外気温度が低くなるほど除霜運転開始時に室外熱交換器に付着している着霜量は多くなること

わかる。また、従来の一温度・タイマ検出方法では、暖房運転時間がタイマ制御のために、単位時間当りの着霜量 ΔG=一定の外気条件では動作線Cより上の着霜域、すなわち外気温度が高くなるほど除霜運転開始時に室外熱交換器に付着している着霜量は多くなり、外気温度 t_{aE1}=一定の外気条件では、二温度検出方法と比較して、単位時間当りの着霜量 ΔG_f が大きいほど着霜量 (=ΔG_fT_H) は多くなること

8. 結 言

ヒートポンプに広く用いられている逆サイクル除霜方式の特性を把握し、最適除霜条件および除霜運転制御方法を考察し、つぎのことを明らかにした。

- (1) 霜層がすべて水になるまでの霜層融解時間 T_A は除霜運転開始時に室外熱交換器に付着していた着霜量 G_f のみの関数になる。単位着霜量当りの霜層融解時間 T_A/G_f は着霜量 G_f が少ない領域では一定であるが、着霜量 G_f が多い領域では除霜運転開始直前の室外熱交換器温度の影響をうけ着霜量 G_f と共に増加する。また、霜層融解時間 T_A 中の圧縮機消費熱量 W_c も霜層融解時間 T_A と同様の特性を有する。
- (2) ヒートポンプに備わっている機能を用いた融解水除去方法では、融解水除去時間 T_B は無駄な時間である。
- (3) アキュムレータに多量の液冷媒が戻る時期は、暖房→除霜の運転切換え時ではなく、霜層融解時間 T_A の終了直後である。
- (4) 霜層融解時間 T_A を短縮するためには、除霜運転時に用いられるキャピラリチューブを室外熱交換器の近傍に設置する。
- (5) 最適除霜運転開始点、すなわち除霜運転開始時に室外熱交換器に付着している着霜量 G_f は単位着霜量当りの霜層融解時間 T_A/G_f=一定である範囲内において決定し、所要除霜時間 T_D=霜層融解時間 T_A である。
- (6) 室外熱交換器に着霜現象が生じるすべての外気条件下で一定の着霜量を検出して除霜運転を開始する制御方法として、一温度検出方法および二温度検出方法が考えられる。
 - a) 室外熱交換器温度 t_E と暖房運転開始時の室外熱交換器温度 t_{E0} の温度差 Δt_E=t_E-t_{E0}=一定となるような一温度検出法
 - b) 外気温度 t_{aE1} と室外熱交換器温度 t_E の関係が単位時間当りの着霜量 ΔG_f=一定の線に

平行な線となるような二温度検出法

〔付 記〕

同一の室外熱交換器および室外熱交換器用ファンを用いた場合には、熱交換器の空気通過面積 F は着霜量 G_f の関数 (F=F₀-ηG_f) で表わせた⁷⁾。これは熱交換器伝熱面での霜層分布および霜層厚さが外気条件に影響されないことを意味している。したがって、熱交換器通過風量 G_{aE} も着霜量 G_f のみの関数とな

δt_E = - [(∂Δi/∂G_{aE} + 0.394875 e^{0.0351(t_E+Δt_{fE})} ∂Δt_{fE}/∂G_{aE}) / (∂Δi/∂t_E + 0.394875 e^{0.0351(t_E+Δt_{fE})} (1 + ∂Δt_{fE}/∂t_E))] δG_{aE}..... (a)}}

ここで、

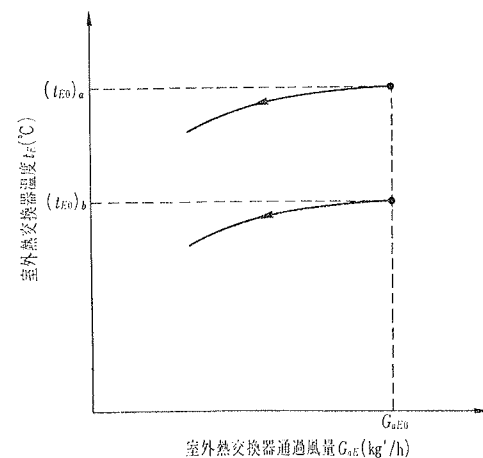
Δi = 1/(1-e^{-E}) * R/G_{aE}, E = KA₀/G_{aE} (b)

そして (a) 式右辺の [] 内のオーダをヒートポンプの使用範囲で見積れば、

δt_E = kδG_{aE} / k ≃ f(t_{E0}) (c)

と表わせる。すなわち、室外熱交換器温度 t_E の移動特性は、付図 1 に示すように、暖房運転開始時の室外熱交換器温度 t_{E0} に影響されず、熱交換器通過風量 G_{aE} の関数となる。(これは実験結果と一致する)

したがって、温度差 Δt_E (=t_E-t_{E0}) は着霜量 G_f のみの関数になると考えられる。



付図 1

記号表

A₀; 熱交換器空気側伝熱面積 (m²)
A_i; 熱交換器冷媒側伝熱面積 (m²)

る。

つぎに、暖房運転開始時における室外熱交換器の状態 (G_{aE0}, t_{E0}) から着霜現象が生じて運転時間と共に熱交換器通過風量が減少していく場合の (G_{aE0}, t_{E0}) 近傍の冷凍サイクル釣合点の移動の様子は、熱交換量 Q_E (=圧縮機冷凍能力 R) がエンタルピ差を駆動力とすると仮定すれば次式で表わせる⁷⁾。

- C; 比熱 (kcal/kg°C)
G; 重量 (kg)
G_a; 乾き空気流量 (kg'/h)
ΔG_f; 単位時間当りの着霜量 (g/min)
G_R; 冷媒循環量 (kg/h)
ΔH; 冷媒 R22 の比冷凍効果 (kcal/kg)
Δi_E; 除霜運転中の室外熱交換器出入口における冷媒のエンタルピ差 (kcal/kg)
K; エンタルピ差基準熱通過率 (kcal/m²hdi)
P; 圧力 (kg/cm²G)
Q; 熱交換量 (kcal/h)
R; 圧縮機の冷凍能力 (kcal/h)
t'; t' °C における蒸気の蒸発熱 =597.3-0.559 t' (kcal/kg)
r_f; 霜層の融解潜熱 (kcal/kg)
T; 運転時間 (min)
t; 温度 (°C)
t'; 湿球温度 (°C)
V; 熱交換器通過風量 (m³/min)
W_c; 圧縮機消費熱量 (kWh)
x; 湿り空气の絶対湿度 (kg/kg')
x_s'; t' °C における飽和湿り空气の絶対湿度 (kg/kg')
γ; 湿り空气の比重量 (kg/m³)

(添字)

- A; 霜層融解運転
ac; 室内熱交換器通過空气
aE; 室外熱交換器通過空气
B; 融解水除去運転
C; 室内熱交換器
D; 除霜運転
E; 室外熱交換器
f; 霜層

- fE; 室外熱交換器空气側伝熱面
H; 暖房運転
P; 室外熱交換器冷媒側伝熱面
0; 運転開始時
1; 熱交換器の空气流入部
2; 熱交換器の空气流出部

参 考 文 献

1) W.F. Stoecker: How frost formation on coils affects refrigeration systems, Refrigeration Engineering 65, p.42~46 (1957-2).
2) R.R. Gates, et al.: Heat transfer and pressure loss in extended surface heat exchangers operating under frosting conditions, ASHRAE Trans, 74, No.2044, 2045 (1967).
3) H. Lotz: Programmierte Berechnung Bereifender Rippenluftkühler, Kältetechnik-Klimatisierung 24, p.275~285 (1972-10).
4) A. Gac, et al.: Étude des Échanges de Chaleur au Cours de Dégivrage par Liquide Chaud, Bull. Inst. Intern. Froid, 50, p.29~36 (1970).

冷凍空調設備の保守管理とサービス

冷凍技士会編集
定価2,500円 会員価2,300円 送料240円

日本経済の高度成長に伴う、冷凍空調設備は年々進歩し、自動化、省力化への道程を辿っている。いわゆるプッシュボタン方式となつて、機械の複雑化とは逆に如何にも保守管理が簡単なように思われている。

実際には関連機器の一つの故障が全体の機能の停止という重大問題を生ずる。これに伴いサービスの態制、管理方法の問題も起ってくる。

本書は、各分野の第一線にある専門技術者を網羅して分担執筆、冷凍空調設備の保守管理に関する限りは殆んど洩れなく掲載されているといつて差支えない。関係各位の実務参考書としておすすめします。

主 なる 内 容

- ① 保守管理とサービスの理念 ② メンテナンスサービスの現状と将来 ③ 全自動運転とメンテナンスのマッチング ④ 建物、工場などの保守管理 (ビルディング・冷蔵倉庫プロセス工場・船舶) ⑤ 冷凍空調機器の保守管理 ((1) セントラルシステム—ターボ冷凍機、吸収冷凍機、往復動冷凍機、スクリュエー冷凍機、設備機器、空調機器、冷却塔、送風機ポンプ、ボイラ、(2) パッケージシステム—パッケージエアコンディショナ、チリングユニット、給湯暖房機、小形冷凍装置、自動機器)、⑥ 工事とサービス ⑦ 水処理 ⑧ 法規と事故例