ヒートポンプ用熱交換器の着霜融解に関する研究*
(続報, ワッフル形熱交換器を用いたときの着霜量の影響)菅原 征洋*¹, 上村 茂弘*², 矢嶋 龍三朗*²
高橋 敏治*¹, 藤田 忠*¹Melting of Frost on a Heat Exchanger of a Heat Pump
(A Continuing Report, Effect of Frost Volume on the Waffle Fin Heat Exchanger)Masahiro SUGAWARA, Shigehiro UEMURA, Ryusaburo YAJIMA,
Toshiji TAKAHASHI and Tadashi FUJITA

This experimental work is carried out to obtain basic information on the melting of frost on a heat exchanger actually used as a heat pump and air conditioner. The dimensions of the heat exchanger are 400L×44W×254H mm. First, frosting behavior is investigated to determine the relationship between frost volume and frosting time. It is found that frosting rate is very large until one hour after the start of frosting; after one hour, the frosting rate gradually decreases. Next, defrosting experiments are carried out in the range of 30-400 g of frost. Melting thermal efficiency defined with critical melting time t_c is not affected by frost volume; on the other hand, melting thermal efficiency defined with flow-out time of melting-water t_e is much affected by frost volume. Finally an example of the defrosting experiment is presented, carried out using a compressor working with an actual refrigeration cycle.

Key Words: Heat Transfer, Heat Pump, Heat Exchanger, Air Conditioning, Porous Media (Frost), Melting

1. はじめに

空気を熱源とするヒートポンプ形小形空調機を外気温度の低い寒冷地で運転する場合の最大の難点は、暖房時の着霜による熱交換器の性能低下と言われている。これを解決する除霜の一手段として熱交換器の最適着霜融解の確立が急務となっている。これまで、着霜のメカニズムについては例えば山川ら⁽¹⁾、林ら⁽²⁾、関ら⁽³⁾、斉藤ら⁽⁴⁾、青木ら⁽⁵⁾の報告のように数多くの研究がなされているが、着霜融解(除霜)に関する研究⁽⁶⁾⁻⁽¹¹⁾は極めて少ないのが現状である。この種の研究は融解水の流出が関与しフィン部で相変化を伴う管内流の非定常熱伝達問題ともみなされる比較的新しい領域の課題である。したがって、定常熱伝達に関する研究が多い管内流熱伝達の結果をそのまま本研究に適用することは難しい。着霜融解時の伝熱挙動が解明されるにはなお多くの基礎的な研究が必要であり、今のところまだ研究の方向に対して模索している段階ではないかと思われる。

理想的な除霜とは除霜している時間すなわち非暖房

時間をできるだけ短縮し、しかも除霜時の圧縮機の消費エネルギーをできるだけ小さくすることであると言ってよい。これを満足する最適除霜条件をみつけることは容易なことではなく今後の数多くの多方面からの基礎的・応用的な研究に頼らざるを得ないと思われる。しかしながら最適除霜条件を確立するうえで(1)除霜時の非定常融解熱伝達率の確立、(2)着霜融解水の熱交換器からの流出挙動の把握、のごとき2項目を重点的に検討して理想的には一般性のある無次元化された結論へと導くべきであり、そのためにもまずは実用化されている熱交換器を用いた除霜実験を行って除霜挙動を観察し問題点などを吟味するのも研究遂行の一過程として意義があると思われる。

前報⁽¹¹⁾ではフィン部にきざみの入っている実用化されているワッフルルーバフィン(Waffle Louver Fin)形熱交換器について、着霜量 W_f が一定の条件下で除霜実験を行って、動作流体の流量と温度が融解熱効率に及ぼす影響について検討した。

本報は、フィン部にきざみの入っていないワッフルフィン(Waffle Fin)形熱交換器について前報⁽¹¹⁾で一定とし扱った着霜量を大幅に変化させた除霜実験を行って着霜融解終了時間、融解水流出終了時間や融解熱効率などを検討した結果を報告したものである。着霜

* 原稿受付 平成元年12月11日。

*¹ 正員、秋田大学鉱山学部 (〒010 秋田市手形学園町1-1)。*² 正員、ダイキン工業(株)機械技術研究所 (〒591 堺市金岡町1304)。

量を大幅に変化させて検討した意義は次のとおりである。除霜時の非暖房時間と着霜時の暖房時間を繰返す空調システムサイクルにおいて、着霜量 W_F を小さくして小さく除霜したらよいのか、それともある程度着霜量を多くして除霜開始間隔を広げたほうがよいのか、空調システム全体の効率や空調空間の快適性(アメニティ)を高めようとするとき実用運転時において特に重要な問題となる。本報はこうした問題を検討するうえで基礎資料としての一助となれば幸いである。

2. 実験装置および方法

実験装置は除霜試験用の小形熱交換器を除いては前報⁽¹⁾のものと同じである。また、実験方法も数点異なるほかは前報⁽¹⁾と同じである。したがって、ここでは新しく説明を要するものを加えて概略説明をする。

図1(a)は小形ヒートポンプ空調機に実用されているワッフルフィン形熱交換器の全体写真を示し、図1(b)はフィン部の拡大写真である。図2は管とフィン部の主要寸法を示す。ワッフルフィン(Waffle Fin)は前報⁽¹⁾のワッフルルーバフィン(Waffle Louver Fin)のようにフィン部にきざみがなく通常の直線形フィン

(a) 試験用熱交換器全体写真

(b) フィンと管部の拡大写真

図 1

に相当する。また、熱交換器の仕様は 3/8 inch のペーパー管、フィン間距離(フィンのピッチ)は 2 mm, 表面処理は脱脂洗浄, 寸法は 400L×44W×254H である。

次に主な実験条件を簡潔に述べる。着霜および除霜実験は共に低恒温室内で行われた。着霜時の外気温度は約+1.5°C, 外気の相対湿度は 100 %, 外気の熱交換器出口速度は無着霜時で約 1~1.5 m/s, 熱交換器内を循環する動作流体であるブライン(50 wt %のプロピレングリコール水溶液)の熱交換器入口温度は-15°C を目標にした。所定の着霜量に達したら次に高温ブラインに切換えて除霜実験を開始する。除霜時の外気温度は着霜時と同じく+1.5°Cであって無風状態で除霜し、熱交換器入口および出口温度と融解水流出量を測定する。

3. 実験結果および考察

3.1 着霜挙動 前報⁽¹⁾では着霜量 W_F が一定という限られた場合についてのみの検討であったが、本報では着霜量を広範囲にわたって変化させて検討する。熱交換器に着霜を伴いながら空調機を運転している場合に、空調システム全体の効率を高めたり快適性を持続させるためには着霜量に関する除霜開始時機の設定が特に重要になってくる。このためには着霜時間 t と着霜量 W_F の関係にある程度把握しておく必要がある。

図3は本実験で用いた熱交換器に対する着霜量 W_F と着霜時間 t の関係を示したものである。なお主な着霜条件は2章ですでに説明したとおりである。着霜時間を固定して同一実験を最大5回繰返した結果である。図3中の実線は結果の傾向を示したものである。比較的大きい実験点のばらつきは難しいとされている着霜実験の特徴を示していると思われるが、定量的な着

図 2 フィンと管部の主要寸法

霜量の傾向がある程度把握できるものとする。すなわち着霜時間 t が 1 h までは着霜速度はかなり大きくほぼ直線的に着霜量は増加している。しかし $t=1$ h を過ぎると次第に着霜速度が緩慢になり 3 h を経過すると着霜量はほぼ飽和状態に達することが認められる。このような状態になると熱交換器のフィン間部は着霜によって閉そく状態になって熱交換器を通して空気が通過できず本来の熱交換器の役目を果たせなくなる。したがって、本着霜条件では着霜時間で約 2 h 以内が除霜開始時機と一応の目安がつくが、3・2 節では、特に着霜量の変化による除霜挙動の特徴的なものを示す。

3・2 除霜挙動 前報⁽¹⁾では基礎実験データである除霜時の熱交換器からの放熱量（熱交換器への供給熱量） $q[W]$ 、融解水の流出量 $W[g]$ およびフィン部先端部付近の温度 $\theta_2[^\circ\text{C}]$ の時間的溫度変化を詳しく述べたが、ここで再び図 4 に典型的な除霜挙動を整理して定性的に示し、これから示す本報の内容の理解の助けとしたい。なお、熱交換器からの放熱量 q は次式によって定義したものである。

$$q = GC_p \rho (T_1 - T_2) \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 C_p, ρ はそれぞれ熱交換器内を流動する動作流体（50 % のプロピレングリコール水溶液、温度 20°C で $C_p = 3.6 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $\rho = 1038 \text{ kg}/\text{m}^3$) の比熱と密度を示す。 G は動作流体の流量 m^3/h であり、 T_1 と T_2 はそれぞれ動作流体の熱交換器 (H. E.) 入口と出口温度を示す。

図 4 の特徴的な内容を簡単に説明する。着霜の融解

水 W は除霜開始と同時に熱交換器外へ流出するのでなく、多孔質である着霜の毛細管力的作用を受けてかなり遅れて融解水は流出してくるのである。そして、時間 t_e で融解水の流出が停止する。フィン先端部付近の温度 θ_2 は着霜融解開始時 ($t=0$) で最初マイナスの状態であるが、時間の経過につれて着霜の融解温度である 0°C まで上昇する。融解水と着霜が共存する温度 0°C をしばらく維持して時間 t_c で再び温度は上昇し始める。本研究では時間 t_c を着霜融解終了時間と推定して、融解水流出終了時間 t_e と区別した。動作流体の熱交換器入口温度 T_1 と出口温度 T_2 から算定される放熱量 q は急激に増加して融解終了時 t_c 付近で最大値をとり、その後 q の値は減少して一定値に落ち着く。このことから q は熱負荷の大きい着霜融解時に大きな値を示すという特徴をもつことがわかる。また、ここで注目したいのは時間 t_c 以後の放熱量 q は着霜の融解に寄与する熱量ではなく、融解水や熱交換器の温度上昇や対流熱伝達でただ無駄に外気に捨て去られる熱量であると言ってよい。したがって熱エネルギーの有効利用のためには動作流体（冷凍逆サイクルで除霜する場合はホットガスに相当）の熱交換器への循環を時間 t_c 付近で停止したほうが望ましいと提案したい。

(1) 積算放熱量（積算供給熱量）の定義とその挙動 図 4 で示した t_c, t_e に対応した除霜実験中の積

図 3 着霜時間 t と着霜量 W_F の関係

図 4 典型的な除霜挙動の定性的説明図

算放熱量 Q_c, Q_e を次のごとく定義した。

$$Q_{c,e} = \int_0^{t_{c,e}} q dt \quad \dots\dots\dots (2)$$

すなわち、 Q_c は図 4 で示した単位時間当たりの放熱量 q を融解開始から融解終了時間 t_c まで、 Q_e は同じく q を融解水流出終了時間 t_e までそれぞれ積分したものである。

図 5, 6 はそれぞれ着霜量 W_F と t_c, t_e および Q_c, Q_e の実測結果を示したものである。ただし、動作流体の流量 $G=0.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 、着霜融解用高温プラインタンク⁽¹¹⁾内の動作流体の温度 $T_b=30^\circ\text{C}$ のごとく一定の場合である。着霜量 W_F が増すと当然のことながら融解終了時間 t_c と融解水流出終了時間 t_e は共に比例的に増加している。このとき融解水流出終了時間は融解終了時間と比較して約 3 倍ほど大きな値を示している。また着霜量 W_F が増加するとそれだけ融解に費やされる潜熱量が増し、しかも融解時間の増加に伴う損失熱量の増加のため積算放熱量 Q_c と Q_e も着霜量の増加につれて比例的に増加している。これら積算放熱量の差、 $Q_e - Q_c$ は図 4 で説明したごとく着霜融解のための潜熱量に費やされるのではなく損失熱量となり、省エネルギーの観点からすればこの熱量差を可能なかぎり軽減したほうがよい。なお図 5, 6 中の実線は実

験点を最小二乗法で近似したものであり、積算放熱量のみ近似式を付記している。

(2) 融解熱効率の検討 本報では熱エネルギーの有効利用を評価するため融解熱効率を次のように定義する。

$$\eta_{c,e} = L \cdot W_F / Q_{c,e} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし、 L は水の融解潜熱 ($L=334.1 \text{ kJ/kg}$) であり、添字 c, e は前述の t_c, t_e のそれに相当する。すなわち、式 (3) は熱交換器からの積算放熱量がどの程度有効に霜の融解のみに利用されているかを示すものである。

図 7 は着霜量 W_F と融解熱効率 η との関係を示す。なお、 $Q_{c,e}$ は図 6 中の近似式を用いた。融解終了時間 t_c で定義した融解熱効率 η_c は着霜量 W_F が極端に少ない場合を除いて比較的に高い値を安定して示しており、熱エネルギーは着霜融解のために有効に利用されていることが推定できる。一方、融解水流出終了時間 t_e で定義した融解熱効率 η_e は着霜量 W_F の増加につれて単調に高くなる傾向を示している。これは W_F の増加に比較して融解水流出終了時間 t_e に制約される Q_e がそれほど大きくなりたいためであると思われる。時間 t_e まで熱交換器に熱量を供給するとすれば、着霜量 W_F が多いほど熱エネルギーは有効に利用されることになる。そうであるからと言って、熱交換器に充分に着霜させてから除霜開始したほうがよいとは言えず、着霜による暖房時の熱交換器の性能低下も考慮し総合的に最適除霜条件を確立しなければならない。ともあれ η_c と η_e との比較において除霜時において融解終了時間 t_c 付近で熱交換器への熱量の供給を停止したほうが融解熱効率が格段と高くなって望ましい除霜であると言えよう。

(3) 圧縮機を装備した冷凍サイクルでの除霜試験 前述のように融解終了時間 t_c 付近で熱交換器への供

図 5 着霜量 W_F と融解終了時間 t_c および融解水流出終了時間 t_e の関係

図 6 着霜量 W_F と積算供給熱量 $Q_{c,e}$ の関係

図 7 着霜量 W_F と融解熱効率 $\eta_{c,e}$ の関係

図 8 圧縮機を装備した冷凍サイクルによる除霜試験の実例

給熱量を停止するという除霜方法が実際の圧縮機を装備した空調システムの冷凍サイクルで可能かどうか一つの除霜試験を試みたが、この結果の一例を図 8 に示す。

風速 1 m/s で 40 min 着霜させた親水处理の熱交換器で除霜実験を行った。図 8 中の実線は圧縮機を連続運転した場合であり、破線は除霜途中（除霜開始 50 s 後）で圧縮機を停止した場合すなわち前述の融解終了時間 t_c 付近で熱交換器への供給熱量を停止した場合である。フィン部の温度 θ_2 は除霜開始後 -7°C 付近から上昇し 0°C をしばらく維持した後 $t=40$ s から再び上昇しており、図 4 で説明したような挙動を示している。圧縮機を連続運転したとき θ_2 は $t=3$ min で約 30°C まで上昇している。一方、安全を見積もって $t=40$ s より若干長い $t_c=50$ s ($\theta_2=6^\circ\text{C}$) で圧縮機を停止したとき若干温度は低下するが、 $\theta_2=5^\circ\text{C}$ を維持していることが認められる。次に融解水の流出量 W をみてみ

る。 $t=40$ s で融解水は流出し始め約 $t=2$ min ほどで融解水の流出が終了している。ここで注目したいのは圧縮機を除霜途中で停止させても融解水は連続運転の場合とほとんど同じように流出していることである。このことから圧縮機の途中停止は融解水の流出になんら影響を与えないことが認められたものと思う。最後に圧縮機の入力 P について検討する。圧縮機を連続運転すると実線のような特徴的な挙動を示す。一方 $t=50$ s で圧縮機を停止すると破線で示すような挙動となる。ほぼ融解水の流出が終了する $t_c=2$ min まで圧縮機を運転するとすると、圧縮機を途中で停止した場合には斜線部分の面積に相当するエネルギーが節約できることになる。このことから着霜融解終了時間 t_c を検知して圧縮機を停止して除霜することによる省エネルギーが期待できることが一つの冷凍サイクルでの除霜試験から認められたものとする。

4. おわりに

本報はヒートポンプ用熱交換器の着霜融解（除霜）で特に着霜量を変化させて実験を行い、融解終了時間、融解水流出終了時間、融解熱効率を検討したものであり、さらに圧縮機を装備した冷凍サイクルで除霜試験を実際に試みて融解終了時間を検知することによって圧縮機を除霜途中で停止して除霜と言う省エネルギー除霜の方法を提案した。また本報は着霜量の影響に対する検討に限定したとは言え、得られた結果は除霜時間を含めた小形ヒートポンプ空調機の最適システム効率運転のための一つの基礎資料となるものと考ええる。

終わりに本研究を遂行するに当たり多大な助力をいただいた当時ダイキン工業技術研究所副所長であった藤原正典氏に感謝の意を表したい。

文 献

- (1) 山田・大谷, 化学工学, 36-2(1972), 197.
- (2) 林・青木, 機論, 43-368(1977), 1384.
- (3) 関・ほか 3 名, 機論, 50-451, B (1984), 825.
- (4) 齊藤・ほか 3 名, 機論, 50-452, B (1984), 1190.
- (5) 青木・ほか 2 名, 機論, 51-469, B (1985), 3048.
- (6) 青木・ほか 2 名, 機論, 51-471, B (1985), 3567.
- (7) 勝田・ほか 2 名, 冷凍, 58 665 (1983), 229.
- (8) 安立・ほか 2 名, 冷凍, 52-598(1977), 715.
- (9) 桑原・ほか 2 名, 冷凍協会論文集, 2-3(1985), 203.
- (10) 菅原・ほか 3 名, 機論, 54-506, B (1988), 2838.
- (11) 菅原・ほか 4 名, 機論, 55-510, B (1989), 504.