

凝縮潜熱を考慮した可搬型雪冷房装置の冷房能力の定量的評価

青柳大輔¹・○田中光太¹・丸山翔生²・杉原幸信³・上村靖司³

(1:長岡技術科学大学大学院 工学研究科 2:長岡技術科学大学 工学部 3:長岡技術科学大学 機械創造工学専攻)

1. はじめに

一般に雪冷房は利用可能な地域が豪雪地帯に限定され、システム全体が大型になるという制約がある。非雪国でのイベント等において活用するためにシステムを簡略化・小型化し、持ち運びを可能とする簡易雪冷房装置も試験的に運用されてきた¹⁾。しかし、輸送から運用までの工程や手間が多いことや、定期的な雪の装填が必要であることなどの理由から、未だ広く普及するには至っていない。そこで本研究において、雪の運搬時に使用されるフレキシブルコンテナ(以下、FC と呼ぶ)を直接搭載する可搬型雪冷房装置を開発し、性能向上に取り組んできた。ここでは今一度システムの概要とこれまでの性能評価で用いていた顕熱分の冷房能力を紹介するとともに、凝縮潜熱も考慮した冷房能力の再検討結果を報告する。

2. 可搬型雪冷房装置の概要と性能試験

2.1 可搬型雪冷房装置の構成

本研究で製作した可搬型雪冷房装置の概略図を図 1 に示す。

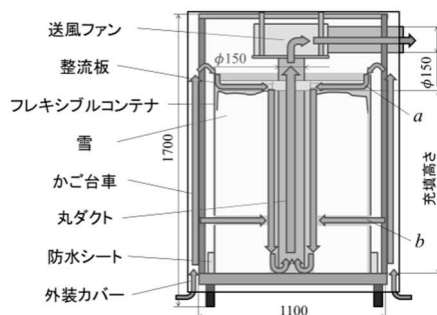


図1 可搬型雪冷房装置の概略図

本装置は市販のかご台車を活用し、整流板、ダクト(φ150 mm, t=1.5 mm)、送風ファン(VD-23ZB12-IN 三菱電機製、風量:570 m³/h, 最大静圧:約 350 Pa, 定格消費電力:82 W)を組み込んで構成した。使用電源はポータブルバッテリーの AC100V(60 Hz)を用いた。空気は送風ファンによって外装カバーの下部から装置内部に取り込まれ、雪と直接接触することで熱交換しながら冷やされ、吹出口から吹き出される。装置に取り込まれた空気は、FC 上面に取り付けた整流板下とダクト周りで熱交換を行う整流板方式 a と FC 上面部を閉じ、側面 4 方向から吸込口ダクトに向かった φ50 mm の穴を計 8 箇所開けて、横穴部とダクト周りで熱交換を行う横穴方式 b の 2 種類の方式について試験を行った。

2.2 性能試験

試験は横穴方式を 2021 年 8 月 5 日に整流板方式を 2021 年 8 月 6 日に新潟県南魚沼市大原運動公園近くの屋外にて試験を行った。両日とも設置したテント内に装置を収容し、11 時から 15 時までの約 4 時間の連続運転を行った。天候は両日ともに晴れ、この時間帯の平均外気温は 5 日は 33℃、6 日は 30℃であった。雪は雪山に保存されたものを、手作業によって FC に充填したものをを用いた。装置の性能を評価するため、外気温および吹出口の温度と風速を測定した。温度は、T 型熱電対を用いて測定し、データロガーで記録した。風速はベーン式風速計で測定した。

2.3 評価方法

装置の性能を評価するため、測定データより顕熱分の冷房能力を求める。冷房能力 P は次式で求める。

$$P = \Delta t \rho Q C_p \quad [\text{kW}] \quad (1)$$

ここで Δt は(外気温[℃]と吹出口温度[℃]の差であり) $t_{in} - t_{out}$ で表される。このときの t_{in} は外気温[℃]、 t_{out} は吹出口温度[℃]である。 ρ は空気の密度[kg m⁻³]、 Q は風量[m³ s⁻¹] ($= v_{out} A_{fan}$ 、 v_{out} は吹出口平均風速[m s⁻¹]、 A_{fan} はファン吐出口断面積[m²]、 C_p は空気の比熱[kJ/kg・℃]である。

また、実際は空気を冷却すると空気中の水蒸気が液化(凝縮)する。すなわち、凝縮による熱の移動が発生する。この時空気中から奪われた熱量を凝縮潜熱といい、その時の冷房能力 P_L は次式で求められる。

$$P_L = (h_{in} - h_{out}) \rho Q \quad [\text{kW}] \quad (2)$$

ここで、 h_{in} は外気、 h_{out} は吹出口の比エンタルピーを示す。空気調和衛生工学便覧²⁾より(3)式を引用して比エンタルピーを求める。

$$h = 1.006t + (1.86t + 2501)x \quad [\text{kJ/kg(DA)}] \quad (3)$$

この時の x は絶対湿度[kg/kg(DA)]であり、(4)、(5)式で求められる。

$$p_w = p_{ws} \varphi / 100 \quad [\text{kPa}] \quad (4)$$

$$x = \frac{M_w}{M_a} \frac{p_w}{(p - p_w)} \quad [\text{kg/kg}] \quad (5)$$

ここで、飽和水蒸気分圧 p_{ws} [kPa] はハイランド・ウェクスラーの式³⁾を用いて求め、 p_w は水蒸気分圧、 p は空気の全圧、 φ は相対湿度[%]である。さらに空気調和衛生工学便覧²⁾

より, M_w は水蒸気分子量として 18.0153[g/mol] を, M_a は乾き空気の分子量として 28.9645[g/mol] を用いて算出する.

また, 今回外気の絶対湿度 x については 2021 年 8 月 5 日, 6 日の気象庁新潟気象台⁴⁾の平均値を参考とし, 吹出口の相対湿度を 100% と仮定した.

3. 試験結果

各方式の顕熱分の冷房能力の試験結果を図 2 に示す. また, 整流板方式について凝縮潜熱を考慮した冷房能力を図 3, 横穴方式について凝縮潜熱を考慮した冷房能力を図 4 に示す.

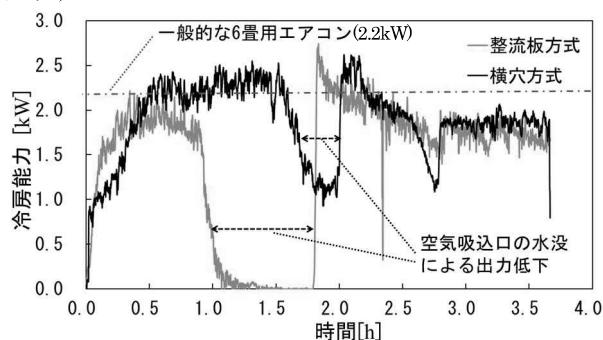


図 2 各方式の冷房能力

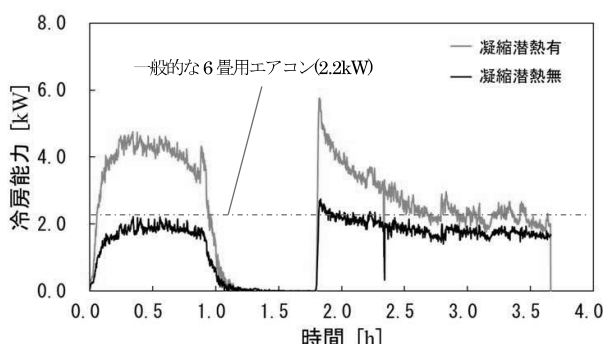


図 3 整流板方式について凝縮潜熱を考慮した冷房能力

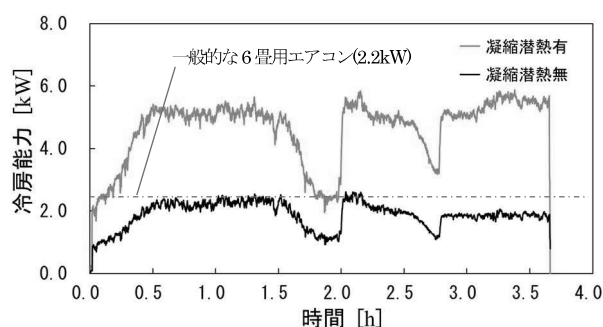


図 4 横穴方式について凝縮潜熱を考慮した冷房能力

図 2 より, 横穴方式では開始から 1.5 時間は 2.3 kW を維持し, 3 時間以降は 1.9 kW で安定した. 整流板方式では 1.8 kW 以上の冷房能力を安定して保っていた.

図 3, 図 4 より, 凝縮潜熱を考慮すると, 各方式の冷房能

力は 1.5 倍から 2.5 倍に上昇し, 整流板方式では運転開始から約 1 時間後まで 4 kW, 横穴方式では 0.5 時間から試験を終えた 3.5 時間まで 5 kW の冷房能力を維持できることが示されている. また, 図 3 から整流板方式において約 1.7 時間で冷房能力が減少する傾向にある. これは, 夕方にかけて外気温が低下するにつれて, Δt も同様に減少したためであると考えられる.

また, 性能評価試験の際に, 発生した融解水を測定し, これを基に次式を用いて消費した熱量を推定した.

$$Q_w = q \rho_w h_w \times 10^{-6} \quad [\text{MJ}] \quad (6)$$

この時の Q_w は総消費熱量 [MJ], q は総融解水量 [L], ρ_w は水の密度 [kg/m^3], h_w は雪の潜熱 [kJ/kg] を示している.

また, (6) 式を用いて求めた融解水による熱量と凝縮潜熱を考慮した総消費熱量を比較したグラフを図 5 に示す. このグラフより, 両方式においても融解水から求めた熱量 (プロット) と総消費熱量の傾向が近似していることがわかる.

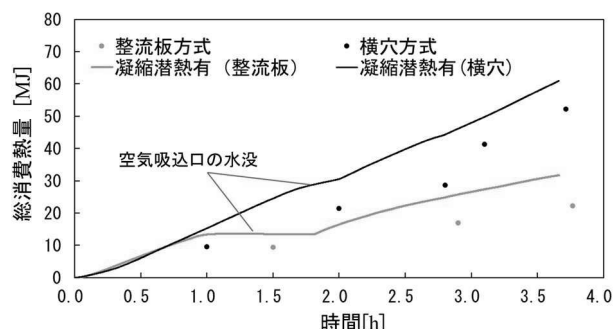


図 5 融解水による熱量と凝縮潜熱を考慮した冷房能力

4. まとめ

性能試験の結果より, 顕熱分のみの冷房能力において, 1.8 kW 以上で安定して稼働していた. また, 凝縮潜熱を考慮した各方式の冷房能力は 1.5 倍から 2.5 倍に上昇し, 横穴方式で最大 5 kW を維持することができた. この結果と融解水から求めた熱量の傾向は概ね一致した.

5. 謝辞

本研究は内田エネルギー振興財団および佐々木環境技術振興財団(五十音順)の助成を受けたものです. この場を借りて厚く御礼申し上げます.

文献

- 1) 青柳大輔, (2021) 「保存雪を用いる可搬型雪冷房装置の熱交換性能の向上」, 第 37 回寒地技術シンポジウム 報告論文
- 2) 社団法人 空気調和・衛生工学会 (2010) 「空気調和衛生工学便覧 第 14 版 1 基礎編 第 3 章 湿り空気」, p.39
- 3) R. W. Hyland and A. Wexler, (1983), ASHRAE Trans. , 89-2A, p.500
- 4) 国土交通省気象庁, 「過去の気象データ検索」