

36. 太陽熱ヒートポンプ空調システムの室外機集熱・放熱特性評価

Assessment of collection and radiation of heat that heat pump system using solar heat

B06037 堅木 正人 B06119 村上 洋輔 (研究指導者 田中 耕太郎)

1. 緒言

ヒートポンプの性能は蒸発器内冷媒の蒸発温度が高くなるほど良くなることが知られているが、蒸発温度を高める方法の一つとして太陽熱集熱器を蒸発器として使用する方法がある。

しかし、従来の研究¹⁾では、太陽熱を利用すると冷房サイクルにおける放熱が困難な点が問題点として挙げられる。

近年の研究で、太陽熱を利用した暖房サイクル及び、夜間時に放射冷却利用の冷房サイクルを行えるソルエアヒートポンプシステム²⁾が注目されている。本研究では、そのシステムを参考にし、冷房サイクル時における放熱特性に優れた太陽熱集熱を考案し、暖房サイクル及び冷房サイクルの両方の運転を行える、新たな熱交換器を自作・性能評価することを目的とする。

2. 原理

本研究ではヒートポンプ空調システムの暖房運転時における蒸発器部、及び冷房運転時における凝縮器部に、自然環境下における太陽熱や自然対流が利用できる特性を備えた点が特徴である。太陽熱による集熱には、従来の研究と同様に集熱パネルを利用する。このパネルに自然対流による放熱が可能となるようなフィンを取り付ける。Fig.1 に集熱・放熱特性を備えたパネルを、室外機に用いたサイクル図 (冷房運転時) を示す。

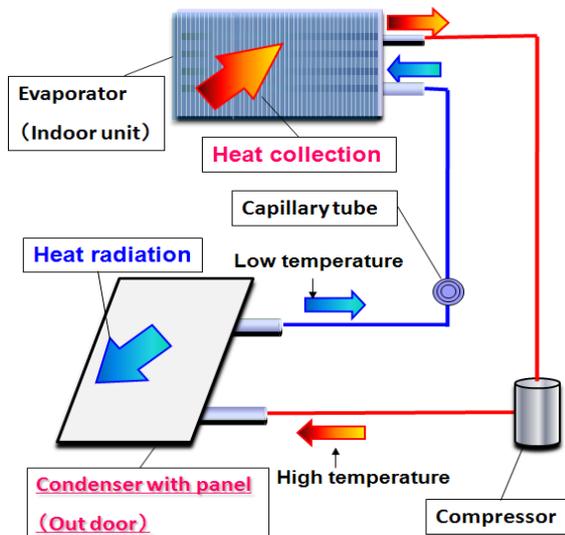


Fig.1 Air-conditioning cycle

3. 実験概要

Fig.2 に実験装置図 (冷房運転時) を示す。

実験で評価対象の、成績係数 (COP) の算出に必要な質量流量 [g/s] を計測するため流量計 (液体用) を取り付ける。流量計は冷媒が液相となっている箇所、すなわち凝縮器出口部分に設置する。また、流量計の近くに銅管内部が観察できるサイトグラスを設置する。これにより、凝縮器で冷媒が液化されているかを目視で確認する。

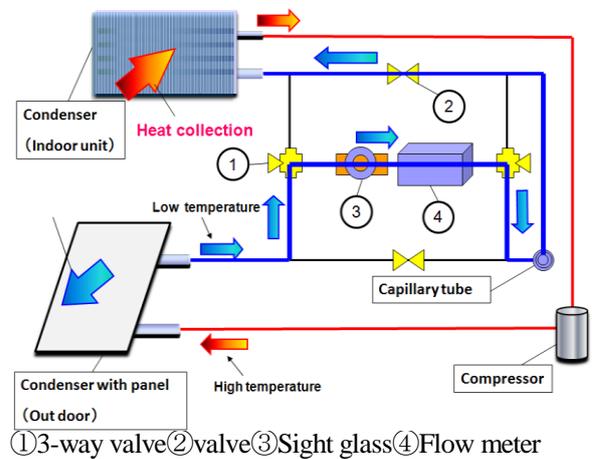
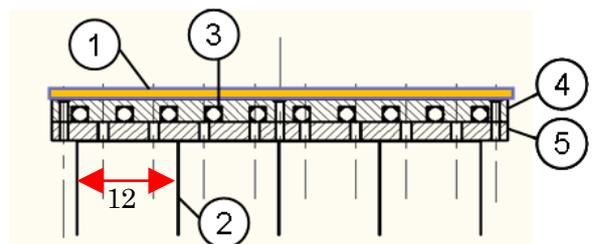


Fig.2 Experiment device chart

室外機として用いる熱交換器図 (一部断面図) を Fig.3 に示す。暖房運転に関しては、アルミ板上にシリコンラバーヒーターを貼り付け、これにより太陽光による集熱を想定し、電力を調節しながら実験を行う。また、冷房運転に関しては、決まった風量が可能な市販の扇風機を利用して、フィンに風を送る。この実験により、放熱計算により自作したフィンと実験結果とを比較するためである。



①Rubber heater ②Fin (Aluminum) ③Copper pipe ④Aluminum board ⑤Aluminum board (lower)

Fig.3 Heat exchanger

また、測定箇所及び実験条件は以下の Table.1 及び Table.2 とした. これより得られたデータと改良前の測定データとの比較を行う. なお、室温は 25℃、エアコンの設定温度は暖房運転時で 28℃、冷房運転時で 22℃、運転時間は 7 分の一定条件で実験を行った.

番号	測定点	単位
1	蒸発器入口・出口冷媒温度	℃
2	凝縮器入口・出口冷媒温度	℃
3	室温	℃
4	凝縮器出口における体積流量	l/min
5	消費電力	kw/h

番号	条件	備考
1	ヒータOFF時の暖房運転	
2	扇風機OFF時の冷房運転	
3	ヒータON時の暖房運転	電力を変化させる
4	扇風機ON時の冷房運転	風量を変化させる

4. 実験結果及び考察

暖房運転についてはヒータにかける電力値を約 750W にした時冷媒温度が安定した. また、冷房運転については風量が約 3m/s 時に冷媒温度が安定した. 以下に改良前の熱交換器、及び自作した熱交換器の時間-温度グラフを示す.

a. 暖房運転（自作熱交換器部が蒸発器）

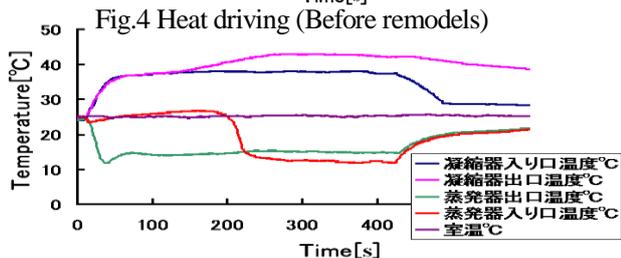
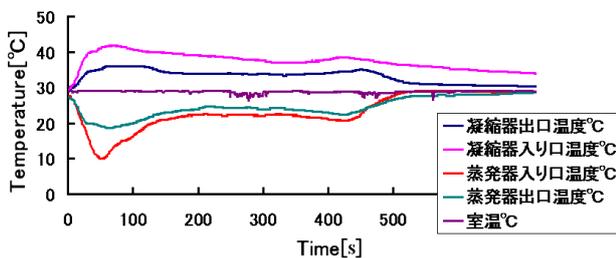


Fig.5 Heat driving (After remodels)

実験結果を比較すると凝縮器及び蒸発器における出口・入口の温度差がほぼ同じとなっている (Fig.5 においてヒータが温まり、伝熱されるまで約 200 秒かかっている). このことより約 750W の熱量を自作熱交換器に与えることにより改良前と同等の性能となるといえる. しかし、太陽熱の最大日射量を自作熱交換器の面積分に換算すると約 540W であることから、与える熱量が大幅に増えてしまった. この原因としてフィンによる放熱の影響や、アルミ板の厚みによる熱伝達率の低下などが考えられる.

b. 冷房運転（自作熱交換器部が凝縮器）

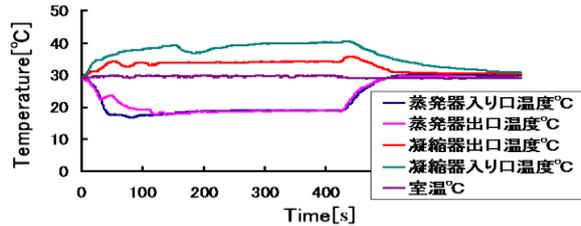


Fig.6 Cool driving (Before remodels)

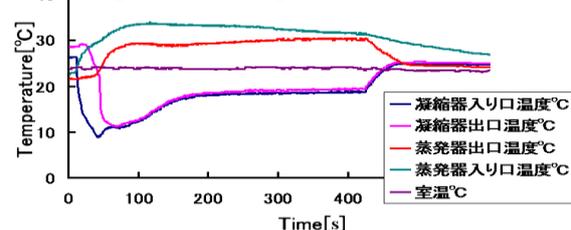


Fig.7 Cool driving (After remodels)

冷房運転に関しても、暖房運転時と同様に凝縮器及び蒸発器の出口・入口温度がほぼ同一となっていることが分かる. しかし、自作フィンは風量 1m/s 時で設計したのに対し、結果的には冷媒温度が安定しなかった. これはフィンとアルミ板をネジ止めしているため若干の隙間から伝熱が悪くなっていることが原因として考えられる. また、6m/s とした時、風量が多いにも関わらず、冷媒温度が安定する結果が得られなかった. これはフィン間隔の狭さが起因して風量 3m/s 時よりも粘性抵抗が増加し、放熱量が低下したことが原因として考えられる.

体積流量に関しては、暖房運転時約 0.65l/min に、冷房運転時は約 3.8l/min に落ち着いた. 圧縮機のスペック値として暖房運転時に 0.66l/min、冷房運転時に 0.84l/min となっている. 冷房運転時にかけ離れた数値が出てしまったことについては、冷媒が流量計に流入してくる直前に 8mm 銅管と 6.35mm 銅管を接合していることが起因し、急縮小管となっているため、管内流れの摩擦損失が生じ、体積流量が増加してしまったことが原因として考えられる.

5. 結言

自作熱交換器で冷房・暖房の両方で冷媒温度を安定させることはできたが、太陽熱及び自然対流による集熱・放熱を行うには、さらなる改良を加える必要がある. また、適正な流量値・消費電力値を得るためにも配管の改良や、長時間の運転を要する.

参考文献

- 1) 伊藤定祐・三浦直勝・高橋 久, 太陽熱ヒートポンプシステムの研究, 54-502, B(1988), 1503-1508
- 2) ソルエアヒートポンプシステム ホームページ <http://www.kajima.co.jp/tech/katri/leaf/pdf/2000-22.pdf>