

## CO<sub>2</sub>ヒートポンプを用いた熱マネジメントシステムの 性能評価

伊藤, 大芽

九州大学大学院総合理工学府総合理工学専攻機械・システム理工学メジャー

<https://hdl.handle.net/2324/6788209>

---

出版情報 : Kyushu University, 2022, 修士, 修士  
バージョン :  
権利関係 :



# CO<sub>2</sub> ヒートポンプを用いた熱マネジメントシステムの性能評価

熱エネルギー変換システム学研究室 伊藤 大芽

## 1. 緒言

近年、地球温暖化の進行が問題視されている。地球温暖化の主な原因とされているのが、温室効果ガスである。経済成長により世界中にエアコンやテレビなどの家電製品の普及が進むことで、世界的に電力消費量は増加し温室効果ガスの排出量も増加の一途を辿っている。自動車業界に注目すると、近年地球温暖化対策の為温室効果ガス排出抑制への取り組みとして電気自動車が発展している。電気自動車は電動モーターによる駆動方式のため、低温環境下において暖房を使用する際に内燃機関からの排熱を利用できないことから電力消費量が増加してしまうという問題点がある。エアコンや給湯器などの機器には、熱媒物質として一般に温室効果ガスであるフロン類が使用されており冷媒と呼ばれ、地球温暖化といった地球環境問題が世界的な課題となるにつれ、冷凍、空調、ヒートポンプ等の作動流体として用いられる冷媒が環境に及ぼす影響が問題視され始めている。現在代替フロンが空調機器に用いられており、途上国を中心に空調機器の普及率は上昇する見通しである。しかし、代替フロンについて、議定書に基づき削減していく必要がある。そこで、現行の代替フロンより GWP の低い代替冷媒の利用を促進する必要がある。そこで、オゾン層破壊への影響が無く温室効果も代替フロンと比較し非常に小さい自然冷媒が注目されている。そこで、不燃・無毒であり、作動圧力および密度が高いため、システムのコンパクト化が可能である、蒸気潜熱及び蒸気密度が大きい、単位排除容積あたりの冷凍能力は高いなどの特徴がある CO<sub>2</sub> に着目した。しかし、CO<sub>2</sub> を空調機の冷媒として用いる場合は効率が従来冷媒に比して低くなり、特に冬場のような外気温が低い環境においては CO<sub>2</sub> 冷媒が高温・高圧になりやすく、十分な性能が発揮できない。

電気自動車や CO<sub>2</sub> に関する以上の課題を克服する手段の一つとして、気温が低い寒冷地における電気自動車内での空調使用時に、車内空調システムに CO<sub>2</sub> ヒートポンプシステムを用いてより効率的に暖房する方法、さらに CO<sub>2</sub> ヒートポンプシステム内の熱交換器を加温することにより空調システムの高性能化を図る方法に着目し評価を行った。

## 2. 実験装置と実験条件

実験に使用した装置の概略図を図 1 に示す。実験装置は、冷媒ループ及び熱源ループから成る。冷媒ループは主

に、圧縮機、ガスクーラー、電子膨張弁、蒸発器で構成されている。冷媒の流れは、圧縮機で高温高圧にされ、ガスクーラーに入る。ガスクーラーでは熱源に熱を放出し、その後、膨張弁で減圧されて気液混合状態になる。そして、蒸発器に入り、熱源から熱を吸収し、過熱蒸気になって再び圧縮機に戻るといった流れになる。CO<sub>2</sub> は冷媒として使用する際、冷凍サイクルが非常に高い作動圧力となり、遷臨界サイクルと呼ばれるサイクルを構成する。表 1 に実験条件 I (遷臨界サイクル) を示す。表 2 に実験条件 II (加温想定) を示す。

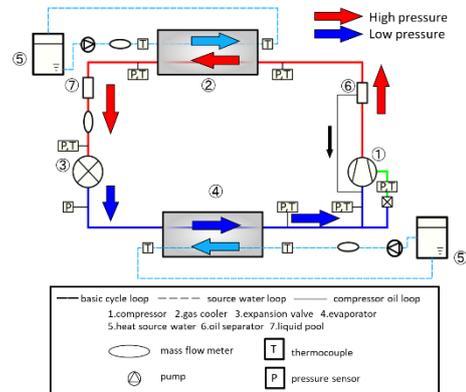


図 1 実験装置概略図

表 1 実験条件 I

圧縮機回転数[rpm]	2850	2550	2400
EVA 熱源水入口温度[°C]	GC 熱源水入口温度[°C]		
	5	10	15
5	○	-	-
10	-	○	-
15	-	-	○

表 2 実験条件 II

圧縮機回転数[rpm]	2400		
EVA 熱源水入口温度[°C]	GC 熱源水入口温度[°C]		
	5	10	15
5	○	○	-
10	○	-	-
15	-	-	-

## 3. 実験結果

図 2 に実験条件 I のモリエル線図、図 3 に実験条件 II のモリエル線図、図 4 に実験条件 I の COP、図 5 に実験条件 II の COP を示す。今回 COP 比較は暖房条件において行っている。COP の計算式を式 (1), (2), (3), (4) に示す。

$$COP_{c,sys} = \frac{Q_{S,c}}{E_{inv}}, \quad COP_{h,sys} = \frac{Q_{S,h}}{E_{inv}} \quad (1), (2)$$

$$COP_{c,cyc} = \frac{Q_{R,c}}{\dot{m}_R(h_d - h_s)} = \frac{COP_{c,sys}}{\eta_{inv} \cdot \eta_{comp}} \cdot \frac{Q_{R,c}}{Q_{S,c}} \quad (3)$$

$$COP_{h,cyc} = \frac{Q_{R,h}}{\dot{m}_R(h_d - h_s)} = \frac{COP_{h,sys}}{\eta_{inv} \cdot \eta_{comp}} \cdot \frac{Q_{R,h}}{Q_{S,h}} \quad (4)$$

モリエル線図について実験条件 I の結果から、各温度条件において高压側のガスクーラー側圧力が  $CO_2$  の臨界圧力である 7.38MPa を上回っていることがわかる。従って  $CO_2$  遷臨界サイクルを実現していると考えられる。実験条件 I において、他条件と比較すると高压側のガスクーラー側圧力および低压側の蒸発器側圧力の圧力損失が大きいことがわかる。原因としては、 $CO_2$  遷臨界サイクル実現のため圧縮機周波数を上昇させ、圧縮機回転数が増加したことによって実験装置内の冷媒質量流量が増加し、圧力損失が増加したと考えられる。実験条件 II の結果から、熱源水蒸発器入口温度 10℃、熱源水ガスクーラー入口温度 5℃ の温度条件において、蒸発器側加温をすることにより蒸発器側圧力が上昇し、圧縮比が他 2 条件と比較し 19%ほど低くなっていることがわかる。圧縮比が減少することで圧縮動力を抑えることができ、理論サイクルに近い形となることがわかった。

COP について実験条件 I と実験条件 II を比較すると、熱交換器加温を想定し、熱源水ガスクーラー温度と熱源水蒸発器温度をそれぞれ上昇させた場合、熱源水蒸発器温度を上昇させた際の COP が熱源水ガスクーラー温度を上昇させた際の COP と比較しサイクル COP が上昇幅が大きいことがわかった。これは、蒸発器側加温をすることにより蒸発器側圧力が上昇し、圧縮比が低くなり圧縮動力を抑えることができた点と、熱源水蒸発器温度が増加したことにより冷媒が外部から受け取る熱量の絶対量が増えたことによって、系全体の総交換熱量に対して相対的に圧縮仕事が占める割合が減少したためと考えられる。また、熱源水蒸発器温度が増加することで冷媒が得る熱量が増加し密度が大きくなるため冷媒質量流量が増加し、蒸発器側圧力が上昇する。しかし、熱源水ガスクーラー温度は変化しないため圧縮比が低下する。従って、COP が上昇すると考えられる。一方で、熱源水ガスクーラー温度を増加させた際は、高压側圧力が上昇するが熱源水蒸発器温度は変化しないため、冷媒が熱源水蒸発器側から得られる熱量は増加しない。そこで圧縮機における昇圧に必要な圧縮仕事が増加する。以上の理由から熱源水ガスクーラー設定温度を増加させた際には COP が大きく上昇しないと考えられる。

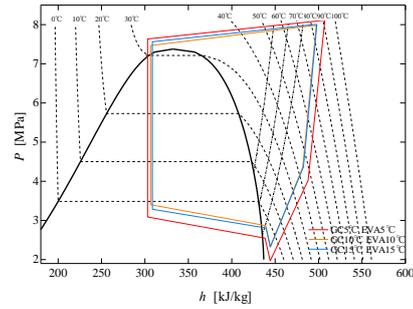


図 2 モリエル線図 (実験条件 I)

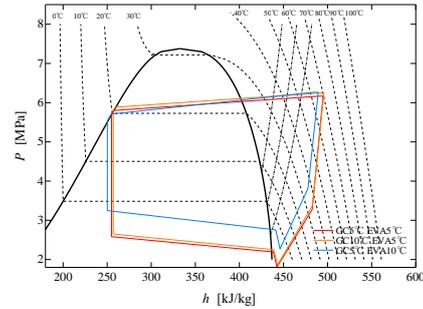


図 3 モリエル線図 (実験条件 II)

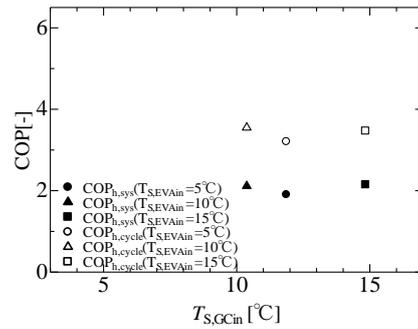


図 4 COP (実験条件 I)

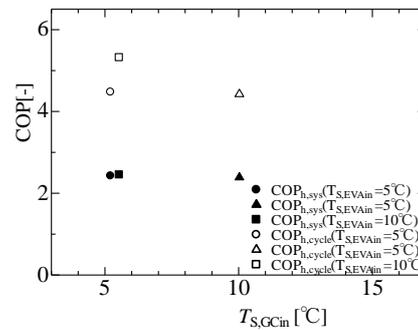


図 5 COP (実験条件 II)

#### 4. 結言

熱交換器加温を想定した  $CO_2$  ヒートポンプシステムについて以下の結論を得た。

- (1) 熱源水蒸発器側温度上昇することにより蒸発器側圧力が上昇し圧縮比が減少することで圧縮動力を抑えることができることがわかった。
- (2) 熱源水蒸発器側温度を増加させた際の COP が熱源水ガスクーラー側温度を増加させた際の COP と比較し COP 上昇幅が大きくなることがわかった。