

日本冷凍空調学会賞 技術賞

給湯機用CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプユニット  
—新エジェクタサイクル・新型圧縮機・水冷媒熱交換器—

CO<sub>2</sub> Heat Pump Water Heater

—Ejector Cycle System, Scroll Compressor, Gas Cooler—

1. はじめに

わが国における消費エネルギーの15%は「家庭」用であり、その中でも「給湯用」が31%を占め、その「給湯の省エネルギー」が温暖化対策の大きなポイントである。CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプ給湯機は、2001年に発売が開始されて以来、低炭素社会を実現するための国の普及促進活動が行われる中で、その出荷台数は年々増加している。今後さらに環境意識が高まる中、高効率給湯機に対する省エネ技術の期待は大きくなる状況下にある。そこで今回私たちは、飛躍的な省エネ性、環境性を追求した給湯機用CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプユニットを開発した。

2. システム概要

表1は、当社が開発したCO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプユニットの仕様を示す。

3. 技術の特徴

3.1 新エジェクタサイクル

膨張弁を使用した一般的なヒートポンプサイクルでは、その膨張過程で非可逆的な断熱膨張が行われ、その際に運動エネルギーから熱エネルギーへの変換が発生する。変換された熱エネルギーは冷媒を加熱し、外気からの吸熱量を減少させてしまう。そこで、エジェクタを膨張機構に採用することによって、この膨張過程における熱エネルギーへの変換を大幅に低減し、低温冷媒の無駄な加熱をなくす

表1 CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプユニットの仕様

項目	仕様	
型式	CHP-H4510A	CHP-H6010A
外形寸法	690 mm (高さ) × 820 [カバー部+80] mm (幅) × 300 mm (奥行)	
質量	約58 kg	約59 kg
中間期加熱能力*1	4.5 kW	6.0 kW
中間期消費電力*1	0.885 kW	1.230 kW
中間期COP*1	5.1	4.9
運転音*2	38 dB	42 dB
冷媒名 (封入量)	CO <sub>2</sub> (0.875 kg)	CO <sub>2</sub> (0.875 kg)

\*1 作動条件：外気温 (DB/WB) 16/12℃、水温17℃、沸上温度65℃  
\*2 中間期条件下での測定 (JRA4050：2009に準じ測定)



大矢直弘\*  
Naohiro OHYA



高津昌宏\*  
Masahiro TAKATSU



加藤裕康\*  
Hiroyasu KATO



森本正和\*  
Masakazu MORIMOTO



吉井桂一\*  
Keiichi YOSHII

ことで空気熱交換器の性能を向上させ、かつ減圧時の運動エネルギーを回収し、コンプレッサへの吸入冷媒を昇圧、圧縮動力を低減できるようになる (図1)。

開発品ではこのエジェクタサイクルを進化させ、空気熱交換器の性能を最大限に引き出し、大幅な性能向上を実現可能なCO<sub>2</sub>用エジェクタサイクル (EJECS II) を開発した。本技術の特徴は、(1)耐着霜能力の向上と、(2)空気熱交換器のオイル循環量の低減である。

(1) 耐着霜能力の向上

空気熱交換器は、従来の発想では性能向上のためにフィン間隔を小さく、耐着霜性向上のためにフィン間隔を大きくするという相反する課題があった。開発品では、空気熱交換器への霜の付着の仕方をまったく新しい発想で画期的に改善することで性能向上を実現した。

空気熱交換器は一般的に、風の流れに対し前後2列の配列で構成されているため、外気との温度差の大きい風上側に集中して着霜してしまう。新エジェクタサイクルでは可変エジェクタと可変膨張弁を組み合わせ、エジェクタの昇圧機能を活かし、風下側の蒸発温度に対して風上側の蒸発温度を高くすることで、外気との温度差を均等化し着霜を均一化させた (図2)。これにより、着霜による効率の低下を抑制し、性能向上と耐着霜性を両立させる最適なフィン間隔を有する空気熱交換器仕様を可能とした。

(2) 空気熱交換器のオイル循環量の低減

冷媒に混合した循環オイル (コンプレッサ潤滑) は、熱交換器の伝熱管表面に付着し、

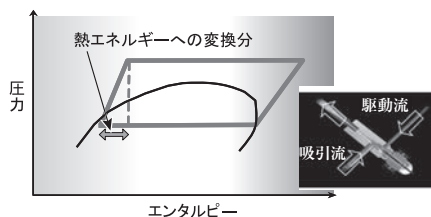


図1 エジェクタの仕組み

\* (株)デンソー  
Denso Corporation  
原稿受理 2011年2月15日

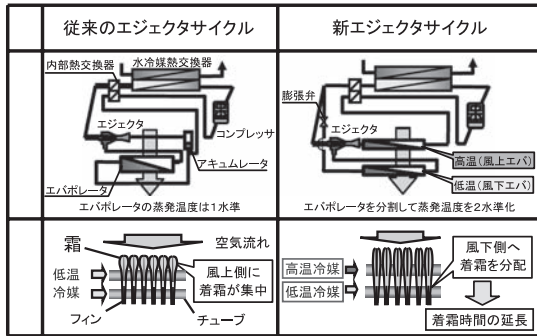


図2 蒸発温度の2水準化による均一着霜

熱伝達を障害し、性能を低下させる要因となる。したがって、熱交換器に入るオイル量を減らすことは性能向上の有効な策となる。一般にはコンプレッサ吐出後（もしくはコンプレッサ内部）にオイルセパレータを設け、冷媒とオイルを分離するが、完全に冷媒とオイルを分離することはできない。

従来のエジェクタサイクルは、アキュムレータ→空気熱交換器→エジェクタというように、コンプレッサ吸入部に戻らない閉ループ回路が構成されており、この閉ループ回路内にオイルが徐々に滞留し、空気熱交換器を流れる循環オイル量が増え、オイルセパレータ機能を活かすことができなかった(図3)。閉ループ回路を無くした新エジェクタサイクルは、膨張弁サイクルに対するエジェクタ効果であるエネルギー回収による圧縮機の動力低減という機能と、オイルセパレータによる空気熱交換器内のオイル循環量低減という機能を複合両立させ、性能向上を実現している。

### 3.2 新型高効率コンプレッサ

当社の独自技術である低圧ドーム型のモータ冷却と低放熱ロスにより、冬期、寒冷期における性能優位をさらに進化させ、新たに圧縮後の高圧冷媒から潤滑油を分離する高効率オイルセパレータを搭載した新型スクロールコンプレッサを開発した(図4)。このオイルセパレータと新エジェクタサイクルとの組み合わせで、3.1(2)に記載したサイクルオイル循環量の低減によってシステム効率の向上を図るとともに、さらに分離した潤滑油はコンプレッサ内部の各部へ適量が強制給油され、各摺動部の潤滑性を高めている。

また、可動スクロール背面に作用する、圧縮による高荷重を支持するスラスト軸受については、油膜形成に優れる円形の島を多数個配置した形状を採用することで、低損失化を実現している。

さらに、従来品では吸入冷媒を全量モータ室に吸入した後、圧縮部へ導入していたが、モータ冷却に必要な量を除いて、直接、圧縮部へ吸入する構造とすることで加

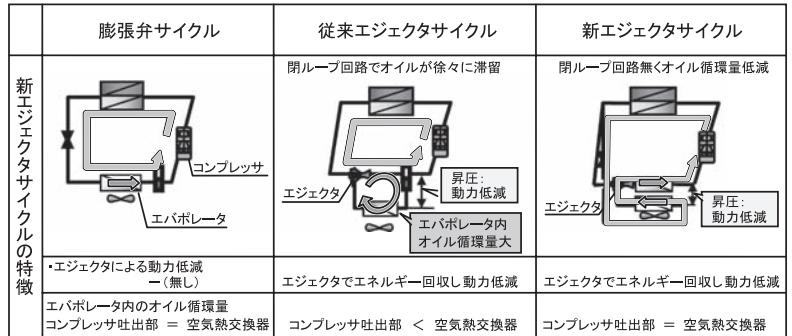


図3 空気熱交換器内のオイル循環量低減

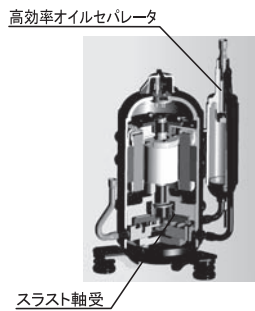


図4 新型コンプレッサ

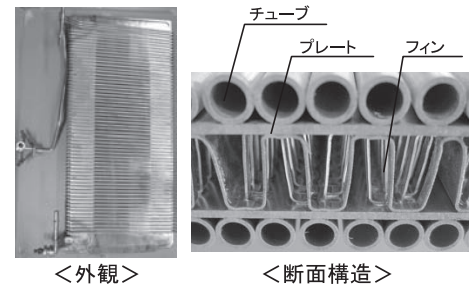


図5 水冷媒熱交換器

熱損失を低減した。そのほか、スクロール形状および各部クリアランスの最適化による洩れ損失を低減した。

### 3.3 高効率水冷媒熱交換器

当社の独自技術である扁平の矩形筐体内にフィン（仕切り板）を設置し、蛇行流れをした水流路を形成した水側コアで、無駄なスペースをつくらずに伝熱長さを増大できる構成をさらに進化させて、水流路内に伝熱促進と通水抵抗の低減が両立できる新発想の超微細オフセットフィンを採用し、高性能化を図りながら低圧損化を可能にした(図5)。冷媒側は、小径冷媒チューブを水側コアへ高密度に螺旋状に巻き付け、水と冷媒の流れを対向流にすることで、効率よく水と冷媒とを熱交換することを可能にした。

## 4. 省エネルギー性

開発品は、①新エジェクタサイクル、②新型圧縮機、③水冷媒熱交換器という3つの新技術導入により、中間期 COP 5.1 と従来機と比較して約 16% の高効率化を達成した。

## 5. おわりに

当社の独自技術を進化させることにより、省エネルギーな CO<sub>2</sub> 給湯機を実現することができた。今後もさらなる省エネルギー性を向上させ、家庭用ヒートポンプ給湯機の普及に貢献していきたい。