

# CO<sub>2</sub>ロータリ 2 段圧縮機搭載新冷却システム

## Cooling System Composed with Rolling Piston Type 2-Stage CO<sub>2</sub> Compressor

井上 英之\*      山崎 晴久\*      山中 正司\*      湯本 恒久\*      西川 弘\*  
Hideyuki Inoue      Haruhisa Yamasaki      Masaji Yamanaka      Tsunehisa Yumoto      Hiroshi Nishikawa

### 要 旨

現在、地球環境に対しインパクトが少ない自然冷媒への期待や関心が年々高まってきている。なかでも CO<sub>2</sub>は、オゾン破壊係数ゼロ、地球温暖化係数 1、そして不燃かつ無毒という特性をもつため、脚光を浴びている。CO<sub>2</sub>を冷媒として使用した商品としては、既にヒートポンプ給湯機が商品化されているが、今回我々は遷臨界域を使った直膨式 CO<sub>2</sub>冷却システム（以下、本 CO<sub>2</sub>冷却システムと記述）を実用化した。本 CO<sub>2</sub>冷却システムは、CO<sub>2</sub>を冷媒として使用した場合の高動作圧力と高差圧に対応するため、冷凍・冷蔵用として新たに開発した CO<sub>2</sub>ロータリ 2 段圧縮機を搭載している。また、システムとしての高効率化を実現するため、内部熱交換器や中間熱交換器を採用し、HFC-134a 冷媒のシステムより優れた性能を達成した。今後、本 CO<sub>2</sub>冷却システムは、冷凍・冷蔵ショーケース、自動販売機、冷凍庫などへの応用が期待できる。

### Abstract

As alternative refrigerants, the use of natural refrigerants is becoming the focus of attention from the viewpoint of low impact to the environment. In particular, CO<sub>2</sub> has good characteristics as a refrigerant, ODP=0, GWP=1, non-flammable and non-toxic.

So we have developed a transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle composed of a newly designed 2-Stage CO<sub>2</sub> compressor, Inter Cooler, Inter Heat Exchanger and Capillary Tube for efficiency improvement.

As a result, this cycle has better efficiency than conventional refrigeration cycle using HFC-134a.

We expect that this CO<sub>2</sub> system will be applied to other applications such as showcase and freezer in the near future.

### [キーワード]

自然冷媒, 遷臨界サイクル, CO<sub>2</sub>, ロータリ 2 段圧縮機

## 1. 緒 言

近年、成層圏のオゾン層破壊や地球温暖化などの地球環境問題が、人類にとって重要かつ緊急に対応を要する課題となっている。

1987年に採択されたモントリオール議定書により、分子構造に塩素を含む特定フロン（CFC、HCFC）の生産や輸出入の段階的規制が始まり、HFC（Hydrofluorocarbon）など分子構造に塩素を含まない代替冷媒への転換も進展し、オゾン層の保護の国際的な取り組みが進められている。

また、地球温暖化問題に対しては「気候変動枠組条約」が1992年に締結され、それに基づいて、具体的な温室効果ガスの排出抑制対策として「京都議定書」<sup>(1)</sup>が採択され、温室効果ガス削減の取り組みが開始されている。

代替冷媒である HFC も地球温暖化係数（GWP）が高いことから、「京都議定書」の対象物質である「代替フロン等 3 ガス」として、使用制限、回収義務化などの対応がとられている<sup>(1)</sup>。

そのような状況のなか、自然界に元来存在しており、地球環境に対してインパクトが少ない自然冷媒への期待や関心が年々高まってきている。なかでも、CO<sub>2</sub>はオゾン破壊係数（ODP）がゼロ、地球温暖化係数（GWP）が 1、そして不燃かつ無毒という特性をもつため、脚光を浴びている（表 1）。

現在、CO<sub>2</sub>を冷媒として使用する機器としては、CO<sub>2</sub>/プロパン<sup>(2)</sup>、CO<sub>2</sub>/アンモニアなどのカスケード式 2 元冷却システム<sup>(用語)</sup>や直膨式 CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯システム<sup>(用語)</sup>などが実用化されている。直膨式遷臨界 CO<sub>2</sub>冷却システムは、カスケード式 2 元冷凍システムに

\*コマースグループクリーンエナジーカンパニー  
Commercial Solutions Group Clean Energy Company

表1 自然冷媒の特性  
Table 1 Characteristics of natural refrigerants

		ODP	GWP	可燃性	毒性
自然冷媒	CO <sub>2</sub>	0	1	無し	無し
	HC	0	3	++	無し
	NH <sub>3</sub>	0	0	+	有り
HFC	HFC-134a	0	1300	-	-
	HFC-410A	0	1725	-	-
	HFC-407C	0	1526	-	-
HCFC	HCFC-22	0.055	1700	-	-

++: 強燃性, +: 弱燃性  
Source: IPCC/OECD/IEA 1997

比べ圧力が高い、従来冷媒と同じ冷却システムではCOP (Coefficient Of Performance) が低い、吐出ガス温度が高くなる<sup>3)</sup>などの問題点があるため、実用化はまだまだされていなかった。

今回、我々はCO<sub>2</sub>ロータリ2段圧縮機を搭載した新冷却システム（以下、本CO<sub>2</sub>冷却システムと記述）を開発した<sup>4)</sup>。ここでは、その概要とHFC-134aを使用する従来の冷却システムとの性能比較結果などについて報告する。

## 2. 遷臨界CO<sub>2</sub>冷凍サイクルの技術課題

直膨式の遷臨界CO<sub>2</sub>冷凍サイクルの利用を考慮した場合、下記に示すような技術課題が挙げられる。

- (1) 遷臨界CO<sub>2</sub>冷凍サイクルの圧力は通常、高压側が10MPa程度、また低压側が2～3MPa程度と非常に高い動作圧力、高差圧状態となる。
- (2) 従来のHFC冷凍サイクルに対し、単純に冷媒のみをCO<sub>2</sub>に置き換えただけでは、そのCOPはHFC冷凍サイクルより低くなる。
- (3) 遷臨界CO<sub>2</sub>冷凍サイクルを、従来のHFC冷凍サイクルと同一の温度条件で運転した場合、CO<sub>2</sub>はHFC-134aに比べて比熱比が大きいため、圧縮機吐出ガス温度が高くなる。

これらの課題に対し、圧縮機及び冷却システムに関する新技術を開発することにより、本CO<sub>2</sub>冷却システムの実用化が可能となった。以下、圧縮機と冷却システムに関する新技術について報告する。

## 3. CO<sub>2</sub>ロータリ2段圧縮機

CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機用圧縮機と同様に、遷臨界CO<sub>2</sub>冷凍サイクルの高い動作圧力と高差圧に対応することが可能であるとともに、本CO<sub>2</sub>冷却システムに対応するため、新たに冷凍・冷蔵用のCO<sub>2</sub>ロータリ2段圧縮機

(以下、本圧縮機と記述)を開発した。

図1に本圧縮機の内部構造、及び表2にその仕様を示す。

本圧縮機内の冷媒流れは図2に示すとおり、吸入ガスは、圧縮機下部に配置された第1段圧縮機構にて中間圧力まで昇圧され、いったんシェル内部に放出される。その後、昇圧されたガスはシェル外部の中間圧配管を經由して上側の第2段圧縮機構に導かれ、最終吐出圧力まで昇圧し、圧縮機外部へ吐出される。

このように、新規開発の2段圧縮方式ではガスの圧縮

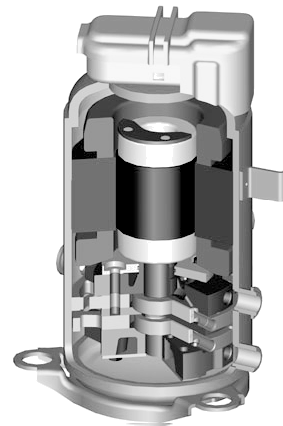


図1 CO<sub>2</sub>ロータリ2段圧縮機  
Fig.1 CO<sub>2</sub> rotary 2-stage compressor

表2 CO<sub>2</sub>ロータリ2段圧縮機の仕様  
Table 2 Specifications of CO<sub>2</sub> rotary 2-stage compressor

電源	単相230V/50Hz
定格出力	400 W
排除容積	第1段: 1.28 cm <sup>3</sup> 第2段: 0.83 cm <sup>3</sup>
モータタイプ	インダクションモータ (定速)
冷凍機油	PAG

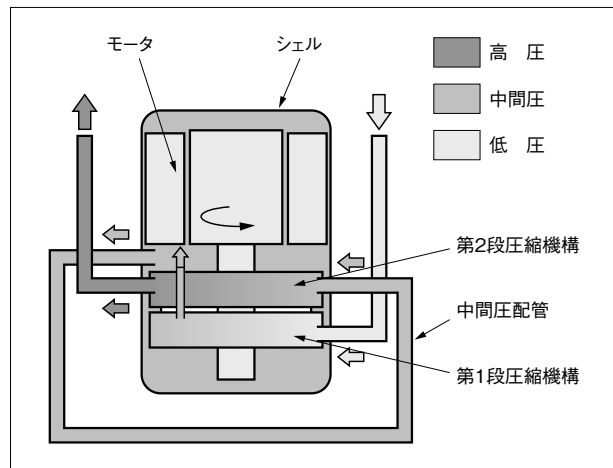


図2 2段圧縮機構の概要図  
Fig.2 Schematic view of a 2-stage compression mechanism

を 2 段階に分けることで、単段（1 段）圧縮方式と比較し、以下に列挙する多くの技術的優位性を得ることができた<sup>5)</sup>。

- (1) 各段の差圧が単段圧縮式に比べ約 1/2 と少なくなり、ポンプ室内の圧縮ガスの洩れが減少、体積効率が向上した。
- (2) 2 つのピストンを対向して配置することにより、ガス圧縮に伴うトルク変動が平滑化され、低振動、低騒音を実現した。
- (3) 圧縮機運転時のシェルにかかる圧力と停止時の圧力の差が単段圧縮の場合に比べて低減されるため、シェルの薄肉化が可能となり、圧縮機の小型軽量化と同時に高信頼性を実現した。
- (4) 2 段圧縮機構の特長を生かし、中間圧配管部に熱交換器の挿入が可能となるため、圧縮機吐出ガス温度の低減が可能となり、信頼性が向上した。

#### 4. 直膨式 CO<sub>2</sub> 冷却システム

今回開発した本 CO<sub>2</sub> 冷却システム（図 3）では、高効率と高信頼性を満足させるために内部熱交換器、中間熱交換器を採用した。更に、システムを簡素化し信頼性の向上を図るため、膨張要素としてキャピラリーチューブを採用した。以下に内部熱交換器、中間熱交換器及びキャピラリーチューブについて述べる。

##### 4.1 内部熱交換器

一般的に冷却システムを商品に搭載する場合、商品の機械室の大きさに制限があるため、熱交換量を十分持ったガスクーラの取り付けが難しい場合が多い。そのため、ガスクーラでの放熱量が不足し、膨張要素前の温度が十分に下がらないため、期待する冷凍能力を引き出せない

状況が生じる。

そこで今回の開発では、高い冷凍能力を確保するために膨張要素の前に内部熱交換器を設置した。図 4 に内部熱交換器の外観と構造を示す。

内部熱交換器は、2 重管構造で外側管には蒸発器から圧縮機へ流れる低温低压 CO<sub>2</sub>、内側管にはガスクーラから膨張要素に向かう中温高压 CO<sub>2</sub> が流れる。各々は対向流となっており、管内冷媒は管壁を通じて互いに熱交換を行い、膨張要素前の中温高压 CO<sub>2</sub> の温度を下げる作用を持つ。

内部熱交換器の効果を図 5 の p-h 線図上に示す。

ここで、内部熱交換器を付けた場合の冷凍サイクルは太線 5-6-7-8-5 であり、蒸発器における冷凍効果は蒸発器出口のエンタルピーを  $h_1$  とすると式（1）で表わせる。

$$W_{withIHE} = (h_1 - h_8) = (h_1 - h_4) + (h_4 - h_8) \cdots (1)$$

一方、内部熱交換器が無い場合は、サイクルは点線 1-2-3-4-1 で示され、冷凍効果は式（2）となる。

$$W_{withoutIHE} = (h_1 - h_4) \cdots (2)$$

以上で分かるとおり、内部熱交換器を採用した場合、冷凍効果は  $(h_4 - h_8)$  分だけ増加する。

しかしながら、単に内部熱交換器を冷凍サイクルに加えただけでは、吸入ガス温度が上昇するため、吐出ガス

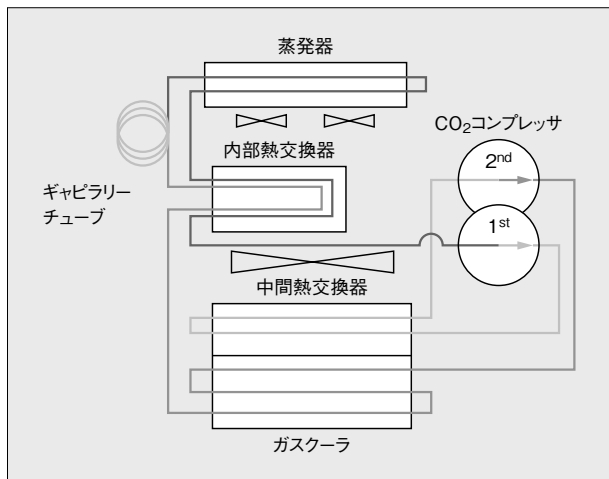


図 3 CO<sub>2</sub> 冷却サイクルの概略図  
Fig.3 Refrigeration cycle of CO<sub>2</sub> cooling system

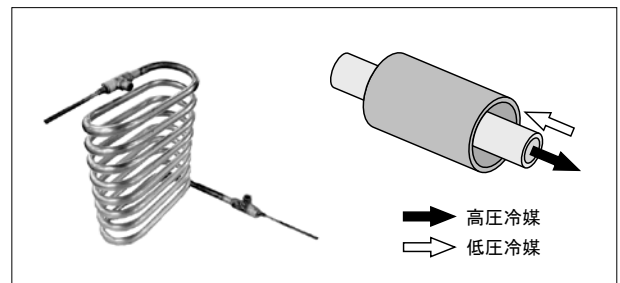


図 4 内部熱交換器の構造  
Fig.4 The structure of internal heat exchanger

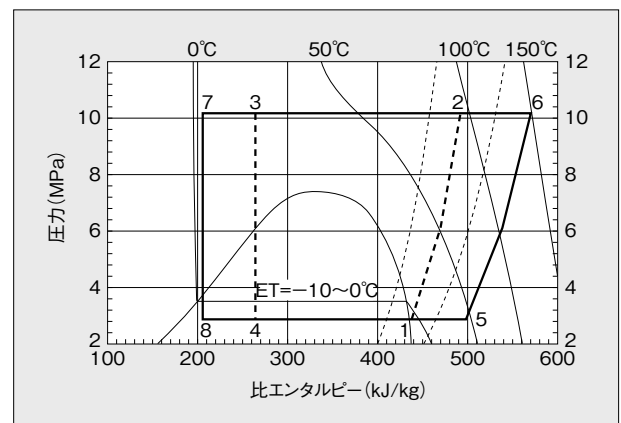


図 5 CO<sub>2</sub> 冷凍サイクルの内部熱交換器の効果  
Fig.5 Pressure-Enthalpy diagram of CO<sub>2</sub> cycle with or without internal heat exchanger

温度が上昇し、冷凍サイクルの信頼性に影響を及ぼす。

#### 4.2 中間熱交換器

本圧縮機の構造上の特長を生かし、中間圧配管部に中間熱交換器を配置した。これにより、圧縮機吐出ガス温度を低下させることが可能となり、圧縮機吐出ガス温度が上昇するという内部熱交換器使用に伴うデメリットを解消するとともに、圧縮機を含めた冷却システムの信頼性向上を実現した。

図6に示すように中間熱交換器は、フィンコイル式熱交換器であり、ガスクーラとフィンとを共有している。また、中間熱交換器とガスクーラは同一の冷却ファンにより空冷される。

中間熱交換器の効果を図7のp-h線図に示す。

ここで、太線5-9-10-2-7-8-5で示したものが中間熱交換器と内部熱交換器を使用した場合の冷凍サイクルであり、線5-6-7-8-5で示したものが内部熱交換器のみを使用した冷凍サイクルである。

圧縮機吐出ガス温度は、中間熱交換器を使用することで点6から点2へ移行し、約50℃低下していることが分かる。

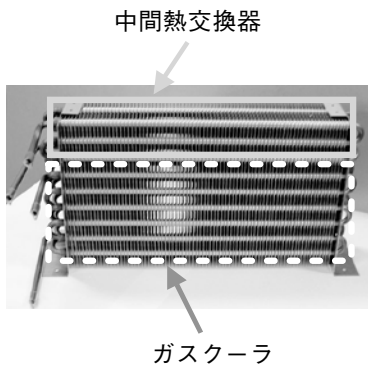


図6 中間熱交換器の構造  
Fig.6 The structure of inter cooler

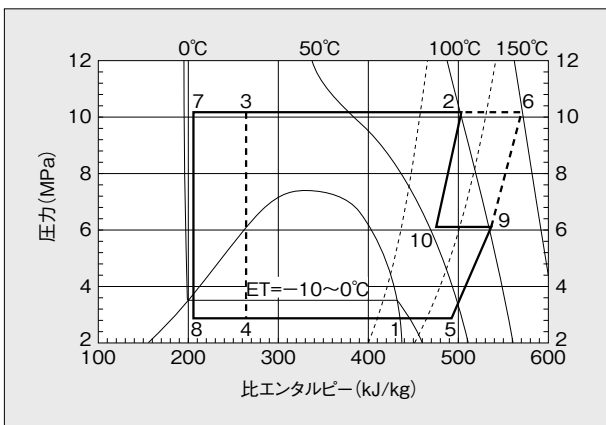


図7 CO<sub>2</sub>冷凍サイクルの中間熱交換器の効果  
Fig.7 Pressure-Enthalpy diagram of CO<sub>2</sub> cycle with or without inter cooler

また、中間熱交換器を使用した場合の、圧縮機の圧縮仕事を  $W_{withIC}$ 、使用しない場合を  $W_{withoutIC}$  とすると、それぞれ式(3)、式(4)で示され、

$$W_{withIC} = (h_9 - h_5) + (h_2 - h_{10}) \quad \dots (3)$$

$$W_{withoutIC} = (h_6 - h_5) = (h_9 - h_5) + (h_6 - h_9) \quad \dots (4)$$

中間熱交換器を使用した  $W_{withIC}$  は中間熱交換器を使用しない  $W_{withoutIC}$  に比べ圧縮仕事量が低減される。

中間熱交換器を採用した2段圧縮機は、中間熱交換器のない従来の単段圧縮機よりも圧縮仕事量が小さいため、効率的な運転が可能となる。

また、中間熱交換器は、高圧縮比運転にともなう圧縮機吐出ガス温度の上昇が避けられない低温機器には更に効果的に働くものと考えられる。

#### 4.3 膨張要素

今回開発を行った本CO<sub>2</sub>冷却システムを搭載する商品は、目標とする蒸発温度がほぼ一定であるため、膨張要素には主に高圧側と低圧側の圧力差を一定に保つ機能が求められる。したがって、システムの簡素化、高信頼性のために、従来から小型冷却システムでよく用いられてきたキャピラリーチューブを膨張要素として採用した。

なお、キャピラリーチューブは、キャビネット周囲の温度、蒸発器に必要な到達温度、冷却に要する時間などの多くのパラメータを考慮に入れ、種々の条件で圧縮機起動時の圧力挙動や定常運転時の安定性などに問題がないことを確認し、最適な選定を行った。

### 5. 実機性能

同一の試験条件、同一の商品で、本CO<sub>2</sub>冷却システムと従来のHFC-134a冷却システムを比較することにより実機性能の比較を行った。

以下に、商品内に積載したテストピースの冷却完了までに要する時間と、冷却完了後の安定運転時の圧縮機の消費電力量及びフィールドテスト時の消費電力量を示す。

#### 5.1 冷凍能力の比較

表3に性能試験条件、図8にそれぞれ本CO<sub>2</sub>冷却システムとHFC-134a冷却システムを搭載した商品内のテストピース冷却曲線を示す。

これより、本CO<sub>2</sub>冷却システムの冷却完了時間はHFC-134a冷却システムとほぼ同等であり、実機上で本CO<sub>2</sub>冷却システムは従来のHFC-134a冷却システムと同等の冷凍能力であることを確認した。

#### 5.2 消費電力量の比較

同一の商品で、安定運転時の圧縮機消費電力量について

表 3 性能試験条件  
Table 3 Test conditions

電源	単相 230V 50Hz
周囲温度	32°C
相対湿度	65%
テストパッケージ	ソフトドリンク

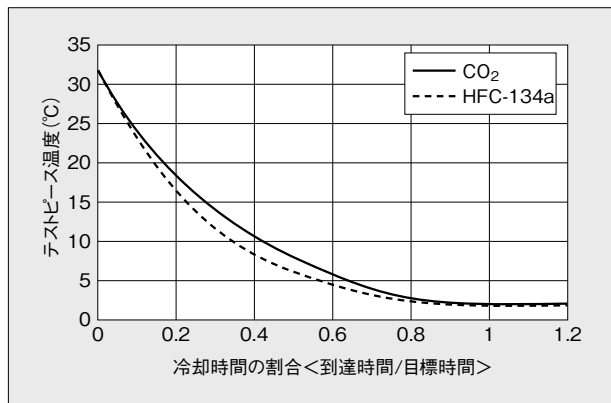


図 8 CO<sub>2</sub>冷却システムとHFC-134a冷却システムの冷凍能力比較 (プルダウン時)  
Fig.8 Pull Down performance of CO<sub>2</sub> refrigeration system and HFC-134a refrigeration system

て比較を行った。図 9 に結果を示す。

この結果から、本圧縮機の消費電力量は HFC-134a 圧縮機に比較して約 20% 少ないことを確認した。

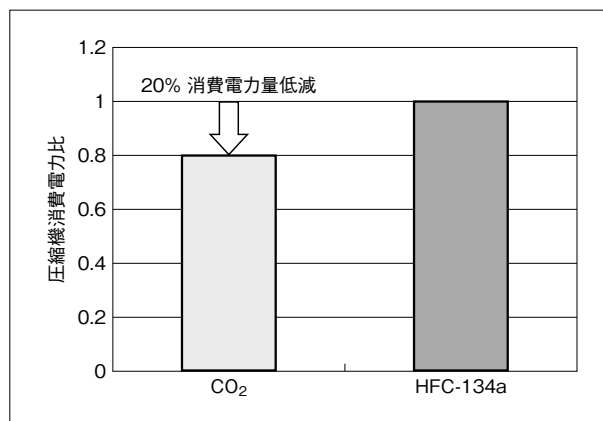


図 9 安定時の圧縮機の消費電力量比較  
Fig.9 Comparison of compressor power consumption

### 5.3 フィールドテスト時の消費電力量

図 10 に、本 CO<sub>2</sub>冷却システムと HFC-134a 冷却システムを同じ種類の商品に実装し、同じ場所・時期の 3 ヶ月間 (4~6 月) のフィールドテストの消費電力量の比較を示す。

ここで、下側のグラフの縦軸は、3 ヶ月間の HFC-134a 冷却システムを搭載した商品の消費電力量の平均に対するそれぞれの日の消費電力量比であり、破線が HFC-134a 冷却システム、実線が本 CO<sub>2</sub>冷却システムを示している。また、横軸はフィールドテスト開始からの

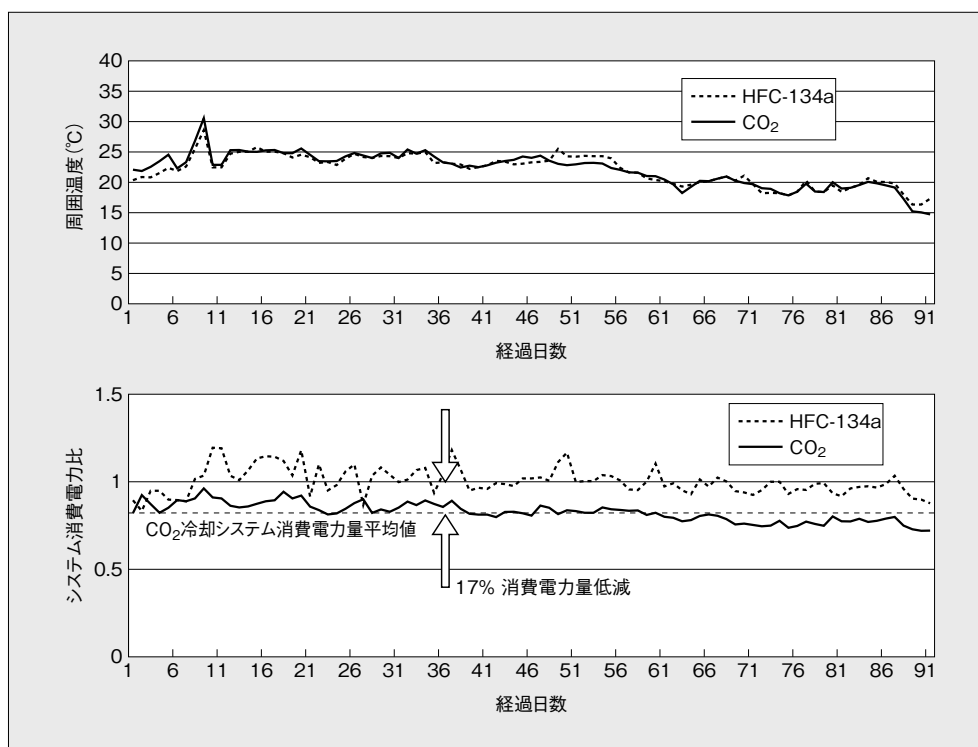


図 10 フィールドテスト時の周囲温度とシステム消費電力比較  
Fig.10 Comparison of ambient temperature and system power consumption in field test

表4 耐久試験条件  
Table 4 Durability test conditions

蒸発温度	-4 ~ 8°C
吐出ガス温度	100 ~ 120°C
周囲温度	40 ~ 45°C
テスト期間	10,000時間以上

経過日数である。

これより、本 CO<sub>2</sub>冷却システムの消費電力量は、ほぼ全期間に渡って、HFC-134a 冷却システムより低減されており、3ヶ月の平均で約17%の省エネルギー化を実現した。

## 6. 直膨式 CO<sub>2</sub>冷却システムの信頼性評価

信頼性評価のために、本 CO<sub>2</sub>冷却システムを商品に実装したフィールドテストの他、表4に示す条件で模擬機の耐久試験を実施した。

これら信頼性評価により、圧縮機の摺動部品の摩耗などについて問題ないことを確認済みである。

## 7. 結 言

今回の開発により、遷臨界域を使った直膨式 CO<sub>2</sub>冷却システムを実用化した。今後、本 CO<sub>2</sub>冷却システムは冷凍・冷蔵ショーケース、自動販売機、冷凍庫などへの応用が期待できる。

以下に、本開発の成果をまとめる。

- (1) 内部熱交換器、中間熱交換器などの採用による本 CO<sub>2</sub>冷却システムの最適化及び新規の冷凍・冷蔵用の CO<sub>2</sub>ロータリ 2 段圧縮機の開発により、CO<sub>2</sub>で HFC-134a と同等の冷凍能力を確保。
- (2) 膨張要素にキャピラリーチューブを採用。シンプルで信頼性に優れたシステムを開発。
- (3) 本圧縮機の構造上の利点を生かし、中間圧配管部に中間熱交換器を配置することで、圧縮機吐出ガス温度を低減し、信頼性向上を実現。
- (4) HFC-134a 冷却システムに対し、安定運転時の圧縮機消費電力量で約20%、フィールドテスト時のシステム消費電力量で約17%をそれぞれ低減。

最後に、ここで述べた本 CO<sub>2</sub>冷却システムの開発に当たり、ご指導、ご協力いただいた関係各位に深く感謝するとともに、今後も CO<sub>2</sub>コンプレッサ応用商品の技術開発に力をいれていく所存である。

## 著 者 注

- (1) 気候変動に関する国際連合枠組条約第3回締約国

会議（京都会議、1997年12月）で採択された議定書。温室効果ガスの削減目的が定められている。

## 用 語 解 説

### ◆カスケード式冷却システム

2以上の独立した系の冷凍装置をカスケード凝縮器で連絡した低温用の冷凍方式。カスケード凝縮器は低温側冷凍サイクルの凝縮器で、高温側冷凍サイクルの蒸発器となり、ここで、低温側サイクルから高温側サイクルに熱の授受がなされる。最近、自然冷媒として高温側にプロパン、アンモニア等、低温側に CO<sub>2</sub>などの組み合わせで検討されている。

### ◆直膨式 CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯システム

ヒートポンプにより、大気圧を冷媒 (CO<sub>2</sub>) に吸熱・圧縮し、高圧・高温状態の冷媒から水に熱交換 (加熱) させ、給湯するシステム。今までのヒートポンプ (HFC) と比べて、比較的高温の熱出力が可能となった。

## 参 考 文 献

- 1) “守ろうオゾン層 防ごう地球温暖化”，経済産業省 (2004)。
- 2) Dr. F.Elefsen 著，谷野 正幸 訳：“スーパーマーケットの冷凍設備における自然冷媒”，空気調和・衛生工学，77-5，pp.387-391 (2001)。
- 3) 飛原英治，他：“ノンフロン技術－自然冷媒の新潮流－”，p.190，オーム社 (2004)。
- 4) H.Yamasaki, et al.：“Introduction of Transcritical Refrigeration Cycle Utilizing CO<sub>2</sub> as Working Fluid”，17<sup>th</sup> International Compressor Engineering Conference At Purdue, C090 (2004)。
- 5) 里 和哉，他：“特集：自然冷媒対応圧縮機および冷凍空調システム，ヒートポンプ給湯機用密閉型二酸化炭素圧縮機の開発”，冷凍，vol.77，pp.3-7 (2002)。
- 6) 山中正司，他：“CO<sub>2</sub>冷凍システムの開発”，The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology，pp.1-6 (2004)。

## 著者紹介



イノウエ ヒデユキ  
井上 英之 1995年入社。半密閉型圧縮機、スターリング冷凍機の開発を経て、CO<sub>2</sub>クーリングカセット、ユニットの開発・設計に従事。現在、コマーシャルグループ クリーンエナジーカンパニー コンプレッサ統括ユニット コンプレッサ・システム開発ユニット CO2技術開発部 主任技術員。



ヤマサキ ハルヒサ  
山崎 晴久 1985年入社。磁気ヘッド、ロボット、CAE、トライボロジー、CO<sub>2</sub>圧縮機の開発を経て、CO<sub>2</sub>クーリングカセット、ユニットの開発・設計に従事。現在、コマーシャルグループ クリーンエナジーカンパニー コンプレッサ統括ユニット コンプレッサ・システム開発ユニット CO2技術開発部 課長。日本精密工学会会員。



ヤマナカ マサジ  
山中 正司 1989年入社。冷凍・空調用圧縮機の開発を経て、CO<sub>2</sub>クーリングカセット、ユニットの開発・設計に従事。現在、コマーシャルグループ クリーンエナジーカンパニー コンプレッサ統括ユニット コンプレッサ・システム開発ユニット CO2技術開発部 主任技術員。技術士、PE。日本機械学会、日本冷凍空調学会、日本技術士会、日本PE協会会員。



ユモト ツネヒサ  
湯本 恒久 1982年入社。圧縮機製造業務、CO<sub>2</sub>圧縮機の開発を経て、CO<sub>2</sub>クーリングカセット、ユニットの開発・設計に従事。現在、コマーシャルグループ クリーンエナジーカンパニー コンプレッサ統括ユニット コンプレッサ・システム開発ユニット CO2技術開発部に所属。



ニシカワ ヒロシ  
西川 弘 1982年入社。業務用冷凍機、無潤滑圧縮機の開発を経て、CO<sub>2</sub>クーリングカセット、ユニットの開発・設計に従事。現在、コマーシャルグループ クリーンエナジーカンパニー コンプレッサ統括ユニット コンプレッサ・システム開発ユニット CO2技術開発部 部長。日本冷凍空調学会会員。