

カーエアコン用 CO₂空調システムの開発

Development of Automobile Air Conditioning System Using CO₂ as Working Fluid

エアコン製作所 吉岡明紀*¹ 三浦茂樹*²
 技術本部 水上春信*³ 谷口雅巳*⁴
 竹内真実*⁵

地球温暖化防止のため、現在カーエアコンに使用されている冷媒 HFC 134 a も規制対象となりつつある。この HFC 134 a に替る冷媒として自然冷媒である CO₂ が注目されている。本研究は超臨界冷凍サイクルとなる CO₂ 冷媒を用いるカーエアコン用空調システムにおいて、エバポレータ、ガスクーラ、インタクーラ等の熱交換器及び圧縮機の高効率化並びに COP (Coefficient of Performance) を最大とする高圧制御法を開発した。これらのコンポーネントを組合せてシステム評価を行った結果、目標である HFC 134 a システムと同等以上の COP を達成した。

To help prevent global warming, the refrigerant HFC134a currently used in automobile air-conditioners has been slated for eventual elimination. CO₂, a natural refrigerant, has attracted attention as an alternative. We developed high-pressure control to improve evaporator, gas-cooler, intercooler, and compressor efficiency and to maximize COP (Coefficient Of Performance) in automobile airconditioning using a supercritical refrigeration cycle with CO₂ as the refrigerant. An evaluation of the system verified that these improved components provide equal or better COP than systems using HFC134a.

1. ま え が き

カーエアコン用冷媒は、オゾン層破壊防止のため CFC 12 から HFC 134 a への切替えをほぼ終了した。しかし地球温暖化防止の観点から、HFC 134 a も規制対象になりつつある。これに替る冷媒として自然冷媒である CO₂ が注目されている。

CO₂ を冷媒として考えた場合、利点としては毒性や可燃性がなく、安全及び安価であることが挙げられる。その一方、臨界温度が HFC 134 a に比べ低く高圧側が超臨界になり、従来の単純な冷凍サイクルでは COP (Coefficient Of Performance) が低くなる。しかし、HFC 134 a システムと比較して温室効果を小さくできる可能性があるため、CO₂ を用いた冷凍サイクルについて各メーカーとも開発を進めている。

2. CO₂ システムの特徴

表 1 に CO₂、HFC 134 a の熱物性値とその特性を示す。表 1 から、CO₂ はオゾン破壊係数、地球温暖化係数共に HFC 134 a に比べ小さいことから、環境保護の点から適切な冷媒といえる。また、熱力学的な面では、粘性、気液密度比が小さく、潜熱が大きい。また、HFC 134 a と比べて熱伝達率が向上することも分かっている。

CO₂ をカーエアコン用空調システムの冷媒として用いる場合、臨

表 1 CO₂ 熱物性一覧
 Thermal property of CO₂

	ODP* ¹	GWP 20 年* ²	臨界温度 (°C)	臨界圧力 (MPa)	蒸発潜熱* ³ (kJ/kg)	圧力* ³ (kPa)
CO ₂	0.0	1	31.1	7.38	231.6	3 485
HFC 134 a	0.0	3 100	101.2	4.07	198.4	293

* 1 ODP: Ozone Depleting Potential (オゾン破壊係数)

* 2 GWP: Global Warming Potential (地球温暖化係数、CO₂ 対比 20 年積分)

* 3 at 0°C

界温度が 31.1°C と低くなる。このため、高圧側が超臨界の冷凍サイクルとなり、従来の単純なサイクルを用いると COP が低くなる。これらの問題を解決することが CO₂ 冷凍サイクルの効率を上げることになる。よって以下の 3 点により高効率化を検討した。

- ① 二重管型インタクーラ、マルチフロー型エバポレータの開発及び超臨界条件における熱伝達率を用いたマルチフロー型ガスクーラの開発
- ② 高圧制御弁を用いた最大の COP を維持する高圧制御法の開発
- ③ スクロール型コンプレッサの漏れ損失及び機械損失の低減並びに目標効率の達成

3. 高効率化の検討

CO₂ は高圧側が 10 MPa 程度の超臨界高圧サイクルとなり、凝縮器では超臨界圧のため凝縮せず、顕熱を放熱するガスクーラとなる。一方、CO₂ ガスの密度は HFC 134 a の数倍となるため熱交換器の細径化、圧縮機押しつけ量低減が可能である。また、システムとしてはインタクーラによる性能向上と高圧圧力の制御による COP の向上が重要なポイントとなる。

3.1 熱交換器の高効率化

3.1.1 ガスクーラの性能予測

CO₂ システムにおいては、従来のコンデンサに替って、超臨界圧力下での熱交換を行うガスクーラを用いることになる。ガスクーラの性能予測を行うためには、従来の HFC 134 a の凝縮熱伝達特性を考慮した熱交換器性能予測手法とは異なる、超臨界域での物性変化と伝達特性を考慮した新たな性能予測手法が必要となる。

以下に本報で用いた予測手法について述べる。

(1) 熱交換器モデル

ガスクーラ内の伝熱管の流れ方向に解析要素を分割し、また、空気側にはチューブに対応して解析要素を分割し、各要素において ϵ -NTU 法を用いて熱収支を算出する。

(2) 超臨界域での CO₂ 伝熱特性

* 1 技術部カーエアコン設計課
 * 2 技術部圧縮機設計課
 * 3 名古屋研究所冷熱システム研究室

* 4 名古屋研究所機械物理研究室 工博
 * 5 名古屋研究所圧縮機研究室

前記熱交換器モデルにおいて空気側及び冷媒側それぞれに対応して熱伝達率を推算する必要がある。空気側は供試熱交換器のコルゲート・ルーバフィンに対応する実験式を用いた。

超臨界圧下の冷媒側熱伝達率は熱物性値が圧力、温度により大きな影響を受けるため、従来の推算式⁽¹⁾を用いることができない。そのため、水冷二重管熱交換器で構成したCO₂サイクル実験装置で基礎実験を行い、実験値をベースに作成した推算式を用いた。また、CO₂の熱物性には熱物性推算プログラム REFPROPを参照した。

3. 1. 2 ガスクーラ諸元

今回ガスクーラを高効率化するために前項の予測手法を用いて検討した。その結果、熱交換器は、オールアルミ製のコルゲート・ルーバフィン及び偏平チューブタイプとした。その性能検討は、ガスクーラを構成する偏平多孔チューブの穴径をパラメータとし、外形寸法及び条件等を同一として熱交換能力を比較した。その結果、穴径を小さくするほど熱交換器性能は増大すること、穴径が小さくなるに従ってその増大する割合は減少することが分かった。

CO₂は圧力が高く、密度が大きいため、HFC 134aに比べ、ガスクーラを始めとした熱交換器内での冷媒圧力損失を大きくとること、つまり偏平多孔チューブの穴径を小さくすることが許容される。先の検討結果を基に、偏平多孔チューブの穴径は押し出し加工の成形性や詰りなどを考慮してφ1mmの仕様とした。その他の主な仕様を含めてガスクーラの諸元を表2に示す。なお、表2中にはシステムで用いた他の熱交換器である蒸発器及びインタクーラの諸元も併記してある。

表2 熱交換器諸元一覧
Dimension of heat exchanger

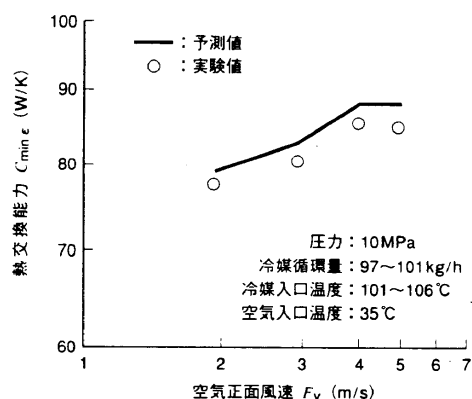
	ガスクーラ	エバポレータ
チューブ配置	水平	垂直
幅 (コア幅)	700 mm	366 mm
高さ (コア部)	330 mm	240 mm
奥行 (コア部)	25 mm	55 mm
正面面積	0.231 m ²	0.088 m ²
列数	1列	2列
チューブ穴径	φ 1 mm	φ 1 mm
チューブ穴数	12穴	12穴
フィンピッチ (中心間距離)	1.75 mm	1.75 mm
	インタクーラ	
熱交換器タイプ	二重管タイプ	
外管径 外径/内径	12.7/10.7 mm	
内管径 外径/内径	6.35/4.35 mm	
管長	2 m	

3. 1. 3 性能予測結果及び実験結果

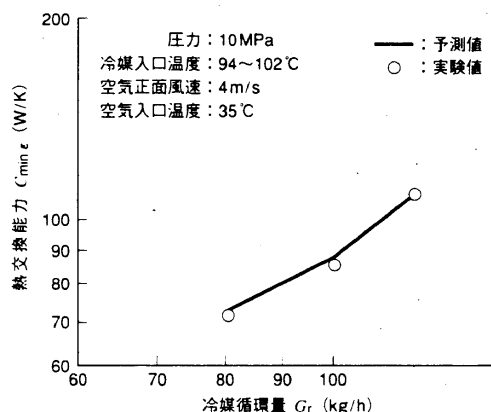
ガスクーラの性能予測結果及び実験結果について空気の正面風速に対する影響を図1(a)に、冷媒循環量に対する影響を図1(b)に示す。条件は図中に記した。図1(a)に示すように、図中の条件においては正面風速4 m/sで熱交換器能力は飽和する。これに対し、図1(b)に示すように、冷媒循環量を100 kg/hから更に増やせば熱交換器能力は増大する。また、性能予測結果と実験結果を比較すると予測精度は±5%以内であることが分かった。

3. 1. 4 蒸発器及びインタクーラ

蒸発器については3.1.1項で述べた性能予測手法において、冷



(a) 空気正面風速と熱交換能力との相関



(b) 冷媒循環量と熱交換能力との相関

図1 ガスクーラの性能予測と実験結果 (a)正面風速対比の熱交換能力と(b)冷媒循環量対比の熱交換能力を示す。
Diagram of heat exchange capacity vs. air flow velocity and heat exchange capacity vs. refrigerant flow rate

媒側にCO₂の二相流蒸発熱伝達率測定式を用いてその性能予測を行った。インタクーラについても同様の手法を用いて性能を予測した。これらの熱交換器としての性能結果については省略するが、諸元は表2に示すものとなる。

3. 2 圧縮機の高効率化

3. 2. 1 CO₂圧縮機の押しのけ量

表1のCO₂物性から、0℃におけるCO₂とHFC 134aの単位体積当りの冷凍能力を比較すると、CO₂の方が約8倍大きくなるため、押しのけ量はHFC 134aに対して約1/8程度にできる。

図2に40 km/h走行時の外気温度と同一能力を出すのに必要なCO₂とHFC 134aの理論冷凍サイクルから求めた押しのけ量比の関係を示す。図2から外気温度が高くなるほど、またガスクーラ出口温度が高くなるほど、押しのけ量を大きくする必要があることが分かる。

今回はHFC 134aのJIS条件より、HFC 134aの105 ccに対して、CO₂プロトタイプの押しのけ量は13 ccとした。

3. 2. 2 CO₂圧縮機の形式選定

HFC 134a用カーエアコン圧縮機としてのスクロールタイプは、吸入弁を持たないことにより特に高速回転域で圧力損失が小さい優れた特性を有する。また体積変化率が小さいため吐出脈動が小さくなり、低騒音・低振動となる優れた特性も有する。冷媒をCO₂に変更しても、基本的な資質は保たれると考える。

また、HFC 134aよりCO₂の方が運転圧力比は約3程度と小さ

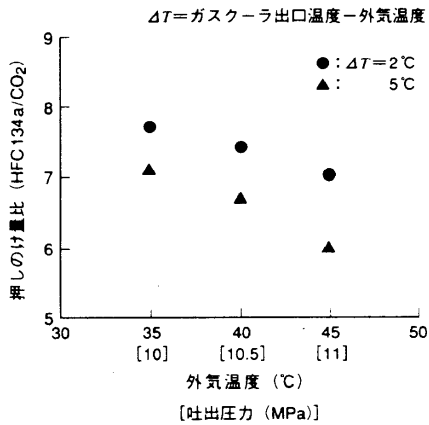


図2 外気温度と押しのけ量比の関係 外気温度対比の押しのけ量比を示す。 Displacement ratio under same cooling capacity

くなる。そのため搭載性を重視するカーエアコンでは、外径を大きくせず設計圧力比を適正化できるため、HFC 134 a で使用していたときより有利になる。したがって、CO₂用圧縮機にはスクロールタイプを選定した。

3. 2. 3 CO₂スクロール圧縮機の高効率化

図3 (a)に HFC 134 a で用いているカーエアコン用スクロール圧縮機の全断熱圧縮効率 (以下、効率と略称す) と、押しのけ量のみ小さくし CO₂用としたスクロール圧縮機効率のシミュレーション結果を示す。

CO₂は HFC 134 a に比べ圧力損失が小さい。この理由は CO₂の密度が HFC 134 a より大きく、循環量が少なくなったためである。一方、漏れによる損失が大きいが、これは CO₂の高圧と低圧の圧力差が HFC 134 a より大きいためである。機械損失が増加した理由は、圧力が高くなることにより、しゅう動部 (特にスラスト軸受) の損失が増加したためである。したがって、全体として HFC 134 a 用圧縮機対比効率が低下する。

そこで、CO₂用スクロール圧縮機を高効率化するためには高圧化により発生する圧縮室からの漏れ低減と、荷重の増加による機械損失の低減が必要になる。そこで、スクロール先端からの漏れに対しては固定スクロールに旋回スクロールを押し付ける構造を採用した。また、機械損失低減のために、特に大きな荷重が掛かるスラスト軸受を滑り軸受から転がり軸受構造に変更した。

図3 (b)に上記構造を採用した CO₂用プロトタイプスクロール解析結果を示す。漏れ損失及び機械損失が低減し、その結果 HFC 134 a 効率 68 % に対し CO₂は 76 % まで向上する見込を得た。

このプロトタイプ圧縮機を用いて 40 km/h 走行相当における効率の実測を行った。図4 に CO₂圧縮機効率の解析結果と実測結果を示す。スクロールの解析結果と実測結果はほぼ一致しており、回転数 2 400 min⁻¹で効率 76 % を達成できた。

一方斜板圧縮機の解析では、回転数が増加すると効率が低下する。これは、吸入弁による吸入圧力損失が増加するためである。

したがって、CO₂スクロール圧縮機は広い運転範囲で高効率を達成できることが分かった。

3. 3 CO₂システムの効率化

3. 3. 1 CO₂サイクルのシミュレーション

(1) 解析モデル

冷凍サイクル計算プログラムをベースに、CO₂サイクル計算の

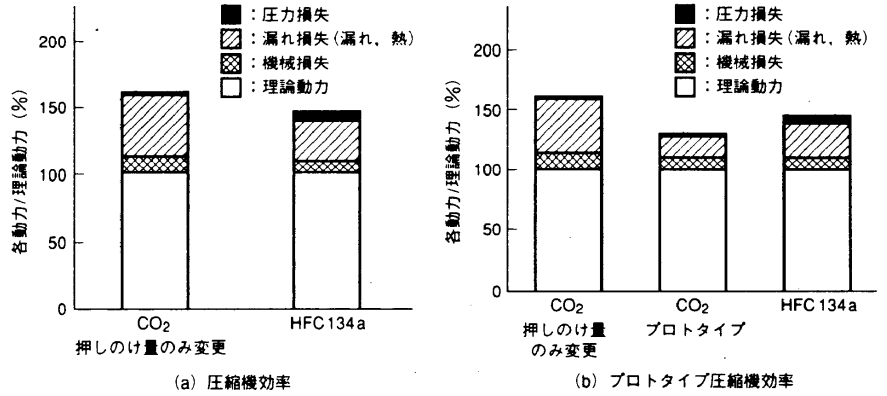


図3 圧縮機効率 (シミュレーション結果) Loss analysis of CO₂ scroll compressor

圧縮機の効率 (シミュレーション) を示す。

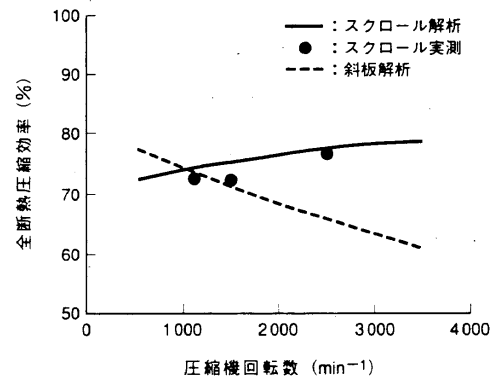


図4 圧縮機効率の解析及び実測結果 圧縮機効率の解析と実験結果を示す。 Efficiency of prototype CO₂ scroll compressor

中で、従来の計算方法と異なるガスクーラ、インタクーラについて以下に述べる。

① ガスクーラ

熱交換器は CO₂の流れ方向の一定温度ごとに要素分割した集中定数系解析モデルとした。詳細は 3.1 節による。

② インタクーラ

インタクーラモデルは対向流の二重管熱交換器とし、外管をエバポレータ出口の低圧側冷媒、内管にガスクーラ出口の高圧側冷媒を流して熱交換する。

(2) 解析条件

設定条件は圧縮機回転数、空気温度・湿度、風量、エバポレータ出口乾き度とし、初期条件として圧縮機吸入圧力、吸入温度、吐出圧力の仮定値を入力、順次修正し、バランスするように収束計算を行った。

3. 3. 2 解析結果

(1) インタクーラの効果

図5 に CO₂のシステムとモリエ線図を示す。

高圧 10 MPa、低圧 3.5 MPa、ガスクーラ出口温度 40°C、エバポレータ出口温度 0°C の理論サイクル (圧縮機効率 100 %) では、インタクーラにより、冷房能力比 37 %、COP 比 6 % の効率改善が期待される。

(2) 超臨界圧力下のサイクルの特性

図6 (a)にガスクーラ入口空気温度 (外気温度) 及び高圧による COP の変化を示す。外気温度の上昇とともに、温度に合せて

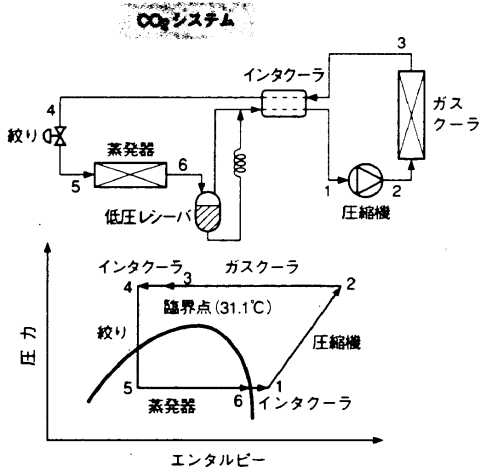


図5 CO₂システム及びモリエ線図 CO₂システムとそのモリエ線図を示す。
System and Mollier diagram of air conditioner using CO₂ refrigerant

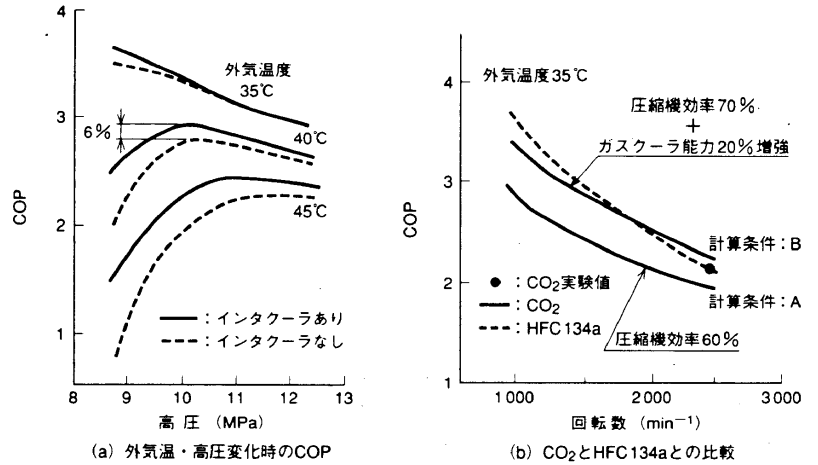


図6 CO₂システムのCOP (a)外気温・高圧変化時、外気温によってCOP最大となるポイントがある。また、(b)圧縮機効率70%、ガスクーラ能力を20%増強することでHFC134aシステムとほぼ同等のCOPとなる。
COP for various ambient temperature and discharge pressure, and COP comparison between CO₂ and HFC134a system

COP最大となる高圧ポイントがあることが分かる。

(3) HFC134aシステムとの比較

図6(b)に現行のHFC134a用システムとのCOP比較を示す。計算条件Aは、圧縮機効率60%、熱交換器の正面面積、風量は同一、CO₂サイクルの高圧はCOP最大点とした場合で、HFC134aシステムに対してCOPは約80%となる。計算条件Bは、各諸元を検討した結果、圧縮機効率70%、ガスクーラ能力20%増強することで、現行と同等のCOPになる。

3.3.3 CO₂サイクルの実験・検証

(1) 実験装置

ガスクーラ、エバポレータは水冷、インタクーラは二重管の内管をガスクーラ出口の高圧側に、外管をエバポレータ出口の低圧側に接続して熱交換するようにした。

高圧制御は電子式コントロール弁、調節計を使用し、所定圧力になるように弁開度を調節した。また、絞りには手動ニードル弁を使用し、蒸発温度の微調整を行った。

(2) 実験結果

ガスクーラ出口温度に対する高圧とCOPの関係を求めた結果、COP最大となる高圧は解析結果とほぼ一致し、ガスクーラ出口温度に対する適正な高圧に制御することができた。

3.3.4 CO₂空調システム台上実験

(1) 供試体

図7に試作したマルチフロー型空気熱交換器のガスクーラ、エバポレータ及びCO₂用スクロール圧縮機の外観を示す。

これらの供試体は、小型乗用車用カーエアコンシステムに対応する仕様としている。また、HFC134a用システムに対しては、ほぼ同等の外形となっている。

(2) 実験結果

ガスクーラ出口温度37°C一定とし、圧縮機回転数を変化させた場合の冷房能力及びCOPを測定した。その結果、定格点(回転数2400min⁻¹)で、現行HFC134aシステムに対してほぼ同等のCOPが得られた[図6(b)参照]。

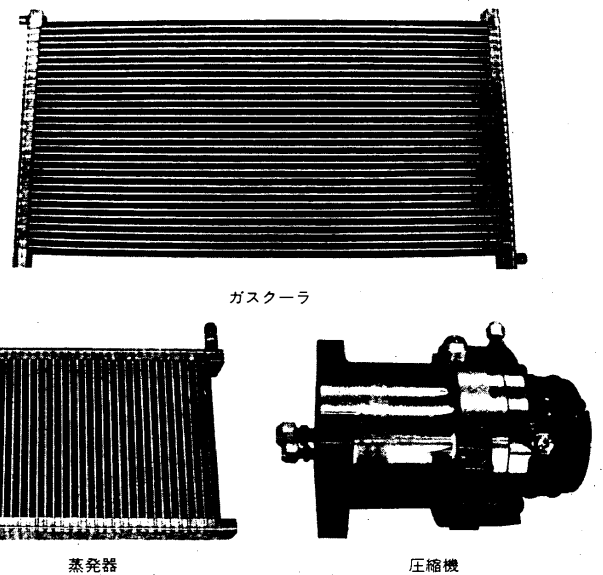


図7 台上試験用供試体 試作した供試体外観を示す。
Components for bench testing

4. システム評価及び今後の展開

ガスクーラ、インタクーラ等の熱交換器及び圧縮機の高効率化を検討し、カーエアコン用CO₂空調システムを構成した。外気温度に対応してCOPが最大となるように高圧圧力を制御することにより、HFC134a空調システムと同等以上のCOPが得られることを台上試験で確認した。

今後は熱交換器及び圧縮機の小型・軽量化を進め、車両に搭載し、実際の使用条件での性能確認及び評価を実施する。

参考文献

(1) Krasnoshchekov, E. A. et al., High Temperature, 4-3 (1966) p.375