

高効率CO₂二段圧縮機のコールドチェーンへの適用

Adopting the High Efficiency Two-Stage Compressor to Cold Chain Application

三原 一彦

Kazuhiko Mihara

竹澤 正昭

Masaaki Takezawa

佐藤 孝

Takashi Sato

松崎 章

Akira Matsuzaki

桑原 修

Osamu Kuwabara

要 旨

現在コールドチェーン機器の冷媒としてHFC (HydroFluoroCarbon) が広く利用されているが、冷媒の漏えいによる地球温暖化への影響を低減するため、低GWP (地球温暖化係数) 冷媒への転換が求められている。低GWPのHFCやHFO (HydroFluoro-Olefin) には燃焼性の物質が多く、また不燃性のブラインなどを利用する二次冷媒システムには熱交換による効率低下があるため、CO₂直膨システムが有望な候補と考えられる。筆者らは呼称出力7.3 kW (以下、「呼称出力」は省略) および14.6 kWの冷凍機を使用したCO₂直膨システムを開発し、同システムは2010年以來多数のスーパーおよびコンビニエンスストアで設置・運用されてきた。

本稿では7.3 kW圧縮機において給油経路寸法の最適化により冷凍機油吐出量を低減し、冷凍機システムの冷凍能力とCOPを向上させた開発について報告する。この新型圧縮機を搭載した冷凍機を市場に投入する予定である。

Abstract

It is necessary to replace hydrofluorocarbons (HFCs) with low global-warming potential (GWP) refrigerants to reduce the global warming impact from leakage of refrigerants. For cold chain application, a CO₂ direct expansion system is a promising alternative because there are few non-flammable and low-GWP fluorinated chemicals, and also because a secondary loop system has some efficiency penalty. The authors developed CO₂ direct expansion systems with 7.3 kW and 14.6 kW outdoor units. A number of them have been installed in supermarkets and convenience stores in Japan since 2010.

In this paper we describe the development of 7.3 kW rated output compressor. We improved COP and cooling capacity of refrigeration system by optimizing the dimension of oil supply path. Outdoor units equipped with this new compressor will be introduced to the market.

1. はじめに

現在、店舗用の別置型ショーケース用冷凍機の冷媒としてHFC (HydroFluoroCarbon) 冷媒が広く利用されているが、冷媒の漏えいによる地球温暖化への影響を低減するためGWP (地球温暖化係数) の低い冷媒への転換が求められている。自然冷媒であるCO₂を用いた直膨式冷凍機システムはこの冷媒転換候補として有力であり、日本国内でも既に実店舗に導入が開始されている。

これらの実店舗導入例は1000坪以下のスーパーマーケット・コンビニエンスストアであり、呼称出力7.3 kW (以下、「呼称出力」は省略) ~21.9 kWの冷凍機を中心にシステム構成をする必要があるため、組み合わせのバリエーションと省エネ性を考慮して7.3 kWと14.6 kWの冷凍機の導入が検討されている。そのため、開発する圧縮機は7.3 kWとした。開発にあたっては、従来のR404A冷媒機種に搭載されている7.3 kWスクロール圧縮機と同等以上の冷凍能力と圧縮機COP (Coefficient Of Performance) を確保し、さらに冷凍機油の吐出量を低減することとした。

2. CO₂冷媒用圧縮機の大能力・高効率化

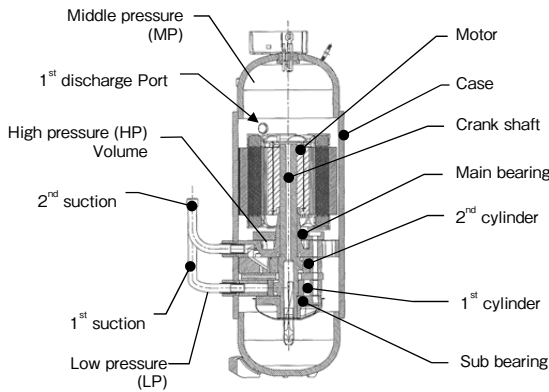
本章では、圧縮機の開発にあたりCO₂冷媒の特性に対応し大能力・高効率化を図るために、圧縮機方式・排除容積・モータについて検討した結果について報告する。

2.1 ロータリ二段圧縮機構と内部中間圧ケースの採用

CO₂圧縮機では、冷媒の圧力が高く吸い込みと吐出の圧力差も大きいため、ロータリ二段圧縮機構と内部中間圧ケースを採用した。第1図の断面図を示すように、ロータリ二段圧縮機では蒸発器から戻った低圧の冷媒を中間圧力まで圧縮してケース内に吐出し、ケースから吐出された冷媒を再度圧縮して最終吐出圧まで昇圧させている。

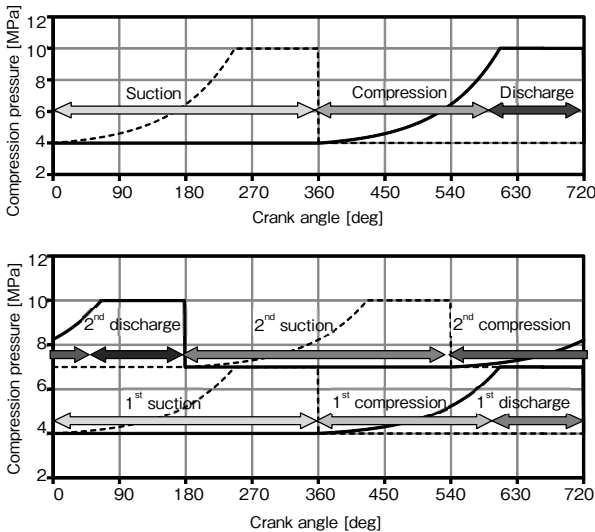
第2図にクランク軸の回転角に対する冷媒の圧力変化を示すが、圧縮工程の分割とローリング・ピストンの対向配置により、一段あたりの差圧を低減し圧縮に伴うトルク変動を平滑化している。

また、二段圧縮の採用により、低圧段吐出冷媒を冷却するインタークーラの追加や、二段目吸い込みに中間圧力で蒸発させた冷媒を合流させてスプリットサイクルを



※Refrigerant flow: 1st suc. (LP) → 1st discharge into case (MP)
 → 2nd suction from 1st discharge port (MP)
 → discharge from HP volume to the cycle

第1図 圧縮機断面図
 Fig. 1 Compressor cross section



第2図 圧縮工程の比較 (上：単段圧縮, 下：二段圧縮)
 Fig. 2 Comparison of single-compression (upper) and two-stage compression (lower)

構成することが可能となる。

結果として内部高圧・単段圧縮の圧縮機と比較して、以下に示す技術的優位性を得た。

- 1) 圧縮機ケースの内圧を高低圧の中間圧力とすることで高圧ケースより薄肉化でき、圧縮機を小型・軽量化
- 2) 一段あたりの差圧を低減し、体積効率が向上
- 3) ローリング・ピストンを180° 対向して配置することでトルク変動を平滑化し、低振動・低騒音化
- 4) インタークーラを設けて二段目吸入冷媒を冷却することで最終吐出ガス温度を低減し、圧縮機の信頼性と冷凍サイクル効率を向上

5) スプリットサイクルによる冷凍サイクル効率の向上

2.2 排除容積の選定

排除容積の選定にあたっては、蒸発温度-23.3℃条件において現行のR404A冷媒用7.3kW圧縮機と同等以上の冷凍能力およびCOPを確保することを目標とし、3種類の排除容積にて実機評価を実施した。第1表には各仕様(A, B, C)の排除容積と最大冷凍能力の目標に対する比率、60 s⁻¹運転時のCOP比(現行R404A冷媒圧縮機を100%として)を示す。また第3図には圧縮機回転数を40 s⁻¹, 50 s⁻¹, 60 s⁻¹と変化させた場合の冷凍能力比とCOP比の関係を示す。なお、モータ仕様はそれぞれの排除容積に対して効率が最大となるように選定したが、C仕様ではB仕様と比較して圧縮トルクが増加してモータの電流制限値を満足できず、60 s⁻¹運転ができなかった。

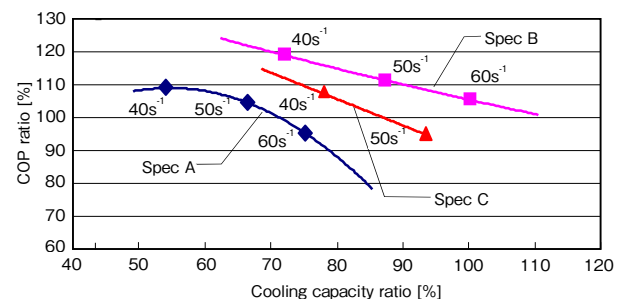
第1表 圧縮機排除容積の選定

Table 1 Results of swept volume selection

Spec	Swept volume [%] ¹	Cooling capacity [%] ²	COP [%] ¹
A	225	75	95
B	260	101	105
C	300	94	-

*1: Ratio to conventional CO₂ compressor

*2: Ratio to cooling capacity target



第3図 冷凍能力に対する圧縮機COP

Fig. 3 Results of compressor performance

この結果よりB仕様の排除容積が最も圧縮機COPが高くなり、冷凍能力においてもモータ特性による制約からB仕様が一番大きくなった。B仕様は現行R404A冷媒圧縮機の冷凍能力とCOPを上回って要求を満足することから、B仕様を選定した。

2.3 高効率モータの開発

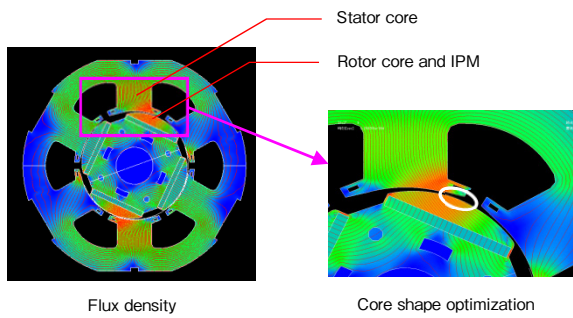
モータ仕様の検討にあたっては、高出力化に対応するためDCブラシレス・モータのなかでもリラクタンس・ト

ルクを有効活用できるIPM (Interior Permanent Magnet) 構造ロータを採用し、巻線構造は小型・高効率化のためCWM (集中巻) とした。

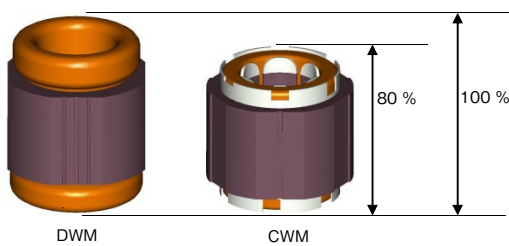
ステータとロータについては第4図に示すように磁場解析を行い、モータ効率を低下させない範囲でエアギャップを部分的に拡大し、磁束の集中による出力低下とコア変形による騒音発生を抑制するように形状の最適化を行った。

また、第5図に示すようにステータではCWM構造の採用によりコアの上下に突出するコイルエンド部が縮小し、DWM (分布巻) 構造と比較して全高を20%、重量を15%低減することができた。

銅使用量はコイルエンド部の縮小によりDWM構造との比較で45%低減し、特に低回転領域で影響の大きい銅損を低減して高効率化に寄与した。



第4図 ステータおよびロータ形状の最適化
Fig. 4 Optimization of stator and rotor shape



第5図 モータステータの巻線方式による形状比較
Fig. 5 Comparison of stator structure

3. 冷凍機油吐出量の低減

以上の開発を行った結果、R404A冷媒用圧縮機と同等以上の冷凍能力およびCOPを確保できたが、一方で冷凍機油の吐出量が多いという課題も明らかになった。内部中間圧の二段圧縮機では冷媒が最終段 (二段目) から直接サイクル内へ吐出されるため、従来の圧縮機ケース内

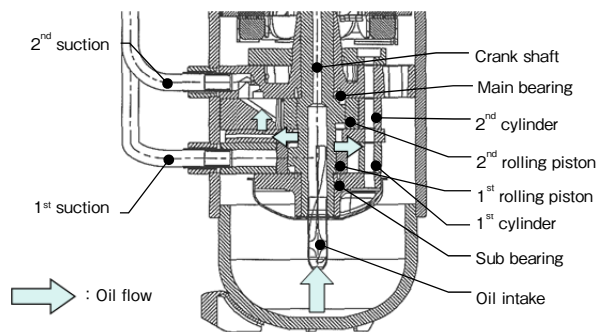
に冷媒を吐出して冷凍機油を分離・回収する内部高圧の圧縮機と比較してOCR (冷凍機油循環比率) が高く、圧縮機体積効率とサイクル効率を低下させていた。

3.1 吐出低減のための技術課題

そこで、二段目圧縮部への給油量を制御し、サイクルへ吐出される油量を低減することを検討した。

内部高圧の圧縮機では、ロータリ圧縮機の圧縮室へはクランク・シャフト内径部と圧縮室内部の圧力差により、ローリング・ピストン端面部のクリアランスを通過して給油されるが、内部中間圧となる本圧縮機では二段目の圧縮室内部とクランク・シャフト内径部とが同圧となり給油ができない。

そのため、本圧縮機では第6図に示すように二段目圧縮室内に給油する機構として、二段目吸入部の冷媒吸入時の圧力降下を利用してケース下部の油だまりから油を供給するような給油経路を設けている。



第6図 冷凍機油の供給経路
Fig. 6 Oil supply flow

今回、適切な二段目圧縮室への給油量を実現しサイクルへ吐出される油量を低減するように、最適な給油経路の口径について検討した。

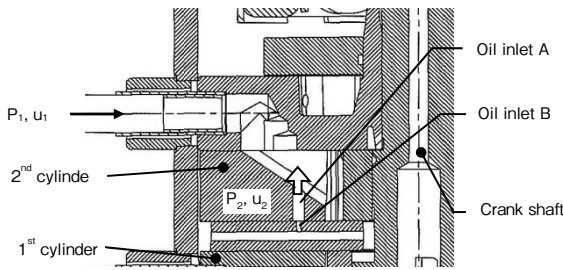
3.2 給油経路の口径の検討

二段目圧縮機構への冷凍機油の供給経路の概略図を第7図に示す。給油口から供給される油量は以下のように計算される。

二段目吸気口に流れる冷媒を十分にバッファのある中間圧容器内の空間から流入する準定常流れと仮定すると、二段目吸気圧力 P_1 は次式より求まる。

$$\frac{\kappa}{(\kappa-1)} \cdot \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{u_1^2}{2} = \frac{\kappa}{(\kappa-1)} \cdot \frac{P_m}{\rho_m} \dots\dots\dots (1)$$

κ : 比熱比, ρ_1 : 二段目吸気冷媒密度,
 ρ_m : 中間圧容器内冷媒密度



第7図 高圧段シリンダへの冷凍機油供給経路
Fig. 7 Oil supply path to the second cylinder

ただし、流速 u_1 は単位時間あたりの排除される容積と吸入部断面積から求まるものとした。

給油口部の圧力はこの u_1 による速度ヘッドにより圧力ヘッドが降下して圧力 P_1 となり、 P_1 がクランク・シャフト内部圧力 P_m より低いため給油口よりオイルが流入する。また、この給油口部での油の流入量を断面積と流入速度の積として求めた。油流入速度 u_2 は上記圧力差と、位置ヘッド h_p 、2部品に設けられた給油口AおよびBが連続的に接合される径変化による損失ヘッド h_f 、流入部の抵抗損失 h_1 、流れによる摩擦損失ヘッド h_n の和とのつり合いの(2)式より算出した。

$$\frac{P_m - P_1}{\rho_m} = h_p + h_f + h_1 + h_n \dots\dots\dots (2)$$

ただし、仕様基準にて圧縮機内油面は給油口Bの下端部を満たしているとし、径の変化に伴う損失ヘッド h_f はボルダ・カルノーの式(3)式)を採用し、管部の損失についてはそれぞれ流入部の抵抗損失ヘッド(角端部係数0.5)の(5)式、および鉛直管内の摩擦損失ヘッド h_n の(6)式とした。

$$h_f = \zeta \cdot \frac{u_2^2}{(2g)} \dots\dots\dots (3)$$

$$\zeta = \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 \dots\dots\dots (4)$$

A_2 : A部断面積, A_1 : B部断面積, g : 重力加速度

$$h_1 = 0.5 \cdot \frac{u_2^2}{(2g)} \dots\dots\dots (5)$$

$$h_n = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u_2^2}{(2g)} \dots\dots\dots (6)$$

l : A部長さ, d : A部直径

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (Re < 2000) \dots\dots\dots (7)$$

油吐出量低減前のオリジナル仕様のOCRを100%とし、給油口AおよびBの直径を変化させた改良 a 仕様(Spec a)、改良 β 仕様(Spec β)について計算を行った。

第2表に各仕様の給油経路の口径を、第8図にOCRの測

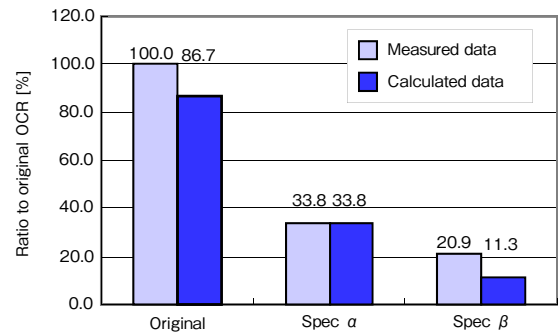
定値と計算値を示す。AおよびBの直径を縮小するとOCRが減少する結果となったが、生産性を考慮するとSpec a ではB部だけの縮小で33.8%まで低減、すなわち66.2%のOCR低減という高い効果が得られたため優位と判断した。また、各仕様の測定値は計算値と同様の傾向となり、計算の妥当性も確認された。

第2表 各仕様のポート径の組み合わせ

Table 2 Combination of port diameter for each specification

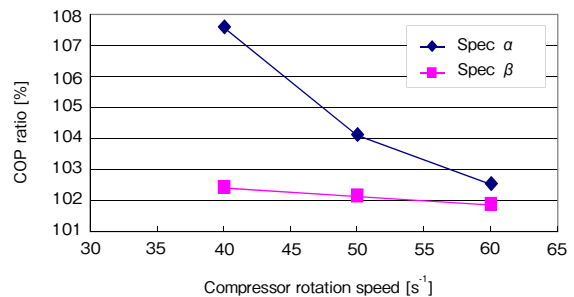
		Original [%]	Spec a [%]	Spec β [%]
Inner diameter ^{*3}	Port A	100	100	25
	Port B	38	25	25

*3 Ratio to inner diameter of original port A



第8図 60 s⁻¹運転におけるOCRの測定値および計算値
Fig. 8 Results of OCR at 60 s⁻¹ operation, measured and calculated data

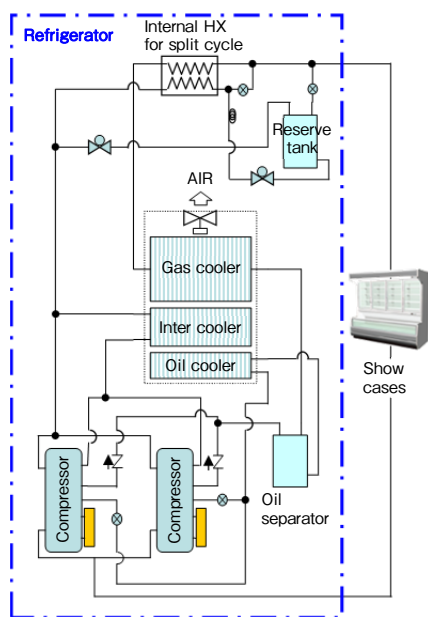
第9図には仕様 a と仕様 β における各圧縮機回転数におけるオリジナル仕様からのCOPの変化率を示す。 a 、 β 両者とも60 s⁻¹運転時に約2%程度のCOPの向上が見られるが、仕様 β では回転数40 s⁻¹および50 s⁻¹において仕様 a よりCOPが低い結果となった。これは仕様 β では二段目給油量の減少が大きいため、圧縮室内のシール不足から体積効率の低下し、COPが低下したと推測される。



第9図 圧縮機回転数に対するCOP比の比較
Fig. 9 COP ratio comparison result

4. システム搭載結果

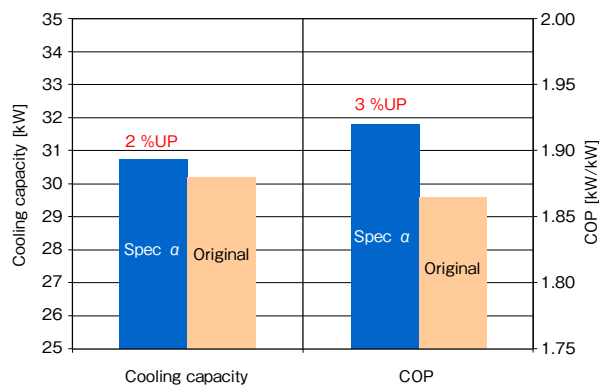
第10図に本圧縮機を搭載した冷凍機システムの概略図を示す。冷凍サイクルは二段圧縮であることを利用してスプリットサイクルを構成し、高压冷媒の一部を減圧してショーケースに送る冷媒を冷却し、蒸発させた冷媒を二段目の吸い込みに合流させている。これにより冷凍能力を増大させ、COPを向上させている。また、圧縮機からの吐出冷媒の合流部にオイルセパレータを設けて吐出された冷凍機油を分離・回収し、各圧縮機に戻している。



第10図 冷凍機システム回路図
Fig. 10 Refrigerator system

第11図には冷凍能力およびCOPの評価結果を示す。スプリットサイクルの効果は高压段吸い込みに戻す冷媒の流量によって変化し、運転条件に応じた戻し量の最適値が存在するが、油吐出量が多い場合にはオイルセパレータから圧縮機に戻す油および油と同時に戻す冷媒が多いため、スプリットサイクルで戻す冷媒流量が制限されていた。

今回の油吐出量低減により圧縮機への油戻し量が低減され、スプリットサイクルで戻す冷媒流量が増加したため、冷凍能力とCOPの向上効果が大きくなり、冷凍能力で2%の向上と、COPで3%の向上を得た。



第11図 冷凍機システムの性能比較
Fig. 11 Comparison of system performance

5. まとめ

店舗ショーケース用冷凍機に搭載するロータリ二段圧縮機構を採用したCO₂冷媒用高効率7.3 kW圧縮機の開発において、OCRが高く圧縮機体積効率とサイクル効率の低下が課題となったため、OCR低減策を検討し二段目給油経路の寸法最適化を図ってOCRを66%低減した。その結果、冷凍機システムの冷凍能力で2%、COPで3%の向上を確認した。

本論で検討を行った低OCR仕様の圧縮機は、既に圧縮機単体の耐久性に問題がないことを確認し、市場導入予定である。今後は給油経路の作成の生産性も考慮しながら二段目圧縮室内への最適給油量を検討し、さらに性能向上を図っていく。

参考文献

[1] 木屋豊明 他, "CO₂冷凍機システムの開発," 冷凍, vol. 88, no. 2(1024), pp.34-38, 2013.

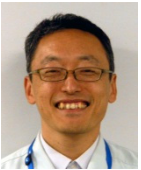
執筆者紹介



三原 一彦 Kazuhiko Mihara
アプライアンス社 技術本部
Corporate Engineering Div. Appliances Company



佐藤 孝 Takashi Sato
アプライアンス社 冷熱空調デバイス事業部
Refrigeration and Air-Conditioning Devices
Business Div., Appliances Company



桑原 修 Osamu Kuwabara
アプライアンス社 技術本部
Corporate Engineering Div. Appliances Company



竹澤 正昭 Masaaki Takezawa
アプライアンス社 冷熱空調デバイス事業部
Refrigeration and Air-Conditioning Devices
Business Div., Appliances Company



松崎 章 Akira Matsuzaki
アプライアンス社 冷熱空調デバイス事業部
Refrigeration and Air-Conditioning Devices
Business Div., Appliances Company