

# 車載用小型高効率電動コンプレッサの開発

Development of Compact, High-efficiency Electric Compressor for Automobiles

今西 岳史  
Takeshi Imanishi

## 要 旨

環境対応車において、電動コンプレッサへの小型軽量・高効率への要求が年々厳しくなっているなか、従来機種に対してより小型軽量のインバーター一体型電動コンプレッサを開発した。高圧シェル方式から低圧シェル方式への変更にて、外径8 mm小型化、660 g軽量化を実現した。低圧シェル方式の欠点であるモータ冷却熱の吸入冷媒加熱と、従来機種の問題である高負荷での効率悪化が残るが、転覆防止機構を採用し、旋回スクロール背圧を適正化することで機械損失を改善、高精度スクロール加工にて先端隙間を縮小することで従来同等以上の高効率を実現した。

## Abstract

We have developed a smaller and lighter inverter-integrated electrically-driven compressors for environmentally compatible vehicles. The new units are 660 g lighter and come with a 8-mm smaller shell diameter. This was achieved by shifting from a high-pressure semi-hermetic compressor to a low-pressure semi-hermetic compressor. However, the low-pressure type suffers from being less efficient because the intake refrigerant is heated when it passes through the motor. In contrast, the conventional type is also less efficient during high-load operation. In order to overcome these challenges, we applied a self-righting mechanism and optimized the back pressure on the orbiting scroll, while also reducing friction loss. Furthermore, we decreased the pressure loss by minimizing the tip clearance through high accuracy scroll machining. Therefore, the new type attained a high efficiency equal to or higher than the conventional type.

## 1. はじめに

環境に優しい自動車としてハイブリッド車・電気自動車は国内外で台数が増加している。従来の自動車用エアコンに使われているコンプレッサでは、ベルトを介してのエンジン動力によって駆動されているために、ハイブリッド車のアイドルストップ、あるいはエンジンがないといった場合では駆動源がなくなるといった問題が発生する。そういった車両の省燃費と、快適性の両立のために、電動コンプレッサは必要不可欠の装備となっている。

環境規制のために、車両にはCO<sub>2</sub>排出量削減の責務が課せられ、低燃費車両の開発のために重量削減・燃費改善が求められている。電動コンプレッサにおいても同様に小型軽量・高効率化が要求されている。

当社はすでに2010年にハイブリッド車・電気自動車向けにインバーター一体型電動コンプレッサを量産しており、その構造は高圧シェル方式である[1][2]。

これは、内部圧力が冷凍サイクルの高圧圧力であることで、旋回スクロール背面に圧力（背圧）をかけ、スクロール間の隙間を縮小することにより、高効率を得ることを特徴としている。

しかし、スクロール吸入部・インバータ冷却部の低圧との圧力区画が必要となる点で、大型化・重量増の問題を有している。また、高温の高圧冷媒からの伝熱は、インバータ冷却性を低下させることも問題となる。

一方、内部圧力が冷凍サイクルの低圧圧力である低圧シェル方式は、圧力区画が比較的少ないために、小型軽量化しやすい。しかし、一般的な低圧シェル方式では、内部圧力が低圧のために、押接方向が高圧シェル方式とは逆になり、スクロール間の隙間が開く方向となることで圧縮効率が悪化する。加えて、低圧側にあるモータは吸入冷媒を加熱し、さらに体積効率を悪化させる。

そこで、小型軽量化を目的として低圧シェル方式へ変更し、構造上の効率悪化の補填は、旋回スクロールの押接力低減による機械効率改善と、スクロールの高精度加工による圧縮損失改善を行った。その結果、従来機種である高圧シェル方式と同等以上の効率を実現したので、その技術内容を紹介する。

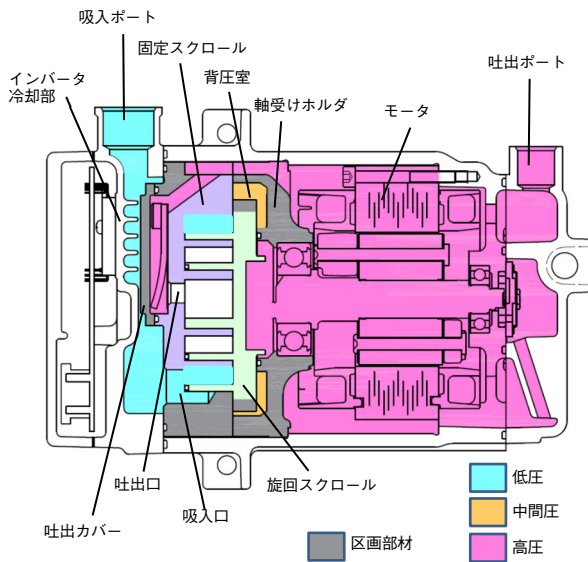
## 2. 高圧シェル方式

高圧シェル方式は、内部圧力である高圧を旋回スクロール背圧としている。高圧は中間圧・低圧との圧力区画を必要とし、大型化・重量増となっている。ルームエアコンなどの空調用のコンプレッサとして多く用いられているが、据え置き型であるために、大型化・重量増は欠点とはなりにくい。

### 2.1 高圧シェル方式の構造

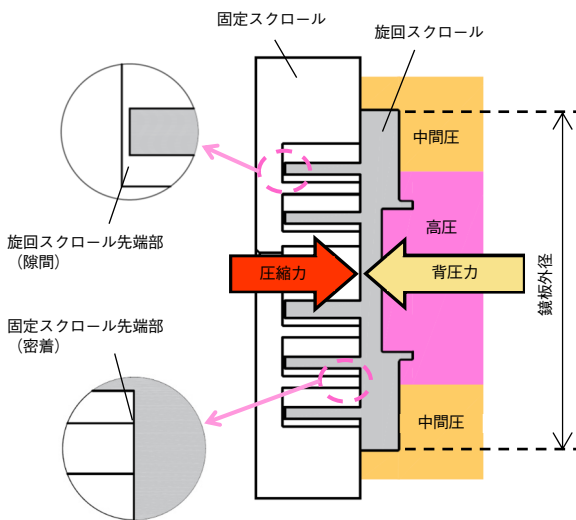
第1図に従来機種である高圧シェル方式の構造を示す。

吸入ポートから導入される低圧冷媒ガスは、インバータ冷却を行い、固定スクロールの吸入口から圧縮室へ吸い込まれる。高圧へ昇圧された冷媒ガスは、固定スクロール中央部の吐出口から排出し、モータ部に導かれ、モータ冷却とオイル分離を行った後、吐出ポートから外部に排出される。



第1図 従来機種断面図  
Fig. 1 Cross-section of conventional model

一般的に空調用で用いられる高圧シェル方式のコンプレッサでは、吸入ポートと吸入口は直接パイプでつながれるが、車載用のコンプレッサでは、インバータ冷却のために低圧区画を有している。これは、低圧冷媒加熱に



第2図 回転スクロールの背圧構成  
Fig. 2 Back pressure mechanism of orbiting scroll

よる体積効率低下と、隣接する高圧冷媒の伝熱によるインバータ冷却性低下の要因となるが、求められるコンパクトな構成とするためには必須である[1].

スクロール間の隙間を縮小するための、回転スクロール背圧は、第2図に示すように、中央部を高圧、その周囲を中間圧としている。外側の中間圧は、内部圧力の高圧から区画する必要があり、第1図に示すように、軸受けホルダによって回転スクロール背面および外周側に、背圧室を形成している。

## 2.2 高圧シェル方式の問題

外径・重量、作動範囲、機械損失において、従来機種である高圧シェル方式の構造上の問題を述べる。

### (1) 外径・重量

前項で述べた区画部材は、高圧シェル方式では比較的多く、外径・重量において3つの問題がある。

まず、インバータ冷却部の低圧は、固定スクロール背面の吐出出口周りの高圧と隣接し、吐出カバーが必要となるため、重量増となる。

次に、冷媒ガス吸入のために、スクロールの外周部は低圧となっている。回転スクロール背圧の中間圧と低圧をシールするため、鏡板外径を区画部材の一部とすることで外径が大きくなり、重量増・外径増となる。

最後に、回転スクロールの背圧室の形成は、軸受けホルダと固定スクロールを区画部材とし、重量増・外径増となっている。

### (2) 作動範囲

電動コンプレッサは、さまざまな圧力条件で運転され、過酷条件時に停止・回転数制限を行うことがある。これは、コンプレッサ保護のためであり、インバータ温度保護、吐出温度保護、過負荷保護がある[1].

このコンプレッサ保護が働くまでの運転範囲を作動範囲と呼び、横軸はコンプレッサ回転数、縦軸は高圧圧力で表される。作動範囲が狭いと頻繁にコンプレッサ停止・回転数制限が起こり、エアコン吹き出し口温度が上昇することで、車内の空調では快適性を損なうものとなる。

高圧シェル方式は、高温の高圧冷媒の領域が大きく、その伝熱の影響が低圧シェル方式より大きいことで、インバータ冷却にとっては不利となる。そのために、インバータの昇温から温度保護が作動しやすくなり、作動範囲が狭くなる。

### (3) 機械損失

回転スクロールは固定スクロールに押接されて回転するので、摺動(しゅうどう)による機械損失を生じる。

押接力 $F_P$ は(1)式のように求められ、(2)式の圧縮

力 $F_{Pa}$ と(3)式の背圧力 $F_{Pb}$ の差となる[2]。押接力 $F_P$ による機械損失 $L$ は(4)式で算出される。

$$F_P = -F_{Pa} + F_{Pb} \dots\dots\dots (1)$$

$F_P$ : 押接力,  $F_{Pa}$ : 圧縮力軸方向成分

$F_{Pb}$ : 背圧力

$$F_{Pa} = \sum_{i=1}^n (P_i - P_s)(S_{pi} + S_{qi} + S_{tpi} + S_{lqi}) \dots\dots\dots (2)$$

$P_i$ : 圧縮室内圧力,  $P_s$ : 低圧圧力

$S_{pi}, S_{qi}$ : 両スクロールラップで形成される

圧縮室の軸方向投影面積,

$S_{tpi}, S_{lqi}$ : 圧縮室を囲む外側のラップ部分の

軸方向投影面積

$$F_{Pb} = S_d \cdot P_d + S_m \cdot P_m \dots\dots\dots (3)$$

$S_d$ : 高圧受圧面積,  $S_m$ : 中間圧受圧面積

$P_d$ : 高圧圧力,  $P_m$ : 中間圧圧力,  $P_s$ : 低圧圧力

$$L = 2\pi \cdot \mu \cdot F_P \cdot r \cdot n_c \dots\dots\dots (4)$$

$L$ : 機械損失,  $F_P$ : 押接力,  $\mu$ : 摩擦係数

$r$ : スクロール回転半径,  $n_c$ : コンプレッサ回転数

上記によると、押接力 $F_P$ と機械損失 $L$ は比例関係にあり、高圧が高くなるほど、機械損失 $L$ が大きくなることわかる。

一方、押接力 $F_P$ が0以下になると、旋回スクロールが固定スクロールから離れてしまう転覆が発生する。スクロール間の隙間が極端に大きくなり、能力・効率ともに大きく悪化することから、転覆は避けなければならない。

転覆回避の条件は押接力 $F_P > 0$ とすると、(1)式と(3)式から、以下の(5)式の関係となる。

$$S_d \cdot P_d + S_m \cdot P_m > F_{Pa} \dots\dots\dots (5)$$

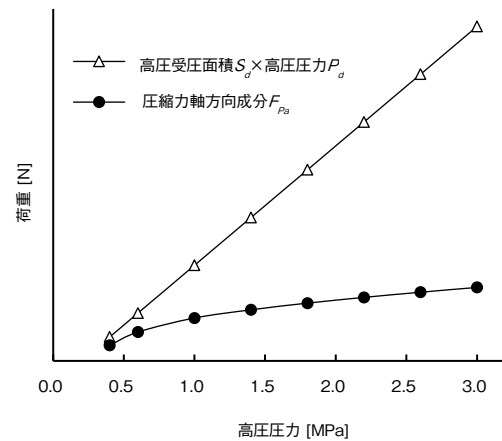
液戻り時のような過渡的な内圧上昇時には、(1)式の圧縮力軸方向成分 $F_{Pa}$ は、高圧圧力 $P_d$ ・低圧圧力 $P_s$ にかかわらず過大となり転覆が発生し、圧縮室の隙間から圧縮漏れをさせることで圧縮内圧を下げ、スクロール破損を防いでいる。転覆時には鏡板外径による中間圧のシールはなく、中間圧圧力 $\approx$ 低圧圧力となり、中間圧圧力 $P_m$ の項は0となっている。

液戻りが治まったときに、転覆から復帰するためには、押接力 $F_P > 0$ でなければならない。 $P_m$ の項を0とすると、

(5)式は以下の(6)式となる。

$$S_d \cdot P_d > F_{Pa} \dots\dots\dots (6)$$

転覆から復帰するには、高圧圧力の低い条件でも(6)式の関係を保つ必要があり、両辺は第3図に示す関係となる。高圧圧力が高い領域で高圧受圧面積 $S_d \times$ 高圧圧力 $P_d$ は、圧縮力軸方向成分 $F_{Pa}$ との乖離(かいり)が大きくなり、機械損失がより大きくなる。



第3図 圧縮力と高圧部の押接力

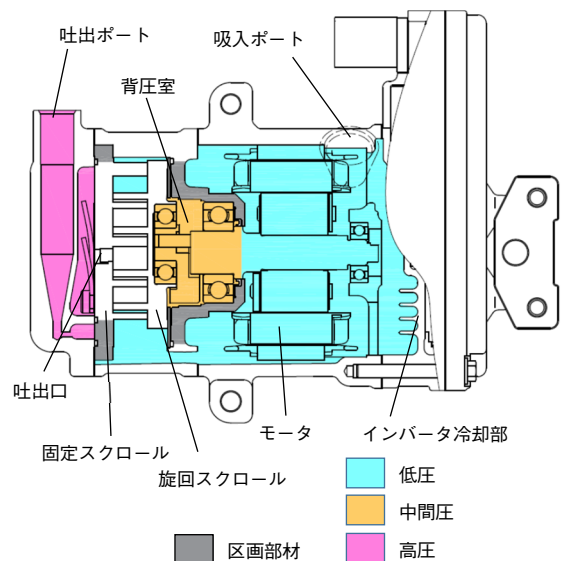
Fig. 3 Compressive load and high pressure part of back pressure

### 3. 低圧シェル方式

低圧シェル方式は、圧力区画が少ないので区画部材の削減を図れることと、その荷重も小さいことから、薄肉化することで軽量化しやすい。これにより、小型軽量を要求される車載用では多く用いられている。

#### 3.1 低圧シェル方式の構造

第4図に本開発品である低圧シェル方式の構造を示す。吸入ポートから導入される低圧冷媒ガスは、インバータとモータ冷却を行い、スクロール周りから圧縮室へ吸い込まれる。高圧へ昇圧された冷媒ガスは、固定スクロ



第4図 本開発品の構成

Fig. 4 Cross-section of the developed model

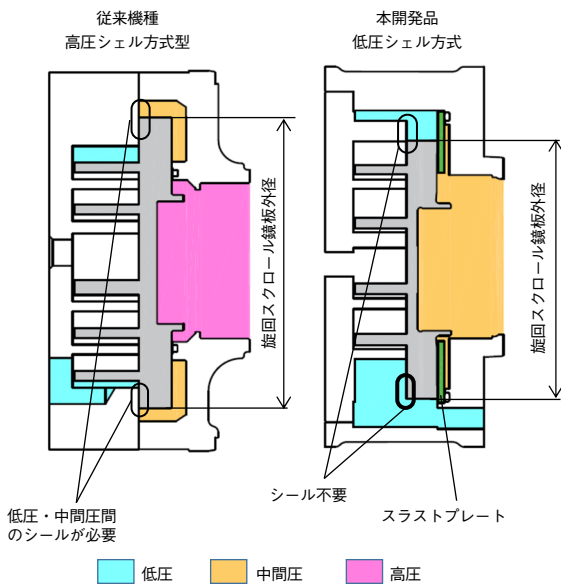
ール中央部の吐出口から排出され、オイル分離を行った後、吐出ポートから外部に排出される。

〔1〕 体格・重量

大部分が低圧になったことにより、インバータ冷却部は、区画部材が不要となった。

スクロール周りについては、第5図に示すように、両者とも最外周の圧縮室は低圧となる。低圧シェル方式では、スクロール周りが低圧であるために、旋回スクロール鏡板でのシールを不要とし、鏡板外径を10 mm縮小した。

区画部材の削減、スクロールの小型化等により、660 gの軽量化、外径8 mmの小型化を実現した



第5図 旋回スクロール鏡板外径  
Fig. 5 Orbiting scroll outer diameter

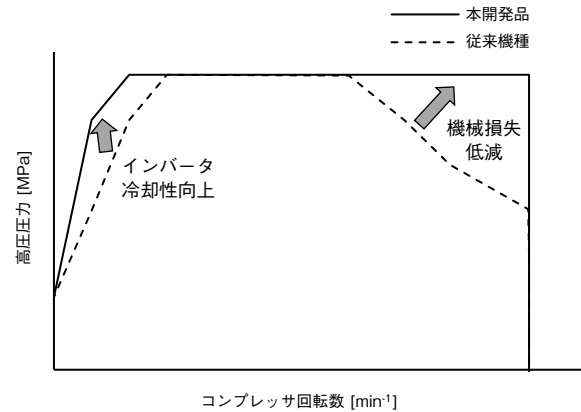
〔2〕 作動範囲

インバータ温度は、作動範囲にかかわる要素の1つである。特に回転数が低い条件は、インバータを冷却する低圧冷媒の流量が減少し、インバータ温度が上がりやすくなる。さらに、高圧圧力が高くなると、高圧冷媒からの伝熱量が増加、インバータ冷却にとっては最も厳しい条件となる。そこで、低圧シェル方式にて、インバータ冷却部と高温の高圧部を分離することで高圧冷媒からの伝熱量を改善した。

第6図に、コンプレッサの回転数と高圧圧力で表す作動範囲を示す。低回転側で高圧圧力の高い側へ、作動範囲を拡大した。これは、インバータ温度が下がり、インバータ保護の働く高圧圧力が上がったことによるものである。

〔3〕 圧縮損失

低圧シェル方式は、モータが低圧空間内にあるために、スクロールへ吸入される冷媒は、モータの冷却熱を余分に受ける。コンプレッサ吸入ポートからスクロール吸入口までに冷媒温度が上昇すると、冷媒密度が低下するため、圧縮室に吸い込まれる冷媒量は密度減少分低下し、



第6図 作動範囲比較  
Fig. 6 Comparison of operating range

冷凍能力が低下する。高圧・低圧圧力は変わらないので、圧縮動力はほぼ同等となり、効率の指標であるCOP (Coefficient Of Performance, 冷凍能力/圧縮動力) が悪化する。これは受熱損失と呼ばれ、圧縮損失のなかの1つである[3]。

実機検証においても、スクロール吸入口で温度上昇があり、従来機種から約5%~6%のCOP悪化がみられる。これは、低圧シェル方式では構造上、不可避である。

3.2 低圧シェル方式の課題

低圧シェル方式へ変更することで、下記の改善を行った。

- 圧力区画削減による外径縮小・重量削減
- インバータ冷却改善による作動範囲拡大

低圧シェル方式の課題として、モータ冷却熱の吸入冷媒加熱による体積効率低下が残ったが、その改善については次節に述べる。

3.3 高効率化

高圧シェル方式と同様に、旋回スクロールを背圧により固定スクロールへ押接する方式とした。背圧は中間圧のみとし、(3)式の高圧受圧面積 $S_d$ を0とする代わりに、中間圧受圧面積 $S_m$ を拡大した。中間圧は高圧から通路絞りによって生成されるために、背圧力 $F_{pb}$ は高圧に対して比較的緩やかに上昇する。背圧力 $F_{pb}$ の上昇が抑制され、圧縮力軸方向成分 $F_{pd}$ は、高圧圧力・低圧圧力が一定であ

れば不変であることから、(1)式、(4)式により、高圧上昇に対する機械損失増加は緩和されることがわかる。

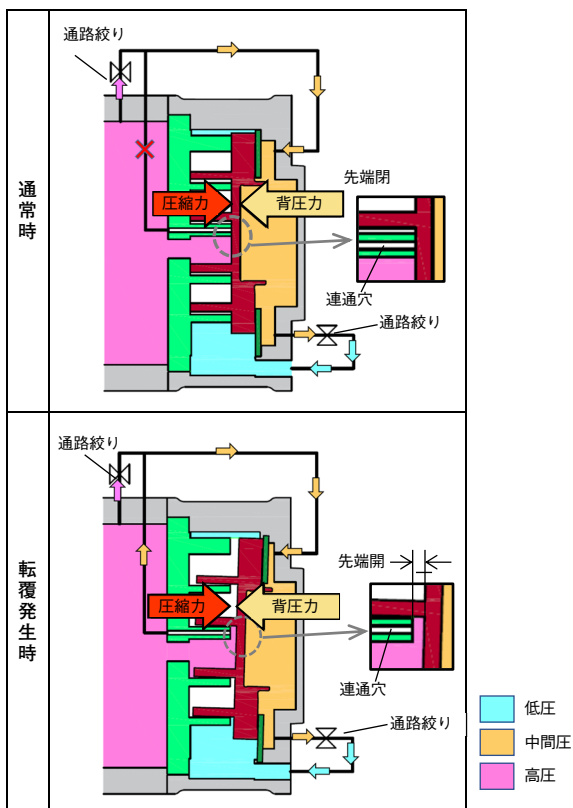
### 〔1〕機械損失改善と転覆防止機構

2.2節〔3〕項で述べたように、押接力の低減が機械損失の改善となるが、押接力が0以下になると、回転スクロールが固定スクロールから離れてしまう転覆が発生する。

この押接力低減と転覆防止の背反を解消するために、必要に応じて押接力を上昇させる機構を導入した。第7図に概要を示す。

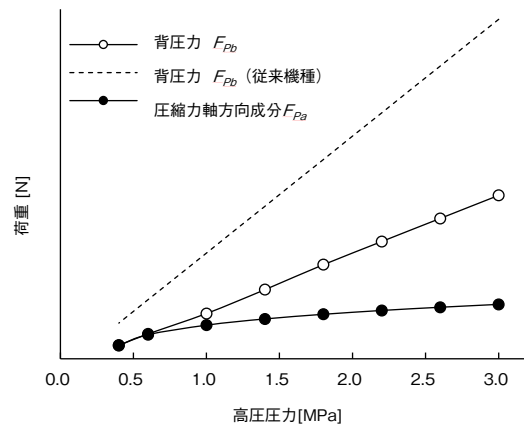
通常時は、高圧側と低圧側の2つの通路絞りでそれぞれ減圧することで、中間圧を生成している。

転覆発生時に固定スクロール先端隙間が広がることで、連通穴から圧縮内圧を中間圧へ導入する。スクロール中心付近の連通穴は、高圧に近い圧力であるので、中間圧は昇圧し背圧力が増加する。これにより回転スクロールの押接力は回復し、転覆から復帰する。



第7図 回転スクロール背圧機構  
Fig. 7 Orbiting scroll back pressure mechanism

第8図に(2)式の圧縮力軸方向成分 $F_{Pa}$ と(3)式の背圧力 $F_{Pb}$ を示す。両者の差が(1)式のパシ接力 $F_P$ となる。ここでの押接力中間圧圧力 $P_m$ は、実機運転での実測値としている。高圧の低い領域でも背圧力は圧縮力を下回ることがなく、従来機種より背圧力を抑え、押接力を低減した。COPは従来機種から約3%~5%改善した。



第8図 圧縮力と背圧力  
Fig. 8 Compressive load and back pressure

### 〔2〕圧縮損失改善

回転スクロールを固定スクロールへ押接する方式であるので、互いのスクロールラップ長さの差が先端隙間となる。

従来機種・本開発品ともに、回転スクロールのラップ長さを固定スクロールよりミクロンオーダーで短くしているので、第2図の固定スクロール先端隙間は密着し、回転スクロール先端隙間はラップ長さの差となる。その隙間量は加工精度により決定される。

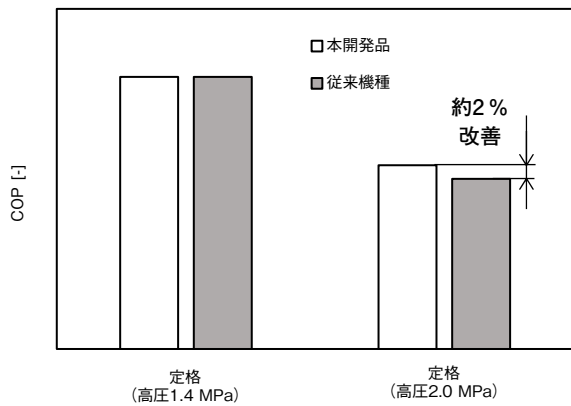
スクロールの高精度加工により、隙間量を従来機種比1/3とすることで隙間からの漏れ量が減り、COPを約2%~3%改善した。

### 3.4 性能比較

コンプレッサ性能の従来機種との比較において、効率低下の課題を解消し、定格点(高圧1.4 MPa)では従来機種と同等効率を実現した。第9図に従来機種との効率比較を示す。

高負荷性能測定条件(高圧2.0 MPa)では、約2%効率向上がみられる。これは、3.3節にて述べたように、回転スクロール背圧を中間圧のみとし、背圧力 $F_{Pb}$ を高圧圧力に対して変化量を抑えた結果である。

作動範囲にも同様の効果がみられる。第6図に示すように、高圧が高く、回転数の高い領域にて作動範囲を拡大した。これは、機械損失の改善によりスクロール駆動トルクが低減し、モータに要求される電力も低減することで、過負荷保護の作動する高圧圧力が上がったことによるものである。



第9図 効率比較

Fig. 9 Comparison of efficiency

執筆者紹介



今西 岳史 Takeshi Imanishi  
 オートモーティブ社 車載システムズ事業部  
 Automotive Systems Business Div.,  
 Automotive Company

5. まとめ

本開発では、小型軽量化を目的として低压シェル方式へ変更を行ったが、モータの吸入冷媒加熱による圧縮損失が構造上の問題となり、その補填のために2つの効率改善を行った。まず、旋回スクロール背圧を中間圧のみとし、転覆防止機構で押接力低減をすることで、機械損失の改善を行った。次に、スクロールの高精度加工で先端隙間を縮小し、圧縮効率の改善を行った。その結果、従来機種である高圧シェル方式と同等以上の効率を実現した。

以上述べた技術を織り込み、小型軽量でありながら高効率の電動コンプレッサは、2020年に量産し、ハイブリッド車に搭載されている。特に、小型化により搭載性が向上したため、多くの車両ニーズに応えることを可能とした。

今後、高効率・小型軽量の車両ニーズがますます高くなる市場に応えるべく、新たな技術開発にて電動コンプレッサの技術革新を行ってゆきたい。

参考文献

[1] 西井伸之 他, “環境対応車 (HEV, EV) 用インバーター一体型電動コンプレッサ,” パナソニック技報, vol.57, no.3, pp.46-50, 2011.  
 [2] 日本冷凍空調学会専門書シリーズ 冷媒圧縮機, 第1版, 日本冷凍空調学会, 東京, 2013, pp. 83-98.  
 [3] 石井徳章 他, “スクロール圧縮機の基本的な最適化設計,” ターボ機械, 21巻, 12号, pp. 729-733, 1993.