

12HP大容量マルチエアコン対応 大型ロータリ圧縮機

長澤宏樹*
櫻田公平*

Larger Capacity Rotary Compressor for 12HP Multi-zone Air Conditioning System

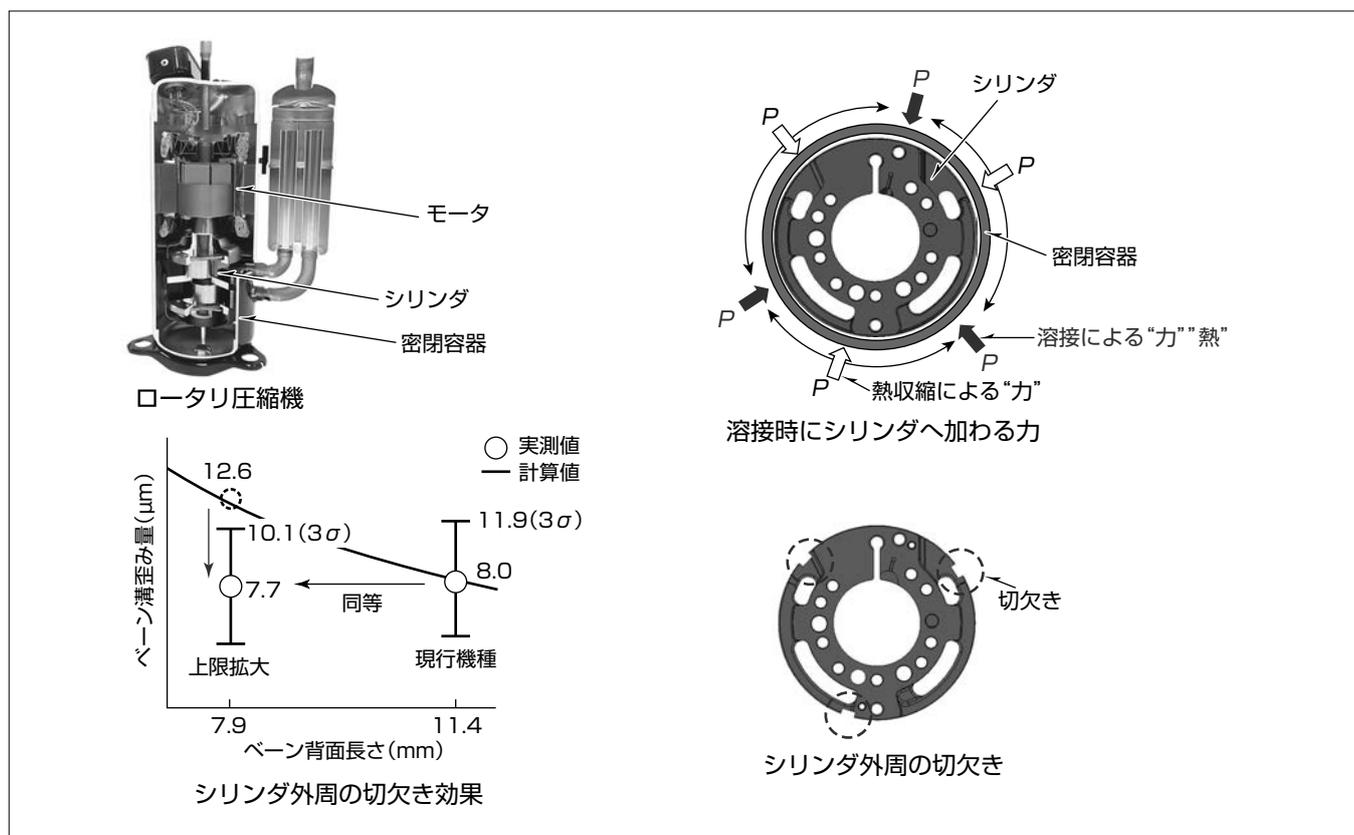
Hiroki Nagasawa, Kohei Sakurada

要旨

昨今の中国では、延べ床面積数百m²にのぼる小型の商業施設や富裕層向け住宅の着工数が安定しており、そういった施設には、単独室外機で比較的シンプルな構造である十数HPの大容量マルチエアコンが求められている。一方、そのような大容量マルチエアコンでも省エネルギー規制を推進する中国政府の動きがあり、中間性能が重要視されてきている。そこで部品点数が少なく小型・軽量で省資源であり、中間性能に有利で省エネルギー性の高いインバータロータリ圧縮機が有用である。三菱電機では、従来10HP(馬力)を上限としていたインバータロータリ圧縮機を大容量マルチエアコンに対応できる12HPまで引き上げ

た同能力帯最小最軽量でトップクラスの性能である大容量ロータリ圧縮機を開発した。

開発での技術的課題の1つとして、“偏心量増加に伴うシリンダ剛性低下によるシリンダベーン溝歪(ひず)み増大”が挙げられた。シリンダベーン溝(以下“ベーン溝”という。)を歪(ゆが)ませる力は、密閉容器へ圧縮機構を固定する際の溶接によってシリンダへ加わる力である。溶接時にシリンダへ加わる外力を分析し、ベーン溝歪みへの影響を定式化することによって外力を逃すことのできる切欠きをシリンダに追加することでベーン溝歪みを低減し、大容量ロータリ圧縮機を実現した。



圧縮機断面図と適用した新技術

現行機種に対し、上限拡大機種の開発課題の1つとしてベーン溝の歪み量増大が挙げられた。溶接時にシリンダへ加わる外力を分析し、ベーン溝歪みへの影響を考察した。ベーン溝の歪み量を現行機種同等まで低減するために、シリンダ外周に切欠きを追加した。

1. ま え が き

昨今の中国では、延べ床面積数百m²にのぼる小型の商業施設や富裕層向け住宅の着工数が安定しており、そういった施設には、単独室外機で比較的シンプルな構造である十数HPの大容量マルチエアコンが求められている。一方、そのような大容量マルチエアコンでも省エネルギー規制を推進する中国政府の動きがあり、中間性能が重要視されてきている。そこで部品点数が少なく小型・軽量で省資源であり、中間性能に有利で省エネルギー性の高いインバータロータリ圧縮機が有用である。当社では、従来10HPを上限としていたインバータロータリ圧縮機を圧縮機構部の低歪み化技術を用いることによって、大容量マルチエアコンに対応できる12HPまで引き上げた同能力帯最小最軽量でトップクラスの性能である大容量ロータリ圧縮機を実現した。

本稿では、ロータリ形圧縮機の大容量化を実現する際に生じる課題である圧縮機構部の歪み量低減技術について述べる。

2. ロータリ圧縮機

図1に当社ツインロータリ圧縮機の断面を示す。密閉容器の内部に冷媒を圧縮する圧縮機構部と電動機部が固定されている。電動機部によって圧縮機構部を駆動させることによって吸入冷媒を圧縮機構部で圧縮し、圧縮冷媒を吐出する。

圧縮機構構成部品を図2に示す。電動機のトルクをクランクシャフト(以下“C/S”という。)によって伝達し、C/Sをフレームとシリンダヘッドの2つ軸受で支持するとともに、上下2つのシリンダ内径、2つのシリンダを仕切るMプレート、シリンダ内径でC/Sによって駆動させられるローリングピストン(以下“R/P”という。),シリンダ内径でR/Pに追従しシリンダ内径を吸入室と圧縮室に仕切るベーン、ベーンをR/Pに追従させるベーンスプリングによって圧縮機構部を形成している。

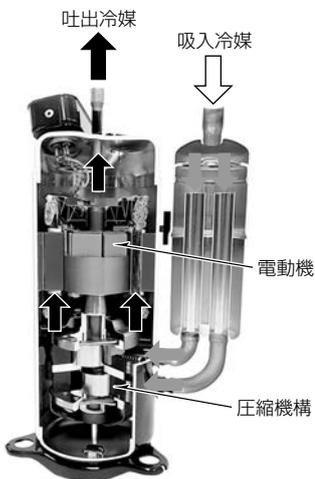


図1. ロータリ圧縮機の断面

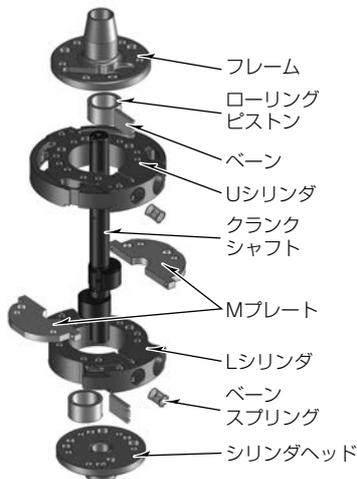


図2. 圧縮機構の構成部品

ロータリ圧縮機の圧縮機構部を上面視した圧縮工程を図3に示す。R/Pが反時計回りに回転することによってR/Pとベーンで仕切られたシリンダ内径の圧縮室体積が変化して冷媒を圧縮している。

吸入圧状態の冷媒を吸入し、R/Pの回転によって圧縮過程を経て、吐出圧になり、冷媒が吐き出される。

3. ベーン溝歪みのメカニズム

3.1 偏心量増加によるシリンダ寸法変化

図4に圧縮室の模式図を示す。R/Pが1回転当たりに圧縮する圧縮室へ吸入された時の冷媒体積はシリンダ幅h、シリンダ内径D_c、R/P外径D_Rによって形成されるストロークボリュームV_{st}によって表される(式(1))。

$$V_{st} = \frac{\pi}{4} h (D_c^2 - D_R^2) \dots\dots\dots (1)$$

シリンダ外径を変更せずにV_{st}を大きくすることを上限拡大と呼び、今回はD_Rを小さくすることによって上限拡大を行っている。

D_Rを縮小して上限拡大する際の圧縮室構成部品の寸法変化は図5に示すように、

- (1) R/P外径の縮小に伴って、ベーン支持距離を確保するため、ベーン長さを延長する(図5(a))。

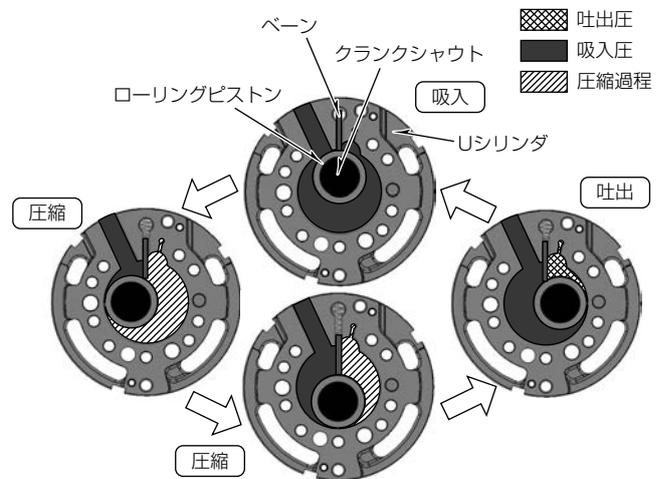


図3. ロータリ圧縮機の圧縮の工程

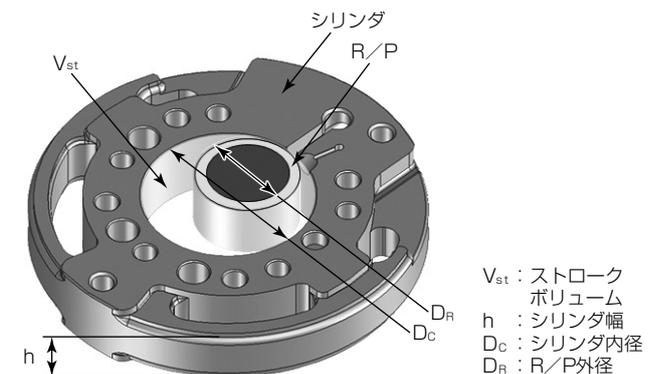


図4. 圧縮室の模式図

V_{st}: ストローク
ボリューム
h: シリンダ幅
D_c: シリンダ内径
D_R: R/P外径

(2) ベーン長さを延長した分、ベーン溝長さを延長し、ベーン背面長さが縮小する(図5(b))。

これらの寸法変化によって、ベーン溝背面長さが縮小するため、シリンダの剛性が低下してベーン溝が歪みやすくなる。ベーン溝歪みのイメージ図を図6に示す。

図7に現行機種と上限拡大機種の“ベーン背面長さ”と“ベーン溝歪み量”の関係を示す。上限拡大することによってベーン背面長さが短くなり、ベーン溝歪み量が大きくなっていることが確認できる。ベーンの摺動(しゅうどう)耐力を確保するには現行機種と同等のベーン溝歪み量にする必要がある。

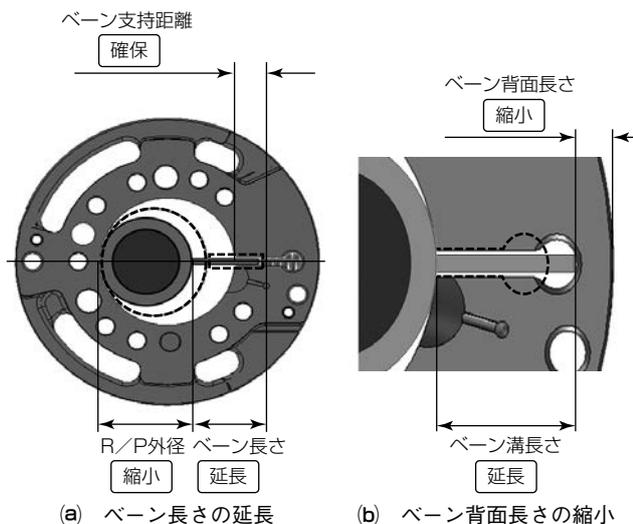


図5. 圧縮機構構成部品の寸法変化

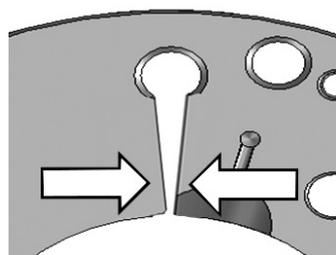


図6. ベーン溝歪み

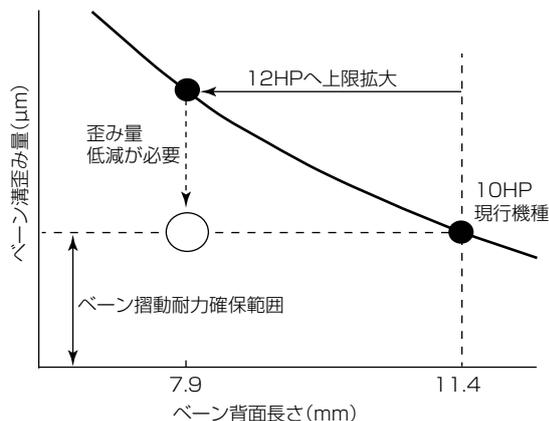


図7. ベーン背面長さとベーン溝歪み量の関係

3.2 シリンダへ加わる力の考察

図8に圧縮機構部を圧力容器に固定するためにシリンダと密閉容器を溶接する際、シリンダへ加わる力を示す。ベーン溝の歪みは、シリンダと密閉容器を溶接する際にシリンダへ加わる力によって発生している。溶接時にシリンダへ加わる力を考察すると、“周上3点の溶接によってシリンダへ加わる力”と“溶接時に密閉容器が加熱され収縮する際にシリンダへ加わる力”の2種類が周上6点で発生している。

3.3 ベーン溝へ加わる力の考察

シリンダと密閉容器を溶接する際にシリンダへ加わる力Pがどのようにベーン溝へ作用するのか考察した。図9にベーン溝へ加わる力の1つについてモデル化した図を示す。溶接時にシリンダへ加わる力Pはシリンダ外周のリップ部に作用しリップ部を撓(たわ)ませる。この力を P_{rib} とする。シリンダ外周に加わる力Pからリップ部で P_{rib} として働く力を減じた力がベーン溝へ作用していると考え、このベーン溝へ働く力を P_{VANE} とする。これらから、シリンダへ加わる力Pはシリンダ外周のリップ部に働く力 P_{rib} とシリンダベーン溝へ働く力 P_{VANE} に分解でき、その関係は次の式(2)で表される。

$$P = P_{rib} + P_{VANE} \dots\dots\dots (2)$$

図10にシリンダ周上6点からベーン溝に働く力のモデルを示す。3.2節で述べたように、シリンダ周上6点から加わる力Pは各々モーメント荷重 P_{VANE} としてベーン溝に働いているため、ベーン溝に対する P_{VANE} の角度を θ 、 P_{VANE} からベーン溝背面までの長さをLとすると、ベーン

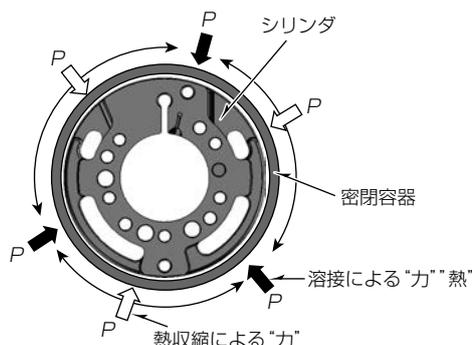
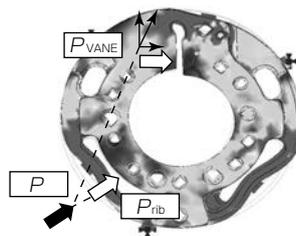
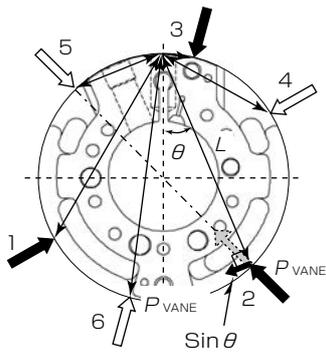


図8. 溶接時にシリンダへ加わる力



P : シリンダへ加わる力
 P_{rib} : リップの撓みに寄与する力
 P_{VANE} : ベーン溝歪みに寄与する力

図9. ベーン溝に働く力



P_{VANE} : ベーン溝に働く力
 θ : ベーン溝に対する P_{VANE} の角度
 L : P_{VANE} からベーン溝背面までの長さ

図10. シリンダ周上6点からベーン溝に働く力

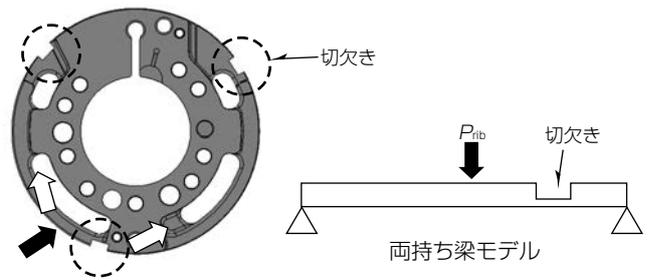


図12. シリンダ外周の切欠き

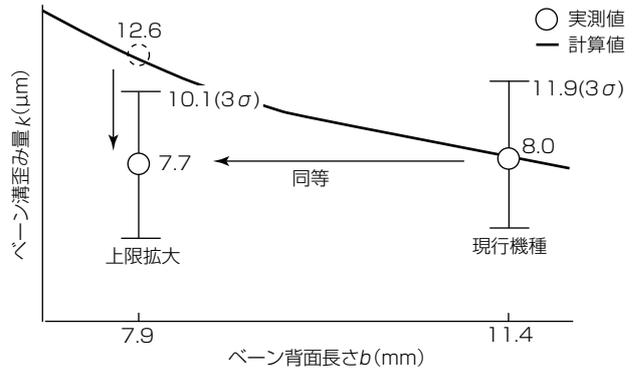


図13. シリンダ外周の切欠き効果

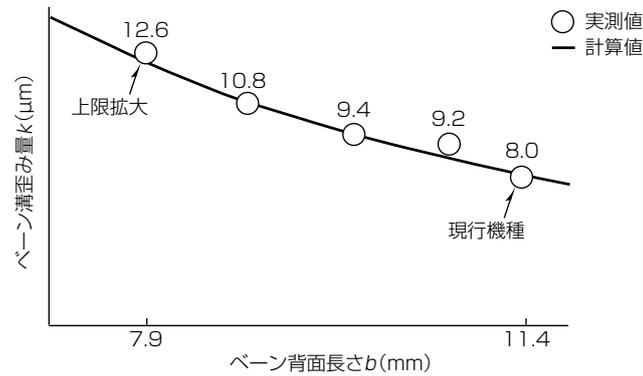


図11. ベーン溝歪み量とベーン背面長さの関係

溝へ加わる全てのモーメント荷重 M は次の式(3)で表すことができる。

$$M = \sum_{n=1}^6 P_{VANE} n \sin \theta_n L_n \dots \dots \dots (3)$$

3.4 ベーン溝歪み量の定式化

3.3節の考えの基、ベーン溝の歪み量を定式化した。シリンダ外径を D 、ヤング率を E 、ベーン背面長さを b 、ベーン溝歪み量を k とすると k は次の式(4)で表され、今回の上限拡大での変数である b が反比例の関係で影響することが分かる。

$$k = \frac{M \left(\frac{D - D_c}{2} \right)^2}{E \left(\frac{bh^3}{16} \right)} \dots \dots \dots (4)$$

10HP対応現行機種から12HP対応上限拡大機種までのベーン背面長さにおけるベーン溝歪み量を測定した結果を図11に示す。計算値と実測値は一致しており、ベーン溝歪みに関するこの定式化の妥当性が確認できた。

4. シリンダ外周切欠きによる低歪み化

4.1 低歪みシリンダ構造の検討

式(2)からリブ部剛性を低下させるとリブ部に作用する力 P_{rib} は増大し、 P_{VANE} を下げられるため、シリンダリブ部に切欠きを追加することでリブ部の剛性を低下させた。図12に P_{rib} 増大を目的としたシリンダ外周の切欠きを追加したモデル図と P_{rib} が増大する両持ち梁(はり)のモデル図を示す。

4.2 シリンダ外周切欠き効果確認結果

図13にシリンダ外周の切欠き効果の確認結果を示す。製造上問題のない範囲でシリンダ外周上に3か所切欠きを追加した結果、現行機種と同等のベーン溝歪み量を実現することができた。

5. むすび

従来10HPを上限としていたインバータロータリ圧縮機を大容量マルチエアコンに対応できる12HPまで引き上げ、同能力帯最小最軽量でトップクラスの性能である大容量化を実現した。この圧縮機導入での技術的課題の1つである“偏心量増加に伴うシリンダ剛性低下によるシリンダベーン溝歪み増大”に対し、起きている事象を定式化し、シリンダ外周に切欠きを追加することによって歪み量を低減する方法を検討・検証し、課題を解決した。