ローリングピストン形回転圧縮機の停止時の振動と クランク軸回転挙動*

今市 憲作***, 石井 徳章**, 村松 繁****
Kensaku IMAICHI, Noriaki ISHII, Shigeru MURAMATSU
福嶋 雅文****, 松永 寛****
Masafumi FUKUSHIMA, Hiroshi MATSUNAGA,

Key Words: Vibration, Rotary Compressor, Rolling-Piston Compressor, Refrigerant Compressor, Air-Conditioner, Shut Down Stop, Crankshaft Rotation, Cylinder Pressure

1. 結 言

エアコンディショニングシステムは多くの場合静かな環境のもとで使用され、かつシステムの心臓部である圧縮機への電源は必要に応じてしばしば ON, OFF が繰返される。したがって、圧縮機から発生する振動、騒音は、定常運転時ばかりでなく、電源遮断、電源入力時においても、極力小さいレベルに保たれるべきである。このような観点から、本研究では、低容量のエアコンディショニングシステムに現在多用されているローリングピストン形回転圧縮機の、特に電源遮断後の動的な挙動に関して実験的な解析を行った。

数年前までほとんどの低容量エアコンディショニングシステムに用いられていた往復動圧縮機の動的挙動については、すでにいくつかの研究^{(1)~(7)}が行われ、そのうちの電源遮断後の振動に関する研究⁽⁴⁾の結果、次の事柄が明らかにされている。すなわち、電源遮断後の振動特性は、主に電源遮断時のクランク回転角によって決定され、クランク回転角がある一定範囲内のとき入力電源を遮断するように電源遮断時刻を制御すれば、最大振動変位を常に最小限に抑えて定常運転中の圧縮機を停止させることができる⁽⁸⁾。一般に、従来の空気調和用往復動圧縮機では、電動機と一体になった圧縮機械部分が密閉容器内にばねで防振支持されている。そのため、電源遮断後に圧縮機本体の振動が大きくなり、圧縮機本体が密閉容器に衝突して異音を発生させるなどの問題が生じることがある。そのような問題に対処するために、従来の設計では、定常運転時の防振効果のある程度犠牲にして支持系のばね定数を高

くし、それによって電源遮断後に大きな振動が生じないようにしたり、あるいは小形化、低価格化をある程度犠牲にして圧縮機本体が密閉容器に当たらないように十分なスペースを設ける、などの対策が採られていた。このような不都合を解消するために、電源遮断後の圧縮機の振動が詳細に調べられ、その結果、上に述べたように、電源遮断時刻をあるクランク回転角範囲内に制御する、いわゆる「電源遮断制御システム」が電源遮断後の振動を常に最小限に保つのにかなり有効であることが明らかにされている。

ローリングピストン形回転圧縮機は、往復運動する部分が少なく、それゆえ振動面においても従来の往復動圧縮機に比べてかなり改善される。それゆえ、回転形圧縮機では、往復動圧縮機のように電動機と圧縮機械部分を密閉容器内で防振支持するような手法は採らず、それらを密閉容器に直接固定し、密閉容器自体を外部で防振支持する簡便手法が一般に採用されている。しかしながら、このような回転圧縮機においても、シリンダ内のガス圧力の変動に起因してクランク軸回りにかなり大きな不釣り合い慣性力が生じ、それがかなり大きなレベルでクランク軸回りの振動を引き起こすことが、定常運転時の振動解析⁽⁹⁾で明らかにされている。したがって、回転形圧縮機も電源遮断後には多かれ少なかれ従来の往復動圧縮機と同じような不都合をもつと言える。本研究の第1の目的は、往復動圧縮機の電源遮断後の振動制御のために考案された電源遮断制御システムが、回転形圧縮機にも適用できるかどうかを調べることである。この目的のために回転形圧縮機の電源遮断後の振動を詳しく調べた。その結果、回転形圧縮機においても、電源遮断後の振動は電源遮断時のクランク回転角に応じて規則正しい挙動を示し、あるクランク回転角範囲内で電源を遮断すれば、圧縮機の振動を常に最小限に保つことができることを

* 昭和59年9月30日 北海道支部第26回講演会において論文講演として講演、原稿受付 昭和59年5月7日。

** 正員、大阪電気通信大学工学部 (〒572 寝屋川市初町18-8)。

*** 正員、大阪大学基礎工学部 (〒560 豊中市待兼山1-1)。

**** 正員、松下電器産業(株) (〒525 草津市野路町)。

明らかにする。本研究の第2の目的は、どのようなクランク軸回転挙動が電源遮断後の規則正しい振動を引き起こすのか、を明らかにすることである。この目的のために、電源遮断後のクランク軸回転挙動およびシリンダ内の圧力を詳しく測定した。電源遮断後の振動の計測結果から、振動振幅が大きく成長するのは、クランク軸がシリンダ内のガス圧力に抗しきれず、逆回転を開始した直後であることを知ることができる。それゆえ本研究では、主に逆回転開始後のクランク軸回転挙動に注目して、逆回転角、逆回転時刻および逆回転最高速度について詳しく調べた。さらに、回転形圧縮機の定常運転時の振動に関するいくつかの理論的な解析結果⁽⁹⁾、およびシリンダ内の圧力の測定結果に基づき、クランク軸の逆回転挙動について詳しく検討する。

2. ローリングピストン形回転圧縮機

研究の対象としたローリングピストン形単気筒回転圧縮機(冷凍能力 2.04 kW {1 755 kcal/h})の断面図を図1に示す。図2は密閉容器の外観であり、この中に電動機と圧縮機機械部分が固定されている。密閉容器の形状は円筒形であり、その直径は110 mm、高さは212 mmである。圧縮機全体の質量は8.7 kgである。圧縮機全体は、図2に見られるように、密閉容器の底部で3本のコイルばねによって支持されている。密閉

図1 ローリングピストン形回転圧縮機の断面図

図2 密閉容器の外観

図3 AA' 切断面を下から見た外観

容器の中心軸回りの固有振動数は約 15 s^{-1} である。クランク軸は密閉容器の中心軸に沿って垂直に立ち、その上部で電動機ロータに直結している。電動機出力は 0.55 kW である。吸込平均圧力が 0.37 MPa 、吐出し平均圧力が 1.55 MPa の一定負荷で圧縮機が定常に運転されているとき、クランク軸の平均回転速度は 57 s^{-1} である。冷媒ガス R-22 は、アキュムレータを通してシリンダ内に吸い込まれ、圧縮されたあと密閉容器内に吐出される。それゆえ、密閉容器内の圧力は高压である。吐出し平均圧力とはこの部分の圧力のことを指す。密閉容器内の高压冷媒ガスは容器の上部に取付けられた吐出し管を通して凝縮器へ送り出される。図3は図1に示した AA' 切断面を下側から見た様子を示す。シリンダは内径 39 mm、奥行き 28 mm である。ローリングピストンの外径は 32.5 mm であり、ピストン中心のシリンダ中心からの偏心量は 3.26 mm である。シリンダ室は、往復運動する厚さ 3.2 mm のブレードによって吸込室(下側)と圧縮室(上側)に仕切られている。ブレード自体は、S 字形ばねによる力と密閉容器内の高い圧力によってローリングピストンに押し付けられる。吸入口にはバルブは取付けられていないが、吐出し口にはリードバルブが取付けられている。

3. 電源遮断後の圧縮機の振動

望みのクランク回転角で電源を遮断することのできる電源遮断制御システムの概要を図4に示す。まず初めに、圧縮機本体の振動加速度 V_a を検出し、それをローパスフィルタでろ波することによって、クランク軸の回転に正確に同期した正弦波形 V_f を得る。次いで、波形処理器を用いて V_f からパルス信号 V_{sc} を作り出す。電源遮断を指示する信号 V_0 が同期回路に入

図4 電源遮断制御システムの概要

図5 電源遮断後における圧縮機本体のクランク軸回りの振動

図6 回転振動の最大振幅

力されると、同期回路はパルス信号 V_{sc} を基準にして単一形波 V_{sy} を出力する。この信号によってパルス信号 V_{sc} からの遅延時間 Δt が決定され、その遅延時刻において圧縮機への入力電源 V_p が半導体を用いた遮断回路によって瞬時に遮断される。パルス信号 V_{sc} は当然あるクランク回転角に同期しているので、遅延時間 Δt を調整することによって、望みのクランク回転角で電源を遮断できる。パルス信号 V_{sc} に対応するクランク回転角は、振動加速度波形に現れる衝撃的な高周波振動に基づいて算出することができる。この詳細については後述する。

ローリングピストン形回転圧縮機の往復運動する部分は、質量が11.3 gのブレードだけである。したがって、圧縮機本体の振動のうち主要な成分は、回転軸、すなわち、クランク軸回りの回転振動である。もちろんのこと、この振動成分はシリンダ内のガス圧力の変動に起因したクランク軸回りの不釣り合い慣性力によって引き起こされる⁽⁹⁾。このような回転振動成分の電源遮断後における応答のうち主要な3例を図5に示す。測定点は図1に示す密閉容器上のB点であり、測定方向は密閉容器に接する水平方向である。電源遮断時のクランク回転角 θ_{cr} は、図5(a)の場合-177°、

図7 フランジ付密閉容器の外観

図5(b)の場合-27°、図5(c)の場合+35°である。 θ_{cr} の0°は、機構の上死点、つまり、ブレードがローリングピストンによってシリンダからもっとも押し出されている状態を示す。図5(a)~(c)はすべて2個のアナログデータを示している。上段が加速度計(B & K T 4344)で計測された振動加速度であり、下段が加速度波形をアンプ(B & K T 2626)によって処理して得られた振動変位である。クランク軸がシリンダ内の圧縮ガスに抗しきれずに逆回転を開始するときには、加速度波形に「1-R. r.」で示しているような衝撃的な高周波振動が常に現れる。したがって、この高周波振動の発生によって、クランク軸の第1逆回転時刻を正確に知ることができる。図5(a)の振動変位は、第1逆回転開始直後に急激に大きくなり、その最大両振幅は5 mmに達している。これに対して、図5(b)の変位は図5(a)の場合のように大きくならず、また図5(c)の変位は、第1逆回転開始後にむしろ減少している。図5(b)と図5(c)の場合の最大変位はそれぞれ3.2, 2.2 mmである。図6は、上に示したような電源遮断後の最大変位の特性を、電源遮断時のクランク回転角 θ_{cr} を横軸にして示したものである。図6から、最大振動変位は、 θ_{cr} に依存して規則正しい特性を示すことがわかる。すなわち、最大振動変位は、図6に示すように-260° < θ_{cr} < -80°のIntense VIB.(強振動)グループと-80° < θ_{cr} < +100°のWeak VIB.(弱振動)グループに大別でき、強振動グループでは最大振

動変位が約 4.2~5.5 mm の比較的大きな値を示し、これに対して弱振動グループでは約 2.0~3.2 mm の比較的小さい値を示す。

4. 電源遮断後のクランク軸回転挙動

4.1 実験装置 どのようなクランク軸の回転挙動が図 6 に示した圧縮機の振動特性を引き起こすのかを明らかにするために、図 7 に示すようなフランジ付密閉容器を製作して、クランク軸の回転とシリンダ内の圧力を計測した。密閉容器内は 1.55 MPa の高圧であるので、種々の計測素子を容器内に取付け、かつ実機の場合と同じように密閉状態で運転を可能にするためには、密閉容器を上、下部で切断し、十分な強度をもったフランジ構造にする必要があった。そこで、図 7 に見られるように、圧縮機全体の質量 (8.7 kg) よりも大きな全質量 10 kg のフランジが密閉容器の上、下部に取付けられている。このため、フランジ付圧縮機本体のクランク軸回りの慣性モーメントが、フランジなしの場合 ($10.0 \text{ N} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$) の 3.66 倍 ($36.6 \text{ N} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$) になっている。図 8 は電動機部分を上から見た外観であり、クランク軸の回転を検出する装置が見られる。外周に合計 74 個のスリット (幅 0.8 mm) を加工した遮光円板が電動機ロータ上に取り付けられ、フォトランジスタとフォトダイオードからなるフォトカプラが密閉容器の内壁に固定されている。遮光円板は、ワイヤカット加工機械を用いて高い精度 (加工精度約 $1 \mu\text{m}$) で製作されている。図 9 は圧縮機械部分を下から見た外観である。中央部分がクランク軸であり、その両側に、吸込室と圧縮室のシリンダ圧力を検出する 2 個の圧力ピックアップ (Kisler, 601 A) が見られる。圧力ピックアップ用のアダプタは直接クランク軸の下部軸受部に溶接され、そこから直径 1 mm、長さ約 18 mm の圧力孔が各シリンダ室に通じている。各シリンダ室に通じる圧力孔の位置は、シリンダ内壁とブレード側壁とのコーナ部分から 1 mm だけ、各シリンダ室側に入ったところである。

4.2 定常運転中の計測データ 定常運転時に計

図 8 モータ部分を上から見た外観

図 9 圧縮機械部分を下から見た外観

測したアナログ波形の一例を図 10 に示す。これらのデータは電磁オシログラフによって再生されたものである。第 1 段めの曲線が圧縮側のシリンダ圧力を示す。圧力は 0.26 MPa から 1.68 MPa の範囲で変動している。第 2 段めが吸込側のシリンダ圧力を示す。圧力は 0.30 MPa から 0.37 MPa の範囲で変動している。第 3 段めは、フォトカプラのパルス状の出力波形と圧縮機への入力電流波形を重ね合せた信号である。パルス出力波形の一つの間隔がクランク回転角 5° に相当する。図 10 中に「T. D. C.」で示したパルス波形の密な部分が上死点を表す。第 4 段めは図 1 に示した B 点の回転振動加速度波形を示す。すでに記述したように、圧縮機本体には大きな質量のフランジが付けられているので、この加速度波形は、クランク軸の回転に同期した振動を検討するには不適当である。しかし、この加速度波形には図 10 中に V_t で示したような衝撃的な高周波振動が常に含まれ、しかもその発生時刻が上死点「T. D. C.」に正確に一致している。このような現象はクランク軸の回転挙動を検討するうえで極めて有用である。たとえば、図 4 に示したパルス信号 V_{sc} に対応するクランク回転角を算出するときに、この現象が利用されている。

4.3 電源遮断後の計測データ 定常運転中に電動機への電源供給が急断されると、クランク軸回転挙動は、図 11, 12 に示すような 3 種類の主要なパターンを示す。図 11 は、図 10 と同様な電源遮断後のアナログ波形を示す。図 12 は、クランク回転角 θ とクランク軸回転角速度 $\dot{\theta}$ とのデジタルデータであり、これらは図 11 の第 3 段めに示すクランクパルス波形をコンピュータ (HP-9836 A) によって処理し、その結果をプ

図 10 定常運転時の動的挙動

ロッタ (HP-7470 A) によって出力したものである。電源遮断時のクランク回転角 θ_{cr} は、図 11(a) と図 12(a) の場合 -157.5° 、図 11(b) と図 12(b) の場合 -10.0° 、図 11(c) と図 12(c) の場合 $+67.5^\circ$ である。横軸は電源遮断時刻からの経過時間である。クランク軸は、電源遮断後 2, 3 回転すると、上死点を通過できず、圧縮過程で一時的に停止する。図 11(a) の場合、電源遮断後 103.4 ms の $\theta=220^\circ$ においてクランク軸は一時的に停止している。その後、シリンダ内のガス力とブレードの力に押されてクランク軸は逆回転を開始し、図 12(a) からわかるように、逆回転速度は最高 87.3 rad/s に達する。そして、166.6 ms には約 50 rad/s の速度で上死点を通過する。この上死点通過は、クランクパルスに見られる「T. D. C.」信号と、吸込側のシリンダ圧力が P_{st} で示しているようにわずかに上昇することからわかる [図 11(a)]。上死点通過後、クランク軸は $\theta=220^\circ$ まで逆回転する。経過時間は 212 ms である。その後、第 2 逆回転を開始し、 $\theta=250^\circ$ 近くで第 3, 第 4 逆回転を繰返し、446 ms 後の $\theta=240^\circ$ で最終的に停止する。クランク軸が逆回転を開始するときには、図 11(a) の加速度波形に見られるように、 V_1, V_2, V_3 で示した衝撃的な振動が発生するので、これを基に逆回転開始時刻を正確に算出することができた。図 11(b) の場合、86.2 ms 後の $\theta=260^\circ$

で第 1 逆回転を開始する。逆回転最高速度は図 12(a) の場合の約半分の大きさ 45.1 rad/s にしか達しない [図 12(b)]。したがって、クランク軸は図 11(a) の場合のように上死点を通過できず、139 ms 後に $\theta=155^\circ$ で第 2 逆回転を開始する。そのあと、197 ms 後に $\theta=215^\circ$ で第 3 逆回転を行い、246 ms 後の $\theta=180^\circ$ で最終的に停止する。図 11(c) の場合、クランク軸は 84.9 ms 後に $\theta=320^\circ$ で一時的に停止する。この時、ガス力とブレードの力がクランク軸を逆回転させるように働くが、クランク軸は逆回転を開始できず、急に停止する。

4.4 クランク回転挙動の分類 上の記述からもわかるように、クランク軸の逆回転挙動を表す主要な量は、逆回転開始時の経過時間とクランク回転角、および逆回転の強さを表す指標となる逆回転最高速度である。それらの特性を、31 とおりの電源遮断クランク回転角 θ_{cr} について整理した図が、それぞれ図 13, 14 および図 15 に示されている。図 13, 14 では、第 1 逆回転が▲印、第 2 逆回転が□印、第 3 逆回転が◆印、第 4 逆回転が○印で示され、さらに、完全な停止が★印で示されている。図 14 では、クランク軸が逆回転時に上死点を通過した場合には、逆回転角をマイナスの値で示している。図 13~15 から、クランク軸の逆回転は θ_{cr} に応じて規則正しい挙動を示し、その挙動は、

図 11 電源遮断後におけるクランク軸回転挙動の主要な 3 例

図 12 電源遮断後のクランク軸の回転角の角速度

図13～15に示されているように、次の三つのグループに大別できることがわかる。すなわち、 $-260^\circ < \theta_{cr} < -97^\circ$ の強逆回転グループと $-97^\circ < \theta_{cr} < 39^\circ$ の弱逆回転グループ、および $39^\circ < \theta_{cr} < 100^\circ$ の急停止グループである。各グループはそれぞれ次のような特性を示す。

(1) 強逆回転グループ：97 ms から 125 ms 後にクランク軸は第1逆回転を開始する(図13)。そのときのクランク角は 190° から 240° の範囲である(図14)。第1逆回転開始後、クランク軸の逆回転最高速度は 66.2 rad/s (10.5 Hz) から 87.0 rad/s (13.9 Hz) のかなり大きな値に達し(図15)、そのためにクランク軸は上死点を通過して逆転を続け、 -105° から -140° の範囲のクランク角で第2逆回転を行う(図14)。第1逆回転から第2逆回転までの持続時間は108～169 msである(図13)。第2逆回転開始後、クランク軸は -85° から -135° の範囲で数回逆回転を繰返した後、停止す

る(図14)。停止までの経過時間は394～455 msである(図13)。

(2) 弱逆回転グループ：80 ms から 92 ms 後にクランク軸は第1逆回転を開始する(図13)。そのときのクランク角は、 240° から 310° の範囲である(図14)。クランク軸の逆回転最高速度は、 θ_{cr} が大きくなるに従って、 61.2 rad/s (9.7 Hz) から 21.0 rad/s (3.3 Hz) に減少する(図15)。第1逆回転後、クランク軸は上死点を通過できず、 115° から 180° の範囲で第2逆回転を行う(図14)。第1逆回転から第2逆回転までの持続時間は強逆回転グループの約1/2以下の52 msである(図13)。第2逆回転後、 200° から 230° までの範囲で第3逆回転を行い、その後停止する(図14)。停止までの経過時間は234～298 msである(図13)。

(3) 急停止グループ：84.9 ms から 107.7 ms 後にクランク軸は一時的に停止する(図13)。そのときのクランク角は 310° から 360° の範囲である(図14)。その後、クランク軸は逆回転を開始できず、急停止する。

5. 結果の検討

図15に示したクランク軸の逆回転最高速度の特性を、図6に示した圧縮機の最大振動振幅の特性と比較すると、両者のデータ点の変化の様子は総じて一致することがわかる。すなわち、逆回転最高速度が大きな値を示す強振動グループに対応して振動振幅の大きな強振動グループが現れ、かつ逆回転最高速度が徐々に減少する弱回転グループおよび急停止グループに対応して振動振幅の比較的小さな弱振動グループが現れる。図6に示したグループの境界 $\theta_{cr} = -80^\circ$ が、それに対応すべき図15のグループの境界 $\theta_{cr} = -97^\circ$ と多少異なるが、その差 17° は、実験に用いた圧縮機が図

図13 クランク軸の逆回転時刻および停止時刻

図14 クランク軸の逆回転角

図15 クランク軸の逆回転最高速度

6と図15では異なるので種々の実験条件を全く同じに設定することがきわめて難しく、その設定に際して多少の違いがあったために生じたものと考えられる。以上の結果から、図5、6に示した圧縮機の電源遮断後の規則的な振動挙動は、図13～15に示したようなクランク軸の規則正しい逆回転挙動と密接に関連して生じることがわかる。

次いで、どのようなメカニズムがクランク軸の規則正しい逆回転挙動を引き起こすかについて考えるために、圧縮機の定常運転時の挙動に関する数値解析⁽⁹⁾から得られる負荷トルク⁽⁹⁾の特性を導入しよう。図16に、それぞれシリンダ圧力によるトルク L_{cp} 、ブレードの運動によるトルク L_{bm} およびクランク軸受部の摩擦によるトルク L_{cjf} を示す。横軸はクランク回転角 θ である。図17に示すように、吸込側と圧縮側のシリンダ圧力がローリングピストンを押す力の合力 F_p は、ローリングピストンの中心 O_p を通り、割線 AB に垂直であり、その方向は圧縮室(右側)から吸込室(左側)に向かう方向である。したがってシリンダ圧力によるトルク L_{cp} は

$$L_{cp} = eF_p \sin \frac{\theta + \xi}{2} \dots\dots\dots (1)$$

によって与えられる。ここで、 e は O_p のシリンダ中心 O からの偏心量であり、 θ はブレードの軸線に沿った x 軸から反時計方向へのクランク軸回転角、 ξ は x 軸から時計方向への $\overline{O_p O_v}$ の回転角である。ただし、 O_v はブレード先端の円弧の中心である。図10に示したように、吸込側の圧力は圧縮側の圧力に比べてほとんど無視できるほどの変化しか示さない。したがって、 F_p の特性は主に圧縮側の圧力によって決まり、それに式(1)で与えられるようにクランク回転角の効果がかけられるので、トルク L_{cp} は図17に示すように変動する。ここで、横軸はクランク回転角 θ である。 $\theta = 220^\circ$ で $3.5 \text{ N}\cdot\text{m}$ の鋭いピークが現れる。このピークは図10に示す圧縮側圧力の第1ピークに対応するので、この

ピークが現れるとシリンダ内で圧縮された冷媒が外部に吐出され始める。ブレードの運動によって引き起こされる負荷トルクの主要な成分は、図16に示したブレードがローリングピストンを押す力 F_{vn} によるトルク L_{bm} である。 F_{vn} の方向は当然 O_p を通る。それゆえ、 L_{bm} は次の形で与えられる。

$$L_{bm} = -eF_{vn} \sin(\theta + \xi) \dots\dots\dots (2)$$

F_{vn} は機構の厳密な運動方程式を解くことによって求められるべき力である。すでに求められている F_{vn} (文献(9)の図14を参照)を用いて式(2)からトルク L_{bm} を計算した結果が、図17に示されている。 L_{bm} は、式(2)の形からも推定できるように、負の正弦波に近い特性を示す。したがって、ブレードの力は最初の半周期では駆動力として働く。 L_{bm} の最大値は約 $\pm 0.4 \text{ N}\cdot\text{m}$ である。クランク軸受部の摩擦によるトルク L_{cjf} は、 F_p と F_{vn} の合力を F_{en} (文献(9)の図14参照)と表し、かつ軸受部の摩擦がクーロンの摩擦法則に支配されるものと仮定すると、次の形で与えられる。

$$L_{cjf} = \text{sgn}(\dot{\theta}) \cdot \mu F_{en} \times r_s \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 μ は摩擦係数であり、だいたい0.04の値をとることがこれまでの研究^{(1),(2),(5),(9)}でわかっている。 r_s はクランク軸の半径8.0 mmである。 L_{cjf} の計算値は、図16に示されているように、 L_{cp} の曲線とほとんど相似な特性を示す。 L_{cjf} の最大値は $\theta = 220^\circ$ における $0.4 \text{ N}\cdot\text{m}$ である。

図16に示した定常運転時の結果は、クランク軸が第1逆回転を開始するときにクランク軸に働くトルクをあらわ表す、と考えられる。それゆえ、図16に示した結果から、クランク軸の第1逆回転挙動に関して次のような重要な情報が得られる。

(1) 強逆回転グループについて：このグループでは第1逆回転クランク角は $190 \sim 240^\circ$ の範囲である(図14)。この角度範囲では、図16からわかるように、

図16 ローリングピストンに作用する力

図17 定常運転時の負荷トルク

シリンダ圧力による逆回転トルク L_{cp} が鋭いピーク近くの大きな値を示す。かつ、シリンダ内の圧縮冷媒は、ピークの前では全く吐出されず、また、ピークの後でも吐出された冷媒は少量であるので、圧縮冷媒に蓄えられたポテンシャルエネルギーは比較的大きい。それゆえ、逆回転開始時の大きな逆回転トルクがクランク軸の強い逆回転を引き起こし、そして蓄えた大きなポテンシャルエネルギーがその強い逆回転を長く持続させる。もちろん、ブレードによるトルク L_{bm} は逆回転を助けるように働き、クランク軸受部の摩擦によるトルク L_{cfr} は逆回転を妨げるように働く。

(2) 弱逆回転グループについて：このグループでは第1逆回転クランク角は $240^\circ \sim 310^\circ$ である(図14)。この角度範囲では、逆回転トルク L_{cp} は強逆回転グループよりも小さく、かつ、かなりの量の圧縮冷媒がシリンダより吐出されるので、シリンダ内に残留する圧縮冷媒に蓄えられたポテンシャルエネルギーも強逆回転グループに比べてかなり小さい。それゆえ、このグループでは強逆回転グループほど強い逆回転を行うことができない。

(3) 急停止グループについて：このグループでは第1逆回転クランク角は $310^\circ \sim 360^\circ$ である。クランク軸が逆回転のために一時的に停止すると、機構の各対偶部における摩擦状態は動摩擦から静摩擦に変わる。冷凍機用往復動圧縮機における静摩擦の研究⁽⁵⁾から、静摩擦係数値は0.16に近い値をとることが知られている。そこで、きわめてあらい考えではあるが一つの目安としてこの値が本研究のローリングピストンクランク機構にも採用できるものと考え、クランク軸受部の摩擦トルク L_{cfr} は、一時的な停止時に、図17に示した値のおよそ4倍の大きさになる。したがって、 L_{cp} と L_{bm} の和として与えられる逆回転トルクが、上の静止摩擦トルクを超えることができず、それゆえ、クランク軸は一時的な停止状態で急停止する。

図18 逆回転開始時の圧縮側シリンダ圧力

次いで、クランク軸の第2逆回転に向かう挙動を理解するために、第1逆回転後のシリンダ圧力を詳しく観察しよう。シリンダ圧力はすでに図11に示されている。吸込側の圧力は、吸込口にバルブが取り付けられていないので、逆回転中ほとんど一定である。アナログデータの示すゆるやかな変化は温度の変化に原因したドリフト成分である。圧縮側シリンダ圧力の第1逆回転開始時の圧力値 P_1 は、図18の横軸 $\theta_{cr} = -157.5^\circ$ と -10.0° 上に●の記号でプロットしているように、図11(a)、(b)の場合ともに吐出し平均圧力(1.5 MPa)に近い同じ値を示す。しかし、第1逆開始時にシリンダ内の圧縮冷媒ガスに蓄えられたポテンシャルエネルギーが、図11(a)と図11(b)の場合とでは異なるために、逆回転開始後のシリンダ圧力の変化の特性には、次のような顕著な相違が現れる。

(1) 図11(a)の場合：クランク軸が上死点に近づくに従って、シリンダ圧力は吸込平均圧力(0.37 MPa)にほぼ近い値 P_0 に漸近する。そして、クランク軸が上死点を通過すると、ブレードによるトルク L_{bm} がクランク軸を加速するので、初めてシリンダ圧力は吸込平均圧力よりも低くなり、第2逆回転時の圧力値 $P_2 = 0.13$ MPa まで減少する。

(2) 図11(b)の場合：クランク回転角 $\theta \approx 180^\circ$ においてすでに、シリンダ圧力は吸込平均圧力まで減少してしまう。そして、その後シリンダ圧力はさらに減少し、第2逆回転時の圧力値 $P_2 = 0.17$ MPa に達する。 P_0 と P_2 の圧力値が、図18にそれぞれ○と▲の記号でプロットされている。上のようなシリンダ圧力の特性から、クランク軸の第2逆回転に向かう挙動を次のように理解することができる。

(3) 図11(a)の場合：シリンダ圧力はクランク軸が上死点を通過するまで常にクランク軸の逆回転を助けるように作用し、その結果、クランク軸は上死点を通過して逆回転することができる。

(4) 図11(b)の場合：クランク軸が約 80° 逆回転すると、その後、シリンダ圧力はクランク軸の逆回転を妨げるように作用し、その結果、さらに 25° 逆回転しただけで第1逆回転を終えてしまう。図18には圧縮側のシリンダ圧力について検討したすべてのデータがプロットされている。この結果から、強逆回転グループのデータは上述の図11(a)の特性と、また、弱逆回転グループのデータは上述の図11(b)の特性と同様な傾向を示すことがわかる。

6. 結 論

本研究では、吐出し平均圧力 1.55 MPa、吸込平均

圧力 0.37 MPa の一定負荷で運転されているローリングピストン形圧縮機の電源遮断後の振動、クランク軸の回転挙動およびシリンダ内の圧力を詳細に検討し、その結果次の事柄を明らかにした。

(1) 電源遮断後の圧縮機の振動は、電源遮断時のクランク回転角 θ_{cr} によって決まり、その特性は、 $-260^\circ < \theta_{cr} < -80^\circ$ の強振動グループと $-80^\circ < \theta_{cr} < 100^\circ$ の弱振動グループに大別できる。

(2) 圧縮機の大きな振動は、クランク軸の第 1 逆回転開始後の回転挙動によって引き起こされる。

(3) クランク軸の逆回転挙動は、電源遮断時のクランク回転角 θ_{cr} によって決まり、その特性は、 $-260^\circ < \theta_{cr} < -97^\circ$ の強逆回転グループ、 $-97^\circ < \theta_{cr} < 39^\circ$ の弱逆回転グループおよび $39^\circ < \theta_{cr} < 100^\circ$ の急停止グループの 3 グループに大別できる。第 1 グループでは、第 1 逆回転時のクランク回転角が $190^\circ \sim 240^\circ$ であり、第 2 グループでは $240^\circ \sim 310^\circ$ 、第 3 グループでは $310^\circ \sim 360^\circ$ である。

(4) 強逆回転グループでは、第 1 逆回転開始時に、主に圧縮側のシリンダ圧力によって大きな逆回転トルクが発生し、かつシリンダ内の圧縮冷媒に大きなポテンシャルエネルギーが蓄えられる。それゆえ、クランク軸は、上死点を過ぎて逆回転するほどの、強い逆回転を行う。これに対して、弱逆回転グループでは、第 1 逆回転開始時のトルクおよびポテンシャルエネルギーが強逆回転グループの場合よりも小さく、それゆえ、クランク軸は上死点を過ぎて逆回転できず、比較的弱い逆回転挙動を示す。急停止グループでは、第 1 逆回転開始時の逆回転トルクが非常に小さく、それゆえ、主にクランク軸受部の静摩擦制動トルクに逆回転トルクが打ち勝てず、クランク軸は急停止する。

(5) 強逆回転グループでは、クランク軸が、圧縮機系のクランク軸回りの固有振動数(約 15 Hz)に近い逆回転速度(その最大値は 10.5~13.9 Hz)で逆転す

る。このために、強逆回転グループに対応して強振動グループが現れる。これに対して、弱逆回転グループでは、逆回転速度が 9.7~3.3 Hz に減少する。また急停止グループでは当然、逆回転速度は零である。それゆえ、弱逆回転グループと急停止グループに対応して弱振動グループが現れる。

以上のように、ローリングピストン形回転圧縮機の電源遮断後の挙動は、電源遮断時のクランク回転角に依存して規則正しい特性を示す。したがって、例えば本研究で示したような電源遮断制御システムを用いて、圧縮機への電源を -97° から 100° までのクランク回転角範囲で遮断すれば、電源遮断後の振動を常に最小限に保って定常運転中の圧縮機を停止させることができる。

終わりにあたり、本研究を行うに際して多大なご助力をいただいた山村道生氏、山村史郎氏、今須賢一郎氏、柚田二郎氏に心から感謝の意を表す。さらに、実験および数値解析に際してご協力いただいた寺久保雅彦氏、井川洋征氏、清水昭彦氏、西村直樹氏、村上敦夫氏、稲垣憲良氏、斎藤貴史氏に謝意を表す。

文 献

- (1) 今市・ほか 2 名, 機論, 41-348(昭 50), 2333.
- (2) 今市・ほか 3 名, 機論, 42-364(昭 51), 3842.
- (3) Imaichi, K., ほか 3 名, *Proc. Purdue Compressor Technol. Conf.*, (1978), 283.
- (4) Imaichi, K., ほか 3 名, *Proc. 15th Int. Congr. Refrigeration*, (1979), 727.
- (5) 今市・ほか 3 名, 日本冷凍協会学術講演会講演論文集, (昭 56), 65.
- (6) Ishii, N., ほか 3 名, *Proc. 16th Int. Congr. Refrigeration*, (1983), 418.
- (7) Imaichi, K., ほか 4 名, *Trans. ASME, J. Vib. Acoust. Stress Reliab. Des.* 106-1(1984), 122.
- (8) Imasu, K., *United States Patent No.* 4140439, (1979).
- (9) 今市・ほか 3 名, 機論, C 編 49-447 (昭 58), 1959.

討 論

〔質問〕 柳 沢 正〔静岡大学工学部〕

(1) 定常運転中の上死点時および電源遮断後の逆回転開始時において衝撃的な高周波振動の発生する理由は何か。

(2) 第 1 逆回転開始時に発生しているシリンダ内ガス圧縮トルクによってクランク軸の逆転と密閉容器(圧縮機)の振動の両方が誘起されるのであろうから、結論(2)の表現はあまり適切ではないと考えるがい

か。

(3) 結論(5)の部分は、クランク軸の逆回転速度が圧縮機の固有振動数に近くなければ強振動は現れないものと解釈してもよい。強振動と弱振動は、基本的には第 1 逆回転開始時の角度、換言すればガス圧縮トルクの大きさに依存して起こるものではないか。

(4) 第 1 逆回転角と振動の因果関係はお説のとおりであるが、電源遮断角 θ_{cr} と第 1 逆回転角の相関は

圧縮機の寸法や運転条件により変化すると考えられるので、結論の最後で述べておられる θ_{cr} と振動の関係は必ずしも一般的なものとは言えないのではないかと。

〔回答〕 (1) 上死点通過時には、シリンダ内の圧力が図 10 に示すように吐出し圧力から吸込圧力へと急激に低下する。そのために、吐出し口に設置されているリード弁が弁座に衝撃的にたたきつけられる。それに応答して上死点通過時に衝撃的な高周波振動が発生する。これに関する実験的なデータは佐野氏によって報告されているので、文献(付 1)を参照されたい。

逆回転開始時には、機構の各対偶郎における機械的な摩擦が動摩擦から静摩擦に、さらに静摩擦から前とは逆方向の動摩擦に変化する。この変化はごく短い時間内に行われるので、それが衝撃的な加振力となってクランク軸-電動機ロータ系の弾性的な振動を引き起こす。それに応答して、逆回転開始時には圧縮機本体の高周波振動が引き起こされる。これと類似した小形往復動圧縮機における現象を実験的に研究した結果が文献(7)に、また理論的に研究した結果が文献(6)に報告されているので、参照されたい。

(2) 結論(2)では、クランク軸の第 1 逆回転開始前よりもむしろ第 1 逆回転後に圧縮機本体の大きな振動が引き起こされることを主張している。もちろん、圧縮機本体の振動がクランク軸の逆回転挙動を介して第 1 逆回転開始時のシリンダ内ガス圧縮トルクの大きさに関係づけられることは、結論(4)、(5)でその詳細が記述されている。また、第 1 逆回転開始時のシリンダ内ガス圧縮トルクに対する解釈は、回答(3)のとおりである。

(3) 結論(5)に記載のとおり、クランク軸の逆回転速度が圧縮機本体の固有振動数に近くなれば強振動が現れるのである。

第 1 逆回転開始時の角度やそのときのガス圧縮トルクの大きさは、現象を規定する一つのパラメータにすぎない。もっとも大切な本質は、それらのパラメータに応じてクランク軸がどのような動的逆回転挙動を行うかである。圧縮機本体の振動を引き起こす主要な量は、クランク軸の逆回転挙動によって生じる不釣り合い慣性力である。圧縮機本体の振動の大きさを決定するのは、その不釣り合い慣性力の逆回転中における時間的な変化の過程であり、第 1 逆回転開始時のガス圧縮トルクの大きさそのものではない。例えば、大きなガス圧縮トルクによって圧縮機系の固有振動数よりも

はるかに大きな速さの逆回転挙動が引き起こされれば、本論文で示したような圧縮機の大きな振動は発生しないことも当然考えられる。本論文では上のような観点に立って、クランク軸の逆回転挙動を詳細に調べ、クランク軸の逆回転速度と圧縮機本体の振動および第 1 逆回転開始時のガス圧縮トルクの大きさとの関係を明らかにし、本論文の対象とした圧縮機の場合には、たまたま、第 1 逆回転開始時のガス圧縮トルクの大きさに比例して圧縮機本体の振動も大きくなる結論を得ている。

(4) 結論の冒頭にも記載しているように、本論文は、圧縮機が吐出し平均圧力 1.55 MPa、吸込平均圧力 0.37 MPa の一定負荷で運転されている場合に関するものである。したがって、本結論は、異なる圧縮機やまた異なる運転条件に対しても指定の電源遮断角範囲がそのまま適用できるということを、一般的に主張するものではない。しかしながら、種々の条件の場合について停止挙動を詳しく検討した結果、どのような条件下においても本論文で主張するような電源遮断方式が圧縮機の停止振動を最小限にとどめるのにきわめて有効であることが明らかにされている。もちろん、運転中の負荷条件によって最適な電源遮断角は異なるが、例えば運転負荷が大きくなっても、それに従って最適な電源遮断角範囲が直線的に遅れ方向に移動するだけであり、角度範囲の大きさそのものはほとんど変化しない。したがって、運転負荷を検出するデバイスを本電源遮断装置に付加すれば、本電源遮断方式は十分実用に値するものと考えている。

〔質問〕 大谷 蔵〔トキコ(株)〕

ローリングピストン形圧縮機の電源遮断後に生ずる振動を克明に研究され、遮断のタイミングの適正値を明らかにされた意義は大きいと思う。

(1) 図 1 で B 点切線方向の回転振動を測定しているが、吸入、吐出しパイプによる非対称性による、横振動は生じないか。また回転振動の及ぼす障害は何か。

(2) 図 10 などにみられる、上死点での加速度のピークは、運動機構による必然的なものか、それとも、たかなどによるものか。

(3) 図 16 とトルク曲線が異なる往復圧縮機でも同様な現象が生ずると思われるが、もし差異があるとすれば、ご教示願いたい。

〔回答〕 (1) 本文中でも指摘したように、ローリングピストン形回転圧縮機の振動の主要な成分は、クランク軸中心まわりの回転振動である。もちろん、配管系などの非対称性によって回転振動は横方向の振

(付 1) Sano, K., and Mitsui, K., *Proc. Int. Compressor Engi. Conf.*, (1984), 242.

動にも変換される。横方向の振動の影響が回転振動のそれよりも大きくなることはないが、両者が相乗して、配管系の複雑な共鳴振動や圧縮機本体が基礎あるいは側壁に衝突するなどの障害を引き起こすことは十分に予想される。したがって、停止頻度の高いエアコンディショニング用システムでは、圧縮機本体の設置、支持方法に関して上のような諸点を十分に考慮した設計が行われなければならない。

(2) 柳沢氏の質問(1)に回答したように、上死点での加速度ピークは、吐出し口に設置されたリード弁の運動機構による必然的なものである。

(3) 本文中の緒言に記載したとおり、往復動圧縮機でも同様な現象が発生する。1.1 kW の往復動圧縮機について電源遮断角と圧縮機本体の停止振動との関係を調べた結果、ほとんど振動を発生しないで停止する電源遮断角範囲は約 80° であり、圧縮機本体が密閉容器に衝突しないで停止する角度範囲は約 200° であった〔詳細は文献(4)を参照されたい〕。ただし、圧縮機本体と密閉容器とのすきまは約 $5 \sim 13 \text{ mm}$ の範囲であった。本研究の対象としたローリングピストン形回転圧縮機の場合、最適な電源遮断角範囲は 197° であり、往復動圧縮機の場合のそれとほぼ同じ値を示している。往復動圧縮機に関する停止時のクランク軸回転挙動と本体振動との関係、さらにそれらの理論的な数値解析などはすでに完了しているので、結果は追って報告させていただく。

〔質問〕 渡部 富治 (室蘭工業大学)

エアコンディショニングシステムの騒音対策として、圧縮機停止時の本体振動が停止騒音の原因なら、この解決策としてとられた今回の方式は、実用的にも適切なものではないかと思う。

(1) 電源遮断から停止に至るまでのクランク角の空転距離のばらつきは問題ないか。

例えば、高圧側吐出し弁の動特性は、空転中の圧縮吐出し仕事の変動を左右することになると思われるが、いかがか。

(2) 今回の慣性モーメント (クランク軸回り) = 3.66 倍より、実機の空転距離ははるかに小さくなると考えてよいか。

(3) すでに調査されているかもしれないが、振動と騒音との関連を説明するデータがあれば、逆回転による騒音の発生とその対策がいつそうやりやすくなると思う。著者のお考えをお聞かせ願いたい。

〔回答〕 (1) ご指摘のように、高圧側吐出し弁として用いられているリード弁の動特性は本質的に不安定なものであり、そのために、多量の冷媒が吐出される弱回転グループや急停止グループでは、図 14 に見られるように、空転距離や逆回転距離に比較的大きなばらつきが現れている。このばらつきに応じて、図 15 に見られるように、クランク軸の逆回転最高速度にも比較的大きなばらつきが生じる。しかしながら、逆回転最高速度のばらつきの範囲およびその絶対値そのものは、圧縮機系の固有振動数 (15 Hz) よりもかなり低い値である。そのため、図 6 に見られるように、圧縮機本体の振動には問題になるような大きなばらつきは現れない。したがって、本論文で主張する振動制御という観点からは、空転距離などのばらつきに問題はないものと考えている。

(2) 3.66 倍の慣性モーメント ($36.6 \text{ N} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$) は、圧縮機本体の慣性モーメントを指し、回転軸系 (クランク軸-電動機ロータ系) の慣性モーメントを指すものではない。それゆえ、実機の空転距離に差異は生じない。

(3) 停止時の騒音は、圧縮機本体の大きな振動によって引き起こされる配管系の共鳴振動音や、本体がその基礎や側壁に衝突したときの異音である。したがって、停止時の騒音対策としては、圧縮機本体の停止振動を最小限にとどめることがもっとも良い方法と考えられる。本研究では、上のような観点に立って、電源遮断時のタイミングを制御する方式の有効性、および振動発生メカニズムを詳細に検討している。