スクリュ圧縮機の研究*
(指圧線図に基づく性能解析)三吉清忠^{*1}, 浜田芳史^{*2}Research on a Screw Compressor
(Performance Analysis Based on Indicator Diagrams)

Kiyotada MIYOSHI and Yoshifumi HAMADA

By means of a small pressure sensor built into the tooth root on the discharge side of the female rotor, the pressure change in the groove can be measured from the midpoint of the suction stroke to the completion of the discharge. Indicator diagrams were collected for a single-stage cycle and the indicated horsepower was calculated. In this manner, we could determine the gas compression conditions inside the groove and thus the data could be analyzed for furthering the studies on high-efficiency profiles.

Key Words: Fluid Machine, Flow Measurements, Heat Pump, Refrigeration, Screw Compressor, Indicated Horse Power

1. 緒 言

ヒートポンプおよび冷凍機として使用されるスクリュ圧縮機は油冷却式スクリュであり、歯溝内に多量の潤滑油を注入することにより、圧縮ガスの冷却、油膜によるロータ間、ロータケーシング間のガスシールおよびロータ間の潤滑を行う。このことにより無給油式圧縮機に必要なタイミングギアとガス冷却器が不要であり、また潤滑油によるガス冷却とシール効果により1段で高効率、高圧縮比のガスが得られる。一方軸受、軸封用潤滑油とロータ給油により、ロータ歯溝内での油トラップ、ロータ間およびロータケーシング間の摩擦損失、軸受と軸封の排油による吸込ガスの過熱等の性能を低下させる現象も生じる。従来、スクリュ圧縮機の性能は、ロータ外径および内部圧縮比ごとに回転数と圧縮比を変化させた性能運転から実験的に求められてきた。しかし、ロータ歯溝内での昇圧現象をつかむことができないため歯形の研究や吐出、吸込ポート

の改良には役に立たなかった。一方、ロータ歯形の形状変更に関してはロータ歯形を加工するカットブレードと治具が高価なため、容易に試作運転して性能比較が行えないのが実状であった。

このたび運転時のロータ歯溝内の圧力変化を計測することにより、ロータ歯溝間のガス漏洩損失および吐出ポート部分の過圧縮現象を把握できたのでここにその検討結果を報告する。

記 号

- A : シール面積 m^2
- C_v : 定容比熱 $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
- D : ロータ直径 mm
- k : 比熱比
- L : 圧縮仕事 W
- L_{th} : 理論断熱圧縮動力 W
- L_{pv} : 図示動力 W
- l : ロータ長さ mm
- M : ガス質量 kg
- M_i : 歯溝ガス漏れ込み質量 kg
- M_o : 歯溝ガス漏れ出し質量 kg
- m_{th} : 理論吸込ガス質量流量 kg/s
- m_{ac} : 実吸込ガス質量流量 kg/s

* 平成元年7月13日 九州支部北九州地方講演会において講演, 原稿受付 昭和63年10月28日.

^{*1} 正員, (株)神戸製鋼所 (〒651 神戸市中央区協浜町1-3-18).

^{*2} 准員, コベルコシステム(株) (〒657 神戸市灘区灘北通8-2-4).

N : 雄ロータ回転数 rpm

P : ガス圧力 Pa

P_s : 吸込ガス圧力 Pa

P_d : 吐出ガス圧力 Pa

R : ガス定数 J/(kg·K)

T : ガス温度 °K

t : 時間 s

V : ガス容積 m³

V_o : 理論行程体積 m³

v_i : 内部容積比

η_{ad} : 断熱効率

η_v : 体積効率

π_i : 内部圧力比 = V_i^*

θ : 雄ロータ回転角度 deg

2. 性能の理論解析

スクリュ圧縮機の性能を解析するためには、雄ロータ回転角度ごとのロータ歯溝空間の容積およびシール面積変化を計算し、それによりロータ回転に伴うガス圧力、温度上昇をシミュレートして指圧線図を作成する^{(1)~(3)}。圧縮途中でのロータ歯溝間の状態を図1に、ロータ回転角度に対するシール面積、吐出ポート面積およびロータ歯溝容積変化を図2に示す。図中、面積および容積に関しては理論行程体積 V_o に対する割合で示した。雄ロータに駆動軸があることにより (360°/雄ロータ歯数) を1ピッチとすると、Groove 0の圧力 P_0 および温度 T_0 は Groove 1の圧力 P_1 および温度 T_1 に対して1ピッチ遅れた状態にあり、また Groove 2の圧力 P_2 と温度 T_2 は Groove 1に対して1ピッチ進んだ状態と同一である。ここでは吸込ポートでの圧力 P_s 、温度 T_s および吐出ポートでの圧力 P_d 、温度 T_d は一定として考える。ロータ歯溝の一つ Groove 1を例にとってロータケーシング内の圧縮状態をみると、高圧側の Groove 2からはシール面積 A_3 を通って、漏洩量 ΔM_3 のガスが Groove 1にもれこみ、Groove 1からはシール面積 A_2 を通って、漏洩量 ΔM_2 のガスが低圧側 Groove 0へもれこむことになる。吸込ポートには、Groove 1からシール面積 A_1 を通って漏洩量の ΔM_1 のガスがもれ込んで、吸込ガス温度を上昇させる。吐出ポートではポート面積 A_4 を通ってロータ歯溝よりガスが吐出される。Groove 1のガスの状態量変化を雄ロータの微小回転角度ごとに計算し、Groove 1、Groove 0および Groove 2の状態量が合理的に収束するまでこれを繰返し行う。

計算にあたっては次の仮定をおいた。

(1) Groove 内でのガスの状態量変化は各々一様

である。

(2) シール面および吐出ポートを通過するガスは断熱流れとする。

(3) ガスに対してロータおよびケーシング間の熱交換はない。

(4) ロータの回転に伴うガスの速度は考えない。Groove 1に対するガス質量変化は、

$$\left. \begin{aligned} dM_i &= \Delta M_3 \\ dM_o &= \Delta M_1 + \Delta M_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{dM}{dt} = \frac{dM_i}{dt} - \frac{dM_o}{dt} \dots\dots\dots (2)$$

エネルギー式は

$$\begin{aligned} \frac{dL}{dt} &= \frac{dM_o}{dt} k C_v T_o - \frac{dM_i}{dt} k C_v T_i \\ &+ M C_v \frac{dT}{dt} + C_v T \frac{dM}{dt} \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

圧縮仕事は

$$\frac{dL}{dt} = -P \frac{dV}{dT} \dots\dots\dots (4)$$

状態式から

$$\frac{dp}{P} = \frac{dM}{M} + \frac{dT}{T} - \frac{dV}{V} \dots\dots\dots (5)$$

式(1)~(5)までの計算をすることにより、歯溝内の圧力温度変化のシミュレーションができる。

3. 指圧線図の解析

3.1 実験方法 スクリュ圧縮機は雄雌ロータのかみあいにより、歯溝体積を減少させ、吐出側にガスを圧縮してゆく構造であるので雌ロータの吐出側歯底に圧電型小型圧力センサを埋込むと、吸込行程の途中より吸込完了、圧縮開始〜吐出終了までの歯溝内圧力変化が測定できる。

ロータ主要諸元を表1に、指圧測定の概略フローを

図1 スクリュ圧縮機断面図

図3に示す。本図より、小型圧力センサのコードはロータ中心の貫通孔を通りテフロンカップリングを介してスリップリングに接続させており、信号はスリップリングを通して外部のシグナルアナライザに送られる。一方スリップリングの回転側のフランジには一箇所切欠いた所があり、そこに外部から変位計をセットすることにより、ロータの吸込角度位置が判明できる。

シグナルアナライザでは変位計の回転信号と圧力センサの信号を同時に採取しており、テスト中の圧力比および回転数の変化ごとにサンプリング速度、圧力レンジの切替を行い、精度の高いデータが採取できる。今回の実験はロータ外径100φ、内部容積比 V_i 2.5 および使用ガスフロンR-22の条件で測定した。

採取データに対して、横軸に雄ロータ回転角度 θ 、縦軸に圧力比変化 P/P_s を取った値を図4に示す。

図中、540°ピッチで表れてくるピーク値は雌ロータの1回転ごとの信号であり、横軸は雄ロータの回転角度である。本図では回転角度の0°が圧縮開始の点となり、また390°付近の、Discharge end 点で急激な圧力降下がある。

3.2 指圧線図と圧縮機効率 スクリュー圧縮機の内部容積比 V_i は2.5で設計されているので、行程体積が約40%まで減少したとき、吐出ポートが開く構造になっている。往復圧縮機のように吐出弁、吸込弁がないので吸込行程では吸込ポートを大きく取ることができ、吸込圧力は吸込ポート部分の圧力を使用できる。

一方、ロータの歯溝内圧力はそのまま増加しつづけるが吐出開始ではガスの開口時の流路面積は非常に小さくなる。

雄ロータ回転数3550 rpm と2700 rpm での指圧線図とシミュレーション計算での指圧線図の比較を図5に示す。図5の記号a~bは吸込行程、b~cは圧縮行

程、c~dは吐出行程となり、b~c~dは計算結果を示す。図中a~b~c~d~aで囲まれる面積は実際の図示馬力 L_{pv} となり、理論吸込ガス質量流量 m_{th} での理論断熱圧縮動力を L_{th} とすると、体積効率 η_v は

$$\eta_v = \frac{m_{ac}}{m_{th}} \quad \dots\dots\dots (6)$$

断熱効率 η_{ad} は

$$\eta_{ad} = \frac{L_{th}}{L_{pv}} \times \eta_v \quad \dots\dots\dots (7)$$

式(6)、(7)の計算結果と、P-V線図のb~c~d

表1 ロータ主要諸元

Combination of lobes number		
male		4
female		6
Rotor diameter	mm	100.0
Rotor length	mm	165.0
Wrap angle (Male Rotor)	deg	300.0
Center-to-center distance	mm	80.0
Built in volume ratio		2.5

図3 圧力センサ取付図

図2 ロータ回転角度に対するシール面積、吐出ポート面積、および行程体積変化

図4 ロータ回転角度に対する圧力変化

とb~c'~d'を比較することにより、損失馬力の発生する部分がわかり、性能に対する歯形とポート形状の改良点が明らかになってくる。

図5における理論指圧線図と採取指圧線図を比較すると圧縮開始直後ではガス圧が高く、吐出直前では逆にガス圧が低下している。その理由は吸込側のロータ間シールは油膜によりガス漏洩が少なく、一方吐出側は高差圧により油膜が破断されロータ間シールのガス漏洩が多く出ると考えられる。

吸込圧力一定における圧縮比変化での指圧線図を図6, 7に示す。本図は圧縮比変化を設計値3.0より大きく変化させて実験したものであり、高圧縮比での影響を調べるため、吸込圧力 P_s 0.35 MPa のデータも採取した。本図より圧縮過程での圧力は内部圧縮比一定にもかかわらず吐出圧力にかなり影響されることから、吐出側のロータ端面シールおよびチップシールからのガス漏洩の大きいことが推定される。一方、吐出開始時には吐出ポートの面積が回転角度に比例していることにより、設計圧縮比以外の圧縮比でもポート開口直後の歯溝内圧力は急激には変化せず、比較的広い圧縮比の使用範囲を持っている。

3.3 回転数変化 吸込圧力一定における、ロータ回転数変化時の体積効率 η_v および断熱効率 η_{ad} を図8に示す。回転数3550 rpm および吐出圧力1.53 MPa における体積効率と断熱効率 η_{vo}, η_{ado} を基準に割合を示す。

図中、雄ロータ回転数増加により体積効率は上昇するが、これは回転数の増加により歯溝当たりのガス漏洩の時間が短くなることによる。

図5での性能計算結果を図8の図中点線で示す。実

図5 指圧線図

験データより多少ずれているのは性能シミュレーションが油注入による油冷却および油シール効果等を含まないことによる。圧縮比変化に対しては、歯溝と吸込ポート部との圧力差が大きいほど漏洩ガス量が増加するので高い吐出圧力ほど体積効率は低下する。

一方、断熱効率に関しては、設計圧縮比3.0に近い P_d 1.53 MPa の場合他の吐出圧力より体積効率と断熱効率の差は小さい値を示している。この原因は設計圧縮比から外れた運転条件の場合ロータ歯溝内での過圧縮の損失が大きくなるためであり、採取した指圧線図からも明らかである。圧縮比一定における回転数を変化させた実験の指圧線図を図9, 10に示す。本図より吸込終了〜吐出開始間のガス圧力は低回転数ほど高く、上流歯溝からのガス漏洩が多いことがわかる。

一方、吐出ポート開口以後は、回転数変化に対して吐出ポートの面積が一定であり、時間当たりの歯溝容積変化が大きいため歯溝内のガスが十分抜け切らず、

図6 圧縮比変化時の指圧線図(1)

図7 圧縮比変化時の指圧線図(2)

過圧縮現象をおこし動力損失の原因となっている。これにより高回転数でのポート設計は、吐出時の圧力上昇幅により考慮して決定する必要がある。

吐出開始後のロータ歯溝内の圧力ピーク値と吐出ポートとの圧力差 DP を図 11 に示す。

本図より吐出途中の差圧ピーク値は回転数を増加させるほど、また圧縮比が内部圧縮比からはずれるほど大きくなるのがわかり、断熱効率低下の要因となっている。

3・4 図示馬力の比較 吸込圧力一定、吐出圧力 1.19～1.94 MPa 間での回転数変化に対する採取データの図示馬力および吸込ガス質量流量を図 12, 13 に示す。吸込～吐出完了間のロータ歯溝内の圧力変化は圧縮比および回転数により大きく異なるが図示馬力および吸込ガス質量流量でまとめると各圧縮比ごとに回転数変化に対しては直線上にならび、測定およびデータ処理結果の信頼性が確認できた。

図 8 回転数変化時の性能曲線

図 9 回転数変化時の指圧線図(1)

図 10 回転数変化時の指圧線図(2)

図 11 歯溝内過圧縮

図 12 回転数変化時の図示馬力

図 13 回転数変化時の吸込ガス質量流量

4. 結 論

油冷却式スクリュウ冷却機の指圧線図を採取することにより回転数変化時および圧縮比変化時での歯溝間の

ガス漏洩およびポート前後の圧力変化の状況が把握できた。採取された指圧線図を比較することにより、吐出圧力が吐出直前のロータ歯溝内圧力に大きく影響を与えることが判明した。

回転数および圧縮比が各々設計点以外の運転条件では、高回転数の場合は吐出時の圧力上昇幅を考えたポート部の設計をする必要があるが、高圧縮比の場合は吐出ポート開口直後も急激な圧力上昇はなく広い圧縮比の使用範囲を持っていることが判明した。

今後は本測定データを利用して油とガスの混相流圧縮という観点から、シールすきま流れの状況や吐出時の歯溝内脈動現象等の解析を行いシミュレーションのレベルアップを計る。

最後に、本研究開発は新エネルギー・産業技術総合開発機構よりスーパーヒートポンプ・エネルギー集積システム技術研究組合が、委託を受けた研究開発の一部を当社が分担実施しているものである。

文 献

- (1) 三吉・ほか2名, R & D 神戸製鋼技報, 35 (1985), p. 80.
- (2) Singh, Pawan J., *Purdue Compressor Engineering Conf.*, (1984), 519.
- (3) Sangfors, B., *Purdue Compressor Engineering Conf.*, (1984), 528.