ラビリンスシールに発生する非対称流体力*
(ストレート形ラビリンスシールの場合)

金光陽一** 大沢 将** 久慈信行***

Cross-Coupled Aerodynamic Forces on a Whirling Rotor of Labyrinth Seals
(Straight-Type Labyrinth Seals)

Yoichi KANEMITSU Masaru OHSAWA Nobuyuki KUJI

This paper shows an experimental test apparatus for measuring the dynamic force of a labyrinth seal. The apparatus is made so that the seal can spin and whirl in order to measure the dynamic force. The test is performed on a multi-stage labyrinth seal, which is used in a balance piston or a center seal in a compressor.

After ascertaining the data accuracy, the leakage flow and pressure distribution in the static flow are measured, and the dynamic force is also measured by changing seal eccentricity, rotating speed, swirl velocity ratio and entrance pressure. These results are discussed. The dynamic force is separated into the tangential force and radial force or direct and cross-coupled components of the spring and damping forces, then the characteristics are discussed.

Key Words: Vibration of rotating body, Self-Excited rotor whirl, Labyrinth seal forces, Turbo machine

1. 緒 言

最近、圧縮機やタービンの高効率化のため、ラビリンスシールのすきまを小さくする傾向があるが、回転軸にあたかもオイルホイップのような、不安定振動が発生することがある。このような自励振動の原因の一つに、回転軸の振れ回りによって起こる、ラビリンスシール内の圧力分布にもとづく非対称な流体力の作用が考えられる。つまり、この流体力が振動を助長する方向に作用し、それを制振する軸受部の減衰や異方性だけでは、打ち消しきれない大きくなり不安定振動が起こっているのである。近年軸受-回転軸系でのロータダイナミクス解析は、かなり精度よく行われるようになってきているので、ラビリンスシールに発生する非対称流体力の大きさを精度よく予測できれば、高効率なしかも自励振動の発生しないターボ機械の設計が可能になる。

この非対称流体力を理論的に求めることはKostyuk⁽¹⁾などが試みている。最近では、岩壺⁽⁵⁾が圧縮性流体に

おいてまずチャンバ内でのエネルギー損失を加え、さらに軸方向変化をより詳細に考慮した解析を行っている。しかし解析の妥当性を検証するためにも、基本的なラビリンスシールにおける流体力を実験により求める必要がある。

一方、実験的な研究としては、Benkert & Wachter⁽²⁾ Wright⁽³⁾ Brown⁽⁴⁾等の研究があるが、Benkertら及びBrownらの場合はシールの静的偏心によって発生する流体力の測定であり、動的な流体力の測定は行われていない。一方、Wrightの研究は動的な力も測定しているが、シールが2段しかなく、バランスピストンシールなどのように多段のシールがある場合とは特性が異なると考えられる。そこで本研究では、多段シールに対する動的流体力を明らかにするために、ストレート形ラビリンスシールについて実験を行った。すなわち静特性については漏れ量と圧力分布等を測定し、動特性については偏心量、主軸回転数、流入周速度比及び流入圧力をパラメータとして考察を行っている。

2. 記 号

N : ラビリンスチャンバ数
 P_t : ラビリンスフィンピッチ

* 昭和60年10月2日 第63期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和60年3月27日。

** 正員、(株)荏原総合研究所 (〒251 藤沢市藤沢4720)。

*** (株)荏原製作所。

- t : ラビリンズフィン厚さ
 H : ラビリンズフィン深さ
 r : 半径クリアランス
 R : ローター半径
 e : シール偏心量
 Ω : ふれ回り振動数
 ω : 主軸回転数
 α : ガイドベーン角度
 P_1 : 流入圧力
 P_L : ラビリンズ各チャンバの静圧
 P_2 : 流出圧力
 Q : 漏れ量
 F_x, F_y : X方向及びY方向流体力
 K_{xx}, K_{xy} : ばね定数
 C_{xx}, C_{xy} : 減衰係数
 M : 付加質量
 X, Y : 変位
 K : 復元力係数
 E : 安定化力係数
 ϕ : 流体力の作用方向
 ϕ : 変位と圧力の位相さ
 ΔP : 圧力変動値
 l : ラビリンズチャンバ番号
 K_{xx}^*, K_{xy}^* : 無次元ばね定数
 C_{xx}^*, C_{xy}^* : 無次元減衰係数
 U : 無次元流入エネルギー
 U_w : 流入周速度比
 ρ : 気体密度
 U : ローター周速度

ラビリンズシール④、⑤へ流れこむ。供試ラビリンズシールは空気吹き出し口の両側に取り付けられており、流入した空気は両ラビリンズシール内へ軸に垂直方向

表1 供試ラビリンズシール

Labyrinth chamber number	$N=21$
Labyrinth fin pitch	$R=6 \text{ mm}$
Labyrinth fin thickness	$t=1 \text{ mm}$
Labyrinth fin height	$H=4 \text{ mm}$
Mean clearance width	$r=0.5 \text{ mm}$
Rotor radius	$R=80 \text{ mm}$
Seal eccentricity	$e=0.15, 0.10 \text{ mm}$

1	Shaft	8	Guide vane
2	Inner bearings casing	9	Inner ball bearings
3	Labyrinth casing	10	Outer ball bearings
4	Labyrinth a	11	Pressure transducer
5	Labyrinth b	12	Three-hole yawmeter
6	Shaft dummy	13	Gap sensor
7	Outer bearings casing	14	Thermocouples

3. 装置及び測定方法

3.1 ふれ回り発生機構 実験装置の軸方向断面図を図1に示す。軸の自転とふれ回りを起こすために2台の電動機を使用し、1台の電動機はフランジ形たわみ軸継手を介して実験装置の主軸①を回し、他の電動機は主軸のふれ回りを発生させるものである。ふれ回り発生装置を図2に示す。内玉軸受ケースの外径と内径の中心が図3に示すように e だけ偏心して、これがタイミングベルトにより左右軸が同期して Ω で回転すると、図3に示すように内玉軸受径の中心 O' は外径の中心 O の回りを振幅 e 、ふれ回り振動数 Ω でふれ回る。同時に主軸を回転数 ω で回転することにより、回転数 ω の自転と振動数 Ω のふれ回り振動をローターに起こさせることができる。

3.2 供試ラビリンズシール 実験に使用した供試ラビリンズシールの仕様は表1のとおりである。

3.3 静特性の測定 作動流体は圧縮空気をを用い、流量測定用のオリフィスを介して実験装置の中央から

図1 実験装置組立て断面図

図2 軸受部組立て断面図

から入り、動圧は減少して両方向に別れて流入する。またその流入角度は、ガイドベーン⑧により調節ができる機構となっており、実験ではベーン角度 θ 及び 60° の状態で行った。流入圧力は0.4, 0.3, 0.2MPaとした。また主軸回転数 ω を800, 1600, 2400rpmに変化して行った。ラビリンスシールの静特性及び動特性は電動機側のラビリンスシール④のみ測定している。測定した静特性は漏れ量、流入温度、流出温度、及び1段おきの各ラビリンスチャンバの静圧である。漏れ量については、オリフィスより求めた値の1/2を採用した。流入温度、流出温度については熱伝対④により測定した。また静圧についてはラビリンスチャンバに軸方向に、1段おきに10個所の圧力測定孔を設けて測定した。

図3 ふれ回り発生機構

3.4 動特性の測定 主軸が自転とふれ回り振動をしているときのラビリンスシール内の圧力変動を測定し、軸変位との利得と位相差とを求めれば、ラビリンスシール内の流体力、さらにラビリンスシールのばね定数、減衰係数が求まる。実験では、ラビリンスシールケーシングに設けてある静圧取り出し口に、差圧計を取り付けて圧力変動を測定した。この圧力変動は時間変化を測定しているが、主軸のふれ回り中心とラビリンスシールの中心は一致しているので、時間変化を円周方向圧力分布とみなすことができる。なお、実験の過程で吹き抜け現象によると思われる円周方向に位相差の無いふれ回り振動数の圧力変動が生じていることが判明したので、圧力変動の測定は図4に示すように、圧力取り出し口を 180° 反対方向にさらに設けて、この吹き抜け現象によると思われる圧力変動を相殺して測定した。なお、圧力取り出し口から差圧計までの圧縮性による時間遅れは、測定上ほとんど影響ないことを確認している。計測装置のブロック線図を図5に示す。変位計からの電圧信号と、差圧計から直流増幅器を介しての電圧信号をFFTアナライザーに入力することにより、変動圧力とふれ回り振動との伝達関数を求めている。ふれ回り振動数はふれ回り振動用電動機の回転数を、電磁式回転検出器、周波数-電圧(F/V)変

換器を用いて電圧信号に変換し、A/D変換器を用いデジタル信号にしてからパソコンに入力している。なお、動特性の測定は偏心量、主軸回転数、流入周速度比及び流入圧力をパラメータとして変化して測定した。

図4 i 番目チャンバの変動圧力測定要領

図5 計測ブロック線図

4. 動特性計算方法

ラビリンスシールの動特性をすべり軸受油膜の動特性と類似の形式で示すと、次式のように表せる。

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_x & 0 \\ 0 & M_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{bmatrix} \quad (1)$$

この実験装置ではロータふれ回りは周期的な円運動となるので、(1)式は(2)式のように簡略化できる。

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} - M_x \Omega^2 & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} - M_y \Omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} \quad (2)$$

作動流体が気体であるから付加質量は小さいと考えられるのでばね項に含め、しかもローターは静的に偏心

していないものとする。X方向、Y方向の動特性は相等しいとみなすことができ、(3)式のように変形できる。

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} \quad (3)$$

ふれ回り振動の振幅を e とすれば

$$\begin{cases} X = e \cos(\Omega t) \\ Y = e \sin(\Omega t) \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \dot{X} = -\Omega e \sin(\Omega t) \\ \dot{Y} = \Omega e \cos(\Omega t) \end{cases} \quad (5)$$

ラビリンスシールの流体力である F_x, F_y は次式で示される。

$$\begin{aligned} F_x &= R \sum_{i=1}^N P_i \int_0^{2\pi} \Delta P \cos(\Omega t + \phi - \theta) \cos \theta d\theta \\ &= RL \Delta P \pi \cos(\Omega t + \phi) \\ F_y &= R \sum_{i=1}^N P_i \int_0^{2\pi} \Delta P \cos(\Omega t + \phi - \theta) \sin \theta d\theta \\ &= RL \Delta P \pi \sin(\Omega t + \phi) \end{aligned} \quad (6)$$

(3)式に(4)、(5)、(6)式を代入し、X方向に θ だけ変位したときに $Y=0$ であるから、 $-K_{xy}=K_{yx}$ を考慮すると

$$\begin{cases} \frac{LR \Delta P \pi \cos \phi}{e} = K_{xx} + \Omega C_{xy} \\ \frac{LR \Delta P \pi \sin \phi}{e} = -K_{xy} + \Omega C_{xx} \end{cases} \quad (7)$$

一方このとき、前回りで不安定が発生すると仮定すると、復元力係数 K と安定化力係数 E を F_x/e 及び F_y/e と定義すると

$$\begin{cases} K = \frac{LR \Delta P \pi \cos \phi}{e} = K_{xx} + \Omega C_{xy} \\ E = \frac{LR \Delta P \pi \sin \phi}{e} = -K_{xy} + \Omega C_{xx} \end{cases} \quad (8)$$

従って、 K 及び E はふれ回り振動数 Ω に対して直線の関係があると書き直せる。実験により K 及び E を求め Ω に対する直線関係を求めれば、ばね定数及び減衰係数を求めることができる。なお、復元力 F_x 、安定化力 F_y の向きを図6に示す。

図6 座標及び復元力・安定化力の向き

5. 実験結果

5.1 静特性 ラビリスシールの静特性として各段の圧力分布と、漏れ量及び流入、流出温度を求めている。各段の圧力 $(P_1 - P_2) / (P_2 - P_3)$ は図7に示す分布を持っており、これは主軸回転数、ふれ回り振動数及び偏心量

によってほとんど変化しない。また、漏れ量については主軸回転数 2400rpm、偏心量0.15mm、 $\alpha = 60^\circ$ の場合では図8の○印ようになるが、主軸回転数、偏心量、流入周速度による変化はほとんどない。また流入、流出温度差はほとんど無かった。

図7 静圧分布

図8 漏れ量

5.2 動特性 実験は流入圧力を0.2, 0.3, 0.4MPaと変え、さらに主軸回転数 ω を800, 1600, 2400rpmと変えて行ったが、いずれの実験条件においても、まず(8)式により流体力を求めさらにばね定数、減衰係数を求めた。例えば、流入圧力0.3MPa、主軸回転数2400rpm、偏心量0.15mmの場合の流体力つまり、復元力係数 K 、安定化力係数 E を図9に示す。図において i はラビリンスシールチャンバ番号を示しているが、いずれのチャンバにおいても流体力とふれ回り振動数との関係は直線で示されることから、(8)式の関係が成り立つことが確

認できる。これらの関係は他の実験条件でも同様であった。

各ラビリンスチャンバにより流体力の働く方向がどのように変化するか示したものが図10である。図10の(a)はふれ回り振動数による変化を、(b)は流入圧力、流入周速度、偏心量による変化を示している。(b)の実線は(a)の $\Omega=1800\text{rpm}$ の場合であり、他の線は線上に表記してある内容のみ変化した場合である。また、(c)は主軸回転数 ω による変化を示してある。これらの図から、流入側近くのラビリンスチャンバとそれ以降のチャンバとでは、作用する流体力の方向が変化していることがわかる。

上述のようにラビリンス各チャンバにより、働く流体力の方向は変化するが、これら各チャンバに働く流体力の和がラビリンスシール全体に働くことになる。そこで、図9と同じ条件のラビリンスシール全体に働く流体力を、復元力係数、安定化力係数で示すと図11になる。図中の ϕ は流体力の作用方向を示している。図からラビリンスシール全体についても(8)式の関係が成り立つことがわかる。流体力のうち E は不安定性に関係するものであり流入周速度比による変化を図12に示した。流入周速度比 $U_w=0$ は流入周速度を与えない場合であり、 $U_w=0.44$ は流入周速度を正の方向に与えた場合である。 E が負になるとローターに対し不安定化力となるが、実験を行った範囲では流入周速度がまだ小さいが、 $U_w=0.44$ の場合には E は不安定側にずれる。

図9 偶数段チャンバにおける復元力係数・安定化力係数

図10 各チャンバにおける流体力の作用方向

図11 ラビリンス全体に働く復元力係数・安定化力係数

図12 流入周速度比による安定化力の変化

5. 3 ばね定数及び減衰係数 次に流体力が圧力比や、主軸回転数とどのような関係にあるかをみるのに図11のままでは流体力がふれ回り振動数により変化するので不便である。そこで、式(8)の関係からばね定数と減衰係数を求め、次式のごとく無次元係数を求める。

$$\left. \begin{aligned} K_{xx}^* &= K_{xx} \frac{r}{RL(P_1 - P_2)} \\ K_{xy}^* &= K_{xy} \frac{r}{RL(P_1 - P_2)} \\ C_{xx}^* &= C_{xx} \frac{r\omega}{60RL(P_1 - P_2)} \\ C_{xy}^* &= C_{xy} \frac{r\omega}{60RL(P_1 - P_2)} \end{aligned} \right\} \text{----- (9)}$$

これら無次元ばね定数、減衰係数を、圧力比 P_2/P_1 をパラメータに示すと図13のごとくなる。図中の U は次式で示すものである。

$$U = \frac{U^2 (P_1 + P_2)}{4(P_1 - P_2)} \text{----- (10)}$$

図より K_{xx}^* は負の値であり U に比例してその値も大きくなる。 K_{xy}^* 、 C_{xx}^* は正の値であり同様に U に比例してその値も大きくなる。 C_{xy}^* は U が大きくなるに従い負から正へ変わり、値も大きくなる。 K_{xx}^* 、 K_{xy}^* 及び C_{xx}^* は圧力比により値が異なるが、 C_{xy}^* は圧力比による差は小さい。 K_{xy}^* 及び C_{xx}^* は安定化力に関係するが、(8)式より考えても Ω が小さい場合には図12に示すように不安定化力となる。この不安定となる Ω の範囲は図から $\Omega/\omega < 0.15 \sim 0.20$ である。従って主軸回転数が固有振動数の約5倍以上に大きくなると、ラビリンスシールに不安定化力が発生することになる。なお、 K_{xy}^* は静的な Benkert の実験結果と定性的に同じである。

6. 結 言

圧縮機やタービンなどのラビリンスシールに発生する不安定化力を解析する研究の一環として、空気を用い流入圧力0.2 から0.4 MPa のもとで、ラビリンスシール部の流体力を測定した。実験の結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 本実験装置および測定方法で行った結果、実験範囲内では復元力係数 K 及び安定化力 E は、 Ω の一次式で表される。
- (2) 多段のラビリンスシールにおいては、 $\angle$ が4段目位の流入側前段とその後段とでは、流体力の作用方向が異なり、後段側では作用方向は安定している。
- (3) 流入周速度が大きくなると、安定化力が不安定の側へ移行する傾向がある。
- (4) 復元力は負の値となっている。
- (5) K_{xy}^* は静的な Benkert の実験結果と、定性的に同じである。

図13 無次元ばね定数・減衰係数

- (6) 静特性について漏れ量は、主軸回転数、シール偏心量、バーン角度により変化しない。

文 献

- (1) Kostyuk, A.G., Teploenergetica, 19-11 (1972), 29.
- (2) Wachter, J.U. Benckert, H., Atomkernenergie Bd. 32 (1978), 239.
- (3) Wright, D.V., J. Eng. Power, 100-4 (1978), 533.
- (4) Brown, R.D. Salman Leong, Y.M.M., Proc. of IME conf, (1984), 215
- (5) Takuzo. Iwatsubo., NASA conf. Publication 2133 (1980), 139.