長い平行環状シールの動的流体力に関する実験的研究*

(シリンドリカル運動とコニカル運動が合成された場合の動的流体力)

兼 森 祐 治^{*1}, 岩 壺 卓 三^{*2}

Experimental Study of the Dynamic Characteristics of a Long Annular Seal (Fluid Force due to Conical and Cylindrical Whirl)

Yuji KANEMORI and Takuzo IWATSUBO

This paper describes a study of dynamic fluid forces acting on a long seal where the rotating motions of a rotor were composed of conical and cylindrical whirl. Theoretical fluid forces were determined using a bulk-flow model to obtain the rotor-dynamic coefficients of the long seal. The experiment was conducted under changing phase difference between the seal inlet and outlet whirling movements. The tangential and restitutional forces were obtained from the measured dynamical fluid forces at various rotor speeds, whirling amplitude and with different pressure drops across the long seal. Then these measured values were compared with the theoretical finite-length solution and were found to be compatible. As a result, the dynamic fluid forces are largely affected by the whirling phase difference between the seal inlet and outlet. It was confirmed that the total fluid force acting on the rotor is given by the sum of two fluid forces due to the cylindrical whirl and due to the conical whirl, when the rotor and the outer cylinder are set in concentric alignment.

Key Words: Whirling, Rotational Motion, Stability, Vibration of Rotating Body, Fluid Force, Conical and Cylindrical Whirl, Turbomachine

1. 緒 言

羽根車がオーバハング状に取付けられた片吸込ポンプの非接触シール、または多段タービンポンプのバランスピストン等の長い非接触シール部において、回転体は一般的にシール内でシリンドリカル運動とコニカル運動が合成されたふれまわり運動を行う。

回転体がシリンドリカル運動する場合にシール内に発生する動的流体力について、多くの研究成果が蓄積されている⁽¹⁾⁽²⁾。著者らも既報において、長いシールに着目し、回転体がコニカルふれまわり運動する場合⁽³⁾および、シリンドリカルふれまわり運動する場合⁽⁴⁾⁽⁶⁾について各動的流体力を求めた。

著者らは、回転体がコニカル運動する場合、シールにはモーメントとともに並進力が働くことを実験的に明らかにした。このコニカル運動による並進力はシール内の軸方向流速とともに増大することを見い出した⁽³⁾。

また回転体がシリンドリカル運動する場合に発生する動的流体力を計測し、これらの動的流体力より回転

体に働く半径方向流体力および接線方向流体力を導いた。これらの流体力はシール差圧、回転体の自転速度に伴って増大し、シール入口部の予旋回流速度が接線方向流体力に大きな影響を及ぼすことを確かめた⁽⁶⁾。

本報では、シリンドリカル運動とコニカル運動が合成されたふれまわり運動をシミュレートするため、シール入口側のふれまわり運動に対して出口側のふれまわり運動の位相差を意図的に与えて、流体力の計測を行った。これらの動的流体力より、半径方向流体力および接線方向流体力を求め、流体力が不安定化力として作用する領域に及ぼすふれまわり運動の位相差の影響について検討した。

また、動的流体力を理論的に導き、実験値との比較を行い、流体力の線形性についての考察を加えた。

2. 記号の説明

L, H_0 : シールの長さおよび半径すきま

e, Ω : ふれまわり半径およびふれまわり角速度

α_x, α_y : x 軸および y 軸回りの角変位

F_x, F_y : x 方向および y 方向の流体力

F_r : 単位変位当たりの半径方向流体力 (外向きを正と定義し半径力と呼ぶ)

F_t : 単位変位当たりの接線方向流体力 (自転と同

* 原稿受付 平成2年3月9日。

^{*1} 正員、西島製作所 (〒569 高槻市宮田町1-1-8)。

^{*2} 正員、神戸大学工学部 (〒657 神戸市灘区六甲台町1)。

方向を正と定義し接線力と呼ぶ)

E_r, E_t : コニカル運動による半径力および接線力

Ψ : シール出口側のシール入口側に対するふれまわり運動の位相差

$\omega, \Delta P$: 回転体の自転角速度およびシール差圧

R, U : 回転体の半径および周速度 ($U = R\omega$)

V : 入口旋回流速度比 $= V_i/R\omega = (1/2) + v$

V_m, b : 軸方向の平均流速および速度比 ($b = V_m/U$)

U_z, U_θ : 軸方向流速および周方向流速

u_z, u_θ : 無次元速度 ($u_z = U_z/U, u_\theta = U_\theta/U$)

z : 軸方向の無次元長さ $= z/L$

K, k : ばね定数

C, c : 減衰定数

M : 付加質量

K_{ca}, k_{ca} : コニカル運動による並進ばね定数

C_{ca}, c_{ca} : コニカル運動による並進減衰定数

M_{ca} : コニカル運動による並進付加質量

R_A : 軸方向レイノルズ数 $= 2H_0 V_m/\nu$

R_E : 周方向レイノルズ数 $= H_0 R\omega/\nu$

T : 流体のシール通過時間 $= L/V_m$

λ : 摩擦損失係数 $= n_o R_A^{mo} \{1 + 1/(2b)^2\}^{(1+mo)/2}$
($mo = -0.25, no = 0.079$)

σ : 無次元シール長さ $= \lambda L/H_0$

j : $\sqrt{-1}$

添字

i, o : シール入口側および出口側

図 1 ふれまわり運動と流体力の成分

$\epsilon\alpha$: コニカル運動による並進力

s : シリンドリカル運動とコニカル運動の合成による全流体力

3. 動的流体力の理論解析

3・1 流体力の理論値 本報ではバルクフロー理論⁽⁷⁾に基づき、軸方向および周方向の運動量方程式として式(1), (2)を、また連続の方程式として式(3)を用いた。

$$\frac{-H^2}{\mu U} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{no}{2} R_E^{1+mo} [u_z(u_\theta^2 + u_z^2)^{(1+mo)/2} + u_z\{(u_\theta - 1)^2 + u_z^2\}^{(1+mo)/2}] + R_E \left(\frac{H}{U} \frac{\partial u_z}{\partial t} + \frac{Hu_\theta}{R} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + \frac{Hu_z}{L} \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \quad (1)$$

$$\frac{-H^2}{\mu UR} \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{no}{2} R_E^{1+mo} [u_\theta(u_\theta^2 + u_z^2)^{(1+mo)/2} + (u_\theta - 1)\{(u_\theta - 1)^2 + u_z^2\}^{(1+mo)/2}] + R_E \left(\frac{H}{U} \frac{\partial u_\theta}{\partial t} + \frac{Hu_\theta}{R} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{Hu_z}{L} \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \quad (2)$$

$$\frac{H}{L} \frac{\partial u_z}{\partial z} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (Hu_\theta) + \frac{1}{R\omega} \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

ここで回転体は図1に示すように微小ふれまわり運動すると考えて、摂動法を用いて展開する。

$$\left. \begin{aligned} u_z &= u_{z0} + \epsilon u_{z1}, H = H_0 + \epsilon H_1 \\ u_\theta &= u_{\theta0} + \epsilon u_{\theta1}, p = p_0 + \epsilon p_1 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

本実験のようにシール出口側のふれまわり運動の位相が入口側より Ψ 進む場合のふれまわり運動は式(5)で表される。

$$\left. \begin{aligned} x_i &= e \cos \Omega t, x_o = e \cos (\Omega t + \Psi) \\ y_i &= e \sin \Omega t, y_o = e \sin (\Omega t + \Psi) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

この時のシールすきま H は式(6)で与えられる。

$$H = H_0 - \left(\frac{x_i + x_o}{2} + \frac{x_o - x_i}{L} z \right) \cos \theta - \left(\frac{y_i + y_o}{2} - \frac{y_i - y_o}{L} z \right) \sin \theta \quad (6)$$

式(6)で表される回転体の運動を、ふれまわり変位 x, y のシリンドリカル運動およびふれまわり角変位 α_y, α_x のコニカル運動の合成運動であると考え、式(6)を式(7)に変換する。

$$H = H_0 - \{x + \alpha_y(z - L/2)\} \cos \theta - \{y - \alpha_x(z - L/2)\} \sin \theta \quad \dots\dots\dots (7)$$

式(7)の x, y および α_y, α_x を式(8)に、式(8)の χ, ζ および位相 β_1, β_2 を式(9)に示す。

$$\left. \begin{aligned} x &= \chi e \cos(\Omega t + \beta_1), y = \chi e \sin(\Omega t + \beta_1) \\ \alpha_y &= -\zeta e \cos(\Omega t - \beta_2), \alpha_x = \zeta e \sin(\Omega t - \beta_2) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\left. \begin{aligned} \chi &= \{\sin^2 \Psi + (1 + \cos \Psi)^2\}^{1/2} / 2 \\ \zeta &= \{\sin^2 \Psi + (1 - \cos \Psi)^2\}^{1/2} / (2L) \\ \beta_1 &= \tan^{-1} \left(\frac{\sin \Psi}{1 + \cos \Psi} \right) \\ \beta_2 &= \tan^{-1} \left(\frac{\sin \Psi}{1 - \cos \Psi} \right) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (9)$$

回転体のふれまわり運動によるシール内の圧力と流速の変動は、式(1)～(4)および式(7)より求められる ϵ の一次摂動成分で表される。角速度 Ω で回転体が半径 ϵ_0 のシリンドリカル運動と角度 α_0 のコニカル運動で調和円運動している時、一次摂動 $p_1, u_{\theta 1}$ および $u_{\theta 1}$ は、シール内の周方向に調和関数で分布すると仮定し式(10)のように求まる⁽¹⁾。式(10)の $p_1, u_{\theta 1}$ および $u_{\theta 1}$ は z に関する常微分複素方程式になる。式(10)は周方向速度 $u_{\theta 1}$ と圧力 p_1 を連立して解いているため、周方向速度が圧力に及ぼす影響を考慮した有限幅シール理論である。

$$\begin{aligned} \frac{d}{dz} \begin{Bmatrix} u_{\theta 1} \\ u_{\theta 1} \\ p_1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{\theta 1} \\ u_{\theta 1} \\ p_1 \end{Bmatrix} \\ = \frac{\epsilon_0}{\epsilon} \begin{Bmatrix} g_1 \\ g_2 \\ g_3 \end{Bmatrix} + \frac{\alpha_0}{\epsilon} \frac{L}{H_0} \begin{Bmatrix} g_4 \\ g_5 \\ g_6 \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} A_{11} &= A_{13} = A_{33} = 0, A_{12} = -jL/R \\ A_{21} &= -bvB_4\sigma, A_{22} = \sigma B_3 + j\Gamma T \\ A_{23} &= -jbL/R, A_{31} = (j\Gamma T + \sigma B_1)/b \\ A_{32} &= \sigma vB_2 + j\omega T, g_1 = jb\Gamma T \\ g_2 &= -\sigma vB_5, g_3 = -(1 - mo)\sigma - j\Gamma T \\ g_4 &= b + jb\Gamma T\{z - (1/2)\} \\ g_5 &= -B_5\{z - (1/2)\}v\sigma \\ g_6 &= -(1 - mo)\sigma\{z - (1/2)\} \\ &\quad - 1 - j\Gamma T\{z - (1/2)\} \\ \Gamma &= \Omega - \omega\{(1/2) + v\}, \beta = 1/[1 + (2b)^2] \\ B_1 &= 1 + 4b^2\beta(1 + mo), B_3 = 1 + \beta(1 + mo) \\ B_2 &= 4\beta(1 + mo)\{1 - \beta(1 + mo)\} \\ B_4 &= (1/b^2) + 4\beta^2(1 - mo^2) \\ &\quad + \beta(1 + mo)(1 - 4b^2)/b^2 \\ B_5 &= (1 - mo)\{1 + \beta(1 + mo)\} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (11)$$

シールの入口損失係数を ξ とすれば、シール入口および出口の境界条件は式(12)で与えられる。式(12)の境界条件を満足させるよう、式(10)の常微分方程式を z で数値積分し p_1 の解として式(13)を得る。本報ではシールを軸方向に 200 分割し、ルンゲクッタ法による数値積分を行った。シリンドリカル運動による圧力変動 p_1 は α_0 を零と置き、コニカル運動による p_1 は e_0 を零と置けば得られる。

$$\left. \begin{aligned} p_1(0) &= -(1 + \xi)u_{\theta 1}(0)/b, u_{\theta 1}(0) = 0 \\ p_1(1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$\begin{aligned} p_1 &= \{fc(z) + j \cdot fs(z)\}(\epsilon_0/\epsilon) \\ &\quad + \{ec(z) + j \cdot es(z)\}(\alpha_0/\epsilon)(L/H_0) \quad \dots\dots\dots (13) \end{aligned}$$

シリンドリカル運動する回転体に作用する並進力は式(14)で表され、コニカル運動する回転体に作用する並進力は式(15)で求まるとする。

$$\begin{aligned} -\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \\ &\quad + \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} -\begin{Bmatrix} E_x \\ E_y \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} K_{ea} & -k_{ea} \\ -k_{ea} & -K_{ea} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha_y \\ \alpha_x \end{Bmatrix} \\ &\quad + \begin{bmatrix} C_{ea} & -c_{ea} \\ -c_{ea} & -C_{ea} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\alpha}_y \\ \dot{\alpha}_x \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{ea} & 0 \\ 0 & -M_{ea} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\alpha}_y \\ \ddot{\alpha}_x \end{Bmatrix} \\ &\quad \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

式(14), (15)の定義より動的定数は式(16)で表せる⁽¹⁾。 Ω を変化させ、この Ω に対する並進力を式(13)より定める。式(16)の右辺の無次元動的定数は Ω の二次曲線をカーブフィットすることにより導かれる。

$$\left. \begin{aligned} -\Lambda_1 F_x(\Omega T) &= \bar{K} + \bar{c}\Omega T - \bar{M}(\Omega T)^2 \\ &= \delta \int_0^1 fc(z) dz \\ \Lambda_1 F_y(\Omega T) &= \bar{k} - \bar{C}\Omega T \\ &= \delta \int_0^1 fs(z) dz \\ -\Lambda_2 E_x(\Omega T) &= \bar{K}_{ea} + \bar{c}_{ea}\Omega T - \bar{M}_{ea}(\Omega T)^2 \\ &= \delta L \int_0^1 ec(z) dz \\ \Lambda_2 E_y(\Omega T) &= \bar{k}_{ea} - \bar{C}_{ea}\Omega T \\ &= \delta L \int_0^1 es(z) dz \end{aligned} \right\}$$

$$\Lambda_1 = \frac{\lambda}{\pi R \Delta P e_0}, \Lambda_2 = \frac{\lambda}{\pi R \Delta P a_0}, \delta = \frac{2\sigma}{1 + \xi + 2\sigma} \quad \dots\dots\dots (16)$$

シリンダリカル運動とコニカル運動が合成されてふれまわる回転体に作用する並進力は、線形性を仮定し式(14)に式(15)を加えることにより式(17)で求まる。

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix}_s = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} E_x \\ E_y \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (17)$$

式(17)で表される並進力を回転体のシール入口側のふれまわり運動を基準に式(18)で表されるとする。

$$\begin{aligned} -\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix}_s &= \begin{bmatrix} K_s & k_s \\ -k_s & K_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_i \\ y_i \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_s & c_s \\ -c_s & C_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_i \\ \dot{y}_i \end{Bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} M_s & m_s \\ -m_s & M_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_i \\ \ddot{y}_i \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (18) \end{aligned}$$

ここで変位 x_i, y_i を式(19)で、変位 x, y および角変位 α_y, α_x を式(20)の複素数で表す。

$$\begin{aligned} x_i &= e \cdot e^{j\Omega t}, y_i = -je \cdot e^{j\Omega t} \quad \dots\dots\dots (19) \\ x &= e\chi \cdot e^{(j\beta_1 + j\Omega t)}, y = -je\chi \cdot e^{(j\beta_1 + j\Omega t)} \\ \alpha_y &= -e\zeta \cdot e^{(-j\beta_2 + j\Omega t)}, \alpha_x = -je\zeta \cdot e^{(-j\beta_2 + j\Omega t)} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (20)$$

式(17)の左辺に式(19)を、右辺に式(20)を代入し両辺の実数部と虚数部を比較することにより、 Ω の2次項、1次項および定数項を式(21)のように求める。

$$\begin{Bmatrix} K_s \\ \Omega C_s \\ \Omega^2 M_s \end{Bmatrix} = \text{Re}(\mathbf{D} \mathbf{G}_s), \begin{Bmatrix} -k_s \\ \Omega C_s \\ -\Omega^2 m_s \end{Bmatrix} = \text{Im}(\mathbf{D} \mathbf{G}_s) \quad \dots\dots\dots (21)$$

式(21)の $\mathbf{G}_s$ および $\mathbf{D}$ を式(22)に示す。

$$\begin{aligned} \mathbf{G}_s &= \begin{Bmatrix} \chi(\cos \beta_1 + j \sin \beta_1) \\ \chi(-j \cos \beta_1 + \sin \beta_1) \\ -\zeta(\cos(-\beta_2) + j \sin(-\beta_2)) \\ \zeta(-j \cos(-\beta_2) + \sin(-\beta_2)) \end{Bmatrix} \\ \mathbf{D} &= \begin{bmatrix} K & k & K_{ea} & -k_{ea} \\ j\Omega C & j\Omega c & j\Omega C_{ea} & -j\Omega C_{ea} \\ \Omega^2 M & 0 & \Omega^2 M_{ea} & 0 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (22) \end{aligned}$$

表 1 供試シールの諸元

Seal radius	R = 39.656 mm
Seal clearance	Ho = 0.394 mm
Seal length	L = 240 mm
Whirl radius	e = 0.040 mm
Clearance ratio Ho/R	9.94 / 1000
Length ratio L / 2R	3
Spinning velocity ω	600 ~ 1500 rpm
Whirl velocity Ω	90 ~ 1880 rpm

図1に示すようにシール出入口のふれまわり運動に位相差 Ψ が存在するときの動的定数の理論値は、式(21)、(22)より式(23)のように求められる。

$$\begin{Bmatrix} K_s \\ k_s \\ C_s \\ c_s \\ M_s \\ m_s \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k & K_{ea} & -k_{ea} \\ k & -K & k_{ea} & K_{ea} \\ C & c & C_{ea} & -C_{ea} \\ c & -C & c_{ea} & C_{ea} \\ M & 0 & M_{ea} & 0 \\ 0 & -M & 0 & M_{ea} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \chi \cos \beta_1 \\ \chi \sin \beta_1 \\ -\zeta \cos \beta_2 \\ -\zeta \sin \beta_2 \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (23)$$

数値計算では結果を実験結果と比較するため、表1に示す供試シールの寸法および実験条件をそのまま用いた。なお、本実験では作動流体として約40℃の水を使用し、数値計算でも40℃の水の物性値を用いた。

3.2 動特性の計測方法 図1に示すように、回転体がふれまわり運動によりシール入口側で x_i 移動した時、 x 方向および y 方向に作用する並進力は、それぞれ式(24)で与えられる。

$$\begin{aligned} F_x \cdot x_i &= F_i \cos \phi_i + F_o \cos \phi_o \\ F_y \cdot x_i &= F_i \sin \phi_i + F_o \sin \phi_o \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (24)$$

式(24)の ϕ_i および ϕ_o は、シール入口側のふれまわり運動に対する流体力の位相差である。また、回転体のふれまわり運動の中心と外管との軸心は一致しているので式(25)が成立する。

$$eF_r = F_x \cdot x_i, eF_t = F_y \cdot x_i \quad \dots\dots\dots (25)$$

Ω を変化させ F_r および F_t を求め、最小二乗法による Ω の二次曲線を図8~10に示すようにカーブフィットさせ、式(26)の動的定数を導いた。

$$\begin{aligned} F_r &= -K_s - \Omega C_s + \Omega^2 M_s \\ F_t &= k_s - \Omega C_s - \Omega^2 m_s \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (26)$$

4. 実験方法

実験装置は既報⁽³⁾⁽⁶⁾と同じ装置を用いシールに働く流体力を計測した。

図1に示すように、回転体はシール入口側で半径 e のふれまわり運動を行い、シール出口側はシール入口側のふれまわり運動に対し Ψ の位相差を持つ半径 e のふれまわり運動を行う。このふれまわり運動を回転体は角速度 Ω で行うと同時に角速度 ω で自転する。

位相差 Ψ は自転方向と同方向の場合を正とし、自転方向と逆方向を負とする。実験は自転方向を一定方向とし、ふれまわり運動を自転と同方向および逆方向に可変速に行わせ、この状態で発生する流体力を計測した。パラメータとして位相差 Ψ を変化させ、計測中はシール差圧、自転速度および入口旋回流速度は一定

にした。

位相差 ψ が零の場合、回転体はシリンドリカル運動でふれまわり、180度の時はコニカルふれまわり運動をする。 ψ がその中間にある場合は、図1に示すような、シリンドリカル運動とコニカル運動が合成されたふれまわり運動になる。また本実験において ψ は正方向および負方向の両方向に与え、ふれまわり運動の中心とシール軸心は図1に示すように同心にした。

回転体が ω で自転しながら Ω でふれまわり運動が行えるよう、図2に示す2台の電動機 H, J を用いた。シール出入口のふれまわり運動の位相差 ψ はタイミングベルト K を調整することにより意図的に与えた。

図3に流体力の計測装置の概略図を示す。ふれまわり運動を行っている状態の流体力を、シール出入口部に2個ずつ設置されたロードセルで計測した。シール入口部に予旋回流を与えるため実験装置の水注水口に断面図Bに示すリングを設置した。入口旋回流速度は既報⁽⁶⁾と同様に、三孔ヨーメータを用いて計測した。

5. 計算および実験結果の考察

5.1 流体力のベクトル図 シール入口側および出口側のロードセルで計測された流体力のベクトルを図4(a), (b), (c)に示す。図4は回転体の自転速度

ω を 25 Hz, シール差圧 ΔP を 0.5 MPa, 入口旋回流速度比 $V(V_i/R\omega)$ を 0.4 で一定に保ち、シール出入口のふれまわり運動の位相差 ψ をパラメータにして流体力を表している。図4(a)はシリンドリカルおよびコニカル運動する時の流体力を表す。図4(b)は位相差 ψ が正方向で ω と同方向に変化する場合を、図4(c)は ψ が負方向で ω と逆方向に変化する場合を示す。

図4のベクトル図は○～Ⅹ印より回転体の中心に向かって作用する流体力のベクトルの起点を表す。ベクトルはシール出入口のロードセルで計測された流体力をふれまわり半径 e で割り、単位変位当たりが発生する流体力を示す。ここで ψ は零より180度まで45度

(a) シリンドリカルおよびコニカル運動

(b) 位相差 ψ の変化が正方向

(c) 位相差 ψ の変化が負方向

図4 流体力のベクトル

図3 流体力の計測部

ごとに变化させている。

Ψ が正方向または負方向に零度より 180 度に変化すると $\circ$ 印 ($\Psi=0^\circ$) より $\times$ 印 ($\Psi=180^\circ$) まで到達する。図 4 (b) に示すように Ψ が正方向に移動すれば、ベクトル起点は $\triangle$ 印より $\diamond$ 印までシール入口側および出口側とも反時計方向に移動し、流体力はふれまわり運動を抑制するように働くことを表している。一方、図 4 (c) に示すように Ψ が負方向に変化するならば、ベクトル起点は時計回りに移動し流体力はふれまわり運動を加速するように働き、不安定化力となることを表している。

5.2 ふれまわり位相差の影響 半径力 F_r および接線力 F_t の理論値および実験値とシール出入口の

ふれまわり運動の位相差 Ψ との関係を、ふれまわり角速度比 Ω/ω をパラメータにして示すと図 5 になる。横軸はシール入口側のふれまわり運動に対するシール出口側のふれまわり運動の位相差 Ψ を示す。縦軸はそれぞれ、半径力 F_r と接線力 F_t を表している。

流体力の実験値は式 (24)～(26) より、また理論値は式 (23) より各動的定数を定め式 (18) より半径力 F_r および接線力 F_t を求めた。

半径力 F_r は、ふれまわり運動の位相差 Ψ が正方向または負方向に大きくなるとともに大きくなり離心力として作用する。シール出入口のふれまわり運動の位相差 Ψ が 180 度でコニカル運動する時、ふれまわり角速度比 Ω/ω による F_r の変化は最も小さくなる。

図 5 流体力と位相差 Ψ との関係

図 6 ふれまわり半径 e が並進力に及ぼす影響

図 7 ふれまわり角度 α が並進力に及ぼす影響

図 8 入口旋回流速比をパラメータとした並進力

接線力 F_t は, ψ が負方向に変化すると不安定化力として作用し, ψ が正方向に変化すると安定化力として働く。また F_t は, シール出入口のふれまわり運動の位相差 ψ が ± 110 度付近で Ω/ω による変化が最も小さくなり, ψ が ± 110 度付近で主対角減衰定数 C_s が零になることを示唆している。

5・4 ふれまわり半径およびふれまわり角度の影響

図6は回転体のシリンダリカルふれまわり運動による, 並進力 F の実験値とふれまわり半径の関係を示す。また図7はコニカルふれまわり運動による並進力 E の実験値とコニカルふれまわり角度との関係を Ω/ω をパラメータにして表す。

図6, 7より回転体のシリンダリカルおよびコニカルふれまわり運動により発生する並進力は, ふれまわり運動の大きさとともに増加することがわかる。

5・5 入口旋回流速度の影響 図8にシール入口部の入口旋回流速度が前回り方向または後回り方向に流入する場合に, シリンダリカルおよびコニカル運動する回転体に作用する並進力の実験値を表す。図8において, F_t と Ω/ω 軸との交点と $\Omega/\omega=0$ の範囲内では, F_t の方向とふれまわり運動の方向が同一であるため F_t は不安定化力として作用する。

シールの入口旋回流速度は接線力 F_t に大きな影響を及ぼす。入口旋回流速度比 V が回転体の自転方向と同方向 ($V=0.69$) に流入するほうが, 自転方向と逆方

向 ($V=-0.10$) に流入する場合より, F_t が不安定化力として作用する領域は大きくなる。

図9はシール出口側のふれまわり運動の位相がシール入口側の位相より進む場合の, 半径力 F_r および接線力 F_t とふれまわり角速度比 Ω/ω との関係を, 入口旋回流速度比 V と位相差 ψ をパラメータにして示す。図10はシール出口側のふれまわり運動の位相が入口側より遅れる場合の並進力を V および ψ をパラメータにして表す。

半径力 F_r に及ぼすシールの入口旋回流速度の影響は, シール出入口のふれまわり運動に位相差が存在するほうが, シリンダリカル運動する場合よりも大きい。

図9に示すように ψ が正で, シール出口側のふれまわり運動が入口側より進むとき, V が回転体の自転速度と逆向き ($V=-0.10$) に流入する場合の F_r は, 自転と同方向 ($V=0.69$) に流入する時の F_r より大きくなる。

一方, 図10に示すように ψ が負の場合, 入口旋回流が回転体の自転速度と逆向きに流入する時の F_r は, 自転と同方向に流入する時の F_r より小さくなり, V が半径力 F_r に及ぼす影響は位相差 ψ により異なる。

これは式(23)に示すように, F_r にコニカル運動による並進力が加わるためであると考えられる。

5・6 動的定数 回転体のシール出入口のふれま

図9 位相差 ψ が正方向に変化する時の並進力

図10 位相差 ψ が負方向に変化する時の並進力

わり運動の位相差 Ψ と式(23)で表される各動的定数との関係を、回転体の自転速度 ω およびシール差圧 ΔP をパラメータとして表すと図 11, 12 になる。このときの周方向レイノルズ数 $Re(R\omega H_0/\nu)$ は 1500～3800 に、軸方向レイノルズ数 $Re(2V_m H_0/\nu)$ は 12000～17600 の範囲にある。

図 11, 12 に式(23)より求めた動的定数の理論値と実測値とを表す。横軸にふれまわり運動の位相差 Ψ を縦軸に動的定数を示す。動的定数は Ψ に大きく依存し、自転速度 ω およびシール差圧 ΔP が異なっても、 Ψ に対する動的定数の関係はおおよそ相似になる。

ばね定数の主対角項 K_s は位相差 Ψ が負方向に大きくなると、負の符号を持ち、 Ψ とともに K_s の絶対値は大きくなる。これは図 5 に示すように、半径力 F_r が Ψ とともに離心力として大きくなるためである。

一方、 Ψ が零より約 50 度までの領域において、半径力 F_r は中心方向に復元力として作用し安定化力として働く。しかし、 Ψ が約 50 度より 180 度までの領域では、 F_r は Ψ の増加とともに離心力として大きくなる。

減衰定数の主対角項 C_s は図 12 に示すように、 Ψ がおよそ ± 110 度でその符号が変化する。これは図 8 の接線力 F_t の Ω に対するこう配の方向が Ψ が 90 度と 135 度で異なることに対応している。

シール出入口のふれまわり運動の位相差 Ψ が零より ± 90 度までの領域ではシリンドリカル運動が支配的であり、式(14)に示す並進力が大きく働く。一方、 Ψ が ± 90 度より 180 度の領域ではコニカル運動が支配的となり、式(15)に示す並進力が主に作用するためである。

ばね定数および減衰定数の連成項 k_s および c_s は Ψ の方向によりその符号を変える。 Ψ が正でシール出口側のふれまわり運動の位相が入口側の位相より自転方向に進む場合、連成項の符号は負になり、 k_s は前回り運動方向に制振的に働く。また Ψ が負のとき、 k_s は前回り運動方向に励振的に作用する。

主対角項 K_s および C_s の符号は $\Psi=30\sim 45$ 度の軸に対してほぼ対象に変化する。しかし、連成項 k_s および c_s の符号は $\Psi=30\sim 45$ 度の軸に対し逆方向に変化する。

図 11 ばね定数

図 12 減衰定数

付加質量 M_s に及ぼすシール差圧, 自転速度および入口旋回流速度の影響は小さいが, ψ は大きく影響を及ぼし ψ とともに M_s は減少する。 M_s のグラフは紙面の都合により割愛した。

本実験で求めた動的定数の実測値と, 線形性を仮定して求めた理論値は定性的に一致した。よって回転体のふれまわり中心とシール軸心が同一で, ふれまわり運動の振幅が小さいならば, シリンドリカル運動およびコニカル運動による並進力の重ね合わせの法則が成立し, およそ線形性は成り立つと考えられる。

6. 結 論

シリンドリカル運動およびコニカル運動が合成された形で回転体がふれまわるとき, 回転体に作用する流体力の研究を行った。その結果を次にまとめる。

(1) シール出入口のふれまわり運動に位相差が存在するとき, このふれまわり運動をシリンドリカル運動およびコニカル運動の合成であると考え, 有限幅シール理論に基づいて流体力を求めた。本実験の範囲において理論値と実験値は定性的に一致した。

(2) シール出口側のふれまわり運動の位相が, 入口側のふれまわり運動の位相より自転方向に進む場合, 接線方向流体力は前回りふれまわり運動に対して安定化力として作用する。また逆にシール出口側のふれまわり運動の位相が遅れるならば, 接線方向流体力は不安定化力として作用する。

(3) シール軸心とふれまわり運動の中心が同心であり回転体が微小ふれまわり運動を行う場合, シリンドリカルおよびコニカル運動による並進力の重ね合わせが可能である。

文 献

- (1) Childs, D. W., *IFTOMM conf. Rome.*, (1982), 371.
- (2) 岩壺・ほか2名, 機論, 55-510, C (1989), 317.
- (3) 兼森・岩壺, 機論, 55-520, C (1989), 2974.
- (4) Kanemori, Y. and Iwatsubo, T., *JSME I. J. Series II*, 32-2 (1989), 218.
- (5) 兼森・岩壺, 機論, 文献(2)の302ページ.
- (6) 兼森・岩壺, 機論, 56-525, C (1990), 1273.
- (7) Hirs, G. G., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, (1973), 137.