歳差運動するオープン形遠心羽根車に作用する流体力モーメント*

横山大造^{*1}, 吉田義樹^{*2}, 辻本良信^{*2}
大橋秀雄^{*3}, 加納文質^{*4}Rotordynamic Fluid Force Moments on Open-type Centrifugal Impeller
in Precessing MotionDaizo YOKOYAMA, Yoshiki YOSHIDA, Yoshinobu TSUJIMOTO,
Hideo OHASHI and Fumitaka KANO

This paper reports about experimental investigations of rotordynamic fluid force moments on an open-type centrifugal impeller in precessing motion. The results show, at design flow rate, that the fluid force moment becomes destabilizing in the region of negative precession frequency ratio: $-0.3 < \Omega/\omega < 0$. With a decrease in flow rate, the range of the destabilizing fluid force moment appears at small positive precession frequency ratio: $0.2 < \Omega/\omega < 0.4$. To identify the cause of the fluid force moment, the fluid force moments directly measured with 4-axis sensor are compared with the fluid force moments estimated from the unsteady pressure measured on the front and back casing walls, and those estimated from the pressure difference across the blades.

Key Words: Rotordynamic Fluid Force Moment, Centrifugal Impeller, Precessing Motion, Unsteady Pressure, Self-excited Vibration

1. 緒 言

1976年, スペースシャトルの高圧液体水素用ターボポンプの主軸がその開発段階において激しい自励振動を起こして破損した。その原因究明には多大な研究費と時間がかけられ, 当時まだよく理解されていなかった, 羽根車(ポンプ, タービン)そのものに作用するロータダイナミック流体力を軸の振動解析に考慮する必要性が指摘された⁽¹⁾。これを契機に, ふれまわり運動する羽根車に作用する流体力について, 今まで数多くの研究が実験的, 解析的に行われている。その研究成果は Childs, Brennen によって文献(2), (3)にまとめられ, 解説されている。

ポンプに関するロータダイナミック流体力の研究は, 比較的低速度のクローズド形遠心羽根車がふれまわり運動している場合を対象としたものが多く, ポリ

ュート/ガイドベーンとの干渉によって羽根車に作用する力⁽⁴⁾⁽⁵⁾, およびシュラウドとケーシングのすきまの非定常漏れ流れによってシュラウドに作用する力⁽⁶⁾⁽⁷⁾が励振力を発生させる原因になることがわかっている。しかし, ロータが振動することによって翼端すきまが変動するようなオープン形羽根車に関する研究は, Alford⁽⁸⁾が偏心した蒸気タービンのロータについて, “翼端すきまの周方向の不均一が個々の翼の効率を変化させ, このために生じる翼力のアンバランスがロータに接線方向の不安定化力を作る”というモデルを提案して以来, 軸流タービン⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾, 軸流コンプレッサ⁽¹¹⁾⁽¹²⁾, ポンプインデューサ⁽¹³⁾については研究が行われているが, オープン形遠心羽根車についてはなされていない。

本研究では, コンプレッサに用いられる比較的高比速度(無次元形式数=1.3)のオープン形遠心羽根車が歳差運動する場合のロータダイナミック流体力モーメントを実験的に調べる。通常このような羽根車はオーバハング軸の軸端に取付けられるので, 軸のたわみにより羽根車は“首ふり運動”する。首ふり運動を単純化すると, 羽根車重心が円軌道上をまわる“ふれまわり運動”と, 軸が一定の傾き(偏角)をもって回転する“歳差運動”に分けて考えることができる⁽¹⁴⁾。それぞ

* 1998年3月24日 関西支部第73期定時総会講演会において講演, 原稿受付 1998年8月10日。

^{*1} 大阪大学大学院(☎560-8531 豊中市待兼山町1-3)。

^{*2} 正員, 大阪大学基礎工学研究科。

^{*3} 正員, 工学院大学工学部(☎163-8677 東京都新宿区西新宿1-24-2)。

^{*4} 正員, 奈良工業高等専門学校(☎639-1058 大和郡山形市矢田町22)。

E-mail: yoshida@me.es.osaka-u.ac.jp

れの軸の振動方向から、ふれまわり運動に対しては軸の軌道の接線方向に作用する流体力が、歳差運動に対しては歳差運動方向に軸を曲げようとする流体力モーメントが軸の振動の不安定化に関係する。Ohashiら⁽¹⁴⁾は、他に先駆けクローズド形ポンプ羽根車が歳差運動する場合について実験を行い、歳差速度比 (Ω/ω) が $0 < \Omega/\omega < 0.5$ の範囲で流体力モーメントが励振的に作用することを見いだしている。クローズド形遠心羽根車ではおもにフロント/バックシュラウドとケーシングのすきまが変化することによって流体力モーメントが発生するが、オープン形遠心羽根車では、歳差運動することによってバックシュラウドとケーシングのすきま、および翼端すきまが変化し、両方の影響で流体力モーメントが発生すると考えられる。

前報で、石井ら⁽¹⁵⁾は本研究と同じオープン形遠心羽根車がふれまわり運動する場合について実験を行い、(1)ふれまわり速度比 (Ω/ω) が小さい範囲($0 < \Omega/\omega < 0.3$)でふれまわり運動を励振する流体力が働く、(2)羽根車入口に逆流を伴う低流量域では、旋回失速に似る現象の伝ば速度比 $(\Omega'/\omega=0.79)$ とふれまわり速度比が一致する付近($\Omega/\omega=0.8$)で流体力にピークが生じ大きな励振力が発生する、ことを見いだしている。本報では、同じオープン形遠心羽根車と実験装置で、さまざまな流量と歳差速度比について四軸力センサで羽根車全体に作用する流体力、流体力モーメントを直接計測した。また羽根車に作用する流体力モーメントの成分を調べるために、バックおよびフロントケーシング壁面上の非定常圧力を計測し、これら非定常圧力によるモーメントと四軸力センサで計測した流体力モーメントを比較した。

記 号

- b_2 : 羽根車出口流路幅 (=23 mm)
 ΔC_p : 変動圧力係数 $= \Delta p / (\rho u_2^2)$
 ΔC_p^Ω : ΔC_p の Ω 成分
 ΔC_p^ω : 翼通過による圧力変動の振幅
Gap-A: 羽根車出口端とケーシングのすきま (=11 mm)
 H : バックシュラウドとケーシングのすきま (平均すきま $\bar{H}=20$ mm)
 I : 慣性モーメント $= \rho \pi r_2^2 b_2 i^2$
 i : 慣性半径 $= \sqrt{r_2^2/4 + b_2^2/12}$
 K : 周方向速度比 $= V_\theta / r\omega$
 M_r, M_t : r, t 軸に作用する流体力モーメント (図3参照)

- m_r, m_t : 羽根車全体に作用する無次元流体力モーメント (r, t 軸), $(m_r, m_t) = (M_r, M_t) / I a \omega^2$
 m'_r, m'_t : バックシュラウドに作用する無次元流体力モーメント (r, t 軸)
 m''_r, m''_t : 羽根車フロント側に作用する無次元流体力モーメント (r, t 軸)
 m'''_r, m'''_t : フロントケーシング壁の圧力変動の Ω 成分による無次元流体力モーメント (r, t 軸)
 m''_{rb}, m''_{tb} : 翼面圧力差による無次元流体力モーメント (r, t 軸)
 $m_{t \text{ gyro}}$: 羽根車内の流体が歳差運動することによって生じる無次元ジャイロモーメント
 Δp : 圧力変動
 Q : 流量
 r : 半径
 r, t : 歳差運動とともに回転する軸 (図3参照)
 r_2 : 羽根車出口半径 (=149 mm)
 S : 翼端すきま (平均すきま $\bar{S}=1$ mm)
 u_2 : 羽根車出口周速 $= r_2 \omega$
 V_θ : バックシュラウドとケーシングのすきまの定常周方向速度
 Z_i : 羽根枚数 (=12)
 α : 偏角 (=0.19 deg)
 ρ : 流体の密度
 ϕ : 流量係数 $= Q / (2\pi r_2 b_2 u_2)$
 ψ : 圧力係数 $= (p - p_{1t}) / (\rho u_2^2)$, p_{1t} : 入口全圧
 Ω : 歳差角速度
 Ω' : 伝ば角速度
 ω : 主軸回転角速度
 Ω/ω : 歳差速度比, またはふれまわり速度比
 Ω'/ω : 伝ば速度比

2. 実験方法

実験方法、装置は石井ら⁽¹⁵⁾のものとほぼ同じであるので、ここではおもに歳差運動のために行った変更点を以下に述べることにする。

2・1 実験装置 図1に実験装置を示す。羽根車は産業用コンプレッサ(無次元形式数=1.3)で、羽根枚数(Z_i)は12枚であり、ディフューザ出口半径(r_4)/羽根車出口半径(r_2)=1.61の流路幅一定のベーンレスディフューザ内で400 rpm($=\omega \times 60/2\pi$)で回転する。流体力モーメントの計測を容易にするため作動流体には水を用いた。軸の傾きがない状態($\alpha=0^\circ$)では、翼端すきま S は羽根車入口から出口にかけて一定で $\bar{S}=1$ mmである。図2に示す羽根車出口高さ中心と装置中心の交点Oが歳差運動中心となるようにロータ

Fig. 1 Cross section around the impeller

Fig. 2 Mechanisms to produce the precessing motion

を支持する上部、下部インナーベアリング(自動調心ころ軸受, 22206 H)にそれぞれ偏心を与えた。軸の4箇所での軸振れの振幅と、バックシュラウドの上下移動量の振幅の計測から偏角 α は $0.19 \pm 0.01^\circ$ であることを確認した。ロータは角速度 ω で自転しながら角速度 Ω で点 O を中心に歳差運動を行う。この歳差中心と偏角により、翼端すきま S は羽根車入口で ± 0.29 mm, 出口で ± 0.42 mm だけ変動するが、羽根車入口ですきまが広い(狭い)とき、出口すきまが狭い(広い)という逆位相の変動となる。この点、入口、出口すきまが同位相で変動するふれまわり運動の場合と異なる。また、ふれまわり運動の場合はバックシュラウドとケーシングのすきまの変化はないが、歳差運動の場合にはバックシュラウドは羽根車出口端で ± 0.49 mm だけ変動し、フロント側とは違って同一径方向のすきまの変動は同相となる。

寺本ら⁽¹⁶⁾は歳差運動する場合にバックシュラウドに作用するモーメントを実験的、解析的に調べており、

Fig. 3 A sketch showing the rotordynamic fluid force moments, M_r and M_t

(1) $0 < \Omega/\omega < 0.5$ の範囲で歳差運動を励振するモーメントが働く、(2) 内向きの漏れ流れはバックシュラウドすきまの定常周方向速度を増大させ、流体力モーメントを大きくする、(3) 羽根車出口端とケーシングのすきま (Gap-A: 図1) が小さく、この部分の非定常圧力損失が大きいと流体力モーメントは増大する、(4) 流体力モーメントの大きさはバックシュラウドとケーシングの定常すきま $\bar{H}$ に反比例する、ことを明らかにしている。

今回の実験ではオープン形羽根車の特徴である翼端すきまの変動による流体力モーメントに着目しているので以上の結果を考慮し、図1に示すバックシュラウドとケーシングの平均すきま $\bar{H}$ を 20 mm ($\bar{H}/r_2 = 0.134$)、羽根車出口端とケーシングとのすきま Gap-A を 11 mm ($\text{Gap-A}/r_2 = 0.074$) と実際の機械の場合よりも大きくとり、またすきま半径方向の定常漏れ流れが生じないようにして、バックシュラウドに作用する流体力モーメントができるだけ小さくなるように配慮した。また、バックシュラウドに作用する流体力モーメントを圧力から推定するために、前報⁽¹⁵⁾のフロントケーシング壁上の P1~P3 に加えて、バックケーシング壁上 R1~R4 の4点に圧力変換器(共和電業 PGM-2 KC, 共振振動数 24 kHz)を受圧面が壁面と同一面となるように取付けた。

2.2 実験方法 流体力、流体力モーメントは図2に示す主軸羽根車取付部に設けた、16枚のひずみゲージで構成された四軸力センサ⁽¹⁴⁾で計測した。計測は羽根車に作用する流体力(二軸)、流体力モーメント(二軸)について行ったが、本報では歳差運動の励振に直接関係する流体力モーメントの計測結果について以下に述べることにする。

流体力モーメントを図3に示す座標系で定義する。
 (r, t) 軸は羽根車の歳差運動とともに回転する座標であり、 r 軸を羽根車入口の翼端すきま S が最大となる方向、 t 軸を r 軸に対して羽根車の回転方向に 90° 進んだ方向にとる。 t 軸まわりのモーメント M_t は $M_t > 0$ の場合軸の偏角を小さく、また $M_t < 0$ の場合偏角を大きくする方向のモーメントであり歳差運動の軸の回転方向に垂直に作用し、歳差運動に対する励振性には直接影響しない。一方、 r 軸まわりのモーメント M_r は歳差運動の回転方向に沿って軸を曲げるモーメントであり歳差運動に対する励振性に直接影響し、 $M_r \times (\Omega/\omega) > 0$ の場合は歳差運動を励振する。

計測した流体力モーメント (M_r, M_t) を次式に示す無次元流体力モーメント (m_r, m_t) で表す。

$$(m_r, m_t) = (M_r, M_t) / I a \omega^2,$$

$$I = \rho \pi r_2^2 b_2 i^2, \quad i = \sqrt{r_2^2/4 + b_2^2/12}$$

ここで無次元化に用いたモーメント ($I a \omega^2$) は、羽根車出口直径 ($r_2 \times 2$)、出口幅 (b_2) に囲まれた流体 (ρ : 密度) の主軸まわりの慣性モーメントが、偏角 α で軸の回転速度 ω と等しい歳差回転速度 Ω で歳差運動した場合に発生するジャイロモーメントである。

3. 実験結果および考察

3.1 圧力性能と羽根車まわりの定常圧力 図4に軸の傾きがない ($\alpha = 0^\circ$) の場合に、マノメータで計測した羽根車まわりの静圧 [(a) フロントケーシング壁, (b) バックケーシング壁] と、ディフューザ下流のコレクタ内で計測した圧力特性を流量係数 ϕ に対して示す。設計流量は $\phi = \phi_a = 0.424$ である。気泡による流れの可視化から、入口逆流は $\phi < 0.32$ で発生することが観察された。圧力特性は $\phi = 0.30 \sim 0.32$ で若干の右上がり特性をもつ。またバックケーシング壁面上の4点間の圧力の差はいずれの流量でもほぼ等しい。この圧力差から、バックシュラウドとケーシングのすきまの定常周方向流速 V_θ を $dp/dr = \rho K^2 \omega^2 r [K = V_\theta/(r\omega)]$ から推定したところすべて $K = 0.46 \sim 0.51$ の範囲にあった。このことからバックシュラウドとケーシングのすきまの周方向定常流は、流量にかかわらず羽根車の約1/2の速度で強制渦形式で旋回していると考えられる。

3.2 流体力モーメント 図5(a)~(d)に $\phi = 0.285, 0.330, 0.424 (\phi_a: \text{設計流量}), 0.508$ での、四軸力センサで計測した羽根車全体に作用する無次元流体力モーメント (m_r, m_t) を示す。また、今回測定したオープン形羽根車と Ohashi ら⁽¹⁴⁾ のクローズド形

(a) Front casing (P1~P3, P6)

(b) Back casing (R1~R4)

Fig. 4 Pressure performance and static pressure on (a) front and (b) back casing wall, without the tilting of shaft. Pressure coefficient ϕ is plotted against flow coefficient ϕ

羽根車の設計点での流体力モーメントの比較を図6に示す。

図6より、 m_r, m_t とも Ω/ω に対する全般的な特性は同傾向を示しているが、その大きさは Ohashi らの実験に比べてかなり小さい。後述するが、この理由は羽根車フロント側に作用する流体力モーメントが予想以上に小さく、またバックシュラウドに作用する流体力の低減を目的に、バックシュラウドとケーシングのすきま $\bar{H}$ を Ohashi ら⁽¹⁴⁾ の実験に比べて約3倍にとったことにある。一方図5によると、設計流量では $-0.3 < \Omega/\omega < 0$ 付近に $m_r \times (\Omega/\omega) > 0$ となる、後ろまわり ($\Omega/\omega < 0$) の歳差運動を励振する流体力モーメントが発生しており、流量の低下とともにこの励振域は負側 ($-\Omega/\omega$) に拡大している。このような後ろまわりの歳差運動に対する励振モーメントは Ohashi ら⁽¹⁴⁾ のクローズド形羽根車の実験や、寺本ら⁽¹⁶⁾ のバックシュラウドすきまの実験および解析では見られなかったものである。

また、圧力特性がピークとなる $\phi = 0.330$ の $\Omega/\omega = 0.2 \sim 0.4$ 付近に前まわりの歳差運動を励振する流体力モーメント $m_r > 0$ が現れている。ふれまわり運

Fig. 5 Dimensionless fluid force moments, m_r and m_t , on the impeller plotted against precession/rotation ratio, Ω/ω , for various flow coefficients ϕ

Fig. 6 Comparison of the dimensionless fluid force moments, m_r and m_t , with those on the closed type pump impeller⁽¹⁴⁾, at design flow rate

動⁽¹⁵⁾の場合には、入口逆流が発生している低流量 ($\phi < 0.32$) で、羽根車入口に現れる伝ば速度比 $\Omega'/\omega = 0.79$ の流れの変動とふれまわり運動が干渉し、この付近で非常に大きな励振力が出現したが、今回の歳差運動の場合には流体力モーメントにその影響は見られなかった。

次に、 $\phi = 0.330$ の場合の、歳差速度比 $\Omega/\omega = 0.2 \sim 0.4$ に現れる流体力モーメントのピークについて考える。この速度比は Bhattacharyya ら⁽¹³⁾ が実験したキャビテーション発生下でふれまわるインデューサに作用する流体力がピークになる速度比、または辻本ら⁽¹⁷⁾ の解析のペーンレスディフューザの旋回失速と羽根車のふれまわり運動が干渉する場合に流体力がピークと

Fig. 7 Typical wave form of unsteady pressure ΔC_p , (a) on back casing wall at R1 and (b) on front casing wall at P1, for $\phi = \phi_d = 0.424$, $\Omega/\omega = 0.61$. ΔC_p^Ω shows the component of frequency Ω and ΔC_p^p shows the plot of the amplitude of the blade passing fluctuation

なる速度比に近い。しかし、今回の実験ではキャビテーションの発生はなく、また羽根車入口(P4)やディフューザ入口の圧力変動(P6)には、その原因となるような特異な現象は認められず、流体力モーメントが $\Omega/\omega = 0.2 \sim 0.4$ でピークをもつ原因についてはよくわからなかった。

4. 流体力モーメントと 非定常圧力によるモーメント

本章では、羽根車に作用するモーメントがどういった成分によって構成されているかをバック、およびフロントケーシング壁面上で測定した非定常圧力から推定する。

図7に圧力変動の代表例として、(a)バックケーシング壁面上(R1)、および(b)フロントケーシング壁面上(P1)で歳差運動の回転 Ω と主軸の回転 ω の位相をフェーズロックしてアンサンブル平均した圧力変動波形 ΔC_p を歳差運動の一周期に対して示す。図7中の破線(r 軸)は、センサとバックシュラウドのすきま、およびセンサと翼端のすきまが最大となる時刻を示す。

4・1 バックシュラウドに作用する流体力モーメント 図7(a)に示すように、バックケーシング壁面上の圧力変動は歳差運動の周波数成分 Ω が主成分で

ある。測定された4点(R1~R4)の圧力波形をフーリエ級数展開して Ω 成分を取り出し[図7(a) ΔC_p^θ]、これらの圧力がバックシュラウドに作用するとして流体力モーメント(m_r' , m_t')を算出した。このようにして求めたモーメントと四軸力センサで計測した羽根車全体に作用する流体力モーメント(m_r , m_t)と比較して図8に示す。また図8中には寺本ら⁽¹⁶⁾の解析で、バックシュラウドすきまの定常漏れ流れが零、定常周方向速度比が $K=1/2(V_\theta=K\omega)$ 、すきま入口、出口の非定常圧力損失が零と最も簡略化した場合のバックシュラウドに作用する流体力モーメントの結果も合わせて示す(この仮定の場合解析では $m_r'=0$ となる)。

2・1節で述べたように、今回の実験では実際の機械に比べてバックシュラウドとケーシングのすきまを大きくとり、バックシュラウドに作用する流体力モーメントが小さくなるように配慮しているにもかかわらず m_t にはバックシュラウドに作用する流体力モーメント m_t' の占める割合が比較的大きい。また、 m_r' および理論解析結果には、 m_r に見られる $-0.3 < \Omega/\omega < 0$ 付近での後ろまわりの歳差運動を励振するようなモーメントは認められず、バックシュラウドに作用する流体力モーメントから $-0.3 < \Omega/\omega < 0$ の励振域を説明することはできない。また、このようにして求めたバックシュラウドに作用する流体力モーメントの流量 ϕ に対する依存性は小さかった。

4・2 羽根車フロント側に作用する流体力モーメント 本節では、四軸力センサで計測された羽根車全体に作用するモーメント(m_r , m_t)から4・1節で求めたバックシュラウドに作用するモーメント(m_r' , m_t')を差引き、これを羽根車フロント側に作用するモーメント(m_r'' , m_t'')と考えて、これについて検討する。

図9に、このようにして求めた羽根車フロント側に作用する流体力モーメント(m_r'' , m_t'')を各流量で示す。設計流量について、図8のバックシュラウドに作用するモーメント(m_r' , m_t')と図9(c)の羽根車フロント側に作用するモーメント(m_r'' , m_t'')を比べると、 t 軸まわりのモーメントはほぼ同じ大きさで Ω/ω に対して同傾向を示しているが、 r 軸まわりのモーメントはその傾向が異なる。 m_r'' には Ω/ω が0付近から負側で $m_r'' < 0$ となる範囲があり、この傾向は流量が少なくなるほど顕著である。したがって今回計測された後ろまわりの歳差運動を励振する流体力モーメントの発生は、おもに羽根車フロント側に作用している流体力によるものと考えられる。また図9(c)中に、羽根車内の流体が歳差運動することによるジャイロモーメント m_{gyro} を実線で示す。設計流量では m_{gyro} と m_t'' は比較的良好一致しており、このジャイロモーメントが羽根車フロント側に作用するモーメントのおもな成分の一つであることがわかる。

次に、設計流量で羽根車のフロント側に作用する流体力モーメントをフロントケーシング壁の非定常圧力から検討する。フロントケーシング壁面上の圧力変動の主成分は翼通過成分 $Z_i \times \omega$ であり、この翼通過成

Fig. 8 Comparison of the dimensionless fluid force moments m_r' and m_t' on the back shroud with m_r and m_t on the impeller, at design flow rate $\phi = \phi_d = 0.424$

Fig. 9 Dimensionless fluid force moments, m_r'' and m_t'' , on the front surface of the impeller plotted against precession/rotation ratio, Ω/ω , for various flow rates

分に比べると振幅は小さいが Ω の成分も現れる。P1 で計測した圧力変動 ΔC_p の Ω 成分を取り出した例を図7(b)に ΔC_p^Ω で示す。この成分の振幅はバックケーシング壁の R1 での Ω 成分の振幅とほぼ同じオーダーであるが、その位相は異なる。またフロントケーシング側では歳差運動に伴う翼端すきまの変動が羽根車入口、出口で逆位相になるため、P1, P2, P3 それぞれの半径位置で ΔC_p^Ω が最大となる周方向位置が異なり、この成分による圧力の変動パターンは羽根車入口から出口にかけて複雑なものとなる。この点、半径位置にかかわらずほぼ同じ周方向位置で圧力が最大となるバックケーシング側の ΔC_p^Ω が作る圧力パターンと大きく異なる。このフロント側の圧力パターンをケーシング壁面上で r, t 軸まわりに積分したモーメントを (m''_{rp}, m''_{tp}) として、設計流量について (m''_r, m''_t) と比較して図10(a)に示す。 (m''_{rp}, m''_{tp}) と (m''_r, m''_t) には、あまりよい一致が見られない。

次に翼通過周波数成分 $Z_i \times \omega$ について考える。この成分は翼端での翼面圧力差を表すが、図7(b)の ΔC_p に示すように、その振幅が歳差運動の周期で変動する。図7(b)の ΔC_p^Ω はこの振幅を読取ったものである。前報⁽¹⁵⁾と同様に、これを歳差運動の周波数の正弦関数で近似し、この変動を翼端での翼圧力面と負

圧面の圧力差の変動と仮定する。さらに翼端より内側での翼面の圧力差は半径方向に半径の二乗に比例すると仮定し、個々の翼に作用する非定常翼力を推定した。この翼面圧力差から計算される流体力モーメントを (m''_{rb}, m''_{tb}) とする。図10(b)に (m''_{rb}, m''_{tb}) と (m''_r, m''_t) を比較して示す。 (m''_{rp}, m''_{tp}) と同様、歳差速度比に対する定性的な一致はあまり見られない。また低流量の $\phi=0.285$ についても同様な検討を行ったが、定量的、定性的な一致は見られなかった。

したがって、今回の実験では羽根車フロント側に作用するモーメントについてフロントケーシング壁の圧力計測からは、その発生原因についての知見は得られなかった。ここで述べたフロントケーシング側の計測は3点の計測によるものであり、特に後者の翼力の不均一による流体力モーメントの推定には種々の仮定を用いている。また、流体力モーメントにはハブ面に作用する流体力の影響も大きいと考えられるので、歳差運動による翼端すきま変動によって生じる流体力モーメントの発生メカニズムの解明には、さらに詳細な実験および解析が必要と考える。

5. 結 言

歳差運動するオープン形遠心羽根車に作用する流体力モーメントとケーシング壁面の非定常圧力の計測から以下に示す結果が得られた。

(1) 設計流量で、 $-0.3 < \Omega/\omega < 0$ の範囲に後ろまわりの歳差運動を励振する流体力モーメントが発生し、低流量になるに従ってこの励振域は負側に拡大する。また低流量では $0.2 < \Omega/\omega < 0.4$ 付近に前まわりの歳差運動を励振するモーメントも出現する。

(2) 今回の実験では、バックシュラウドとケーシングのすきまを実際の機械より大きくとり、バックシュラウドに作用するモーメントが小さくなるように配慮したが、バックシュラウドと羽根車フロント側に作用する流体力モーメントの大きさは、ほぼ同じ程度であった。

(3) 羽根車フロント側に作用する流体力モーメントが、おもに(1)の後ろまわりの歳差運動を励振する流体力モーメントを作っている。

(4) 羽根車フロント側に作用する流体力モーメントの発生原因については十分な知見が得られなかった。

歳差運動による翼端すきま変動によって生じる流体力モーメントの発生メカニズムの解明には、より詳細な実験、および解析が必要である。

最後に本研究に卒研生として労を惜しまぬ尽力をい

Fig. 10 Comparison of the dimensionless fluid force moments, m''_r and m''_t , on the front surface of the impeller with (a) moments, m''_{rp} and m''_{tp} , estimated from Ω component of unsteady pressure on the front casing, and (b) moments, m''_{rb} and m''_{tb} , estimated from the pressure difference across the blades, at design flow rate $\phi = \phi_d = 0.424$

ただいた福島尉三武君に深謝する。また、本研究は文部省科学研究補助金(No.06555055)を用いて行われた。ここに謝意を表す。

文 献

- (1) Ek, M. C., *AIAA, J. Spacecr. Rocket*, **17**(1980), 208-218.
- (2) Childs, D. W., *Turbomachinery Rotordynamics*, (1993), 355, Wiley, New York.
- (3) Brennen, C. E., *Hydrodynamics of Pumps*, (1994), 261, *Concepts ETI, and Oxford University Press*.
- (4) Adkins, D. R. and Brennen, C. E., *Trans. ASME, J. Fluids Eng.*, **110**(1988), 20-28.
- (5) 辻本良信・Acosta, A. J.・吉田義樹, 機論, **54**-505, B(1988), 2266-2274.
- (6) Childs, D. W., *Trans. ASME, J. Vib. Acoust.*, **111**(1989), 216-225.
- (7) Guinzburg, A., Brennen, C. E., Acosta, A. J. and Caughey, T. K., *Trans. ASME, J. Fluids Eng.*, **116**(1994), 110-115.
- (8) Alford, J. S., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, **87**-4(1965), 333-344.
- (9) Martines-Sanchez, M., Jaroux, B., Song, S. and Yoo, S., *Trans. ASME, J. Turbomach.*, **117**(1995), 384-392.
- (10) Song, S. and Martines-Sanchez, M., *Trans. ASME, J. Turbomach.*, **119**(1997), 605-713.
- (11) Colding-Jorgensen, J., *Trans. ASME, J. Fluids Eng.*, **114**-4(1992), 621-625.
- (12) Ehrich, F., *Trans. ASME, J. Vib. Acoust.*, **115**(1993), 509-515.
- (13) Bhattacharyya, A., Acosta, A. J., Brennen, C. E. and Caughey, T. K., *Trans. ASME, J. Fluids Eng.*, **119**(1997), 768-774.
- (14) Ohashi, H., Imai, H. and Tsuchihashi, T., *ASME, FED*, **119**(1991), 112-115.
- (15) 石井伸弘・ほか5名, 機論, **63**-615, B(1997), 3609-3616.
- (16) 寺本憲博・ほか4名, 機論, B(1995), 3854-3861.
- (17) 辻本良信・Acosta, A. J.・Brennen, C. E., 機論, **52**-483, B(1986), 3747-3754.