遠心ポンプのキャビテーションに伴う脈動現象*

(第1報, 現象の分類と振動特性)

山 本 和 義^{*1}

Instability in a Cavitating Centrifugal Pump (1st Report, Classification of Instability Phenomena & Vibration Characteristics)

Kazuyoshi YAMAMOTO

It is known that low-cycle system oscillation occurs in piping systems which are used with cavitating high-speed pumps. Most available papers on this subject attempt to predict this occurrence through linear transfer matrices of pumps under cavitation both experimentally and theoretically. There are few papers, however, that discuss low-cycle system oscillation with the oscillation cavitation occurring in the reverse flow at the pump inlet. The following discusses three types of low-cycle system oscillation defined by synthetic studies and the effects of NPSH, pump flow rate, rotational speed and pipe length are clarified experimentally.

Key Words: Centrifugal Pump, Cavitation, Low-Cycle System Oscillation, Instability Phenomena, Inlet Reverse Flow, Vibration Characteristics

1. ま え が き

ポンプを、高速回転、部分流領域、低い吸込圧力の状態で運転すると、ポンプを含む配管系に、キャビテーションによる不安定な現象が現れる。この現象は、旋回キャビテーションと低サイクルのシステム脈動とに大別することができる。さらに、後者は各翼間に発生するキャビテーション領域の長さが、同位相で周期的に伸縮する現象と、羽根車前方で逆流中のキャビテーションが発生消滅を繰返す現象とに区別できる⁽¹⁾。

低サイクルのシステム脈動が発生すると、ポンプ配管系に強い圧力・流量脈動が現れ、ポンプの運転を不能にする場合があることから、この現象について数多くの研究がなされてきた。

この現象についての従来の研究では、ロケット用ターボポンプのインデューサを対象としたものが多い^{(2)~(4)}。特に、ポンプを含む配管系にこの現象が発生するかどうかを判別するため、キャビテーション発生時のインデューサの動的伝達特性を実験的あるいは理論的に求める試みが多くなされている^{(5)~(7)}。動的伝達特

性については遠心羽根車についても理論的に求められている⁽⁸⁾。しかしこれらの解析モデルは、羽根前縁から発生するキャビテーションを対象としたもので、羽根車内でのキャビテーション長さが伸縮する流動様相の脈動現象を解明しようとするものである。

吸込管内の逆流中で、キャビテーションが周期的に発生消滅を繰返す流動様相の低サイクルの脈動現象については、遠心ポンプや斜流ポンプで多く見受けられるが、詳細な報告が数少ない。わずかに斜流ポンプ⁽⁹⁾、その他⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾で脈動中のポンプ内の流動様相を観察した報告がなされているのみである。キャビテーションを含む逆流が存在するポンプ吸込部での流動様相が、この現象の主発生要因の一つと考えられる。しかし、発生要因解明のためのモデル化に当たっては、流動状態ばかりでなく、ポンプ・配管系全体の振動特性をも知る必要があると考えられるが、この特性についての情報も見受けられない。

本研究は、吸込管内の逆流中でキャビテーションが周期的に発生消滅を繰返す流動様相の、低サイクルのシステム脈動の発生要因を解明することを目的としたもので、本報告では、供試体としてNs228のはん用遠心ポンプを用いて、全運転範囲における種々の有効吸込圧力(NPSH)において発生する、低サイクルのシ

* 平成元年10月14日、第67期全国大会講演会において講演、原稿受付、平成元年3月27日。

*1 正員、(株)荏原製作所総合研究所(〒251 藤沢市本藤沢4-2-1)。

ステム脈動の流動様相を総合的に調べて分類し、また配管長さ、ポンプの回転数を変えた実験結果から、従来あまり明らかにされていなかったこの現象の基本的な振動特性について考察する。

2. 記 号

- A : 管路断面積 m^2
 A_b : 羽根車出口面積 m^2
 C_p : キャビテーションコンプライアンス
 $= \partial u_c / \partial P_1 \text{ m}^3/\text{Pa}$
 D : 管内径 m
 f : 周波数 Hz
 g : 重力の加速度 m/s^2
 H : 全揚程 m
 H_{st} : 有効吸込ヘッド m
 K : キャビテーション係数 $= H_{st}/(u_1^2/2g)$
 L : イナータンス $= \rho l/A \text{ kg/m}^4$
 l : 管路長さ m
 N : 回転数 min^{-1}
 P : 圧力 Pa
 p : 変動圧力 Pa
 Q : 流量 m^3/s
 q : 変動流量 m^3/s
 u_1 : シュラウド側羽根入口端周波数 m/s
 u_2 : 羽根車出口周速 m/s
 v_1 : 吸込管内平均流速 m/s
 v_c : キャビテーション体積 m^3
 Ψ : 圧力係数 $= g(H/u_2^2)$
 ϕ : 流量係数 $= Q/(A_b u_2)$
 ρ : 密度 kg/m^3
 $\dot{}$: 時間微分 $= d/dt$

添 字

1: ポンプ吸込側

2: ポンプ吐出し側

p : ポンプ内

3. 実験装置と方法

供試ポンプは、単段の遠心ポンプで、その設計諸元と断面図を図1に示す。ポンプ入口直管、吸込カバー、羽根車側壁は透明なアクリル樹脂で製作し、羽根車内のキャビテーションの発生状況を外部から観察できるようにした。実験装置は、図2に示すように、 2 m^3 のタンクを含む密閉回流式であり、真空ポンプを用いて、ポンプの吸込揚程を任意に変化させた。配管長さの影響については、吐出し管長さを 17.4 m に保ち、ポンプの位置を変えて、吸込管長さを $2.7\sim 7.1\text{ m}$ まで変化させて吸込管長さの影響を調べ、また吸込管長さを 2.7 m と一定とし、吐出し管長さを $8.6\sim 17.4\text{ m}$ まで変化させて吐出し管長さの影響を調べた。変動する圧力と流量の測定については、それぞれひずみ線抵抗式圧力変換器および 20 Hz までの変動流量が測定可能な電磁流量計⁽¹²⁾を用いた。変動流の基本周波数および基本周波数成分は、高速フーリエ解析装置を用いて求めた。圧力と流量の測定位置は、ポンプ吸込側での逆流の影響を避けるため、それぞれ、吸込側で羽根車入口から $13D_1$ と $17D_1$ 上流とし、吐出し側では、吐出しフランジから、 $2D_2$ と $20D_2$ 下流とした。これらの値は配管長さを変化させても同一に保った。

図3に、ポンプ性能曲線を示す。ポンプの性能曲線は、流量の増大に対し揚程が単調に減少する右下がりの曲線を示し、サージング現象の要因となる右上がりの部分は見られない。

4. 実験結果と考察

4-1 圧力・流量の変動とキャビテーションの発生状況 ポンプの回転数を 3000 min^{-1} としたときの吸

図1 供試ポンプ断面図と主要諸元

図2 実験装置

込性能曲線を図4に示す。図4中黒印で示した範囲で不安定現象が発生する。ポンプ入口部に逆流が存在し、また2箇所の K の領域で不安定現象が発生している。最高効率点流量の50%流量 $\phi=0.044$ ($l_1=2.7$ m, $l_2=17.4$ m)の場合について、吸込圧力を変化させたときの、吐出し圧力、吸込圧力、吐出し流量、吸込流量のおのの波形(圧力係数と流量係数で表示)と吸込圧力の周波数分析を行った結果を図5、6に示す。図5、6で示す記号は、図4に示したそれぞれと対応している。

(1) $K=0.69$ 不安定現象が現れていない状態では、羽根枚数 Z と回転数 N とによって定まる、羽根通過周波数($ZN/60=3 \times 50=150$ Hz)成分が、吸込圧力の変動成分で卓越している。この状態では、羽根車および入口逆流部に、キャビテーションは発生していない。

(2) $K=0.40$ 吸込圧力を減少してゆくと、図5(b)に示す低サイクルの脈動波形が、吐出し圧力、

図3 ポンプ性能曲線

吸込圧力、吸込流量に現れている。図6(b)から、脈動の周波数は14.4 Hzであり、150 Hzの周波数成分は卓越していない。このとき、キャビテーションはポンプ入口逆流部には現れず、羽根入口部でキャビテーションによる白濁が、脈動現象と同一の周波数で周期的に発生消滅を繰り返す。

(3) $K=0.27$ (2)の状態が発生した低サイクルの脈動現象の周波数は吸込圧力の低下とともに減少し、 $K=0.2 \sim 0.35$ では、図5(c)で示すように、圧力、流量の波形に低周波数の変動は見られない。このとき、吸込圧力変動成分は、再び150 Hzの羽根通過周波数成分が卓越する。この状態では、逆流中にキャビテーションが不規則に発生消滅し、大きな騒音を発する。低周波領域で卓越する10 Hzの周波数成分は、キャビテーションによる圧力変動と流量変動との間の

図4 吸込性能

図5 脈動波形

図6 吸込圧力波形の周波数分析

非線形関係に基づく、流量変動の分数周波⁽¹³⁾の一種とも考えられるが、その発生原因は不明である。

(4) $K=0.17$ 吸込圧力をさらに減少すると、突然図5(d)で見られるような大きな低サイクルの脈動が現れる。このとき、吸込圧力はU字形の波形を、吸込流量は、この歯状の非線形性の強い波形を示す。図7は、この状態のときのポンプ入口部のキャビテーションを高速度カメラ(撮影速度1000コマ/s)で撮した1コマである。ポンプ入口部のキャビテーションは、羽根車から上流にらせん状にさかのぼる数本の渦の中心に発生し、泡の集団あるいはひも状を呈している。このキャビテーションを含む渦は、脈動する波形の周波数と同一の7.4 Hzで発生消滅を繰り返す。羽根車入口端から、 $0.5D_1$, $1.5D_1$ の位置に壁面上に取付けたタフトの動きから、ポンプ入口部の逆流長さも脈動に同期して変動することを確認した。

(5) $K=0.11$ 発生した低サイクルの脈動現象の周波数は、吸込圧力の現象とともに低下し、図5(e)で示すように、吸込流量波形は滑らかな形状となり、吸込圧力変動は小さくなる。このとき、変動するキャビテーションを含む逆流長さは吸込圧力の低下とともに短くなり、羽根車入口部で正流→逆流を繰り返すフローパターンが観察された。

(6) $K=0.09$ ポンプの吸込側に現れていた、キャビテーションを含む逆流は消滅し、流れはすべて正流となって羽根車に流入する。キャビテーションは羽根車内でのみ定常的に発生し脈動しない。吸込圧力の変動は、低周波数の成分が消え、羽根通過周波数成分が再び卓越する。

4・2 脈動現象の発生範囲とその種類 図8は、吸込圧力の周波数分析から求めた圧力脈動の全振動レベルを示すオーバーオール値(O.A値)、発生する低サイクルの脈動の周波数(1~10, 10, 10~20 Hz)、羽根通過周波数 N_z 、ポンプの回転による周波数 N のそれ

ぞれの周波数における振幅の二乗平方平均値(rms値)を、キャビテーション係数 K に対して示したものである。 K の減少に従い低サイクルの脈動が発生すると、O.A値は漸増する傾向にあるが、 $K=0.35$ で低サイクルの脈動は収まってO.A値も小さくなり再び $K=0.19$ 以下で発生する低周波数の脈動現象のためその値は急激に大きくなり、以後 K の低下とともに減少する。この図8から不安定現象の発生範囲は、発生する脈動現象の基本周波数の振幅のrms値がO.A値より6dB以上低くなく、かつO.A値が-30dB(3.1 KPa・rms)以上である範囲をもって定義することとした。

図4の吸込性能曲線上で見られるこの現象の発生範囲は、黒印で示した範囲内で流量係数が少ない($\phi=0.022$)場合を除いて、インデューサ⁽¹⁾⁽⁵⁾と同様、揚程急降下点直前のキャビテーション係数 K の範囲である。しかし、 $\phi=0.044$ の場合は、比較的高い K の範囲でもその発生が認められる。また、ポンプ入口部に逆流が現れない、 $\phi=0.098$ でも不安定現象が発生し、必ずしも逆流の存在がこの現象の発生要因ではないといえる。

不安定現象の形態を分類すると、以下の三つに分けられる。

(A) 逆流の存在する低流量域で、比較的高い吸込圧力で発生する10~20 Hzの脈動。このとき、ポンプ入口部で、逆流中のキャビテーションが周期的に発生消滅を繰り返すフローパターンの変動はない[図4, 5(b)]。

(B) 逆流の存在する低流量域で、比較的低い吸込圧力で発生する1~10 Hzの脈動。このとき、ポンプ入口部で、逆流中のキャビテーションが周期的に発生消滅を繰り返すフローパターンの変動がある[図4, 5(d), (e)]。

(C) 逆流の存在しない流量域で、比較的低い吸込

図7 ポンプ入口部の逆流キャビテーション

図8 吸込圧力脈動の振幅

圧力で発生する1~10 Hzの脈動。このとき、羽根前縁から羽根車内に(A)と同様、キャビテーションによる白濁が、脈動現象の周波数と同期して発生している。

図9に、(A)、(B)、(C)それぞれの形態の不安定現象の発生範囲を示す。図9中、 ϕ_c は吸込管上流から微小空気を流入して求めた、逆流が発生する限界の流量である。(B)、(C)の不安定現象の発生域は広く最高効率点流量以上の流量までに及び、その形態は ϕ_c を境として、(B)と(C)に分けられる。(A)の不安定現象は、逆流域のみに発生する。

4・3 脈動の周波数とポンプの運転条件 図10は、ポンプの回転数を3000 min⁻¹とし、吸込圧力を変化させて、吸込圧力変動の基本周波数の変化を調べたものである。図10の斜線部分は脈動の発生する範囲を示している。比較的低い吸込圧力で発生する、前述(B)に分類される脈動現象の発生の上限は、吸込圧力を徐々に上昇した場合と下降した場合とでは異なり、現象発生にはヒステリシスが認められる。脈動の周波数は、吸込圧力の低下とともに減少している。これは後述するように、吸込圧力の減少によってキャビテーションが増大し、そのばね効果が増大するため、系の共振周波数が低下することに起因している。

4・4 配管長さの影響 ポンプのキャビテーションによるこのような低サイクルの脈動は、系の外部から周期的な加振力を与えられていないため、一種の自励振動といえる。自励振動が発生する系の中には、慣性効果を示す部分とばね効果を示す部分とがあり、また、サージング現象を引き起こす、ポンプの右上がり特性に相応する「負性抵抗」が存在するはずである。ここでは、配管の長さを変化させ、慣性効果を与える配管内の流体の慣性による影響を調べ、脈動現象の特質を調べた。

図11は、ポンプの運転条件を同一として、吐出し管

長さあるいは吸込管長さを固定し、それぞれ吸込管または吐出し管長さを変化させ、配管長さが脈動の基本周波数に与える影響を調べた結果である。吸込管長さを2.7 mに固定し、吐出し管長さを8.6~17.4 mまで変化させた実験から、脈動の基本周波数は吐出し管長さによって変化しないことがわかる。一方、吐出し管長さ17.4 mで、吸込管長さを2.7~7.1 mまで変化させた場合、発生する脈動の基本周波数は、ほぼ吸込管長さの平方根に逆比例して変化することが認められる。しかし、比較的低い吸込圧力で発生する極低周波数の脈動現象の場合は、この関係から離れる傾向がうかがえる。

キャビテーション発生時のポンプ-配管系の流体の共振周波数 f_0 は、次式で表される⁽⁴⁾。

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{-1}{L_1 C_p}} \quad \text{..... (1)}$$

運転条件を同一として吸込管路を変えた場合の脈動の基本周波数の変化が吸込管長さの平方根の逆数に比例することと、式(1)で示す共振周波数の変化が同一

図10 脈動現象の発生周波数

図9 脈動の発生範囲と配管長さ

図11 配管長さとの発生周波数

であることから、この脈動現象が、共振周波数近傍で振動する準線形自励振動⁽¹³⁾であるといえる。比較的低い吸込圧力で発生する極低周波数の振動では、吸込圧力の低下とともに、配管長さによって発生周波数が変化しないし緩振動⁽¹³⁾に近づく傾向がうかがえる。これは、低い吸込圧力でポンプに発生する多量のキャビテーションのため、キャビテーションのばね効果が大きくなり、配管内の流体の慣性効果が相対的に低下するため、し緩振動に近づくものと考えられる。

吸込管長さの異なる脈動現象の発生範囲を図9に示した。比較的高い吸込圧力で発生する軽度の脈動現象の発生域(図9中A域)は、吸込管長さを長くすると若干小さくなる傾向を示す。しかし、低い吸込圧力で発生する低周波数の脈動現象の発生域(図9中B、C域)は、吸込管長さを変化してもほとんど変わらない。

吸込管長さは、含まれる流体の慣性効果により発生する脈動現象の周波数に大きく影響するが、管摩擦による減衰効果は、現象の発生には大きな影響を与えない。

4.5 ポンプの回転数と脈動現象の相似則 準線形自励振動の周波数 f は、系の共振周波数に近いので比重量を γ とすると、

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{L_1(\partial v_c / \partial \gamma H_{sv})}} \quad (2)$$

とすることができる。ここで、 $L_1 = L_1 / L_p$ 、 $V_c = v_c / (L_p A)$ 、 $K = H_{sv} / (u_1^2 / 2g)$ として、無次元周波数 F を次式のように定義する。

$$F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{L_1(\partial V_c / \partial K)}} \quad (3)$$

式(2)、(3)から次式がえられる。

$$F = \frac{60 f L_p}{N \pi D_1} \sqrt{2A/\rho} \quad (4)$$

流量係数 ϕ とキャビテーション係数 K を一定に保ち、ポンプの回転数を変えた場合の、脈動の基本周波数 f と流量脈動の振幅(基本周波数成分)とを図12に示す。脈動の基本周波数 f は、 ϕ 、 K が同一であれば、ポンプの回転数に比例し、式(4)の無次元周波数が一定となる。このことから、ポンプで発生するキャビテーションの体積が、脈動の一周期に変化する様相は、回転数が変化しても変わらず相似であることが考えられる。吸込流量変動率(吸込流量変動 q_1 の平均流量 Q に対する割合)のポンプ回転数による変化は、図12のように、一部の運転条件を除き、 ϕ 、 K 一定の条件下での運転では、一定となっている。すなわち、吸込流量変動 q_1 の振幅はポンプの回転数 N に比例する。

ポンプで発生するキャビテーション体積は、次式で示すことができる。

$$v_c = q_2 - q_1 \quad (5)$$

ここで、 q_1 が q_2 に比べて充分大きく、各項が脈動の基本周波数 f で正弦波状に変化し、 v_c の振幅を v_{c0} 、時間を t とするとする。

$$q_1 = 2\pi f v_{c0} \sin(2\pi f t) \quad (6)$$

となる。前述のように ϕ 、 K が同一条件下でのポンプの運転であれば、キャビテーションの様相は、回転数によって変化せず相似となり、 v_{c0} は一定と考えられる。したがって、式(6)より q_1 の振幅は f に比例する。 f はポンプの回転数 N に比例することから、 q_1 は N に比例すると説明することができる。これは、このような運転条件で発生する低サイクル脈動が準線形自励振動であることを立証している。

図12の $\phi=0.022$ で低い吸込圧力で運転では、発生消滅を繰返すキャビテーションを含む逆流の長さが長く、また吐出し流量変動も大きい。この場合は、図12で示すごとく吸込流量変動率は一定とはならない。

図12 ポンプ回転数の影響

図13 脈動発生範囲とポンプ回転数

以上のように、逆流長さの長い極低流量の場合を除くと、流量係数 ϕ とキャビテーション係数 K が同一の場合、発生する脈動の基本周波数 f と吸込流量変動 q_1 は、ポンプの回転数に比例する。

図5(d)から明らかなように吸込圧力変動 p_1 は、吸込流量変動 q_1 を時間微分した値にほぼ近い。したがって、吸込圧力変動 p_1 の振幅は、回転数の二乗に比例することになる。吸込圧力の変動で脈動の発生を観察すると、ポンプの回転数を1/2にすれば吸込圧力変動の振幅は1/4となり、その周期は2倍となる。このため、回転数が低い場合には、脈動の発生を認知できなくなる場合がある。逆流長さが長い場合は、さらに吸込圧力変動が小さく周期が長くなるため、この傾向はさらに強くなる。吸込管内での単位時間当たりの脈動のエネルギー $p_1 \times q_1$ は、回転数の三乗に比例することから、この現象はポンプの高速化によって、急激に顕在化する現象といえる。

脈動現象の発生範囲に与えるポンプの回転数の影響を図13に示す。ポンプの回転数にかかわらず、流量係数 ϕ とキャビテーション係数 K とで表した脈動現象の発生範囲は、概略同一である。比較的低い流量で、高い吸込圧力で発生する脈動の発生範囲が若干狭くなっている。これは、前述したように、脈動のエネルギーが非常に小さく、その発生を認知できない部分が多くなったためである。

5. 結 論

Ns228の遠心ポンプを用い、ポンプ-配管系に発生するキャビテーションによる低サイクルのシステム脈動の基本的特性を調べ、以下の結論を得た。

(1) 脈動発生時の遠心ポンプ内の流動様相から低サイクルのシステム脈動は以下の三つに分類できる。

(i) ポンプ入口部に逆流が存在する部分流領域で、羽根車前縁から発生するキャビテーション領域の長さが、比較的高周波数で周期的に変動する流動様相を示す脈動現象。

(ii) (i)より低い吸込圧力で、逆流中に発生する

キャビテーションが低周波数で周期的に発生消滅する流動様相を示す脈動現象。

(iii) 逆流を発生しない流量域で、羽根車内に発生するキャビテーション領域の長さが、低周波数で伸縮する流動様相を示す脈動現象。

(2) 低サイクルのシステム脈動は、非常に低い吸込圧力の場合を除くと、準線形自励振動に近い現象である。

(3) 吸込配管長さを変えると、脈動の基本周波数は、吸込管長さの平方根に逆比例して変化するが、脈動の発生範囲は変わらない。

(4) 流量係数 ϕ 、キャビテーション係数 K を一定にした運転では、無次元周波数は一定（すなわち脈動の周波数は回転数に比例する）となり、1サイクル中のキャビテーションの変化する様相は相似である。すなわち、発生するキャビテーション体積の変動振幅 v_{c0} は一定で、脈動の周波数と v_{c0} との積に比例する吸込流量変動の振幅は、回転数に比例する。

(5) 吸込管内での流量変動と圧力変動の基本周波数成分は、それぞれポンプ回転数の一乗と二乗に比例し、したがって、吸込管内の単位時間当たりの振動エネルギー $p_1 \times q_1$ は回転数の三乗に比例する。

文 献

- (1) Kamijo, K., Shimura, T. and Watanabe, M., *ASME Paper*, 77-WA-FE-14 (1977).
- (2) Acosta, A. J., *Proc. 2nd Symp. Naval Hydrody.*, Washinton, (1958), 533.
- (3) B. B. Даниленко, Изв. АН СССР, Энергетика и транспорт, (1976), No. 1.
- (4) 志村・土井, ターボ機械, **10** 12 (1982), 708.
- (5) Ng, S. L. and Brennen, C., *Trans. ASME*, **100** 2 (1978), 166.
- (6) Brennen, C., *J. Fluid Mech.*, **89** 2 (1978), 223.
- (7) 西山(哲)・西山(秀), 機論, **47** 415, B (1981), 412.
- (8) 西山(秀), 機論, **50** 455, B (1984), 1658.
- (9) Massey, I. C., *Proc. Conf. Des. Oper. Pumps Turbines*, 4 1 (1976).
- (10) Yamamoto, K., *Proc. IAHR Conf.*, Tokyo (1980).
- (11) 洋生, 機論, **45** 390, C (1979), 149.
- (12) 山本・後藤, エハス時報, **113** (1980), 8.
- (13) 榎本, 非線形振動論, (1958), 135, 丸井出版.

討 論

[質問] 辻 本 良 信・鶴 崎 展

[大阪大学基礎工学部]

完備した実験と結果の解析興味深く拝見した。次の点ご教示願いたい。

(1) キャビテーションの発生形態が異なってもキ

ャビテーションコンプライアンスがあまり変化せず、発生周波数に連続性が見られることに興味をおぼえた。この点に関しコメントいただければ幸いである。また従来の解析や実験の C_p との比較があればお示し願いたい。

(2) 吐出し管長が共振周波数に影響しないという結果が得られているが、これはバルブ位置が吐出し側にあることや実験範囲の吐出し管長が吸込管長に比べて長いためと考えてよい。

〔回答〕 (1) 図10から、脈動現象の発生周波数は、概略キャビテーション係数に比例していることがわかる。また本現象が準線形自励振動に近いことから、発生周波数は式(1)で近似できる。したがって、キャビテーションコンプライアンス C_p は $(-1/H_{cr})$ に比例して変化する。このことから、キャビテーションの体積は概略 $(1/H_{cr})$ に比例すると言える。キャビテーションの体積のモデル式の詳細については、後報で述べる予定である。

キャビテーションの発生形態が異なっても発生周波数に連続性が見られる実験結果は、キャビテーションの体積が吸込圧力に主に支配され、ほぼ $(1/H_{cr})$ に比例することを示している。

これまでの C_p についての報告は、ロケット用インデューサ付き遠心ポンプあるいはインデューサ単独についての実験結果があるのみで、本研究で扱った、はん用遠心ポンプについての比較すべき実験結果は見当たらない。

(2) ご指摘のとおり本実験では、吸込管長さが吐出し管長さに比べ短かったため、吐出し管長さの影響は現れなかった。しかし、吐出し側は吸込側に比べインピーダンスが大きいため、キャビテーションの発生による流量変動は少ない。また、脈動現象が発生する部分流量時での運転では、バルブによるレジスタン

スの影響が、吐出し管のイナータンスの影響に比べ大きい。ため、吐出し管長さの影響は少ないと考えられる。

〔質問〕 吉田 義樹

〔三菱重工業(株)高砂研究所〕

高速ポンプの最大の障害となるキャビテーションの脈動現象を詳細に研究されたことに敬意を表す。以下の二点について質問させていただく。

(1) 貴現象はキャビテーションの発生量と関係することから、水の空気含有量に影響されると考えられるが本実験中、これに関するデータがあればお示し願いたい。

(2) 貴現象は羽根車入口径、入口角、羽根枚数の選定により設計上極力回避すべき現象であると思うが、貴研究で調べられたキャビテーションの流動様相から脈動低減に設計上配慮すべき指針があればお示しいただきたい。

〔回答〕 (1) 実験は十分脱気した水道水を用いた。実験に先立ち約1hr程度脱気運転を行い、脈動現象の再現性を確認してデータを採取した。水の空気含有量は7ppm程度であった。

(2) 本現象は、羽根車入口部の流動様相に影響される。したがって、羽根車入口設計諸元が、この現象の発生の支配因子である。特に、羽根車入口径が大きく、羽根枚数が少ない場合に、この現象は発生しやすい。後報にて、羽根車入口設計諸元とこの現象の関連について、報告する予定である。