高比速度遠心ポンプに生じる激しい壊食
挙動の振動とノイズによる解明*祖山 均^{*1}, 李 受人^{*1}, 外崎 昌志^{*2}
浦西 和夫^{*3}, 加藤 洋治^{*4}, 大場 利三郎^{*1}

Behavior of Severe Cavitation Erosion Occurring in a High-Specific-Speed Centrifugal Pump due to Vibrations and Noise

Hitoshi SOYAMA, Shou-Ren LI, Masashi TONOSAKI,
Kazuo URANISHI, Hiroharu KATO and Risaburo OBA

In order to study the behavior of severe cavitation erosion occurring in a typical centrifugal pump with a high specific speed of $N_s=300$ (m, m³/min, rpm), the high-frequency vibrations and noises due to such cavitation erosion are systematically investigated under various test conditions. The present erosion tests are carried out using three-dimensional impellers made of aluminum alloy. In a field where the flow rates as well as NPSH are low, the vibrating accelerations and the acoustic power sharply increase, so that severe erosion takes place in this field. A large difference in flow pattern is clearly observed with respect to the flow rate.

Key Words: Cavitation, Erosion, Pump, Noise

1. 緒 言

流体機械の小形・高速化とともに、性能劣化、壊食、振動等の諸障害の主因である^(1~3)キャビテーションが不可避に発生している。特に、壊食率が従来のその2桁以上も大きい激しいキャビテーション壊食(以下単に激しい壊食^(4,5)という)は、短時間に機械に致命的損傷を与えるものとして今日的大問題となっている。

文献によれば、そもそもキャビテーションは、初生則や壊食性が全く異なる種々のタイプのものから多角的に構成されている^(6,7)から、例えばポンプの激しい壊食の定量的予測には、諸条件下におけるキャビテーションのタイプの特定とその挙動の解明、および、キャビテーション強さの定量化は不可欠な条件と言える。

周知のように、実機のポンプ等において、既にキャビテーション強さおよび壊食量の定量的予測が試みられて

きた⁽⁸⁾が、キャビテーションのタイプが全く特定されていなかったためか、「同一試験条件下でも壊食率が100倍以上も異なる」という異常な結果も出ている⁽⁹⁾ので、この種の既存研究は、残念ながらいまだ全く不十分と言わざるを得ない。よって既報^(4,5)では、まず、比較的問題が簡単な二次元羽根を持つ低比速度遠心ポンプに生じる特異キャビテーションによる激しい壊食が、「いかなる条件下において発生するのか?」、また、「どの程度の壊食率になるか?」等をキャビテーションの様相(タイプ)との関連において解明し、さらに、上流側キャビテーションの激しい壊食への顕著な影響も明らかにした。しかしながら、三次元羽根を持ち、流れが時にはかなり不安定になり、かつ、羽根車内の各所に各種のキャビテーションが同時に発生している高比速度遠心ポンプにおける激しい壊食については全く不明のまま残されている。さて、「振動加速度計やアコースティック・エミッションAEセンサによる高周波の音響ノイズからキャビテーション強さが推定できる」とされている^(10,11)が、キャビテーションが特に強いここで取り上げる激しい壊食においては、このAE法は特に有効なはずである。

よって本報では、種々のポンプ試験条件下における激

* 原稿受付 1995年1月10日。

^{*1} 正員, 東北大学流体科学研究所 (〒980 仙台市青葉区片平2-1-1)。^{*2} JR 東日本 (〒336 浦和市領家3-2-7)。^{*3} 正員, 電業社機械製作所 (〒411 三島市緑町10-24)。^{*4} 正員, 東京大学工学部 (〒113 東京都文京区本郷7-3-1)。

しい壊食を伴うキャビテーション強さの解明を目的として、 $N_s=300(\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{rpm})$ の高比速度形遠心ポンプに生じる激しい壊食に起因する振動加速度、高周波キャビテーション・ノイズを種々の試験条件下において、組織的に解明を試みる。

2. 実験装置および方法

実験には、図1に示すように、試料水が供試ポンプ（羽根車入口径 $D=120 \text{ mm}$ 、最大径 180 mm ）自体により回流される試験水槽^(4,5,9)を用いた。この水槽には、壊食に支配的に効く試料水中のキャビテーション核ならびに水温を全実験を通して一定に保つために、恒温装置付き大容量レゾーバを付設している。このレゾーバの空気圧を加圧・減圧することにより、供試ポンプの有効吸込ヘッド（以下 $NPSH$ という）を任意に設定している。激しい壊食に著しく効くポンプ入口のキャビテータ⁽⁴⁾を極力除去するために、実験中はポンプ流入側の弁を全開にしている。吸込圧 P_s および吐出し圧 P_d は、それぞれポンプ羽根車入口から上流 $2D$ 、ポンプ吐出し口から下流 $2.5D$ の位置に取り付けた圧力変換器により、また、流量 Q は精密に検定された計量ノズルにより測定している。供試ポンプの設計流量 $Q_d=3.50 \text{ m}^3/\text{min}$ を用いて、以下では、流量を $Q/Q_d=40\%$ 、 60% 、 80% 、 100% 、 120% のように無次元表示している。また、本試験においては、ポンプの回転数 N は $4P130\text{kW}$ のモータおよび増速機により 6350 rpm 一定に設定されている。

図2には、アルミニウム合金 AC4A-F 製の供試羽根車の概要を示す。ここでは、部分流量域における激しい壊食の解明を目的としているので、部分流量域の流れパタ

図2 供試羽根車

ーンに深く係わる羽根前縁近傍の形状は、既報^(4,5)の羽根車とは異なり、実機の遠心ポンプの形状と同様に三次元的に捻れている。

音響・振動特性を測定するために、ポンプのケーシング上の図1のAの位置に、AEセンサ（共振周波数 1 MHz ）および振動加速度計を設置している。特に、高周波数帯域の振動加速度がキャビテーション強さと良い相関が認められる⁽¹¹⁾ことから、振動加速度計には応答周波数 $2 \text{ Hz} \leq f \leq 40 \text{ kHz}$ ($\pm 3 \text{ dB}$ 、共振周波数 65 kHz) のものを使用している。

周知のように、キャビテーションという典型的確率現象を対象としているから、同一母集団に属するデータの収集が必要不可欠となる。そこで、振動加速度計およびAEセンサの出力信号を測定周波数領域 $\text{DC} \sim 100 \text{ kHz}$ と $10 \text{ Hz} \sim 1 \text{ MHz}$ のデータレコーダにそれぞれ記録した後に、これらの再生信号の波形、パワースペクトルおよび音響パルスの波高分布などを、データロガー（最高サンプリング速度 $20 \mu\text{s}$ ）、FFTアナライザ（最高分析周波数 100 kHz ）、波高分析器（最高分析周波数 300 kHz ）により分析している。

また、実験結果の整理に用いた供試ポンプの $NPSH$ は、吸込圧 P_s 、ポンプ吸込口での平均流速 V_s より

$$NPSH = (P_s + V_s^2/2\rho) - P_v$$

と定義した。ここで、 ρ 、 P_v は、試料水の密度および飽和蒸気圧である。

3. 実験結果

3.1 キャビテーション性能曲線と流れパターン 壊食と直接的に係わっている「供試ポンプの性能の特徴」を十分把握し、また、実験の整理に有用な流れパターンの特徴的領域を識別する目的で、まず、図3には、供試ポンプの揚程 H - $NPSH$ 曲線を種々の流量 $Q/Q_d = 40, 60, 80, 100, 120\%$ について示す。また、図中には、激しいキャビテーション発生を目安として一般に用いられている揚程 3% 低下点も矢印 $\downarrow$ で示している。なお、後記の図4~8から

図1 試験水槽

容易に推定されるように、明らかに、 $NPSH \leq 31.3$ m の全実験範囲で、いずれの流量 Q/Q_d においてもキャビテーションが発生している。

図3 高比速度遠心ポンプのキャビテーション性能曲線の特徴

いずれの流量 Q/Q_d においても、 $NPSH$ の低下とともに、明らかに、キャビテーションが発生しても H がキャビテーションなしの値のままに留まる第1期(サブキャビテーション領域)、わずかに低下する第2期(遷移領域)、そして、揚程3%低下点を過ぎ、チョーキング状態、すなわち一種のスーパーキャビテーション(以下SCという)状態に向かって H が急低下する第3期が現れている。特に、 $Q/Q_d \cong 60\%$ では、第1期から第2期にかけての H の低下が著しく、この $Q/Q_d \cong 60\%$ の状態を境にして、第3期の H の低下が「ゆるやか」、「急激」と著しい差が現れており、「低流量域と設計流量付近とは流れパターンが急変している」ことを示唆している。また、 Q/Q_d が大になり、羽根まわりの流速が大になるほど第3期の H の低下が急激になる事実は、羽根の前縁がやや鋭く尖り、反りも大きいいためかSC翼形の特性にも良く符合している。

さて、試みに各流量の揚程3%低下点を結んで、第3期の境界を求めてみよう。明らかに、 $Q/Q_d = 60\%$ と 80% の中間を境界として、異なる2種の線となり、低流量域と設計流量域とは異なる流れパターンとなる事実を示している。すなわち、「低流量の $Q/Q_d \leq 60\%$ の領域では、揚程3%低下点が第2期前半に位置しているから、羽根全面がSC状態に入る前に、羽根車内の三次元渦流れ等による顕著な離れが発生して不安定な流れとなっているのに対して、設計流量 Q_d 近傍では、期待通り羽根全面がSC状態(一種のチョーク流れ)に入って始めて H が急低下している」という羽根まわりの流れパターンの差が明示されている。要するに、「低流量域と設計流量域とは流れパターンが明らかに異なり、 $60\% \leq Q/Q_d \leq 80\%$ の間で異なる流れパターンに移行している」と言える。

3.2 振動加速度および音響パワー 次に、激しい壊

食がどの Q 、 $NPSH$ で発生するかを知る目的で、種々の試験条件における激しい壊食を伴うキャビテーションの強さを、ポンプのケーシング上に設置した振動加速度計およびAEセンサや、水中マイクロホンによって検出した振動加速度およびキャビテーションノイズの音響パワーを介して調べてみよう。

まず、ポンプの駆動モーター等から発生するやや低周波帯の振動やノイズ、および、試験水槽内で発生するフローノイズなどに係わる中間周波帯の振動やノイズを避けるために、主としてキャビテーション気泡の崩壊に係わるAEセンサでとらえ得る $50 \text{ kHz} \leq f \leq 300 \text{ kHz}$ の超音波ノイズ(崩壊挙動に対応した特徴的パルス状に受信されるので、以下では、これを音響パルスという)の音響パワーや、 $1 \text{ kHz} \leq f \leq 40 \text{ kHz}$ の高周波帯の振動加速度に注目しよう。音響パルス P_p の音響パワー I_{AE} は次式で表される。

$$I_{AE} = \sum n_{pj} P_{pj}^2$$

ここで、 n_{pj} は j 番目の大きさ P_{pj} の音響パルスの個数である。ここでは、振動加速度についても高周波帯のパルス状のものを取り上げるので、音響パワーと同様に、振動加速度の強さ I_{ACC} を次式で表す⁽¹¹⁾ ことにする。

$$I_{ACC} = \sum n_{aj} P_{aj}^2$$

ここで、 n_{aj} は j 番目の大きさ P_{aj} の振動加速度の振幅の個数である。

なお、 I_{AE} は $50 \text{ kHz} \leq f \leq 300 \text{ kHz}$ 、 I_{ACC} は $1 \text{ kHz} \leq f \leq 40 \text{ kHz}$ の周波数帯域についてそれぞれ波高分析を行って求め、また、振動加速度の実効値 L_a は、それぞれ $2 \text{ Hz} \leq f \leq 40 \text{ kHz}$ について定量化している。また、波高分

図4 AEセンサによる音響パワー ($50 \text{ kHz} < f < 300 \text{ kHz}$)

析では、低振幅の音響パルス、振動加速度を生じるような弱いキャビテーションは、壊食にはほとんど効かないと十分考えられるので、それぞれ 10 Pa, 10m/s² のしきい値を設定して、このように著しく低振幅のものを除外している。また、 I_{AE} は全試験条件における最小値 (I_{AE})_{min} で標準化して図示している。

図4, 5には、このようにして求めた音響パワー I_{AE} 、および、振動加速度の強さ I_{ACC} を、図6には、高周波帯域の振動加速度の実効値 L_a を種々の $NPSH$ について示す。

図4～6から、大まかに言って、SC領域の極く一部のみを含む今回の実験範囲においては、「いずれの Q/Q_d においても、 $NPSH$ の低下とともに I_{AE} , I_{ACC} , L_a が急速に

図5 高周波帯域の振動加速度の強さ
(1 kHz ≤ f ≤ 40 kHz)

図6 高周波帯域の振動加速度の実効値
(2 Hz ≤ f ≤ 40 kHz)

増大する」という注目すべき傾向を認める。なお、 $NPSH$ の変化に対する I_{ACC} の変化が、 L_a のそれよりも著しく大きい事実は、「振動加速度波形は著しく鋭く尖ったピークを持つ」こと、すなわち、キャビテーションに伴う水力弾性的振動の挙動を如実に明示している。また、「別報⁽¹²⁾」で示すように、激しい壊食が主として発生する小 $NPSH$ 側の I_{ACC} が、大 $NPSH$ 側のそれに比べて2桁以上も大きい」事実は、激しい壊食を検出する観点より注目に値しよう。また、この意味において、このような I_{AE} , I_{ACC} , L_a のいずれもが激しい壊食の検出に十分有効であることも分かる。また、前項の H - $NPSH$ 曲線の分析から、「羽根車内部の流れパターンが、低流量域と設計流量域とでは異なる」と述べたが、図4～6においてもやはり同様に二つの異なるパターンが明示されて、この推論を裏付けている。すなわち、 $NPSH$ の低下とともに、 I_{AE} , I_{ACC} のいずれもが、 $Q/Q_d \leq 60\%$ の低流量域における激しいはく離の挙動を明示するかのよう、「いったん大いに増加して、SC状態へ向かってピークを取る」という傾向を示すのに対し、 $Q/Q_d \geq 80\%$ の設計流量域では、羽根車上の小さなはく離の出現を暗示するかのよう、いったん小さいピークを取った後に減少し、SC領域の初期に、通常SC空洞まわりにあると認められるような不安定的渦キャビテーション⁽¹⁴⁾の発生に対応するかのよう、再び急激に増大している。念のため、図3に示した揚程3%低下点を基準として考えてみると、 $NPSH$ の減少に伴い、 $Q/Q_d \leq 60\%$ の低流量域では、揚程3%低下点付近で、はく離によるとみられる I_{AE} , I_{ACC} のピークを示し、次いで、やや緩やかに減少するのに対し、 $Q/Q_d \geq 80\%$ の設計流量域では、いったん小規模はく離によるとみられる小さいピークを示した後、揚程3%低下点近傍から、あたかもSC翼形の激振⁽¹⁴⁾に直結しているかのよう、 I_{AE} , I_{ACC} , L_a はいったん急激に増大している。したがって、キャビテーション性能曲線からの結論と同様に、「 $Q/Q_d = 60\% \sim 80\%$ を境界にして、羽根車内部の流れパターンが異なるものに移行している」と言える。そして、この結果は、激しい壊食の観点から見ると、「 $Q/Q_d \leq 60\%$ のいわゆる低流量域と $Q/Q_d \geq 80\%$ の設計流量域近傍では、羽根車内部の流れパターン、したがって、キャビテーションのタイプが異なり、羽根車の壊食領域、壊食量および壊食位置が異なる」ことを示唆している。

さらに、流量 Q と $NPSH$ に対するキャビテーション強さの特徴をより詳細に知る目的で、図7および8には、流量 Q/Q_d と $NPSH$ に対して、等 I_{ACC} 曲線と等 L_a 線を示してみた。まず、上述の推論から期待されるように、 Q/Q_d および $NPSH$ が小なるほど I_{ACC} が著増する傾向が明確に見て取れよう。すなわち、チョーキングによる激しい

振動が発生している領域を除いた現在の議論では、キャビテーション強さは、低流量域および小 $NPSH$ 領域において増大すること、すなわち、「これらの領域においては、激しい壊食の発生の危険性が十分高い」ことが再確認される。なお、 $Q/Q_d \geq 100\%$ の設計流量および過大流量の状態では、入口逆流または渦流のないパターンを示していることから、このポンプは良好な流動状態にあることが言える。しかし、流量が設計流量よりわずかに下がると、 $Q/Q_d = 80\%$, $NPSH = 18\text{m}$ や、 $Q/Q_d = 40\%$, $NPSH = 5\text{m}$ を中心とした付近の同心円状パターンが示すように、顕著な入口逆流および渦流による不安定的パターンを呈し、大まかに言えば、 Q および $NPSH$ が小さいほど I_{ACC} および L_a が増大する傾向がある。したがって、このポンプに発生する激しい壊食は、低流量域に発生する入口逆流および渦流によって支配されていることが分かる。

また、揚程 3%低下点を結んだ線で示された曲線の大 $NPSH$ 側に、SC 領域に向かって I_{ACC} または L_a の急増に対応する等 I_{ACC} 線、等 L_a 線が極く密集した領域があり、この近傍でも激しい壊食の可能性が十分高いので、注意すべきであろう。

なお、 $Q/Q_d = 80\%$, $NPSH \cong 18\text{m}$ の付近でも I_{ACC} , L_a が極大となり、「比較的 $NPSH$ が大きい領域でも、特殊な高壊食性キャビテーションが発生して、壊食が激しくなり得る」ことを明示している。また、上記の曲線が、設計点付近と低流量域とで、全く異なる二つの曲線となり、やはり流れパターンが異なることを明示している。

図 9 には、振動加速度 I_{ACC} , L_a の流量 Q/Q_d による変化の一例を示す。設計流量時 ($Q/Q_d = 100\%$) の揚程 3%低下点である $NPSH = 12\text{m}$ で対比してみると、 I_{ACC} , L_a のいずれも $Q/Q_d \cong 60\%$ で極大値を示し、流れが不安定な部分流量時に、激しい壊食の危険性が高いことを示唆している。

図 7 等振動加速度 I_{ACC} 線図

図 8 等振動加速度実効値 L_a の線図

次に、念のため、低周波の故に解析・測定が容易であることから、これまでしばしば実機の壊食のモニタに適用されてきた低周波加速度のモニタ法の有効性を検討してみよう。図 10 には、やはり同じポンプで測定した $200\text{ Hz} \leq f \leq 10\text{ kHz}$ の低周波帯域の振動加速度の実効値 L_a と $NPSH$ の関係を示す。明らかに、低周波振動加速度 L_a は、前述の高周波振動加速度等のそれとは全く異なる傾

図 9 流量と振動加速度の関係 ($NPSH=12\text{m}$)

図 10 低周波帯域の振動加速度の実効値 ($200\text{ Hz} \leq f \leq 10\text{ kHz}$)

向を示し、しかも、 $NPSH$ が激しい壊食が起こるほど十分低下してもあまり変化しないので、「激しい壊食のモニタには全く不適である」と言える。したがって、筆者は、低周波振動加速度により壊食をモニタしようとしたこれまでの諸研究には大いに疑問を持つものである。

3.3 振動加速度のパワースペクトラム 次に、「上記の高周波振動加速度がいかなる周波数成分により構成されているか」を調べてみよう。図11には、この振動加速度の周波数 f とパワースペクトラル密度 S_A の関係(すなわちパワースペクトラム)を、種々の $NPSH$ 、 Q/Q_d について示す。

まず、いずれの流量 Q/Q_d においても、キャビテーション初生後に現れて、 $NPSH$ とともに変化することから、明らかにキャビテーションによるものと考えられる16~18 kHz, 26~28 kHz, 34~36 kHz, 42~44 kHzの4成分が現れ(それぞれの周波数帯域のピーク値は、オーバー

オール値の約30~40%, 約20%, 約10%, 約20%である)、前報⁽¹²⁾に示したような供試ポンプに生じる異なる複数個のタイプのキャビテーションの存在を示唆している。特に、16~18 kHzの成分は顕著で、この成分に対応したタイプのキャビテーションが壊食に支配的役割を果たしていることも暗示している。また、図6に示されたような解析に際しては、これらの1成分または4成分に特に注目した解析が極めて有効であろう。

4. 結 言

実機遠心ポンプのように捻れた三次元羽根を持つ高比速度遠心ポンプに生じる激しい壊食の解明を目的として、比速度 $N_s=300(\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{rpm})$ の遠心ポンプに生じる壊食性キャビテーションに起因する高周波振動とノイズを、AEセンサおよび高周波振動加速度計を用いて、種々の試験条件において系統的に調べ、次の結果を得た。

- (1) 小流量、小 $NPSH$ の領域において、振動加速度およびAEセンサによる音響パワーが著しく増大している。すなわち、「この領域においてキャビテーション強さが増大し、激しい壊食が起こる」と言える。
- (2) ポンプのケーシング壁で測った高周波振動加速度を波高分析することにより、キャビテーション強さが十分高い激しい壊食の発生領域を十分に特定し得る。
- (3) ポンプ内の流れパターンは、 $Q/Q_d \leq 60\%$ の低流量域と $Q/Q_d \geq 80\%$ の設計流量域近傍とは全く異なっている。なお、 $Q/Q_d = 60 \sim 80\%$ においては、これらの中間の不安定な流れパターンになっている。

文 献

- (1) F. G. Hammit, *Cavitation and Multiphase Flow Phenomena*, MacGraw Hill, NY, (1980).
- (2) 加藤, キャビテーション, 横書房, (1980).
- (3) 大場, ターボ機械, 13-10 (1985), 600.
- (4) H. Soyama・ほか5名, Proc. 15th IAHR Sympo. on Hydro. Mach. & Cavi., Belgrade, 1990, Paper H4.
- (5) H. Soyama・ほか2名, Proc. ASME-JSME Fluid Eng. Conf., Portland, 1991, 193.
- (6) C. A. Johnsson, Proc. 12th Int. Towing Tank Conf., Rome, 1969, 381.
- (7) 大場・伊藤, 機論, 45-398 B (1979), 1428.
- (8) J. F. Gülich and S. E. Pace, Proc. IAHR Sympo., Montreal, 1986, Paper No.42, 1.
- (9) H. Soyama・ほか2名, Proc. I Mech E, Cambridge, (1992), 103.
- (10) R. Simoneau and P. Bourdon, Proc. 16th IAHR Sympo. on Hydro. Mach. & Cavi., Sao Paulo, 1992, 627.
- (11) 吉田・ほか3名, ターボ機械, 18-6 (1990), 321.
- (12) H. Soyama・ほか4名, Proc. 17th IAHR Sympo., Beijing, 1994, 579.
- (13) H. Soyama・ほか4名, Proc. Hydroacoustic Facilities, Instrumentation and Experimental Techniques, ASME, Atlanta, NCA Vol.10 (1991), 37.
- (14) 祖山・ほか3名, ターボ機械, 21-4 (1993), 215.

図11 振動加速度のパワースペクトラム