



ポンプ静止翼の脈動励振のメカニズムと対策

Cause and Countermeasure of Stationary Disk Vibration Damage in Centrifugal Pump

北海道大学	宮野 廣	Hiroshi MIYANO	Member
(株)東芝	奈良林 直	Tadashi NARABAYASHI	Member
	萩原 剛	Takeshi HAGIWARA	Non-Member

Many studies about the vibration of rotating vane of turbine had been performed. As in this paper, it was observed on a centrifugal pump operation that stationary part, ring-hat disk vane was vibrating, then it was studied that a mechanism of the phenomena was presumed from the vibration mechanism of turbine vanes. The experimental studies by using actual pump and analytical studies were performed. It was made clear that the interference between pump vanes and pump volute water cuts generate turbulences with pump rotation and the turbulences were rotating with pump impeller rotation. The disk vibration characteristics that the stationary disk as a ring type vane would vibrate with cyclic symmetry modes and its resonance would occur at the time corresponding to pump rotating frequency and n times and nz (z : number of impeller vanes) times of rotating frequency were made clear. The mechanism was confirmed. The exciting force was evaluated from the pressure fluctuation data. The vibration response of ring type stationary vane, the disk, could be estimated with the pressured exciting force and Fluid-structure interaction FEM model calculation.

Keywords: Centrifugal Pump, Stationary Vane Vibration, Natural Frequency, Excitation Force

1. 緒言

本報告は、ポンプの羽根車の回転に伴って発生する圧力脈動の特性と、これによって励起されるポンプ内の構造物の振動挙動を分析し、それによる不適合発生メカニズムを明確にし、対策について評価したものである。羽根車背面に対向したリング状円板の静止翼の振動について実験的および解析的に調べたものである。

ポンプの羽根車の回転に伴って発生する圧力脈動は、様々な不適合を生じさせる要因ともなっている。一般には吐出配管系で測定されており、配管系統の定在波の影響を受けており、ポンプ内の圧力脈動を正確に測定することは難しいものであった。本報告ではポンプ内の圧力脈動を直接測定することで正確な脈動データを得、静止翼の振動に寄与する起振力としての圧力脈動を、振動と脈動の関係をモデル化することで推定した。ポンプの羽根車の回転により、羽根車の翼と静止側の水切りやガイドベーンとの干渉により流れを切ることで発生する圧力

脈動は、ポンプの回転数に依存し一定の振動周波数を持つ。発生する圧力脈動の振動数と構造物の固有振動数が一致すると共振現象を生じ、構造物の振動が大きく増大することになる。従って、構造物の振動応答を求めるにはポンプの励振力としての圧力脈動の大きさと構造物の振動特性を定量的に評価することが重要である。本報告では、構造物としてのリング状円板の静止翼の振動特性、すなわち固有振動数や振動モードを解析により求め、実験的に求めた励振力としての圧力脈動を入力として与えて振動応答を予測し、実測値との比較評価を行った。これにより、リング状円板の静止翼に発生する応力が円板の付け根部の溶接部に損傷をもたらさないメカニズムを明確にした。加えて、不具合をもたらさない構造の評価も行い、その健全性を確認した。

2. ポンプの構造と試験装置

対象とするポンプは、大型の大容量ポンプで一般的である縦型単段片吸込ダブルボリュート遠心ポンプである。その構造断面を Fig.1 に示す。羽根車を支持する軸受は静圧軸受で、羽根車近傍に設けられ、その外側にリング状

*原稿受付 2010年12月7日
宮野 廣, 北海道大学 (〒060 札幌市北区北8条西5丁目)
E-mail: miyano@jst.or.jp

の仕切板（以下、これを静止翼と称する）を設けることにより、羽根車の旋回流の影響が軸受の特性に及ばないようにしている。ポンプの主要な諸元は、流量 10100 m³/H、全揚程 233m、回転数 1395rpm、電動機出力 5800KW、羽根車径 0.984m、羽根枚数 5 などである。主要な寸法を Fig.1 中に示す。本ポンプを流動試験ループに組み込み、常温並びに高温高压水（システム温度を約 280℃、システム圧力を約 7 MPa として制御）の条件において試験を実施した。

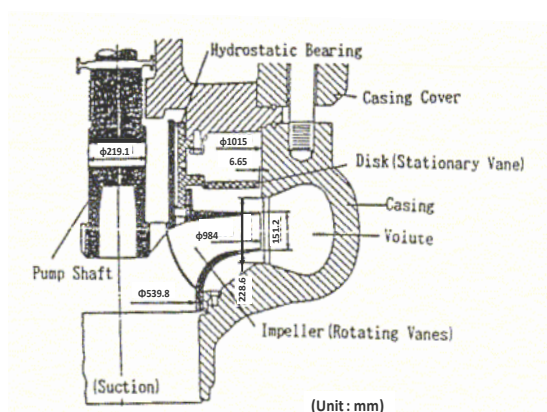


Fig.1 Double Volute Centrifugal Pump Concept

このような構造の遠心ポンプの、回転により羽根車から吐き出される流れの水切り部とガイドベーン部の干渉により引き起こす流れの脈動の特性と、その脈動により励起される仕切板、すなわちリング状円板である静止翼の振動応答の特性を明らかにする。

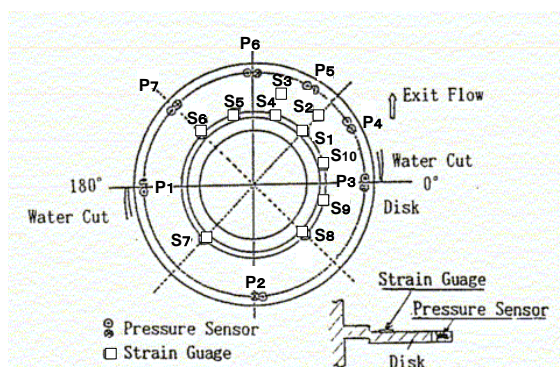


Fig.2 Instrumentation Disk

そのために、圧力脈動の測定には配管とポンプの各部に動的な圧力変動が測定できる動歪型圧力変換器を用い、また特に、静止翼表面での圧力変動の測定には超小型プローブを直接静止翼に埋め込み、静止翼表面での圧力変

動を測定した。静止翼の動きとしての振動応答特性は、仕切板の変形による歪をカプセル型の歪ゲージを用いて測定することで求めた。圧力、歪の各データの測定位置を Fig.2 に示す。

3. ポンプの圧力脈動と動静止翼の振動

測定結果では、ポンプの吐出流の圧力脈動は Fig.3 のようにポンプの回転数の変化に従い、吐出圧力の増減に比例して変化し、流量の変化に対してもポンプ特性に従う吐出圧力の変化に対応して増減する傾向が見られる。特に、ポンプの吐出配管部での測定データとポンプ内での測定データは近似した結果を示しているが、ポンプ内の圧力脈動の変化には 80% ポンプ速度運転点近傍での大きなピークが見られる。

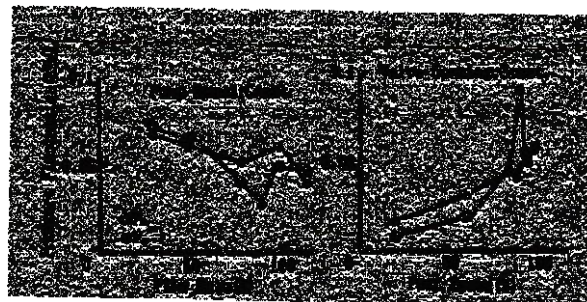


Fig.3 Pressure Fluctuation Characteristics

静止翼の振動を励起させる静止翼の上下面間の差圧の変動に注目すると、変動の周波数特性は Fig.4(a) のようになる。この励振力である差圧の変動とその応答である静止翼の振動について、これらの振動の周波数成分の分布をみると、ポンプの回転数の増大につれての変化は、Fig.4 (b)に示すように、一定の卓越する周波数成分の応答がある運転領域で増大することがわかる。卓越周波数は、100Hz 近傍と 200Hz 近傍に認められる。また、Fig.4(c)にはポンプの低速域から定格域までの幅広い範囲での運転時の応答特性を示す。ここにはポンプの回転数 N とポンプの羽根の枚数 Z の積、すなわち ZN の倍数、 $2ZN$ 、 $3ZN$ 、 $4ZN$ の周波数が、ポンプの運転すなわち回転数の増減に従い、ポンプの回転に起因する周波数が卓越していることが示されている。特に、図中破線で囲む 200Hz 近傍で顕著に励起されていることがわかる。

これは静止翼の振動応答が、この周波数の運転領域において、ポンプの回転による脈動成分に共振しているものと推察される。

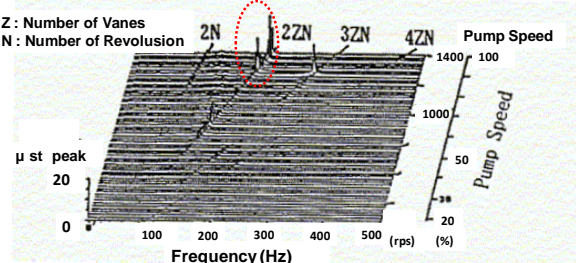
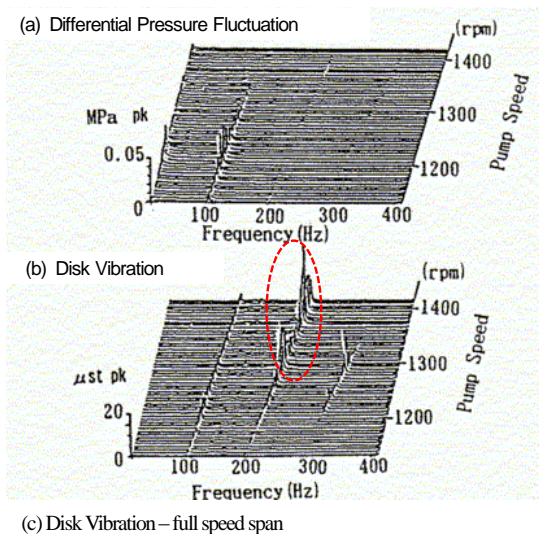


Fig. 4 Trend Graphs of Frequency Characteristics

4. 励振力

ポンプの運転により生じる圧力脈動は、一般には脈動率として表される(下式)。脈動率は全周波数成分を加算した全振幅以外に、ZN や 2ZN などの回転数に依存する特定周波数成分に分離され、評価に利用される。

$$\beta = [\Delta P / (\gamma \times H)] \times 100 \quad (1)$$

- β : 脈動率
- ΔP : 圧力脈動
- γ : 流体の比重
- H : ポンプの揚程

ポンプの回転数の変化に対しては一般に回転数の自乗に比例して吐出圧力が増大することから脈動の大きさも同じ特性で増大するため脈動率は一定である。

しかし、回転数一定で弁開度を変化させ流量を変える条件では、その個々のポンプの Q-H 特性に応じて吐出圧力が変化し、それに応じて圧力脈動の大きさ、脈動率も変化する。試験に用いたこのポンプでは、Fig.5 に示されるように圧力脈動(ΔP)は、Q-H 特性と同じ傾向で変化する。しかし 100% 定格速度付近では異なる変化が見られる。これはポ

ンプの最高効率点を越したあたりであり、羽根車の動翼の裏に生じる 2 次流れによる乱れの増大が原因と推察される。従って、脈動率(β)も、定格運転点近傍までは 5-6% とほぼ一定であるが、最高効率点付近では、7-8% と増大する。しかし、ZN、2ZN 成分は、ほとんどその影響を受けない。

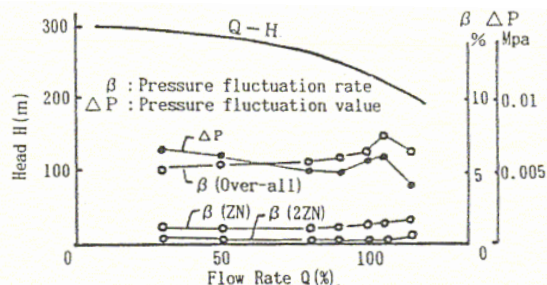


Fig.5 Pressure Fluctuation Rate of Pump Exit Flow

圧力脈動の大きな領域、定格速度の約 80% 以上に注目して圧力脈動の特性を調べる。圧力脈動の全振幅、ZN、2ZN、3ZN の各成分の変化を示すと Fig.6 のように得られる。ここで各 ZN の周波数成分の圧力脈動成分において、ポンプの上下動などの固有振動によるものと推察される 80-88Hz 領域で卓越が見られるが、Fig.4 に示されるように全体に大きな励起力となるものではない。そこで、静止翼に対して大きな励起力となっている成分である 2ZN に着目してその特性を分析した。静止翼の励振力としての圧力脈動を考えると、以下の二点の分析が必要である。一つは発生メカニズムである。他の一つはその大きさである。

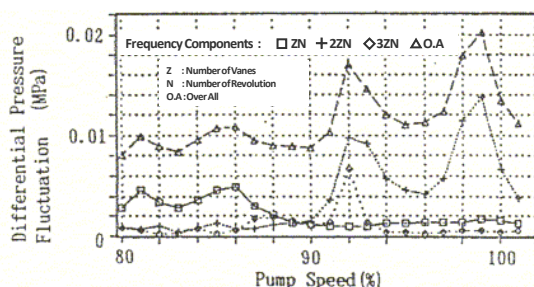


Fig.6 Differential Pressure Fluctuation on Disk (Stationary Vane)

(メカニズム)

80% 速度以上の条件での圧力脈動や振動が卓越する速度に着目し、吐出水切り部での圧力脈動を基準に静止翼の羽根車の回転方向に沿って変動差圧の変化と位相差を調べた。結果を Fig.7 に示す。このように変動の大きさは水切り部から離れるに従い小さくなる傾向と、また羽根車の回転に従い旋回していることがわかる。このこと

から静止翼の振動を励起する圧力脈動は、羽根車の翼が水を切る時に流れの乱れが生じ、羽根車の回転に従い巡回することで静止翼の振動を励起させる力となっているものと推察される。

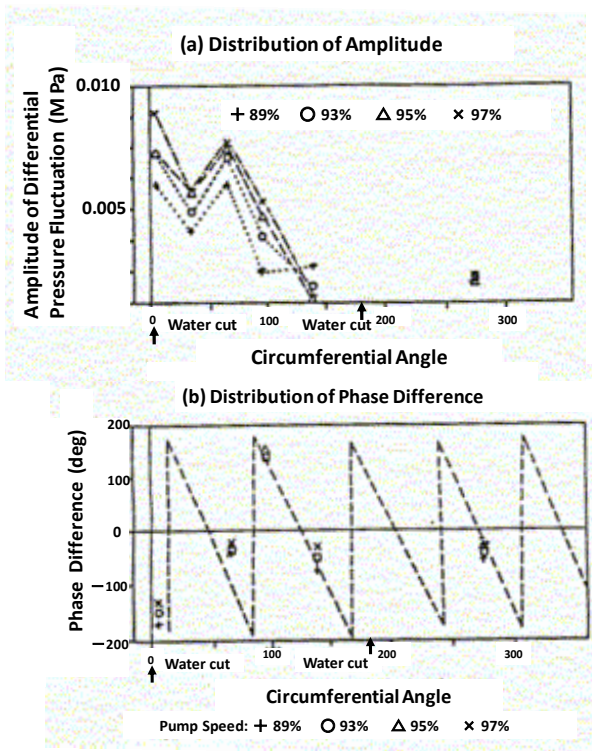


Fig.7 Characteristics of Differential Pressure Fluctuation on Disk (Stationary Vane)

また二つの水切り部で交互に乱れが発生することから、この発生した圧力脈動が交互に静止翼に励振力として作用し、圧力脈動の成分も静止翼の振動成分も 2Z N 成分の影響が最も卓越することになる。

(励振力の大きさ)

この励振力としてのポンプの静止翼に作用する圧力脈動の大きさを求めるに当たっては、その構造から以下の問題点がある。すなわち、静止翼の振動が閉じた空間での動きであることから、その動きにより水が移動する余裕の空間がなく静止翼とポンプケーシングの狭い間隙からの水の排出や供給が必要となる。それにより見かけ上の圧力として、励振力としての圧力脈動に、静止翼の動きに起因した圧力が付加されることになる。Fig.6 に示した静止翼に加わる圧力脈動は、この見かけ上の圧力脈動を含んだものである。

そこで、励振力として測定された静止翼に加わる静止翼の上下面間の圧力差の変動から、共振のないポンプの運転

点での圧力脈動を基に、励振力としての静止翼の振動に影響されない圧力脈動成分を推定した。Fig.8 に示すように、通常運転の 80% 以上のポンプ速度においては、圧力脈動は速度に比例して増大するとして励振力を推定した。この真の励振力の見積を検証するために 5 章の検討を行った。

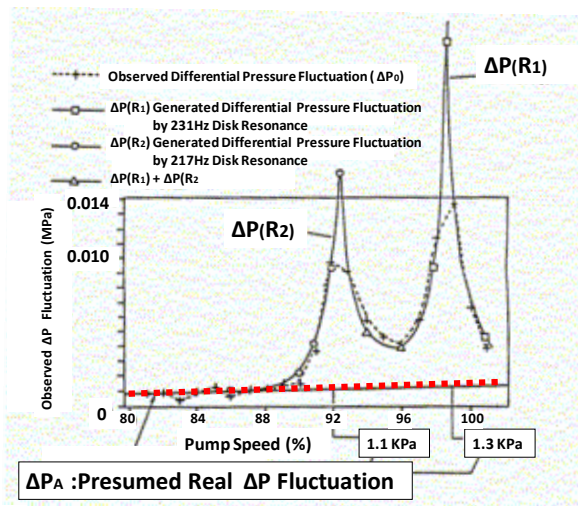


Fig.8 2Z N Component of Observed Differential Pressure

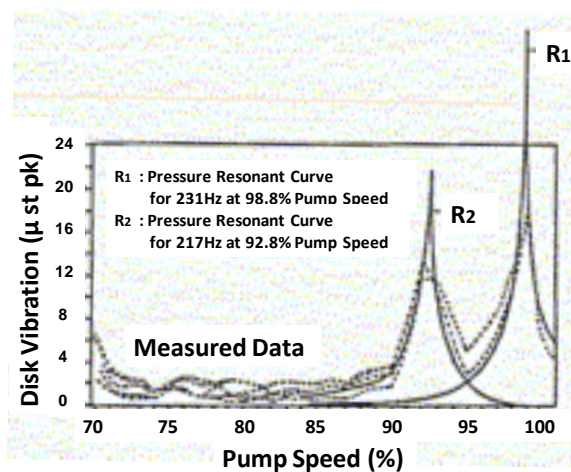


Fig.9 2Z N Component Disk Vibration

測定された振動応答のデータを基にFig.9に示すような振動応答特性を得た。水中での静止翼の打撃試験により得た振動応答と発生応力との関係からそれぞれのモードの共振により発生する圧力変動を推定し、この見かけ上の静止翼の振動による圧力変動と真の圧力脈動の位相差を考慮して測定される圧力変動を算出し、Fig.8 に示した真の励振力として静止翼の振動の影響を排除した圧力脈動の大きさを推定した。

5. 静止翼の振動特性

5.1 静止翼の振動解析

水車やタービン翼のような多数の回転翼と多数の静止翼を有する回転翼場での発生圧力脈動と回転翼の共振問題は既に知られているところである。数カ所の乱れの発生箇所（ポンプでは水切り部）と通過する数カ所の回転翼とのタイミングにより一致した直径節モードの振動が励起されるものであり、その関係は次式であらわされる。⁽¹⁾

$$h Z_s \mu_n = m Z_r \quad (3)$$

Z_r : 回転翼
 Z_s : 静止翼
 h : 高周波の次数
 n : 直径節
 m : 任意の整数
 また、式中の

- は 進行波
 + は 後退波

を示す。

この式を満足する水圧モードが励起され、回転翼の回転方向に対して-は進行波を、+は後退波を表している。また±両方が成立する時は進行波、後退波が一致するモードで定在波となる。この水圧モードと構造物、翼の固有振動モードとが一致すると共振状態となる。同様に、当該ポンプの静止翼の振動の場合にも水圧モードの励起は同じ理論で生じ、ここで励起される構造物の振動は回転翼の振動に換えて静止翼の振動として扱えばよいことになる。すなわち(3)式に、

$$Z_r \text{ (羽根枚数)} = 5$$

$$Z_s \text{ (水切り)} = 2$$

を適用すると、次式が得られる。⁽²⁾

$$h \times 5 \mu_n = m \times 2 \quad (4)$$

h : 高周波の次数
 n : 直径節
 m : 任意の整数

また、式中の +、- は
 - は 進行波
 + は 後退波

を示す。

ここに、 n 、 m を代入すると、発生する n の直径節が明確になる。

$$1 \times 5 \mu_1 = \begin{matrix} 2 \times 2 \\ 3 \times 2 \end{matrix} \quad 3 \times 5 \mu_1 = \begin{matrix} 7 \times 2 \\ 8 \times 2 \end{matrix}$$

$$2 \times 5 \mu_0 = 5 \times 2 \quad 3 \times 5 \mu_3 = \begin{matrix} 6 \times 2 \\ 9 \times 2 \end{matrix}$$

$$2 \times 5 \mu_2 = \begin{matrix} 4 \times 2 \\ 6 \times 2 \end{matrix} \quad 4 \times 5 \mu_2 = \begin{matrix} 9 \times 2 \\ 11 \times 2 \end{matrix}$$

特に、静止翼の固有振動数では通常は進行波、後退波は一致しており定在波となるものであるが、この場合静止側の静止翼も羽根車を覆う構造であるため回転翼の影響を受け回転方向に対応して付加質量が変化する。従って次式に示すように静止翼の固有振動数が計算される。⁽³⁾

$$\left(\frac{f}{f_{\text{水中}}} \right) = \frac{1}{1 + (1 \mu_n \alpha)^2 M_{\text{下}} + M_{\text{上}}} \quad (5)$$

f : 固有振動数

n : 直径節の数

α : Ω/ω

Ω : 水の回転角速度

ω : リングの角振動数

$M_{\text{下}}$: $\Omega=0$ の時の軸受リング下面の水による無次元付加質量

$M_{\text{上}}$: 軸受リング上面の水による無次元付加質量

また、式中の





- は 進行波

+ は 後退波

を示す。

そこで Fig.1 に示すリング状円板の静止翼をモデル化し、上空間と下空間の水を含めた FEM 解析を行い、水がある場合と水がない場合の円板の固有振動数を求め、 $M_{\text{上}}/M_{\text{下}}$ の比を、解析から得た 圧力上面/圧力下面の比で置き換え、進行波と後退波を算出した。結果、Table 1 のように各モードと固有振動数が得られた。

Table 1 Natural Frequency of Disk Vibration

	Cyclic Symmetry Modes			
	0	1	2	3
Vibration Mode Shape				
Natural Frequency (Hz)	160 (154)	170 182 (178)	219 (217) 229 (231)	310 (306) 324 (323)

() measured value

5.2 静止翼の振動データ

ポンプ速度の変化に対する静止翼振動の周波数成分の変化をトレンド図として Fig.4 に示した。ポンプ回転によ

るポンプ速度成分周波数と静止翼の固有振動数との共振の観点から一致する周波数を読み取り、各測定位置間の位相差を分析し、推定されるモードが求められる。Fig.4のポンプの圧力脈動との共振点の周波数を例に示すとFig.10のように得られ、静止翼である水中軸受リングの動きである測定されたデータは前述のTable 1に示す解析の結果の各モードとよく一致することわかる。

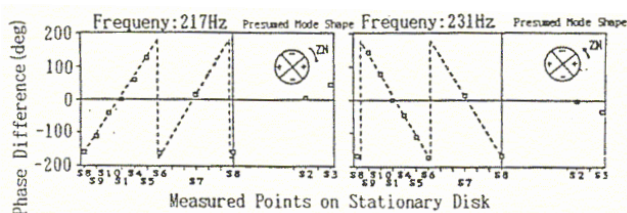


Fig. 10 Phase Difference Distribution at two Cyclic Symmetry Mode Vibration of Disk

5.3 振動応答解析

前項の励振力として共振を除いた圧力脈動 (Fig.8参照) を用いて、静止翼の振動応答を解析により求める。圧力脈動が静止翼の円板周方向に沿って分布するとして励振力を与え、円板の振動応答を求め、円板の付け根部近傍 (図中破線 \odot) の実測点S1での歪応答としてこれを算出した。その結果を、試験での振動応答の歪測定の結果と合わせてFig.11に示す。解析と測定がほぼ一致していることがわかる。

円板状の水中軸受リングは、ポンプ脈動により励振され、その付け根部での応答は応力集中を考慮すると共振

時には極めて大きくなることが示された。この結果を基に、応力が大きくなる破線で示されるリングの取付部 (溶接などの構造) に生じる応力 (実線 \circ で示す) を評価することが重要である。接合部がすみ肉溶接のような構造では、施行によっては10-20倍の大きな応力集中となり、鋼材の疲労限界(250MPa程度)を超えることにもなる。従ってこの部分を完全突合せ溶接や一体構造とすることで、発生応力を小さく維持することが必要である。ここで解明した評価方法を用いて、ポンプのあらゆる運転に対応してその健全性を確保することを確認することができる。

6. 結言

ポンプの羽根車の回転により発生する圧力脈動の特性が実験と解析により明確にできた。さらにポンプの羽根車に近接する円板状の圧力脈動の、静止翼を励振するメカニズムが解明された。

励振する圧力脈動の大きさはポンプの水頭の数%以下と小さいものであること、しかし脈動がポンプの回転数と一致することにより高次モードの振動が励起されることがあること、などがわかった。得られた手法を適用して、ポンプの水切り部で生じる圧力脈動による構造励振が評価できることが確認された。また対策として、構造の健全性確保には構造上応力集中が発生しない構造とすること、必要に応じて、ここで明確にした励振メカニズムに従った評価を行なうことでその妥当性が確認された。

参考文献

- [1] Kubota, et.al, *Vibration Characteristics of Rotating Vane Excited by Distributed Power on the Surface of Stationary Part*, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C49, No.439 (1983-3).
- [2] Kubota and Ohashi, *Study of Vibration Characteristics on Turbo Pump*, Proceedings of the Japan Society of Mechanical Engineers, No.970-17C (1991-4)
- [3] Kubota, and Suzuki., *Added Mass Characteristics on Rotating Disk Plate Depth in Water*, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C50, No.449 (1984-1)

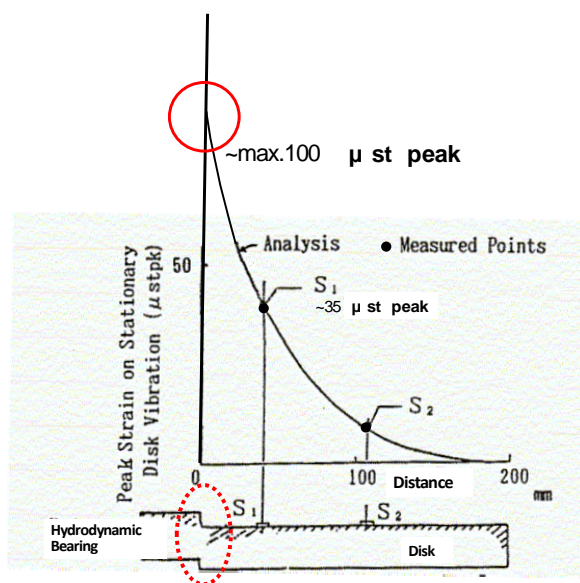


Fig. 11 Comparison of Disk Vibration Resonance(231/229Hz) between Experiment and Analysis Result

(平成22年12月7日)

