

# ポンプ機場の低騒音化

—ポンプ吐出し配管系の低脈動化—

## Noise Reduction of the Pumping Station —Reduction of Pressure Pulsation in the Pump Discharge Pipe System—

ポンプ機場及び吐出し配管系を含めたポンプシステムの低騒音化を実現するためには、騒音の発生源、伝搬経路のそれぞれに対して配慮が必要である。この論文では、水道用ポンプ設備などで特に重要である、複数台のポンプが並列に設置される配管系について、回転数制御時の水圧脈動による共振について述べる。

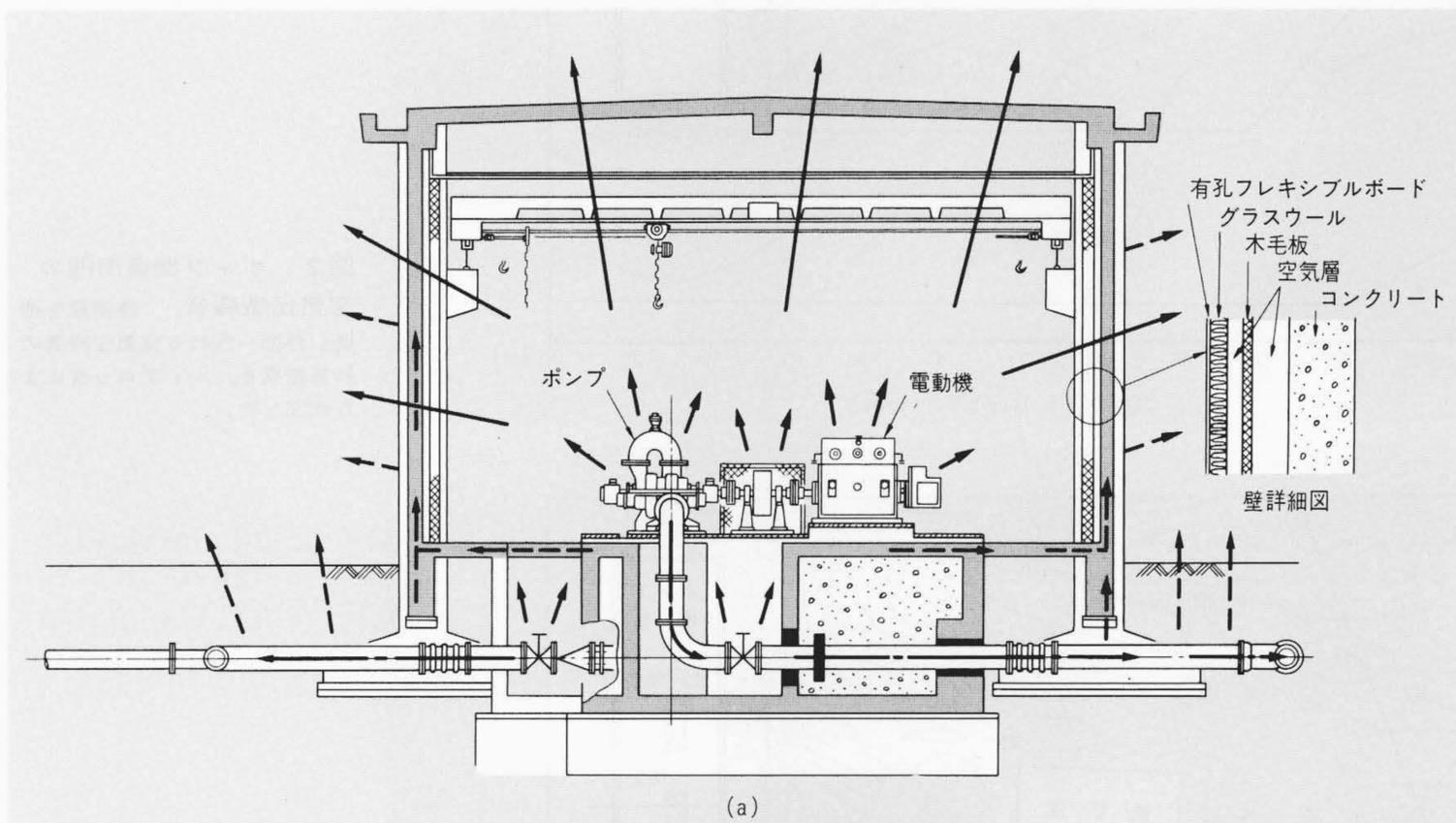
すなわち、模型試験を実施し、共振現象の低減に良好な結果を得た。また、脈動計算プログラムによる予測も十分な精度をもっていることが確認できた。これらの点を建屋周囲の騒音の予測法とともに紹介する。

藤波達雄\* Fujinami Tatsuo  
小松健彦\* Komatsu Takehiko  
桑原勅光\* Kuwabara Norimitsu  
依田裕明\* Yoda Hiroaki

### 1 緒言

騒音に対する社会的関心が高まるにつれ、ポンプ機場及び吐出し配管系を含めたポンプシステムについても、低騒音化が強く要求されるようになってきた。特に、ポンプ機場が住居地域に建設される場合、敷地境界線で40~45dB(A)以下という騒音規制を受ける。このような厳しい騒音規制を満足するためには、騒音の発生源、伝搬経路のそれぞれに対して配慮が必要である。

そこで、この論文では騒音の伝搬経路ごとに、現状の騒音予測技術を紹介するとともに、ポンプ機場に特有なポンプ吐出し配管系を伝搬する水圧脈動について主に述べる。回転数を制御される上水用ポンプ設備などでは、水圧脈動による配管系の共振現象が特に重要な課題である。そこで、模型実験を行ない、同時に計算結果との比較検討を行なった。



注: ——— 空気伝搬音  
- - - 固体伝搬音  
——— 液体伝搬音

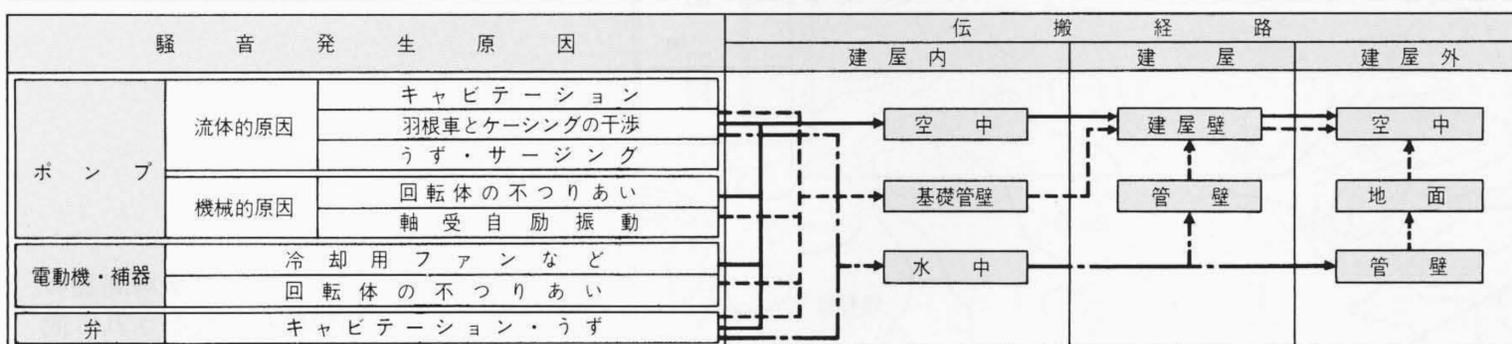


図1 ポンプ機場の騒音と伝搬経路  
低騒音のポンプ機場建屋の構造図と騒音の発生原因及び伝搬経路を示す。

\* 日立製作所土浦工場

## 2 ポンプ機場の騒音

低騒音ポンプ機場の建屋の構造及び騒音の発生源とその伝搬経路を図1(a), (b)に示す。騒音の発生源は、ポンプとその他電動機、補機などに大別される。また騒音の伝搬経路は、騒音源から大気中に放射され、空気を媒体として伝搬する空気伝搬音、管壁・基礎・建屋壁を媒体として伝搬する固体伝搬音及び配管内の水を媒体として伝搬する液体伝搬音の3種に大別される。

空気伝搬音は解析技術も確立しており、対策も比較的容易である。そして、(1)音源について、位置、指向性、音圧レベル及び距離による減衰、(2)建屋について、形状、材質の吸音及びしゃ音特性などを考慮し、建屋外部の騒音レベルを解析するプログラムが既に開発されている<sup>1)</sup>。

図2は、このプログラムによるポンプ機場周囲の騒音レベ

ルの計算結果を、X-Yプロッタを使用して作図したものである。

しかし、固体伝搬音は、空気伝搬音と比較して解析及びしゃ音が難しい。そこで、固体伝搬音については、有限要素法によるポンプ建屋の振動応答計算を基に、建屋壁の振動により放射される音のパワーを計算するプログラムを開発した。図3は、建屋壁の振動によるポンプ機場周囲の騒音レベルの計算結果を、X-Yプロッタにより作図したものである。また図4は、吐出し配管の管壁の振動によるポンプ機場周囲の騒音レベルの計算結果を作図したものである。そして、図5は、以上の空気伝搬音及び固体伝搬音の計算結果を重ね合わせて示したものである。

以上のプログラムを使用することにより、ポンプ機場周囲の騒音規制値に合わせて、最適な建屋形状や建屋壁の選定などが可能となる。

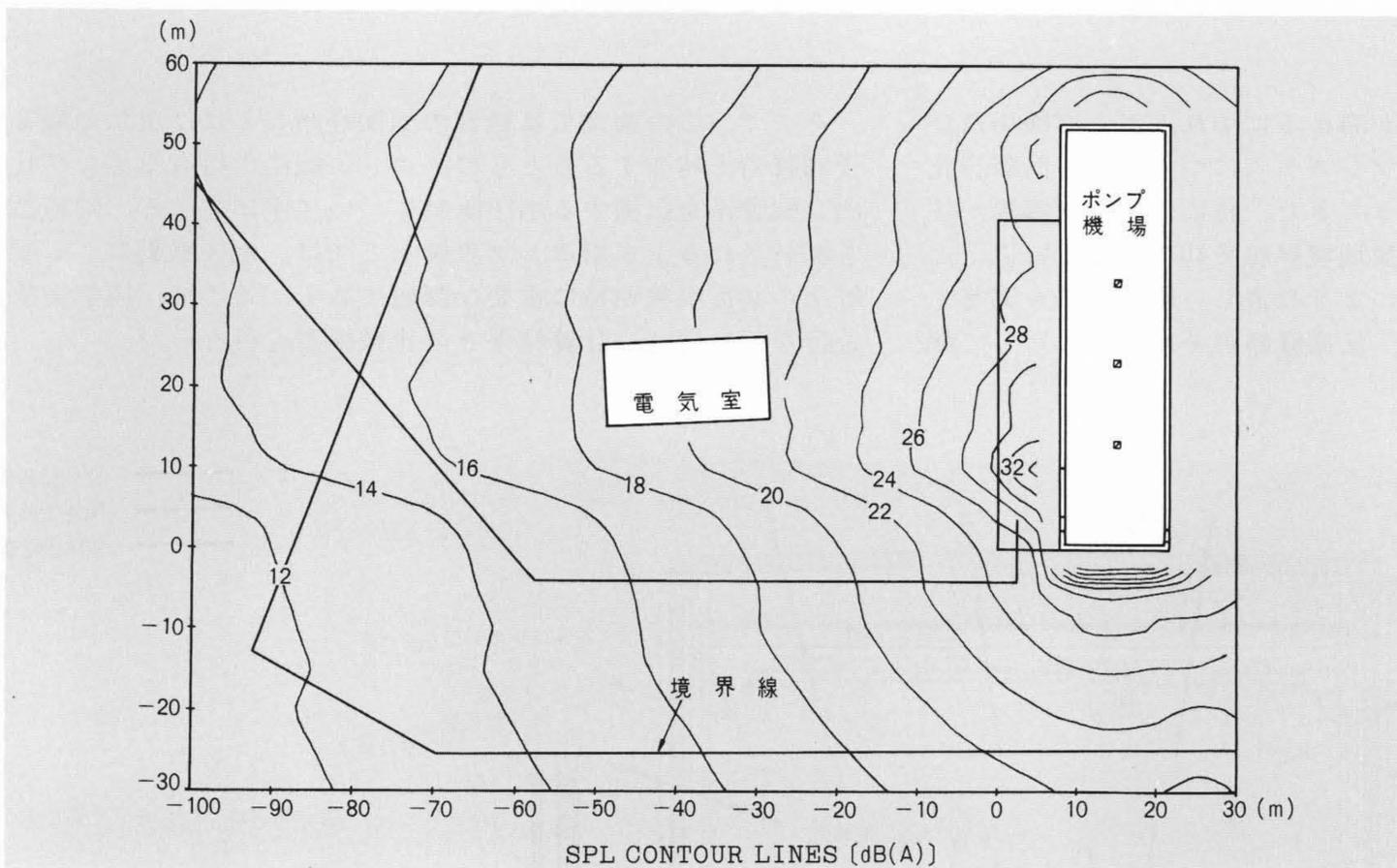


図2 ポンプ機場周囲の空気伝搬騒音 建屋壁を透過し外部へ伝わる空気伝搬音の計算結果を、X-Yプロッタにより作図した。

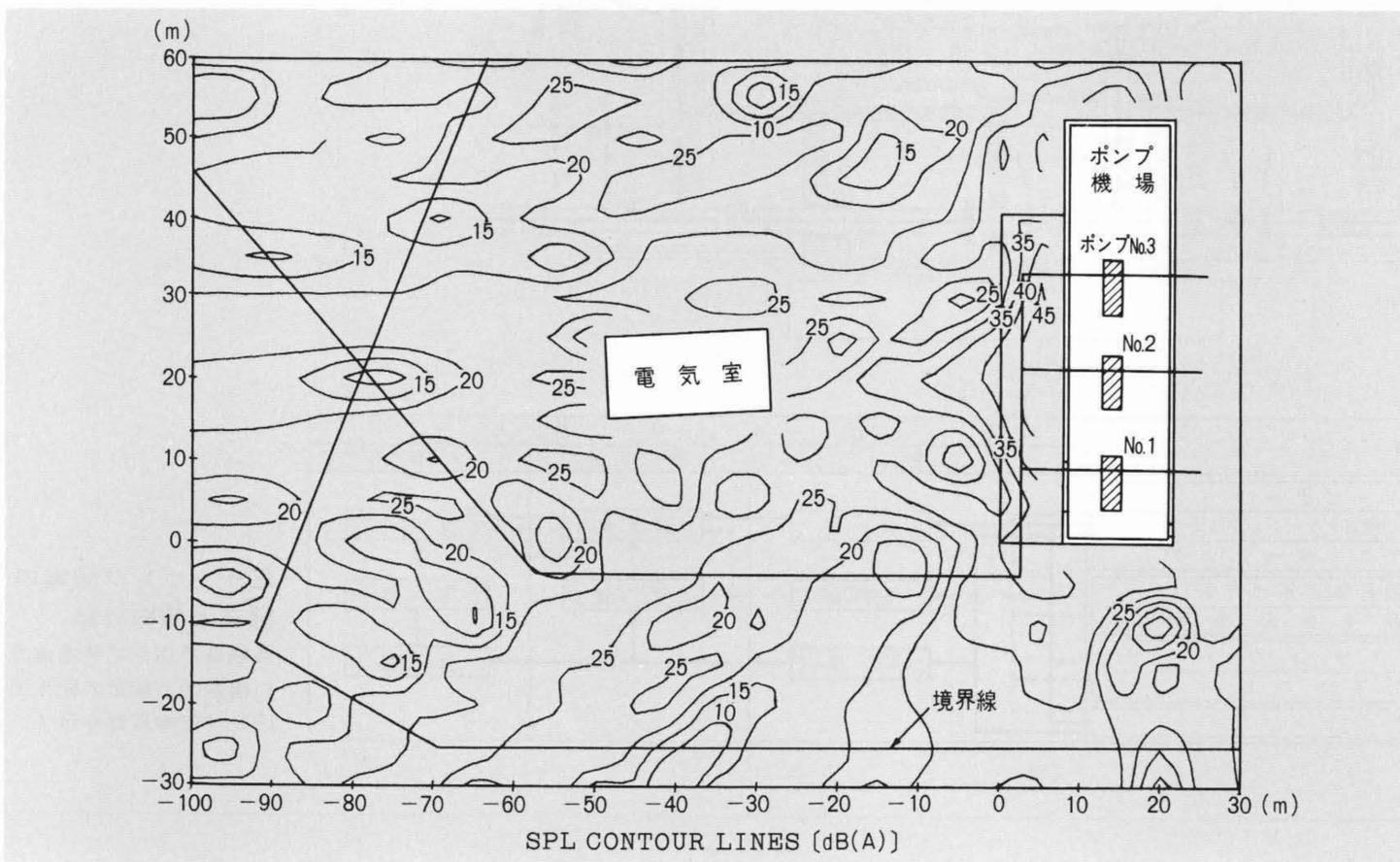


図3 ポンプ機場周囲の建屋壁から放射される固体伝搬音 建屋壁の振動により放射される固体伝搬音の計算結果を、X-Yプロッタにより作図した。

次に、液体伝搬音は、水圧脈動が吐出し配管の水中を伝わって建屋の外部まで伝搬するものである。この水圧脈動の基本周波数である $Z \cdot N$ 成分（ここで、 $Z$ は羽根車の羽根枚数、 $N$ は回転数）は、50～300 Hz程度と低周波数であるため、地中埋設によるしゃ音効果が少ない<sup>2)</sup>。図6に、低騒音化の施策を施したポンプ機場の建屋周囲での騒音測定結果を示す。吐出し配管が埋設されていた付近の騒音レベルは10dB(A)ほど吐出し配管のない部分よりも高くなっている。液体伝搬音はポンプ機場に特有の騒音であり、本例は配管系の水圧脈動の予測技術が、ポンプ機場の低騒音化に重要な課題であることを意味している。

この水圧脈動については、基本的な配管系及びポンプに対する低減施策並びに任意の形状の配管系の脈動解析プログラムを開発し、既に紹介済みである<sup>3), 4)</sup>。しかし、上下水道用のポンプ設備などでは、複数台のポンプが並列に設置され、

しかも回転数制御されることが多々ある。このような場合、水圧脈動の基本周波数である $Z \cdot N$ 成分が変化するため、吐出し配管系の水柱の固有振動数と水圧脈動の基本周波数とが一致して共振を起こすおそれがある。そこで、この共振現象に対して、脈動解析プログラムの精度の確認と低減法の確立とを目的に模型試験を行なった。

### 3 水圧脈動による吐出し配管系の共振

#### 3.1 実験装置

図7に実験に使用した配管系の模型を示す。配管形状は、代表的な上水用ポンプ機場をモデルとした。模型化した範囲は、吐出し配管系の合流管部とポンプが設置される支管部である。表1に、模型実験に関する相似条件、運転条件及び境界条件を示す。相似条件は、(1)配管の長さと言長の比を等しくする、(2)配管各部の断面積比を等しくする、ことである。

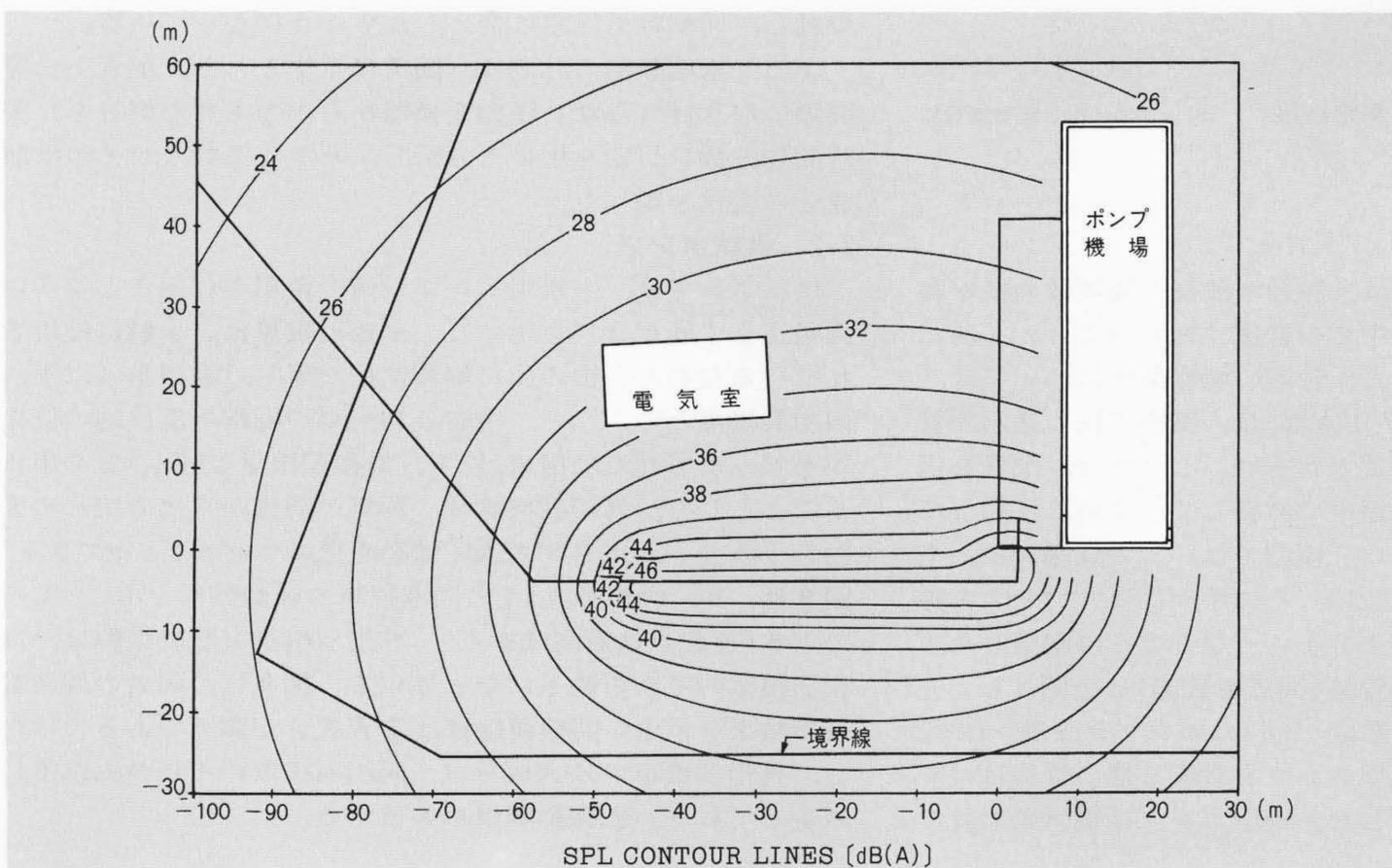


図4 ポンプ機場周囲の吐出し配管から放射される固体伝搬音 吐出し配管の管壁の振動により放射される固体伝搬音の計算結果を、X-Yプロットにより作図した。

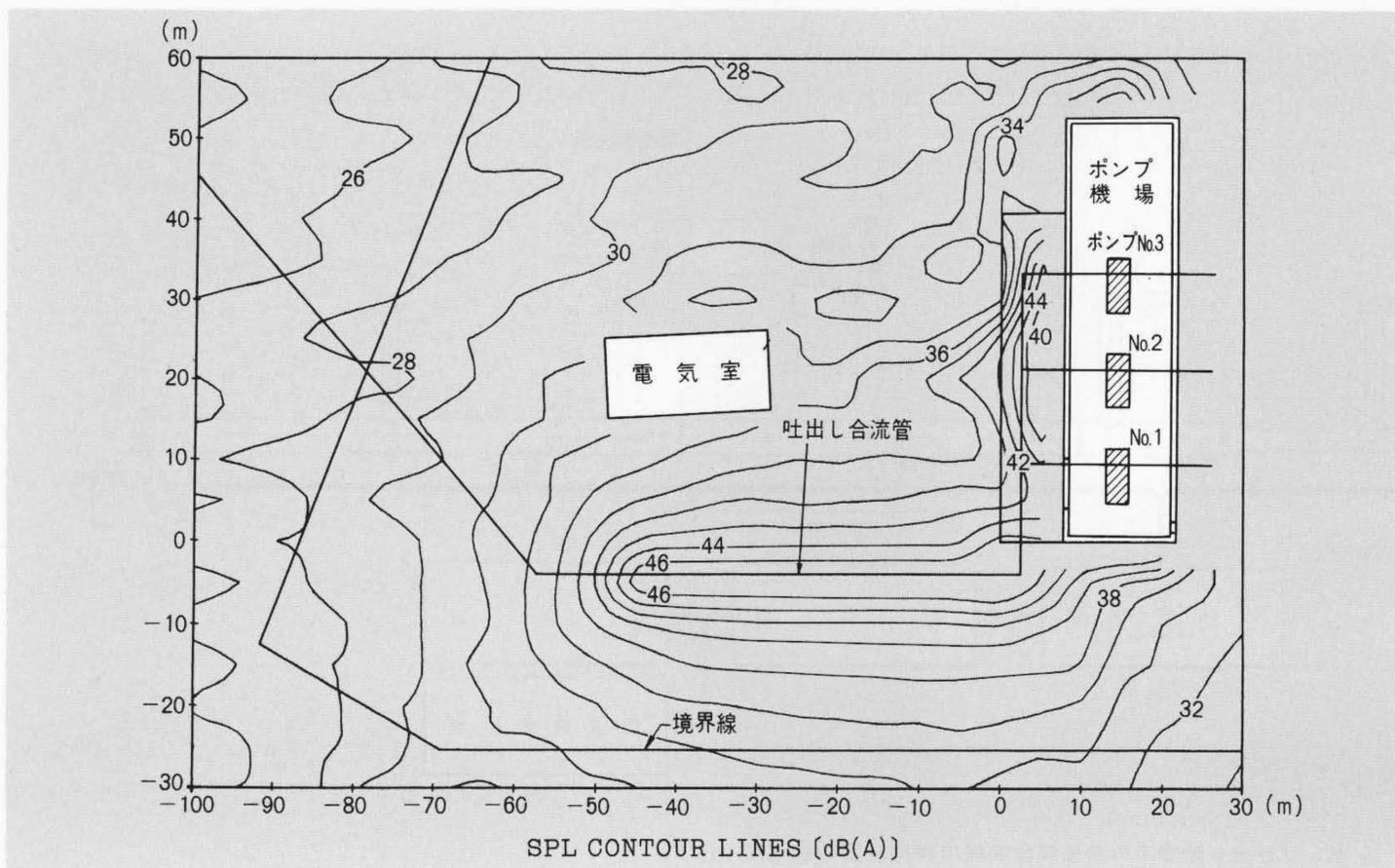


図5 ポンプ機場周囲の騒音 空気伝搬音と固体伝搬音とを重ね合わせた計算結果を、X-Yプロットにより作図した。

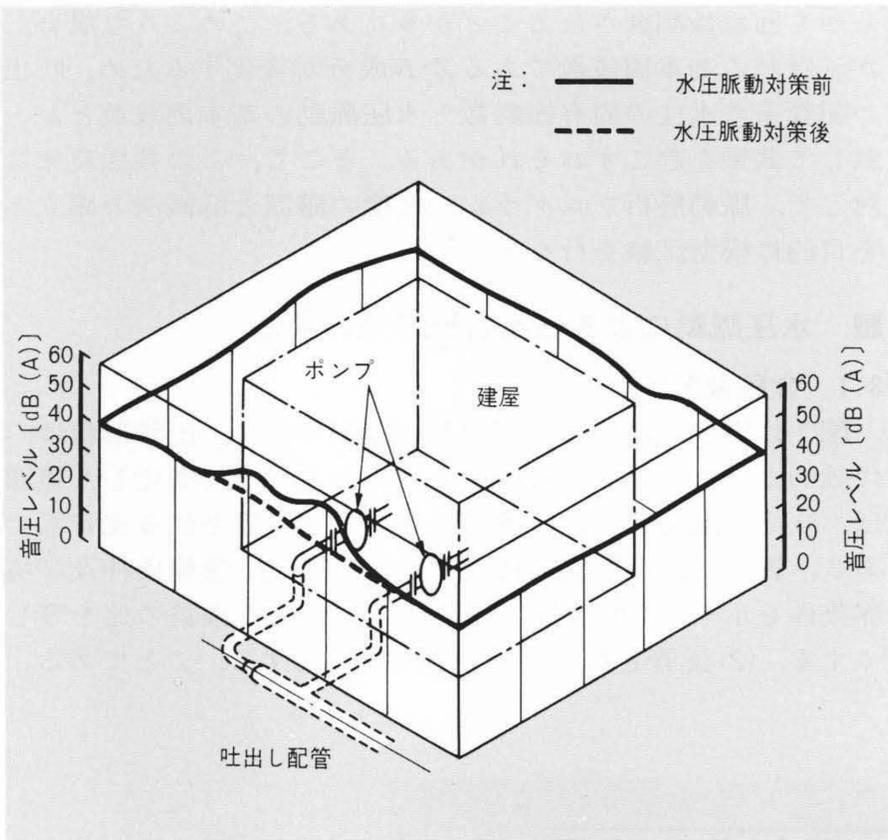


図6 ポンプ機場周囲の騒音測定結果 ポンプの吐出し配管埋設部近傍で、音圧レベルが上昇している。

次に、模型ポンプの回転数は、脈動の波長と周波数の積が脈動の伝搬速度、すなわち水中での音速に等しいことと、前記相似条件(1)から決まる。また、管端の境界条件については、合流管の送水管側管端(図7中A部)は、実機で長い送水配管(例えば、10km以上)が続くことが多い。この場合、配管を伝搬する水圧脈動は送水管の途中で減衰してしまい、反射してくる水圧脈動は非常に小さい。模型では、この管端Aに、上部に空気槽をもつタンクを設け、その手前にオリフィスを挿入し、反射する水圧脈動が十分小さくなるように配慮した。また、合流管のもう一方の管端(図7中B部)は全閉とし、完全反射端とした。次に、支管a~fにはポンプが設置される。この模型では、支管dに模型ポンプを設置し他の管端はバルブで全閉とした状態を想定した。模型ポンプは電気動力計で

表1 模型の条件 模型の相似条件、運転条件及び境界条件を示す。

相似条件	運転条件	境界条件
(1) $\frac{L_M}{\lambda_M} = \frac{L_P}{\lambda_P}$	$N_M = N_P \cdot \frac{a_M / L_M}{a_P / L_P}$ $= N_P \cdot \frac{a_M \cdot L_P}{a_P \cdot L_M}$	(1)管端A……………無反射端
(2) $\frac{S_{M-A}}{S_{M-B}} = \frac{S_{P-A}}{S_{P-B}}$		(2)管端B, a, b……………完全反射端 c, e, f (全閉)
		(3)管端d……………脈動源 (ポンプ設置)

注：略字説明

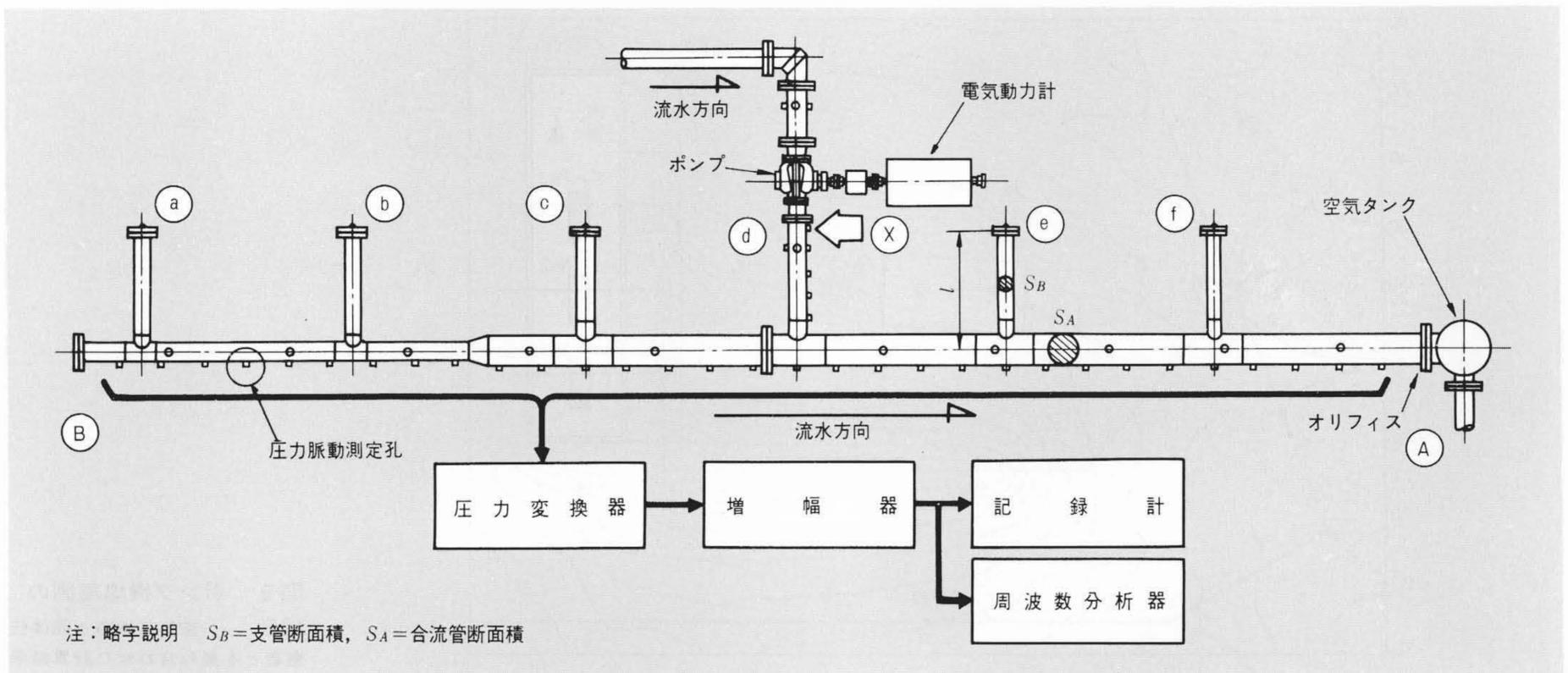
- $L_M$  = 模型配管長さ                       $L_P$  = 実機配管長さ
- $\lambda_M$  = 模型脈動波長                       $\lambda_P$  = 実機脈動波長
- $S_{M-A}$  = 模型合流管断面積               $S_{P-A}$  = 実機合流管断面積
- $S_{M-B}$  = 模型支管断面積                 $S_{P-B}$  = 実機支管断面積
- $N_M$  = 模型回転数                         $N_P$  = 実機回転数
- $a_M$  = 模型音速                             $a_P$  = 実機音速

駆動し、回転数を任意に変えられるようになっている。

また、水圧脈動の計測は、図7に示すとおり、配管上に等間隔に取り付けられた圧力変換器から出力された信号を、実時間周波数分析器を用いて分析し、基本周波数及びその倍数成分の変化を調べた。

### 3.2 供試ポンプ

供試ポンプは、上水用ポンプ設備で使用されることが多い両吸込うず巻ポンプを用いた。また羽根車は、一般に使用されている左右の羽根の出口端の位相が等しい羽根車(以下、同相羽根車と呼ぶ)と、左右の羽根車の羽根の出口端の位相が $\frac{1}{2}$ ピッチずれた羽根車(以下、異相羽根車と呼ぶ)とを用いることとした。異相羽根車は、両側の羽根から出る流れの変動を干渉させ、ポンプの水圧脈動を低減させることができる。図8は、ポンプ吐出し口での両羽根車の脈動波形を示したものである(運転点は最高効率点)。異相羽根車の脈動振幅は、同相羽根車のその約 $\frac{1}{4}$ になっている。図9に、両者の周波数分析結果を示す。同相羽根車は $Z \cdot N$ 成分が顕著であるのに対し、異相羽根車の $Z \cdot N$ 成分は、同相羽根車のその $\frac{1}{10}$ 以下に減少しており、低脈動羽根車と言える。



注：略字説明  $S_B$  = 支管断面積,  $S_A$  = 合流管断面積

図7 共振実験の模型装置 ポンプ吐出し配管系の共振現象実験用模型装置の説明図を示す。

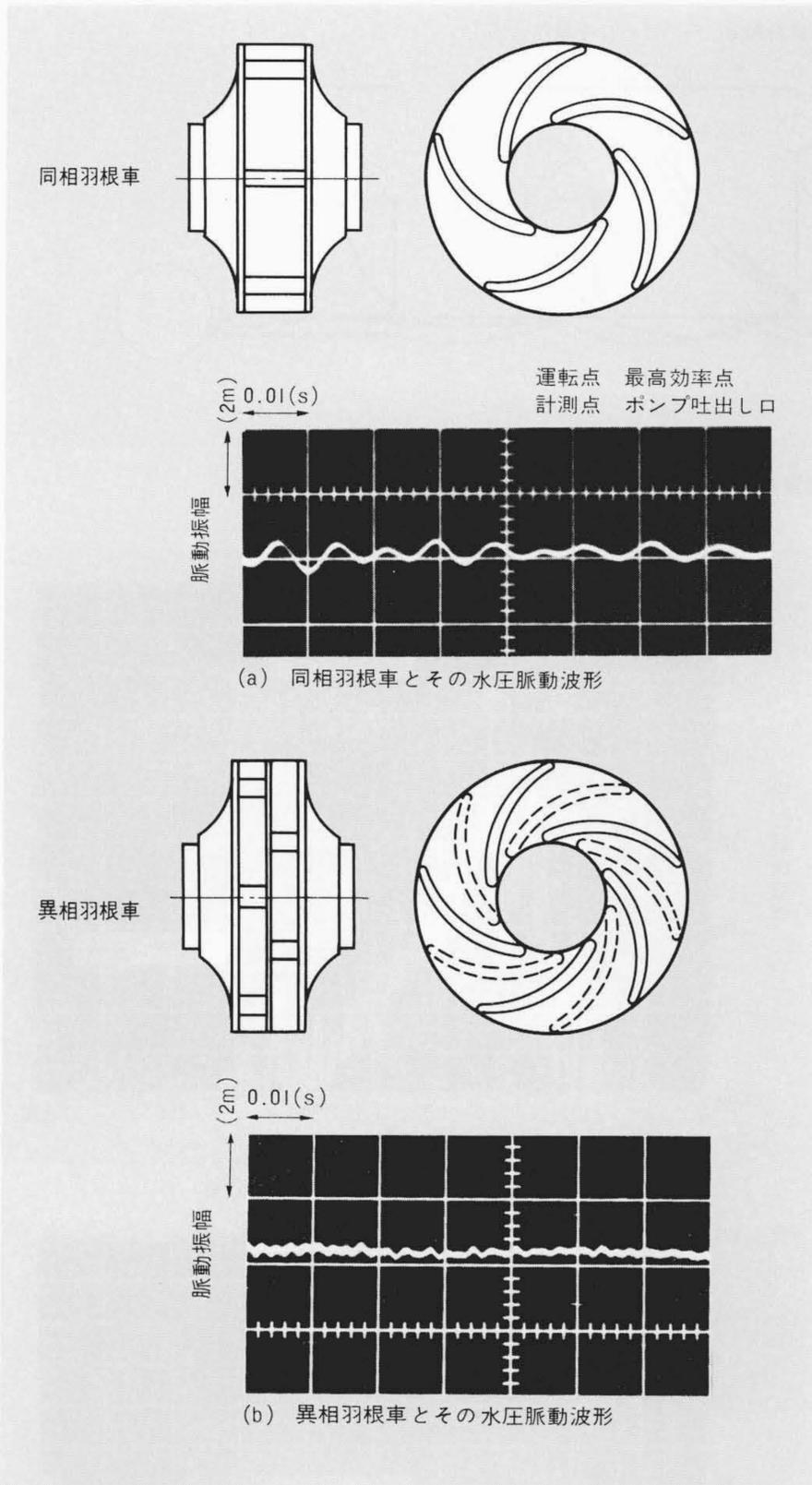
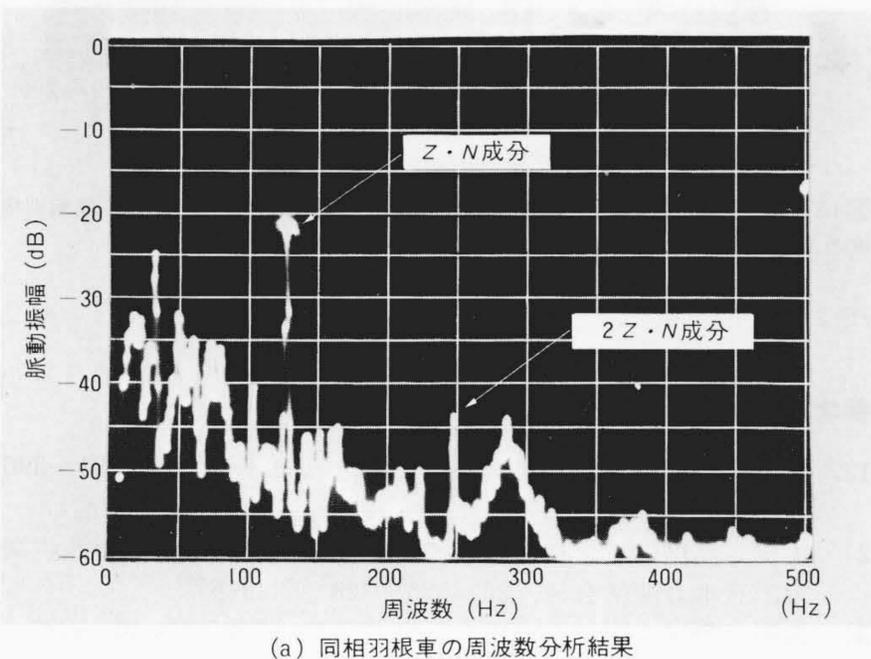


図8 両吸込うず巻ポンプの水圧脈動 異相羽根車と同相羽根車の水圧脈動の波形比較を示す。



(a) 同相羽根車の周波数分析結果

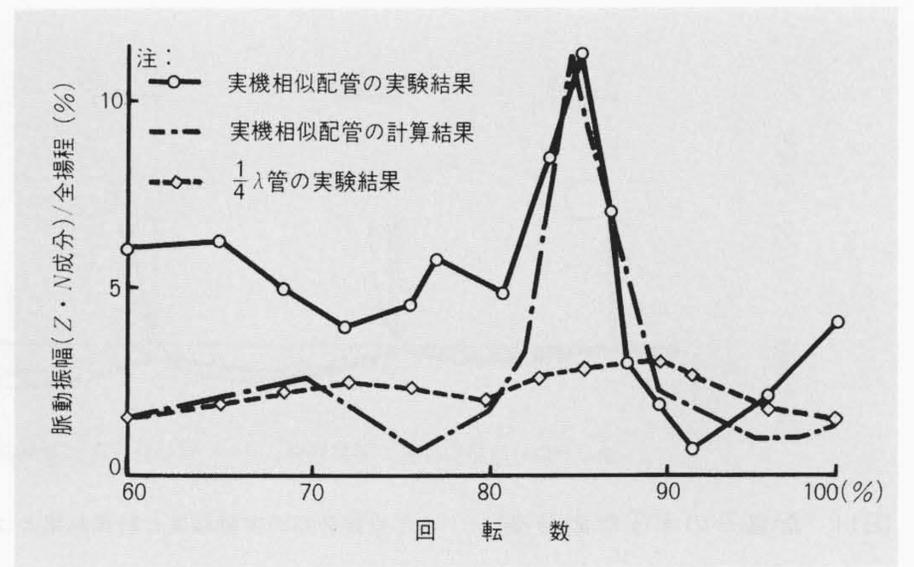
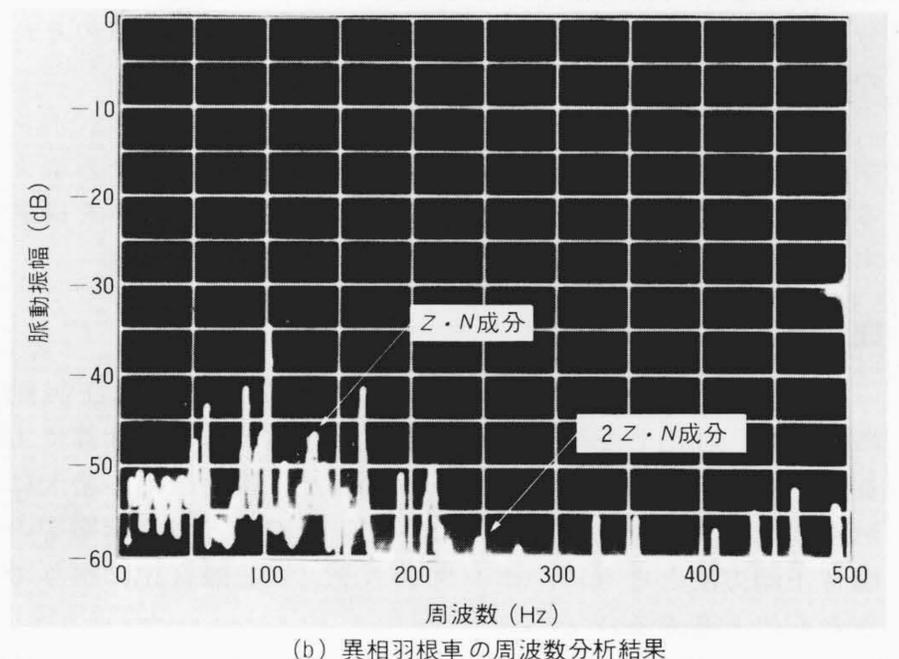


図10 ポンプ設置支管における水圧脈動 85%付近で共振による脈動値の増大がみられる。 $\frac{1}{4}\lambda$ 管により共振を防止することができる。計算値は実験値とよく一致している。

### 3.3 実験結果

図10は、同相羽根車を用いて、回転数を定格回転数からその60%まで連続的に変化させた場合の、支管部①での水圧脈動の $Z \cdot N$ 成分の変化を示したものである。回転数85%付近で顕著なピークがみられ、配管内部の水柱が共振状態にあることが分かる。脈動振幅はポンプ全揚程の12%にも達し、共振していない状態と比較して、2～3倍に増大している。

同図中には、脈動計算プログラムによる脈動振幅の計算結果も併記した。計算結果もほぼ同一の回転数で共振がみられる。このプログラムにより、任意の配管系が共振状態を呈する配管系の固有値を、十分な精度で予測できることが分かる。図11は、この共振時での配管系全体の水圧脈動の $Z \cdot N$ 成分の分布を示したもので、前述のプログラムによる計算結果も合わせて記してある。ポンプが取り付けられた支管①の脈動振幅は、合流管や他の支管の脈動振幅の数倍の値となっており、計算結果も配管系全体の分布に対し良好な一致を示している。図10には $\frac{1}{4}\lambda$ 管を支管①に取り付けた場合(図7中②の位置)の、支管①の脈動振幅の変化も示してある。同図から分かるように、共振によるピークは消えている。回転数を制御すると水圧脈動の基本周波数は変化するが、脈動計算プログラム



(b) 異相羽根車の周波数分析結果

図9 両吸込うず巻ポンプの水圧脈動周波数分析結果 異相羽根車の $Z \cdot N$ 成分は、同相羽根車の $Z \cdot N$ 成分の $\frac{1}{4}$ 以下に減少している。

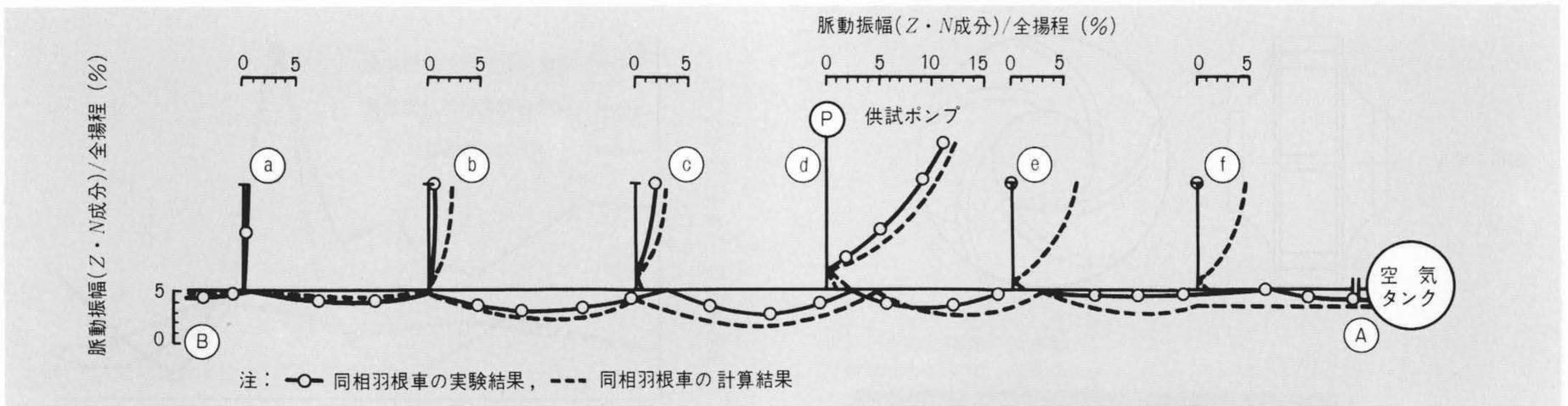


図11 配管系の水圧脈動分布 水圧脈動分布の実験結果と計算結果とは、配管系全体によく一致している。

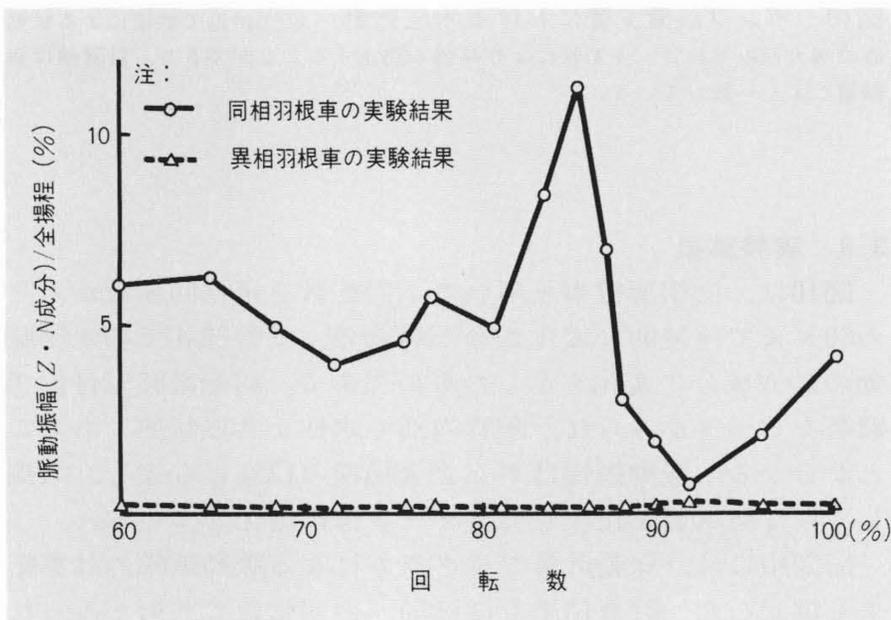


図12 ポンプ設置支管における水圧脈動 異相羽根車の脈動振幅は、回転数全域にわたって極めて小さい。

により、配管系の共振回転数及び脈動分布を求め、脈動振幅が最大となる部分にこの共振回転数に合わせた $\frac{1}{4}$ λ管を設置することで、脈動値を低く抑えることができる。

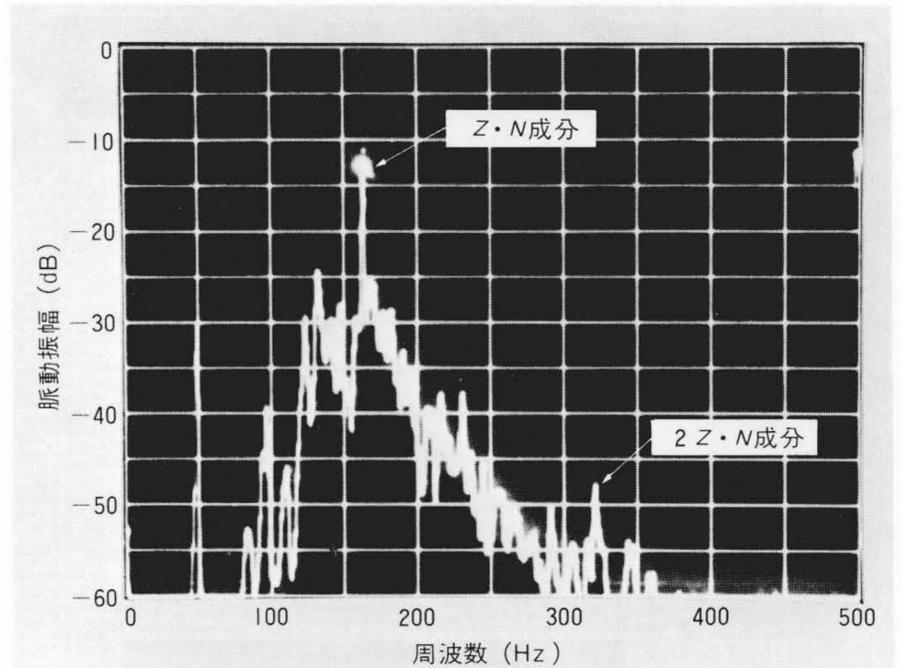
図12は、異相羽根車の支管①での脈動振幅の $Z \cdot N$ 成分の変化を、同相羽根車のそれと比較して示したものである。異相羽根車は、脈動の発生源自身が小さいため、回転数全域にわたり脈動振幅は小さい。図13(a), (b)は、回転数85% (共振回転数)での同相羽根車と異相羽根車の周波数分析結果を示したものである。同相羽根車の $Z \cdot N$ 成分は際立って大きいことが分かる。一方、異相羽根車の $Z \cdot N$ 成分は、同相羽根車のその約 $\frac{1}{30}$ 以下と非常に小さい。

以上から、回転数制御されるポンプ設備に対しても、ポンプ及び配管系に対する諸施策並びに脈動計算プログラムによる配管形状の最適化により、低脈動のポンプシステムを提供することができる。

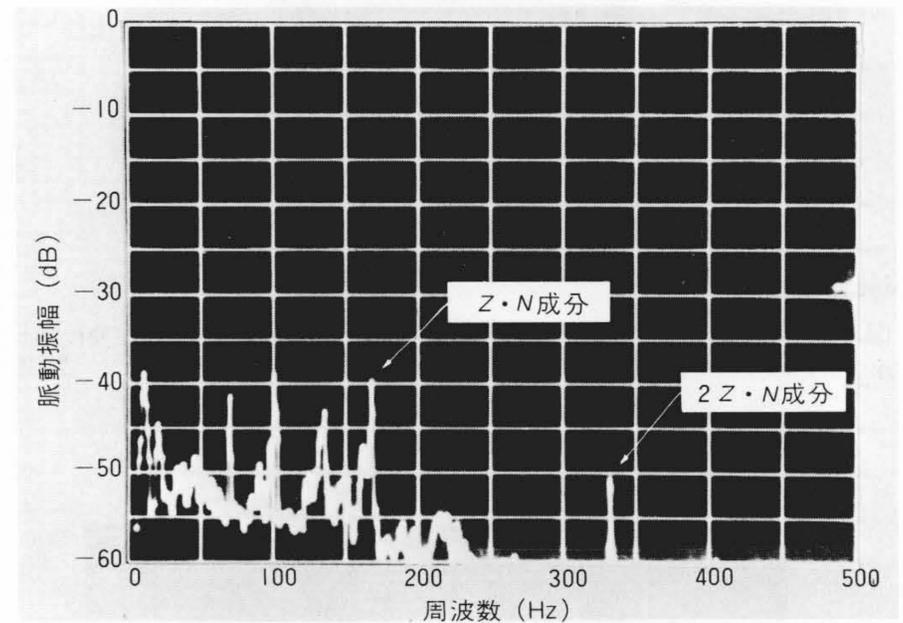
#### 4 結 言

回転数制御されるポンプ設備に特に重要である水圧脈動に関して、吐出し配管系の共振現象を明らかにし、計算による予測が十分な精度をもっていることと、脈動振幅の増大に対する低減法について論述した。空気伝搬音と固体伝搬音の騒音予測方法とともに、ポンプシステムの低騒音化に寄与できるものとする。

今後は、実機場の測定データの蓄積を行なうとともに、総合的騒音解析技術の向上を図り、低騒音機場計画の際の一助となることを切望する次第である。



(a) 同相羽根車の周波数分析結果



(b) 異相羽根車の周波数分析結果

図13 共振回転数における水圧脈動の周波数分析結果 異相羽根車の $Z \cdot N$ 成分は、同相羽根車の $Z \cdot N$ 成分の約 $\frac{1}{30}$ となっている。

#### 参考文献

- 1) 井川：工場周辺における騒音予測，日立評論，55，391～396 (昭48-4)
- 2) 木田，奥島：インパルス音波による砂中の音波減衰特性の測定，日本音響学会誌，30，325～328 (昭49-6)
- 3) 山田，野田：配管系の圧力脈動の計算，流体工学，10，p.37～46 (昭49-10)
- 4) 須藤，山田，近藤：ポンプ場の低騒音化計画，日立評論，59，235～240 (昭52-3)