

多段タービンポンプの軸振動予測

Rotor Dynamics of Multi-Stage Turbine Pumps

ボイラ給水用などの多段タービンポンプは、最近高速・大容量化のすう勢にあり、マウスリング部や軸スラストバランス機構部などの細隙部の作用が軸振動に重要な影響を及ぼすことが予想される。従来、この方面の研究は二、三ある程度であり、あまり解明されていなかった。そこで、各種の試験装置による実験及び理論解析を行ない、多角的にポンプ軸系振動の究明を行なった。その結果、ポンプ特有の細隙部が一種の軸受作用をもち、軸振動の安定性や不つりあい応答に大きな影響を与えることが明らかになった。これらの研究成果をもとに、更に高速大容量化を目指す多段タービンポンプの軸振動の予測法、及び設計法を確立した。本論文では各種実験の結果、理論考察、解析法、設計法などを総括して概説する。

菊地勝昭* Kikuchi Katsuaki
高木亨之* Takagi Michiyuki
飯野利喜* Iino Toshiki
小松一紘** Komatsu Kazuhiro

1 緒 言

ボイラ給水用をはじめとし、各種のポンプは高速・大容量化のすう勢にあり、性能面ではもちろん、回転機械としての動的特性でも、その信頼性の確保は不可欠となっている。

ポンプの軸振動に関しては、最近幾つかの研究が行なわれ、ウェアリングなどの細隙部が軸振動に影響を及ぼすことが指摘され始めた¹⁾。図1はボイラ給水用や原子力用などの多段タービンポンプの概略図を示すものであるが、同図で分かるようにマウスリング部、ステージリング部、バランスブッシ

ュ部など、狭いすきまをもっている要素が多くある。したがって、この種のポンプの軸振動は細隙部の特性に依存することが考えられる。しかも作動流体の温度や圧力は高いので、現象はかなり複雑になると思われるが、従来はほとんど解明されていなかったようである。

このような背景を踏まえて、日立製作所では今後の高速・大容量化に対応するため、多段タービンポンプの軸振動について、現象の解明、振動特性の予測法及び安定な軸系の設計

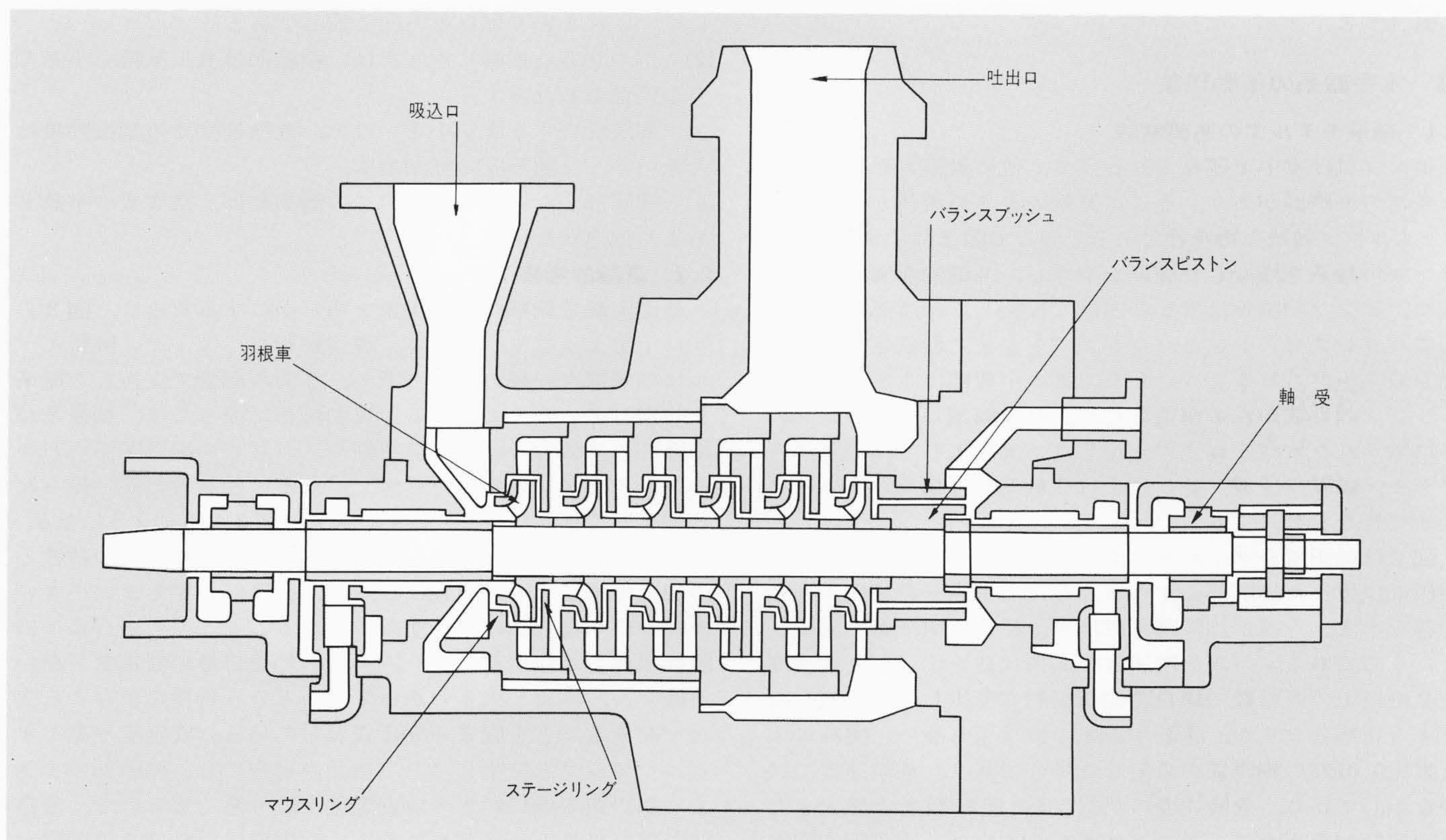


図1 多段タービンポンプ概略図 多段の羽根車、マウスリング、ステージリング、バランスピストン、及びバランスブッシュで構成されていることに特徴がある。

* 日立製作所機械研究所 ** 日立製作所土浦工場

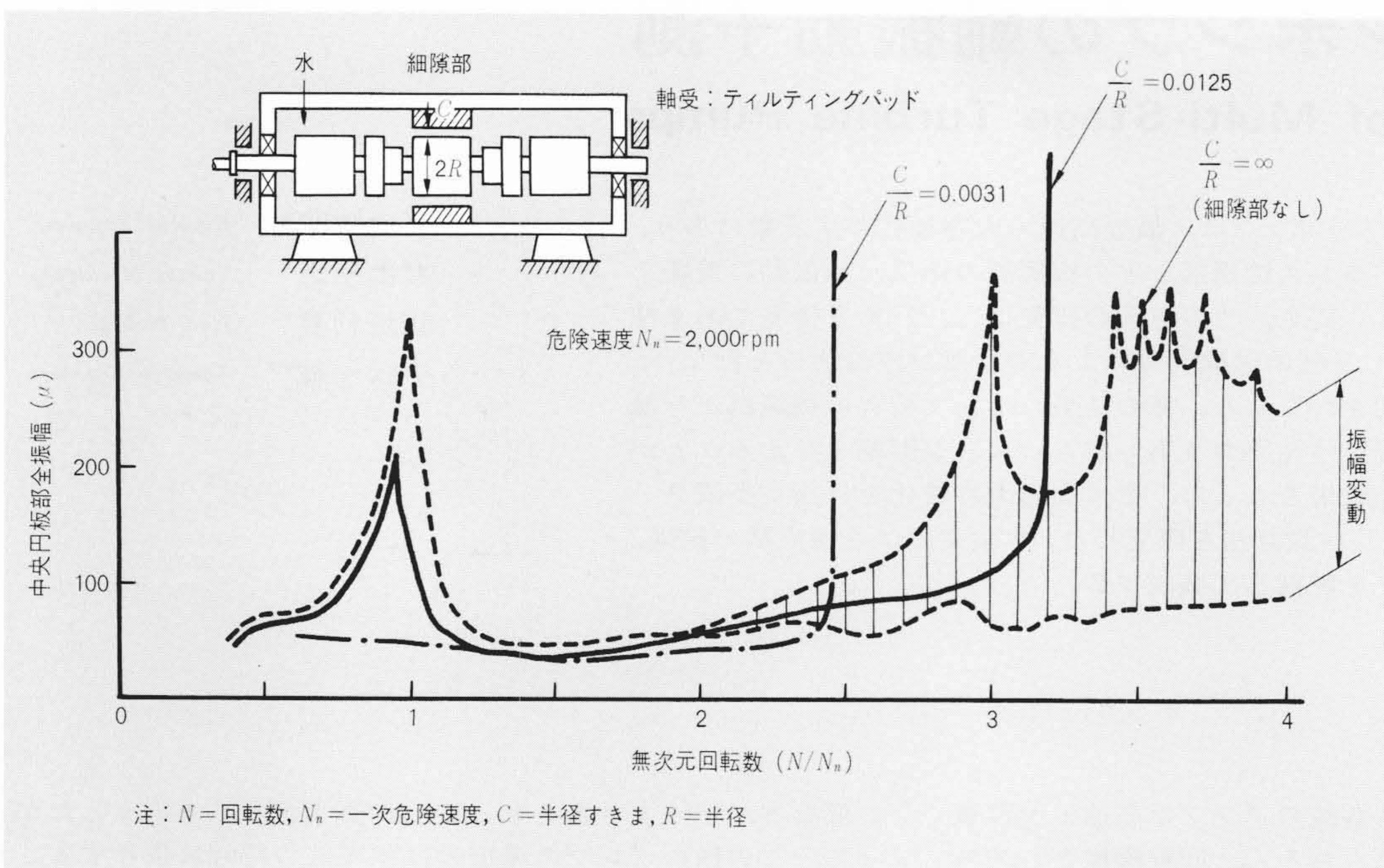


図2 水中軸系の振動応答

細隙部がない場合は、危険速度での共振が観察され発散的自励振動は発生しないが、細隙部がある場合には、共振振幅が小さくなり自励振動が発生する。

法の確立を図ることに努めてきた。実験面では、ポンプを模擬したモデル軸系の実験装置、バランスブッシュ部の流体力測定装置及び実機大の実験用ポンプを用いて現象を把握した。また理論面では、現象に対する考察及び振動解析法の開発を行なった。これらの研究成果をもとに、ポンプの動的問題に対する設計法を確立することができた。これらについて以下に概説する。

2 水中軸系の振動現象

2.1 軸系モデルでの基礎実験

ポンプ軸は水中で運転される点で、他の軸系と異なる。また多くの細隙部があり、そこに質量の大きい流体が介在することもポンプ軸系の特殊性である。そこで図2に示すように、ポンプの軸系を模擬した装置を製作し、基礎的な実験を行なった。ポンプ羽根車は単なる円板で模擬し、細隙部の代表としてバランスピストンとバランスブッシュで形成される細隙部を取り上げられるようにした。軸の主要部は水を張ったケーシング内に置かれる構造とした。軸の両端はケーシングの外に置かれたすべり軸受で支持した。実験としては細隙部のすきま、幅及び位置、並びにすべり軸受の種類をいろいろに変えて行なった。

図2は軸両端をティルティングパッド軸受で支持し、中央円板部に置いた細隙部のすきまを変えて実験した場合の振動応答を示す。点線は細隙部を設けず、単に水中で軸を回転させたものである。一次危険速度で共振状態を示し、危険速度の2倍以上の回転数では自励的な振動が発生したり消滅したりする状態となるが、発散するまでには至らない。実線はすきま比0.0125の細隙部を設定した場合であり、危険速度で共振を示してから、危険速度の約3.2倍の回転数で突然大きな自励振動が発生する。そのふれまわり速度は一次危険速度と同じである。更に細隙部のすきまを狭くしたのが一点鎖線で示す応答であり、危険速度で共振状態が観察されず、自励振動が早めに発生することが特徴である。ティルティングパッド軸受によってはオイルウィップは発生しないわけであるから、これらの自励振動は細隙部に起因するものである。

すなわち、ケーシング内に設けられた細隙部は、その部分にある流体によってすべり軸受と類似的作用をもっている。実験結果をまとめると、細隙部をもっている水中軸系の振動現象は、次に述べるようになる。

- (1) 細隙部があると、一種の軸受作用のため、自励振動が発生する。自励振動のふれまわり速度は一次危険速度にほぼ等しく、ふれまわりは自転方向と同じである。
- (2) 不つりあい振動に対しては、細隙部は共振振幅を小さくする効果をもたらす。
- (3) 細隙部のすきまが小さいほど、危険速度での制振効果は大きい。反面不安定性が増す。
- (4) 細隙部がない単なる水中での軸振動は、空中での挙動とあまり相違がない。

2.2 理論的考察

基礎実験で観察された現象を明らかにするために、図3の(a)に示すようなモデルを考え理論解析を行なった。解析モデルは細隙部も一種の軸受と考え、3個の軸受で支持した軸系を想定しているものである。振動解析に際しては、軸受及び細隙部の流体力の非線形静特性や、お互いの配置関係いわゆるアライメントなどを考慮して綿密に検討したが、得られた結果を総括して分かりやすく示すと図3の(b)のようになる。このような軸系の振動は、両端軸受の特性と細隙部の特性との相互作用によって複雑になるが、細隙部のすきまが小さいか幅が広い場合にはそれが顕著になること、逆の場合には細隙部流体力の作用が弱まり、両端の軸受自身の安定度が高いか低いか、減衰が大きい小さいかという特性に依存する度合が高まることを図3の(b)は表わしている。安定度が高くオイルウィップを発生しにくい軸受の場合でも、細隙部のすきまや幅のある値に対しては安定性が最も悪くなるので、安定度の高い軸受といえどもこのような事態になればその効用がなくなることには留意すべきである。

3 細隙部流体力

3.1 細隙部流体力の測定

図2の実験装置による実験は静水状態の条件下であるが、

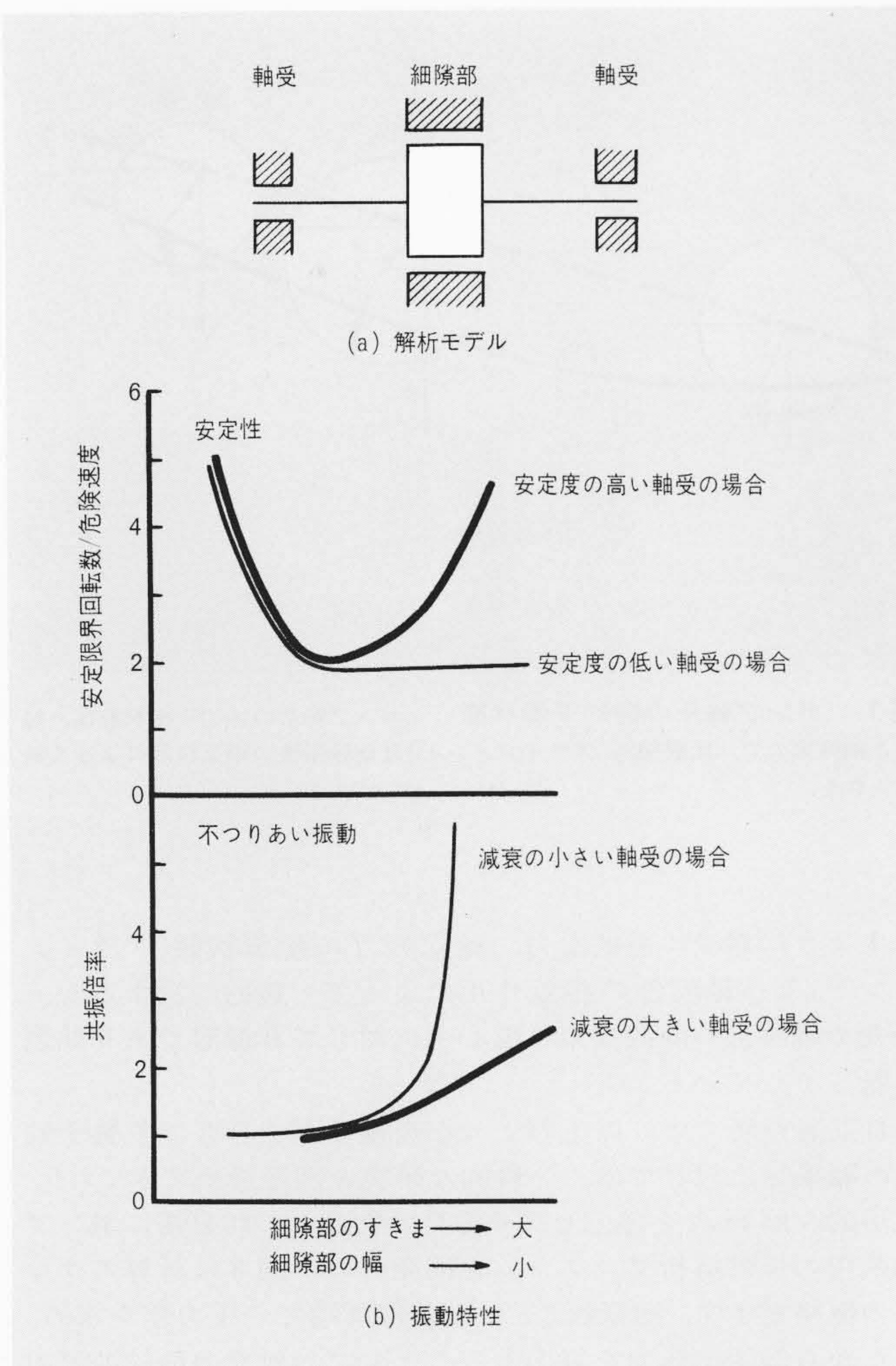


図3 細隙部の軸振動への効果 細隙部のすきま、幅及び軸受の動特性の組合せによって、安定性と不つりあい振動の特性は決定される。

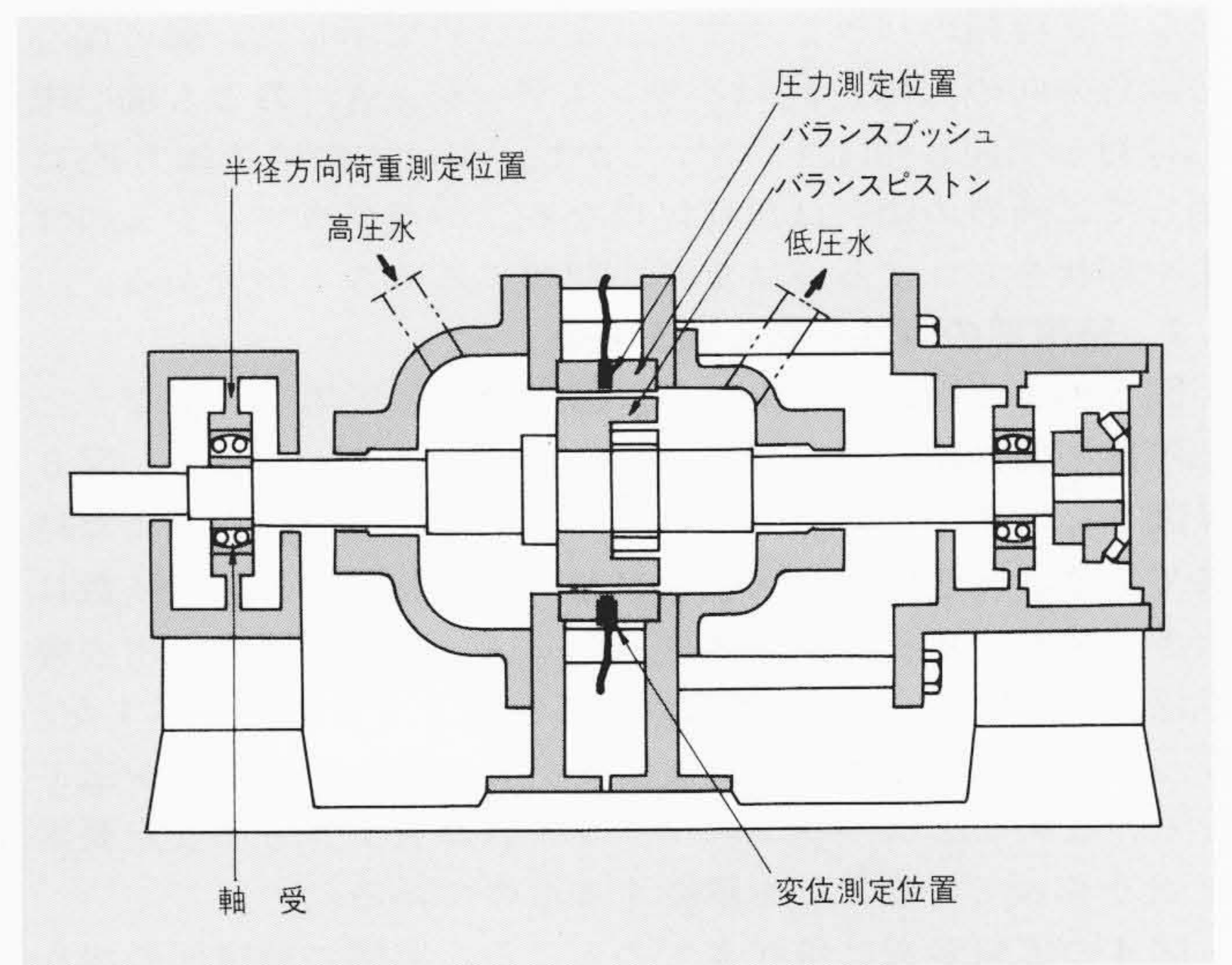


図4 細隙部モデル実験装置 バランスピストンとバランスブッシュによる細隙部などの流体力を測定するための装置を示す。

実際のポンプでは羽根車によって行なわれる仕事のために、細隙部は高圧水中にあり、しかも軸方向の両端では圧力差がついている。このため、細隙部での流体は強制的に軸方向に流されており、回転による円周方向流れが支配的なすべり軸受とは異なった流れ状態にある。ポンプの軸系振動を解明するには、このような細隙部の流体力を明らかにしておくことが必要である。

図4はこのような目的のための実験装置である。バランスピストンとバランスブッシュによる細隙部の実験をする場合の状態を示しているが、ケーシングの片側に高圧水を注入し、かつ軸を回転した状態で半径方向の荷重を測定する。

図5は測定結果の一例であり、溝の深さと幅及びすきまが

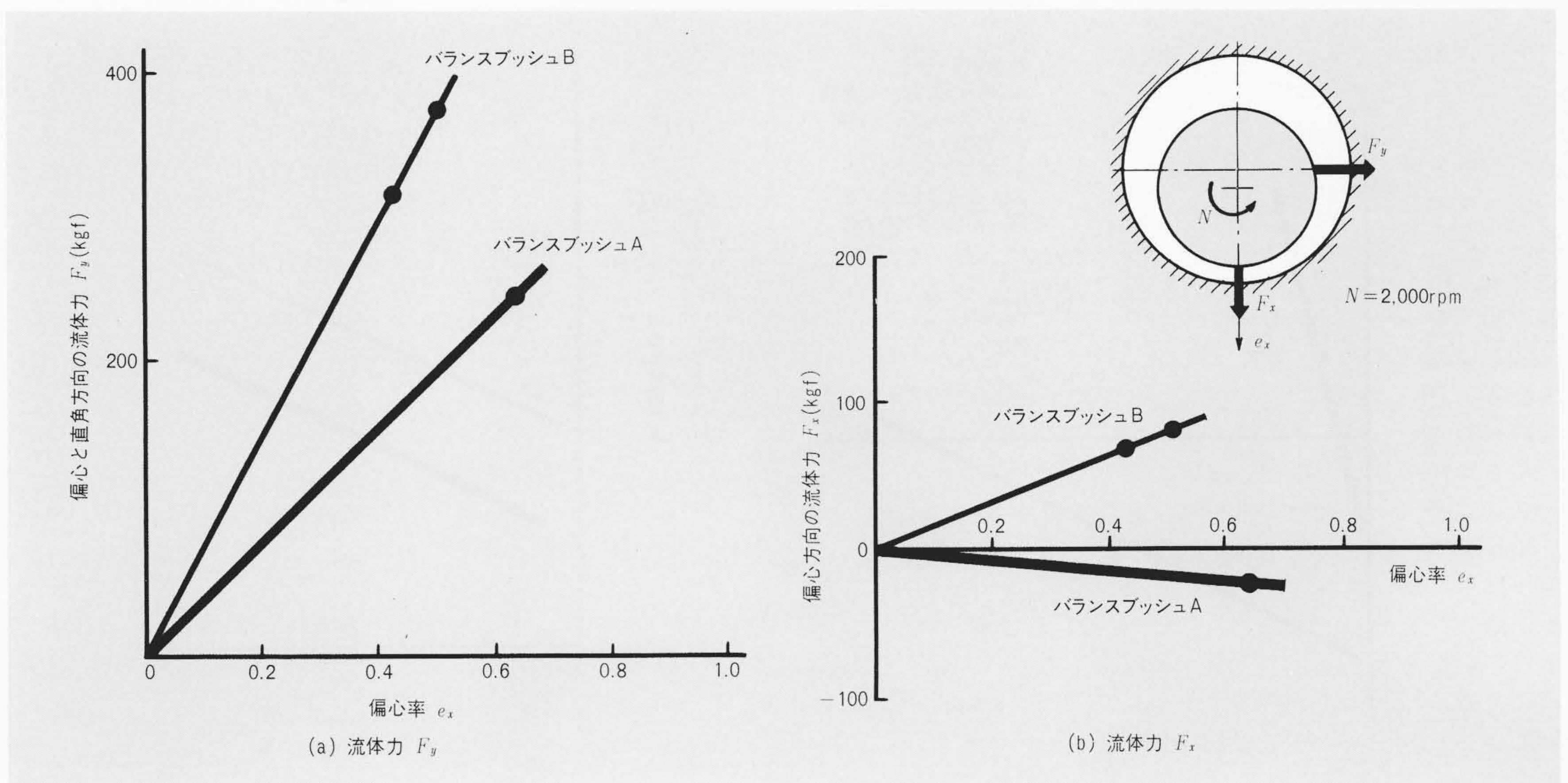


図5 細隙部流体力の測定例 2種のバランスブッシュについて、軸偏心と流体力の関係を実測したもので、偏心方向の流体力 F_x に関してはブッシュAとBとで傾向が異なる。

異なる2種類のバランスブッシュについて示した。軸の偏心と直角方向の流体力 F_y はバランスブッシュA、Bとも偏心率 e_x に対して同じ傾向を示す。しかし、偏心方向の流体力 F_x に関しては両者の傾向は正反対になる。バランスブッシュの寸法や形状をどうするかは重要な問題であることが分かる。

3.2 細隙部の弾性係数と減衰係数

図5のような測定結果から、若干の理論的考察を行なうと細隙部の弾性係数と減衰係数を誘導することができる。図6は図5に示すバランスブッシュに対する弾性係数を求めた結果である。弾性係数は回転及び軸流の両方のレイノルズ数に大きく依存する。バランスブッシュA、B共に連成作用の弾性係数 K_{xy} はレイノルズ数に対して似たような傾向を示すが、 K_{xx} に関してはAよりもBのほうが負の値となる範囲が広がる。このことはバランスブッシュBはAよりも不安定要素を強くもっていることを示唆するものである。

図4の実験装置は現在までのところ、実機の細隙部の流れと同じレイノルズ数状態にできないので、実機に適用する際には、レイノルズ数の影響を考慮した修正を行なうことになっている。このような細隙部の流体力の算定方法は、マウスリング部、ステージリング部などにも適用を行なっている。

4 振動解析法

ポンプ軸は両端の軸受で支えられるのであるが、ケーシング内に存在する細隙部でも静的及び動的な力を受ける。このためポンプ軸系の振動現象は複雑であり、振動解析を行なうに当たってもこれらの相互作用を考慮しなければならない。

細隙部は一種の軸受とみなすことができるので、ポンプ軸は少なくとも3個以上の軸受で支持される多軸受軸系と考えなければならない。このような多軸受軸系の振動は、各軸受での静的平衡点(又は偏心率)を決定し、それに基づいて軸受の弾性係数や減衰係数を求めるという手順を踏んで解析される。3個以上の軸受で支持される軸系の静的平衡状態は、図7に

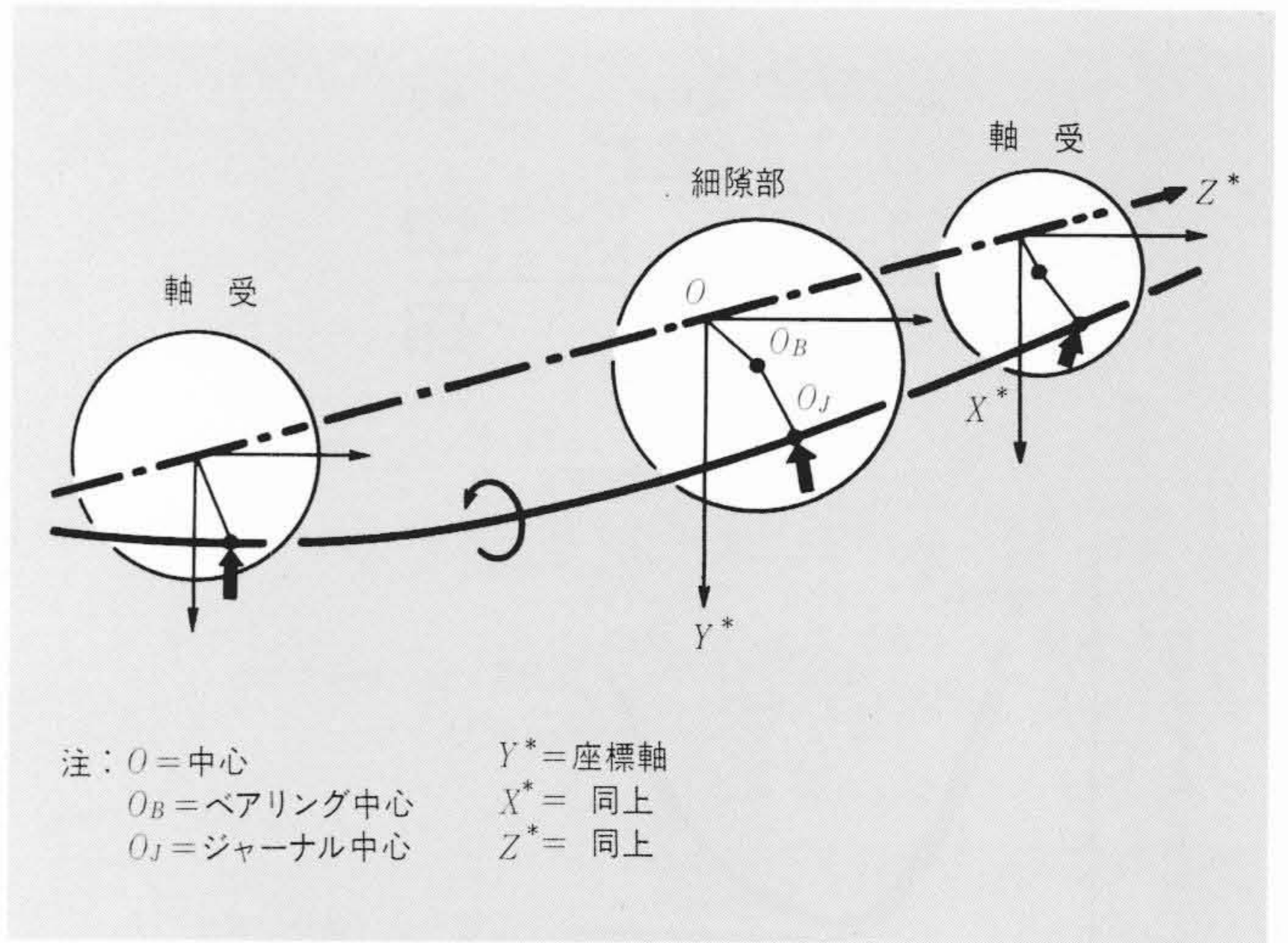


図7 ポンプ軸系の静的平衡状態 ポンプ軸系の静的平衡状態は、軸受と細隙部の力、配置関係(アラインメント)及び軸剛性の相互作用によって決定される。

示すように軸受の静的な力、軸受相互の配置状態(アラインメント)及び軸剛性の相互作用によって一義的に決まるが、軸受や細隙部の静的な力は偏心率に対して非線形であり問題を難しくしている。

日立製作所では、以上のような複雑な因子をもつ多軸受軸系の軸振動に対しては、一般的な研究を別途進めてきており、汎用的な解析法を確立している²⁾。今回、これを基にポンプ軸系用の振動解析プログラムを開発した。図8に計算のフローの概略を示す。回転数ごとに細隙部両端での圧力差を求め、これから静的流体力を算出するとともに、軸受の静的油膜力をも計算して、軸系の静的平衡状態を解析する。次に静的平衡点での軸受及び細隙部の弾性係数と減衰係数を求め、最後

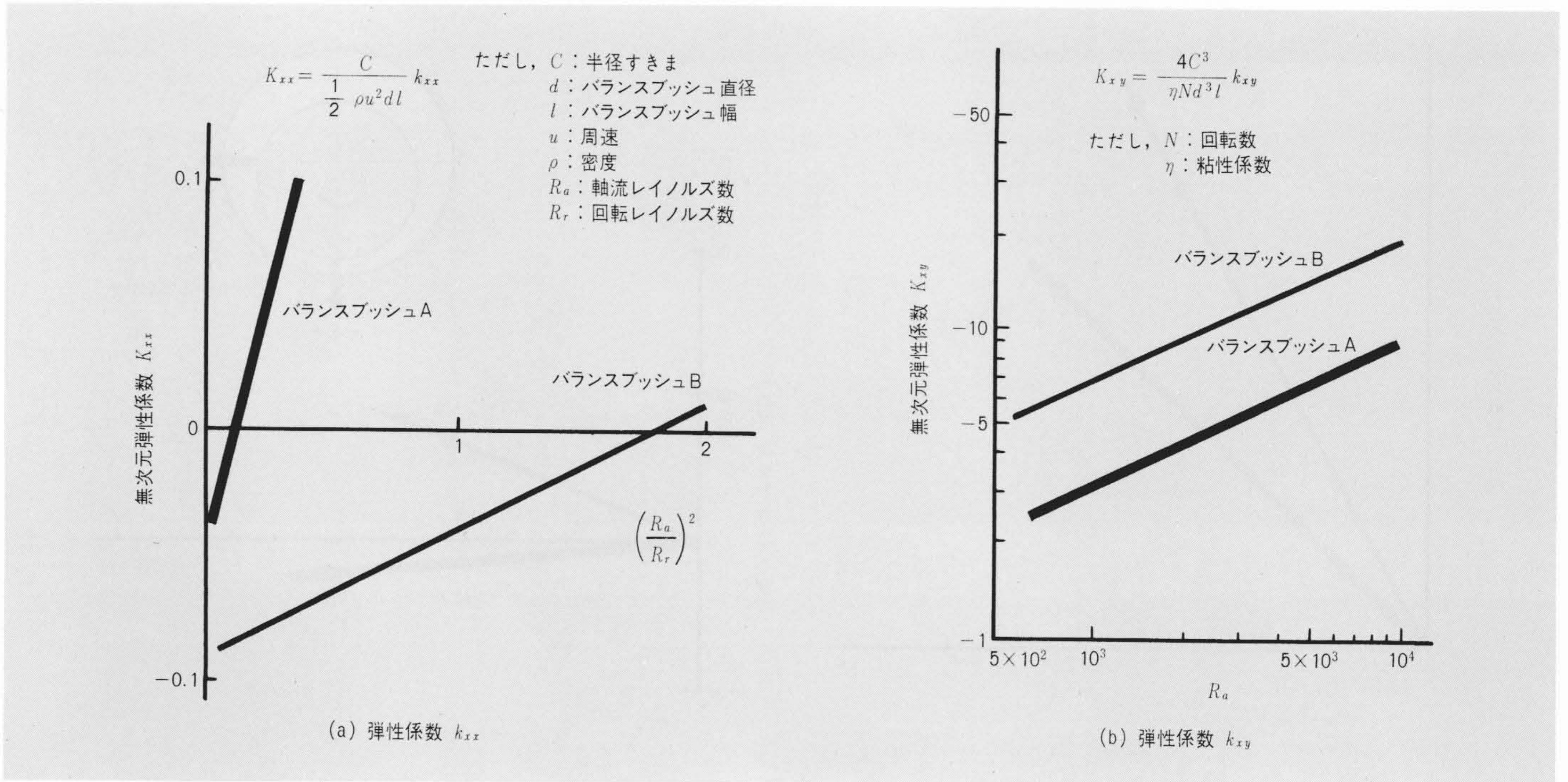


図6 細隙部の弾性係数 図5の結果から、バランスブッシュ部の弾性係数を算出したもので、(a)図からバランスブッシュBはAよりも不安定要素が強いことが示唆される。

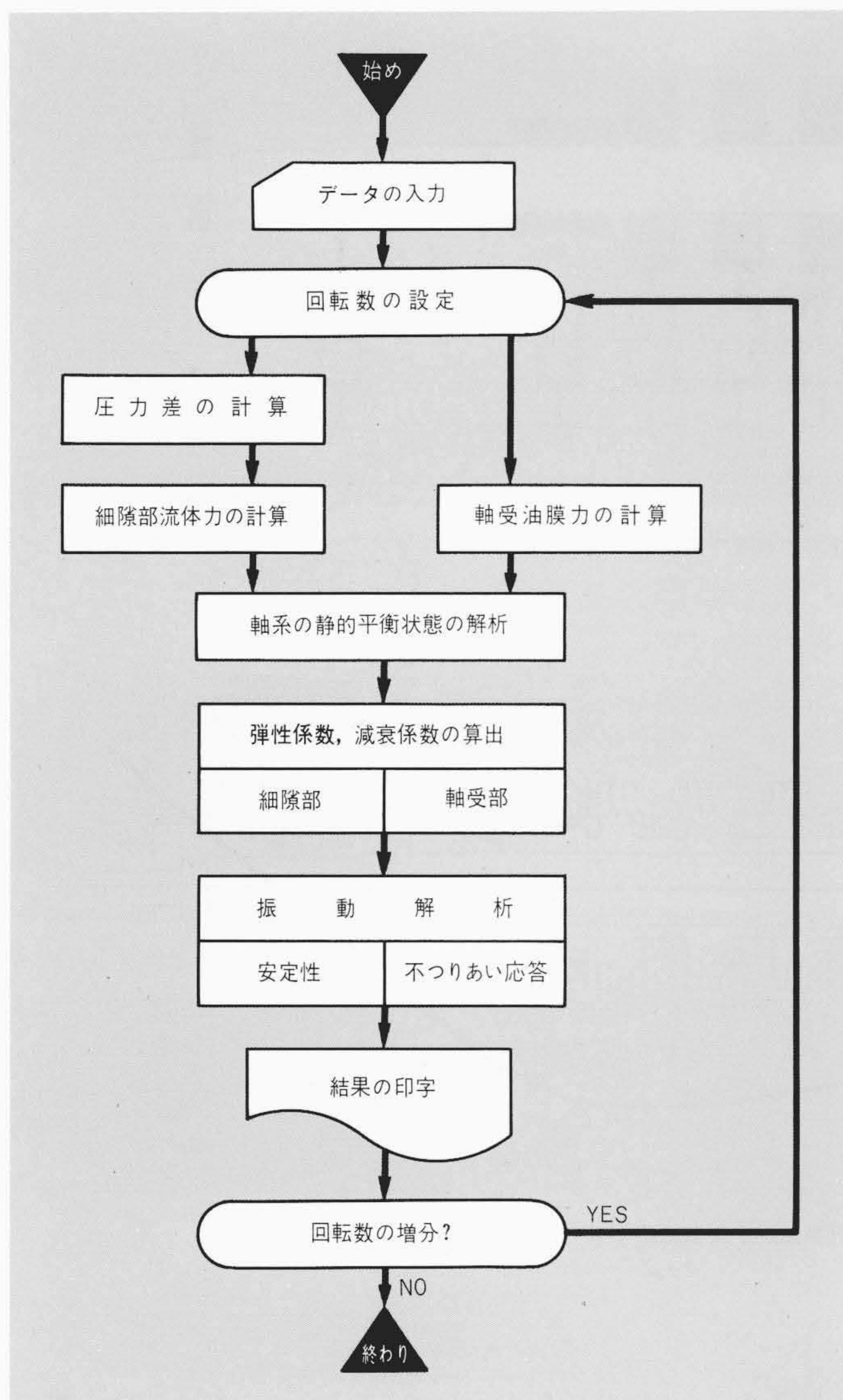


図8 振動解析のフロー 回転数ごとにポンプ内の圧力差、及び細隙部や軸受の流体力を計算し、軸系の静的平衡状態を解析のうえ、軸受や細隙部の動特性を算出して、軸系の安定性や不つりあい応答を解析することが大きな特徴である。

に安定性や不つりあい振動の解析を行なう。これが本解析法の大きな特徴である。

5 実機大ポンプによる実験

5.1 実験結果

実際のポンプは幾つかの羽根車があり、いわゆるポンプ作用をしており、温度や圧力が高いなど、図2及び図4に示した実験装置とは別に更に複雑な状態にある。このような観点から、図1に示すような構造とほとんど同じである実験用ポンプを用いて実験を行なった。軸変位、軸振動、細隙部流体の圧力分布、漏れ流量などの項目を測定するとともに、回転数、流量、ヘッド、水温、バランスブッシュの形状などの諸因子を変えて総合的に実験を行なった。

図9はある実験条件での振動応答の一例を示すものである。本ポンプの空中での一次危険速度は1,520rpmであり、細隙部を考慮したものは推定1,784rpmであるが、共振ピークは観察されない。B形のバランスブッシュの場合、4,300rpmになるとバランス部側の軸受付近の軸振動が急増し、回転数を上げ

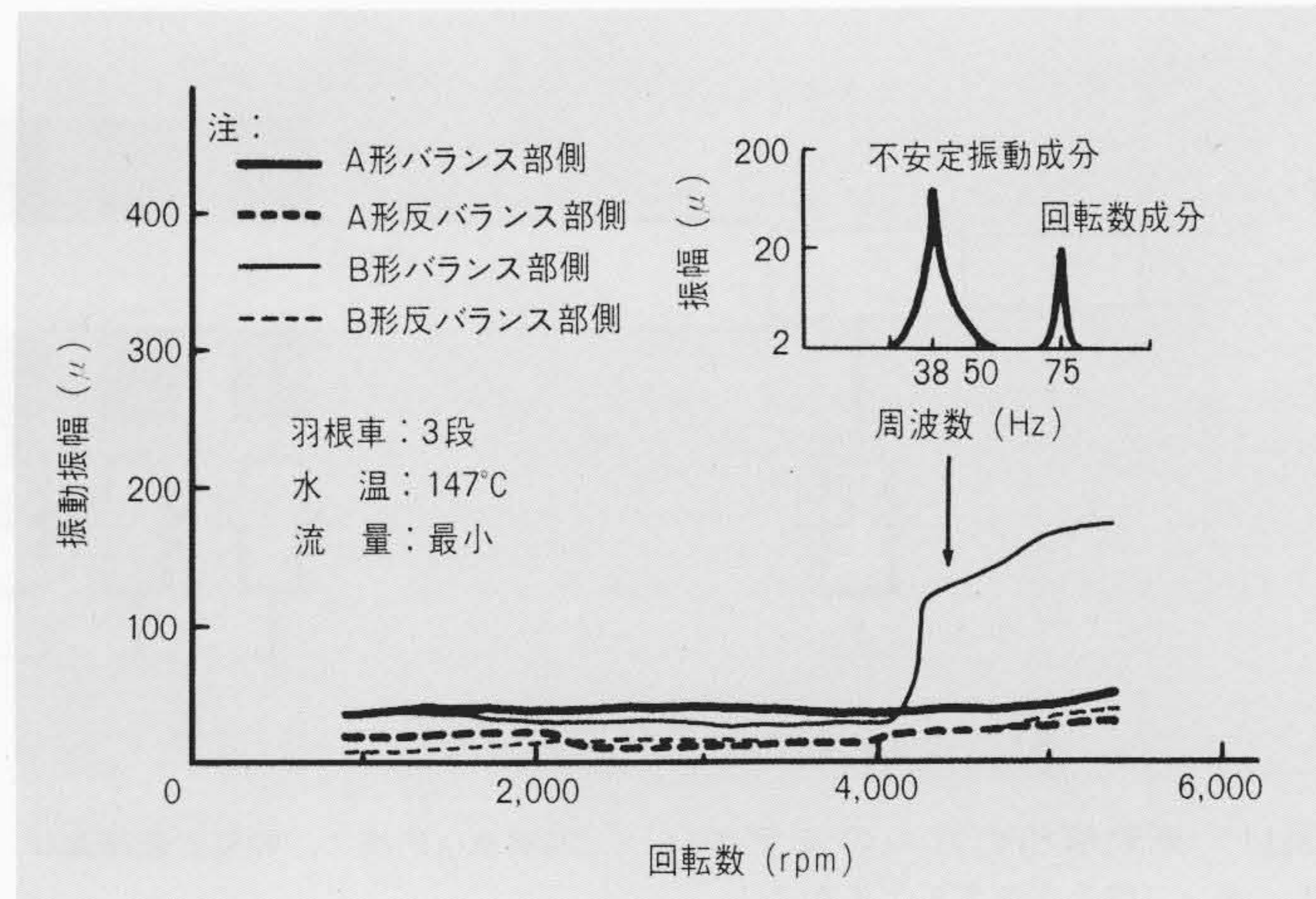


図9 実機大ポンプの軸振動応答例 B形のバランスブッシュを用いた場合、4,300rpm以上でふれまわり速度2,280rpmの自励振動が発生する。A形では安定である。

ても振幅は下がらない。そのふれまわり方向は回転方向に一致している。周波数分析の結果は、回転数同期である不つりあい振動成分(75Hz)より低周波数成分(38Hz)が主体であることを示している。弾性係数の特性からバランスブッシュBのほうがAより不安定性が強いと予想したが、実際にバランスブッシュBでだけ特異な振動となっていること、ポンプモデル軸系での現象と似ていることなどから、この振動はバランスブッシュとバランスピストンとで形成される細隙部に強く起因する自励振動であると結論づけられる。

図10は、各種条件での自励振動が発生しない限界をまとめ

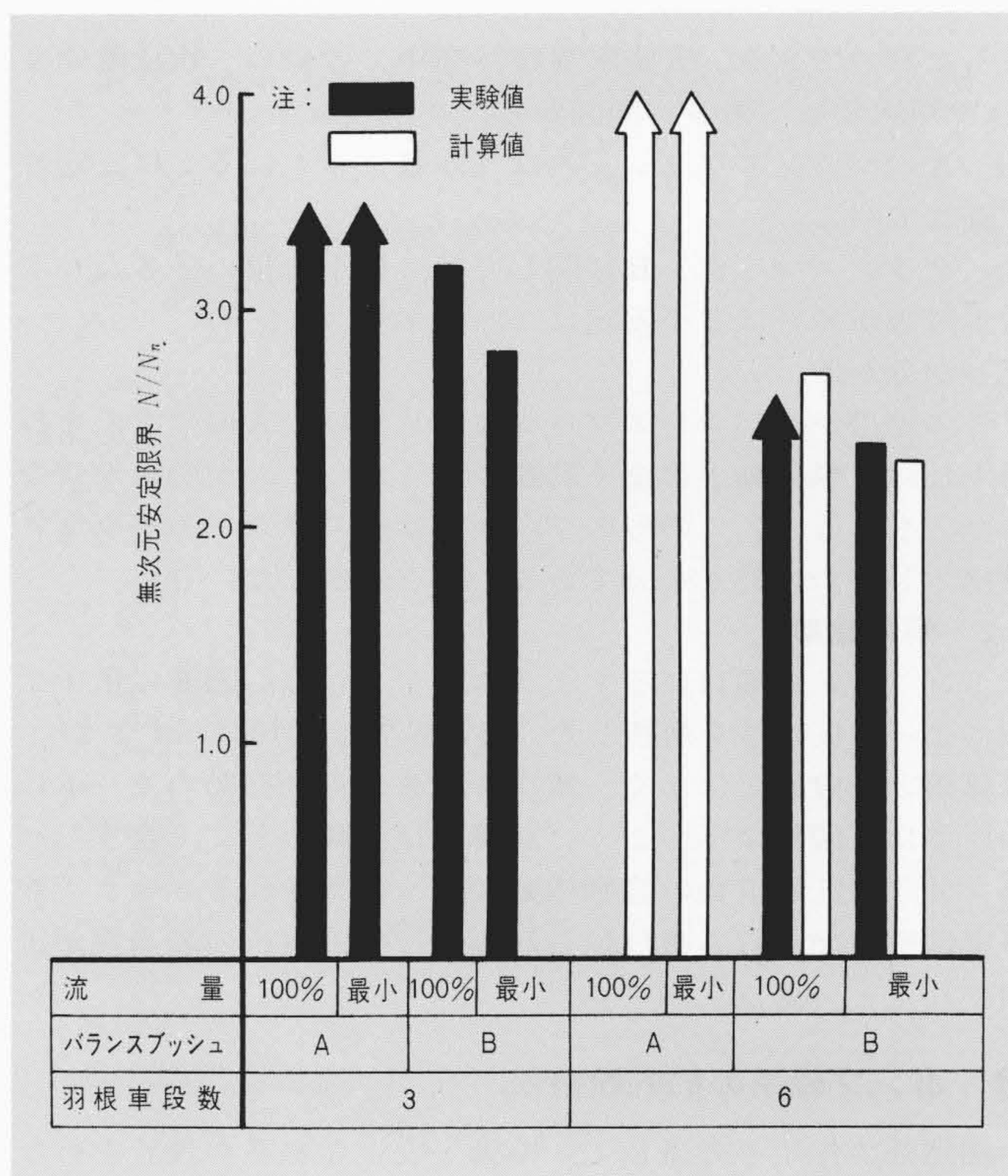


図10 実機大ポンプの安定限界 AのバランスブッシュのほうがBよりもはるかに安定性が優れており、バランスブッシュBの場合、最小流量のとき、羽根車段数が多いほど不安定になりやすい。

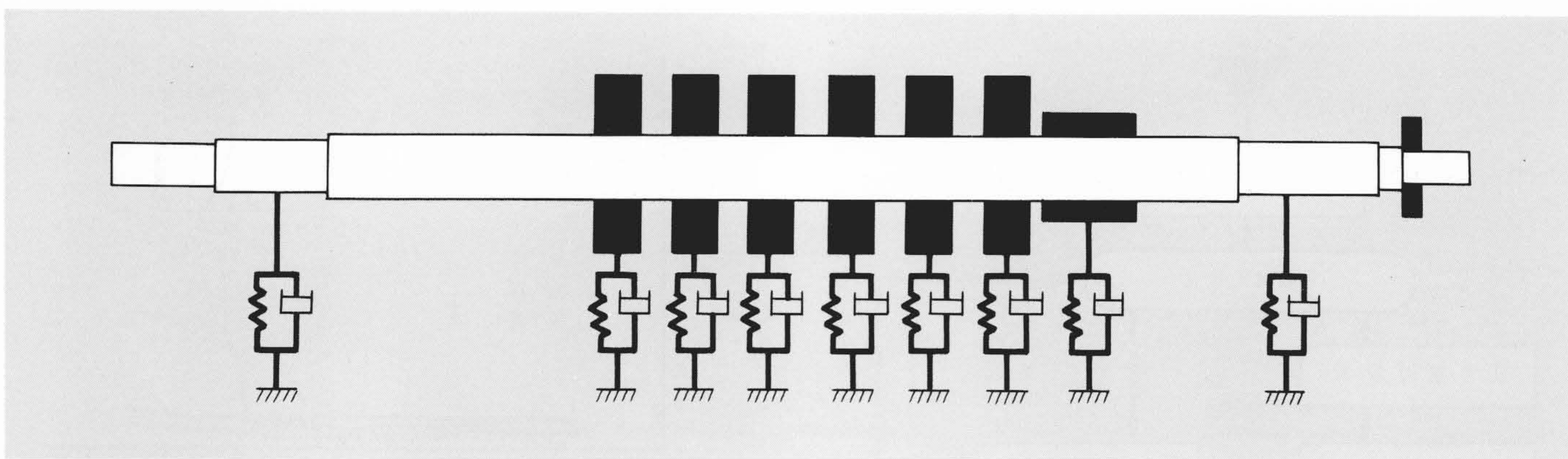


図11 振動解析のためのモデル化 羽根車は円板に、軸受と細隙部は、ばね作用と減衰作用に置き換えて、ポンプ軸系をモデル化する。

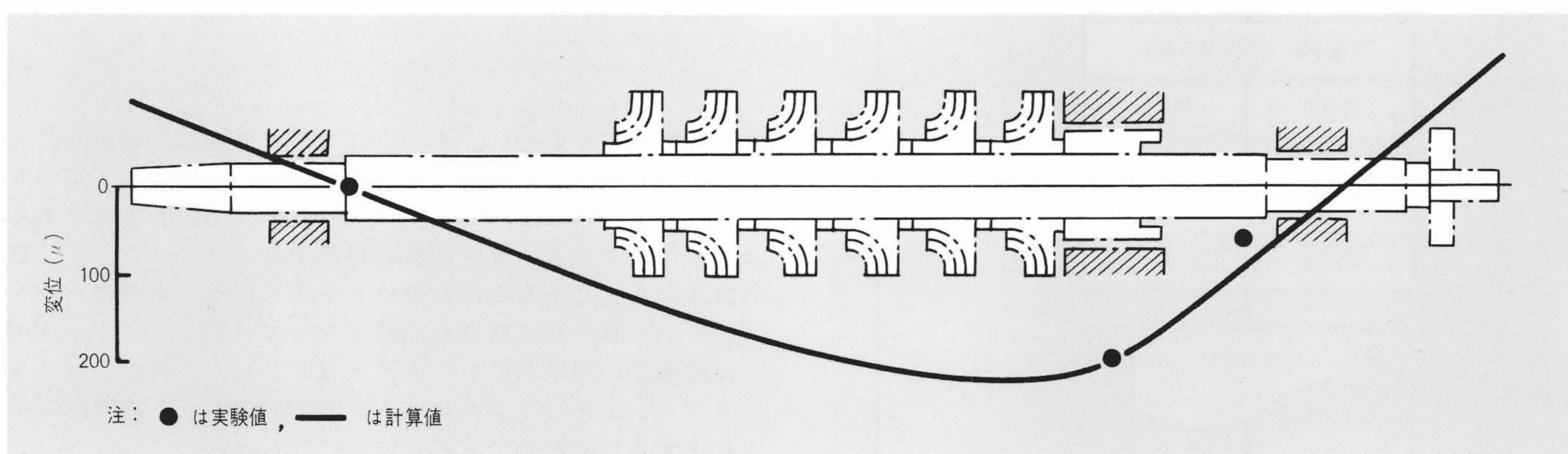


図12 自励振動のモード 低周波数でふれまわる自励振動のモードに関して、計算結果は実験結果とよく一致する。

てみたものである。安定限界は、空中での軸の一次危険速度 N_n で無次元してある。同図から、

- (1) AのバランスブッシュのほうがBよりもはるかに安定性が優れている。
 - (2) バランスブッシュBに関しては、最小流量のとき及び羽根車段数が多いほど不安定になりやすい。
- などが分かる。

この結果からバランスブッシュとしては、A形のものを採用すれば、軸振動上は全く問題にならないことが明らかになった。もちろん、この形のブッシュは軸スラストのバランス機構としての性能も十分であることを確認した。

5.2 解析結果

ポンプ軸系を図11に示すようにモデル化し、図8に示す手順によって安定性を解析した。安定限界は図10に示すように、計算値と実験値とはよく一致する。また自励振動のモードについては、図12に示すように計算値は実験値とよく合う。バランス部で低周波数の自励振動がよく観察されるという実験事実は解析面からも裏付けられるわけで、解析の妥当性が証明されたといえる。

6 ポンプ軸系の動的設計法

細隙部の作用を考慮して、振動上安定な軸系の設計を行なうために確立した設計方法は次に述べるとおりとなる。従来の軸系設計では、軸及び軸受の相互作用までしか考慮されていなかったが、更に細隙部流体力の検討をはじめとし、多軸

受軸系としての振動解析が不可欠となる。このためには、軸受及び細隙部の配置関係、いわゆるアラインメントが組立時にどうなるかをあらかじめ見積もっておく。そして妥当性を確認した振動解析プログラムにより、安定であるか、不つりあい振動は十分許容値内にあるかを調べ、それが満足するまで、軸、軸受及び細隙部の再検討を続ける。

7 結 言

以上の検討結果により、大容量・高速化に進むタービンポンプでは、バランスブッシュとバランスピストン間の細隙部の構造によっては、低周波数のふれまわりをする自励振動が発生し、ポンプの正常な運転を妨げることがあることを明らかにすることができた。また、実機の振動を予測する解析法及び安定な軸系を実現するための設計法を確立した。現在、高レイノルズ領域での細隙部動特性を織り込んだ実験を行ない、更に解析法の精度を向上させ、製品の信頼性に対する万全の態勢を図っている。

参考文献

- 1) H.F.Black: Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on the Vibrations of Centrifugal Pump Rotors, Journal Mechanical Engineering Science, 11-2 (1969)
- 2) 菊地, 田村: 多点支持弾性ロータの安定性について 潤滑, 21-10, 673 (1976)