

タービン高圧段翼の軸方向固有振動数

Axial Vibration of Turbine High-pressure Stage Buckets

志 賀 元 弘*

Motohiro Shiga

要 旨

蒸気タービン高圧段翼のタービン軸方向固有振動数の中に、ディスク上に節直径の存在する翼—ディスク系の振動モードの固有振動数がある。高圧段落が11段からなるある蒸気タービンについて上記の振動モードの固有振動数を実測した結果、1,000～6,000 c/s の範囲に分布することがわかった。また、ディスク上の節直径数の増加とともに固有振動数は増加し、節直径数と固有振動数の関係が第1～11段を通じほぼ同じ傾向となることがわかった。

1. 緒 言

蒸気タービン翼の固有振動数の計算方法は古くから検討されており⁽¹⁾⁽²⁾、最近では固有振動数計算に電子計算機を利用するようになってきた。しかし、高圧段翼の固有振動数についてまだ満足できる計算方法がないので、実験的に固有振動数を検討している現状である。

翼の振動モードは多数存在し、これらはその振動方向から図1(a)のように、円周方向、軸方向、ねじり方向にわけられる。翼の先端をシュラウドにより結合して群翼として使用するため、軸方向およびねじり方向振動は普通連成して生ずる。図1(b)に示すように、軸方向振動にはディスク上に節直径の存在する振動モードおよび翼のみの群翼としての振動モードがある。

今回は高圧段落が11段からなるある蒸気タービンについてディスク上に節直径の存在する翼—ディスク系の振動モードの固有振動数を実測し、このような固有振動数の存在する振動数範囲、節直径数と固有振動数の関係などについて検討した。

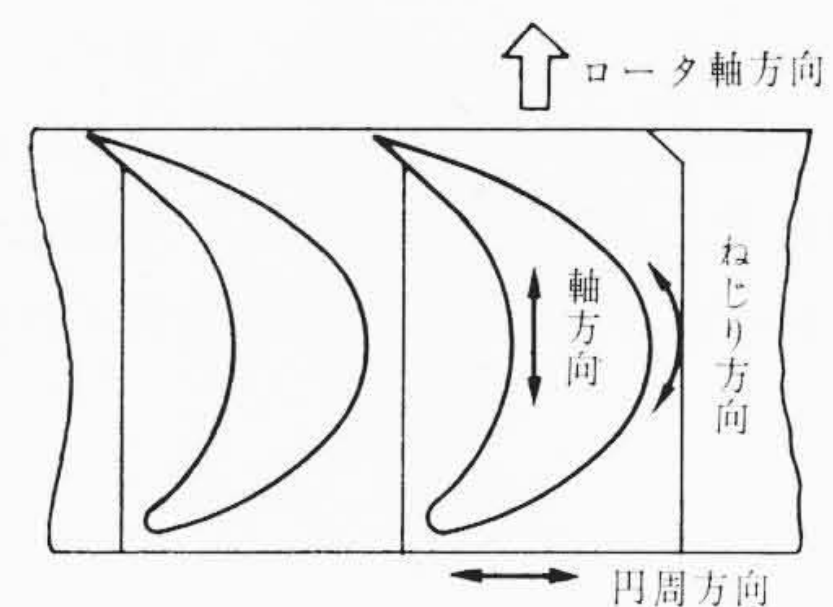
2. 測 定 方 法

図2は固有振動数を測定するための測定装置系統図である。次の手順により測定を行なった。

- (1) 発振器による一定周波数の電気信号を増幅器により増幅し、これを電磁石のコイルに流し、翼を加振する。
- (2) 翼に当てた振動計のピックアップ（振動ピックアップ）により振動を検出し、振動振幅を振動計により読み取る。本測定において、振動ピックアップとして圧電形ピックアップを利用した振動計を使用した。
- (3) シンクロスコープにより振動波形を観察する。
- (4) デジタルカウンタにより発振器周波数を正確に読み取る。

固有振動数および振動モードは次のようにして測定する。

- (1) 翼の近くに電磁石を取り付け、これに交流電流を流して翼を加振する。
- (2) 翼に振動計のピックアップを当てて、この部分の振動を検出し、振動数と振幅の関係を求める。この結果より、特に振幅の大となる振動数を求め、これを固有振動数とする。
- (3) 固有振動数で加振し、群翼の振幅分布を測定し、この結果から振動モード（相対的振幅分布を定性的に表わしたもの）を求める。



(a) 振 動 方 向

振動モード	
ディスク上に節直径の存在する振動	ディスク全周の翼の振動モード +, - は振動 (この位置は振動しない) 図は一例として節直径数2の場合を示す。
群翼の振動	1次 1群翼についての振動モード（以下同じ）
	2次
	3次

(b) 軸方向振動モードの種類

図1 振動方向および振動モードの種類

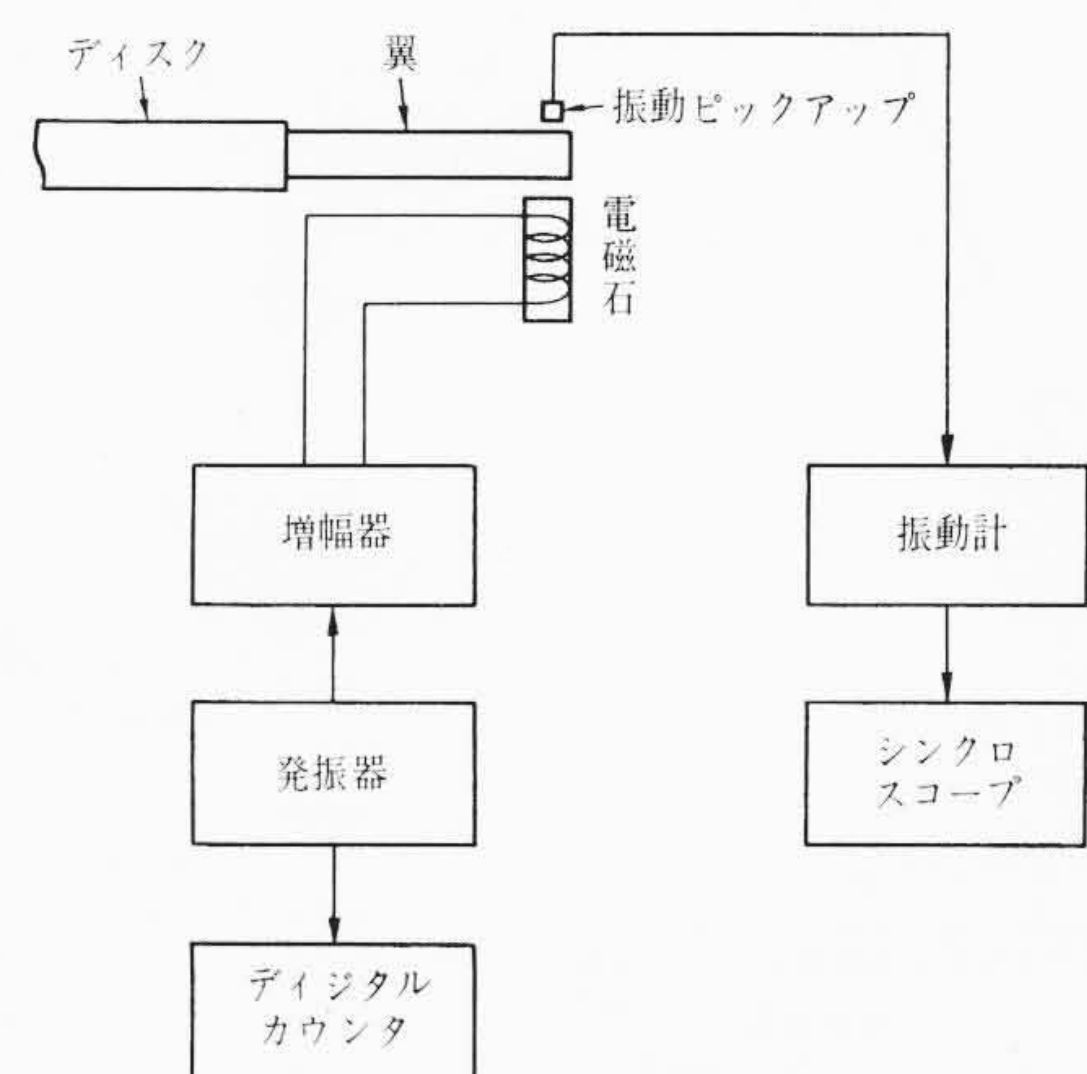


図2 測定装置系統図

* 日立製作所日立研究所

3. 測定結果

3.1 振動数と振動全振幅の関係

図3に振動数と振動全振幅の関係の一測定例を示す。この図は第4段翼について発振器の周波数を変化させて、そのときの振動全振幅を読み取り、その結果を加振力一定における振動数と振動全振幅の関係に換算したものである。この図より、1,500～6,000 c/s の範囲に12個所固有振動数が存在することがわかる。これらの固有振動数における振動モードを測定した結果、ディスク上に節直径の存在するモード（図1(b)参照）であることがわかった。この振動モードにおいて節直径を境として振動位相が逆になっており、節直径が多くなるにしたがいディスク全周における振動位相の変化も多くなる。これらの固有振動数においては節直径がディスク周辺に等間隔に現われた。他の段落についても図3と同様な曲線が得られた。

図3において節直径数が1～13のうち、節直径数2の固有振動数が求まっていなかった。節直径数2の固有振動数は節直径数1と3の固有振動数の間に存在するものと予想される。実機における測定に際して、節直径数1あるいは2となる固有振動数が測定できない場合があった。

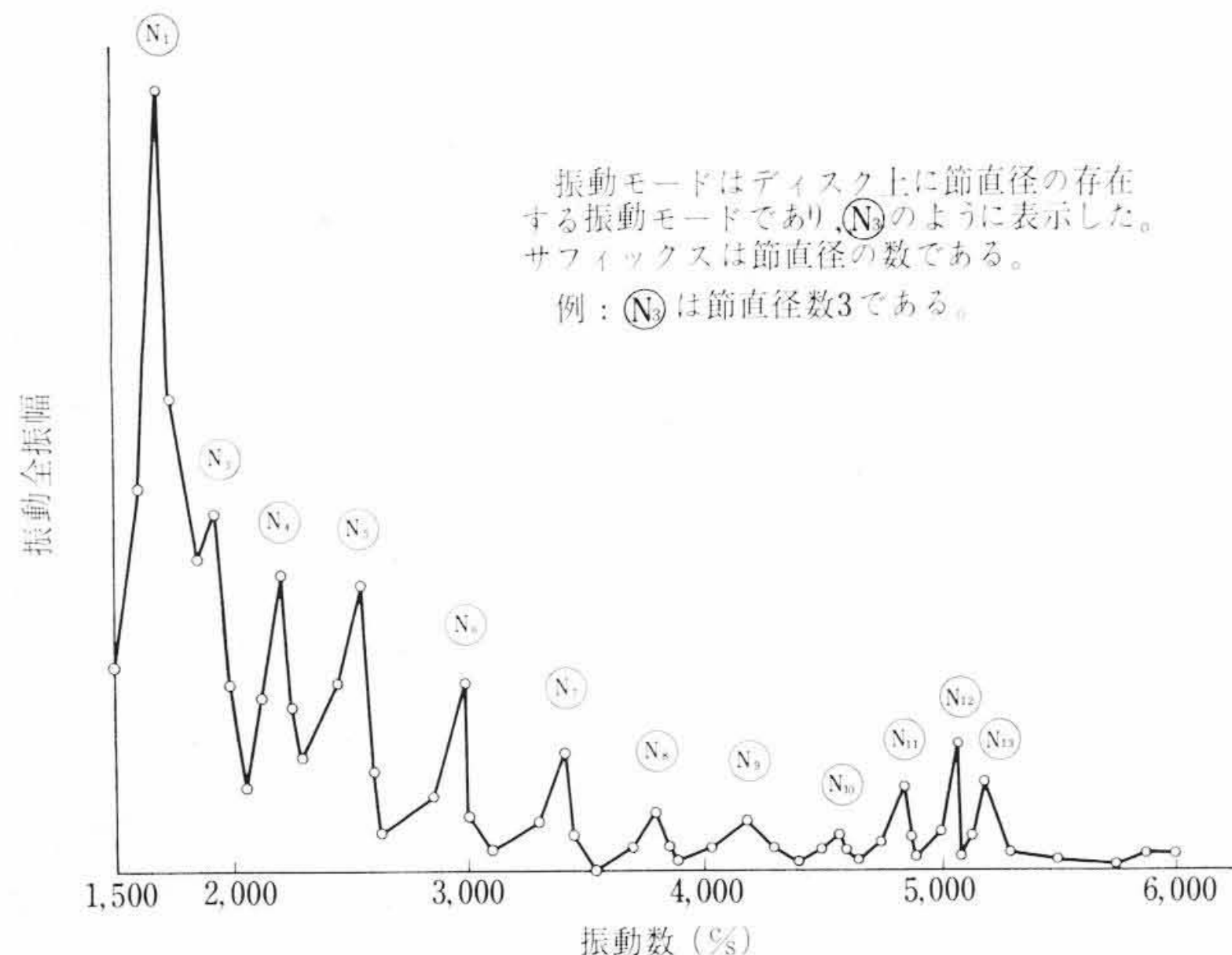


図3 振動数と振動全振幅の関係の一測定例（第4段翼）

3.2 固有振動数と節直径数の関係

図4(a), (b)は第1～11段翼について測定した節直径数と固有振動数の関係である。図の(a)は第1～6段翼について測定した結果、(b)は第7～11段翼について測定した結果である。この図は第1～11段翼について3.1のような振動数と振動全振幅の関係より固有振動数を求め、整理したものである。第1～11段の翼において、ディスク寸法、翼長、翼プロファイルなどが異なっているため、固有振動数そのものに相違はある。ディスク上に節直径の存在する振動モードの固有振動数の性質に関し、図4より次のことがわかる。

- (1) ディスク上に節直径の存在する翼—ディスク系の振動モードの固有振動数は1,000～6,000 c/s の範囲内に分布している。
- (2) ディスク上の節直径数の増加とともに固有振動数は増加し、節直径数と固有振動数の関係は第1～11段を通じてほぼ同じ傾向となる。すなわち、いずれの段落においても節直径数4～10の範囲において節直径数と固有振動数の関係は直線関係になっている。また、この範囲の前後において、節直径数の変化による固有振動数の変化は減少している。

節直径数と固有振動数の関係は第1～11段を通じてほぼ同じ傾向になっている。そこで、段数に無関係に節直径数と固有振動数の関係を表わすため、横軸に節直径数、縦軸に振動数相対値（節直径数8のときの振動数に対する固有振動数の比）を用いて図4を書き直した結果、図5のようになった。図5より節直径数と固有振動数の関係が各段落とも同じ傾向であることがはっきりする。図5から節直径数が増加すると固有振動数がどのように変化するか推定できる。たとえば第4段翼において節直径数が5から10に増加すると振動数相対値は0.68から1.20に増加するので、振動数は1.8 (=1.20/0.68) 倍となることが予想できる。

今回の測定により、ディスク上に節直径の存在する振動モードの固有振動数が多数存在することがわかった。図4に示した固有振動数より高い範囲にも軸方向固有振動数が検出された。これらの固有振動数においては節点（振動の節となる位置）がディスク周辺に等間隔に現われず、節直径がはっきりしなくなる。図6はこのような固有振動数の一例である。これは第4段翼の5,883 c/sにおける振動モード測定結果である。

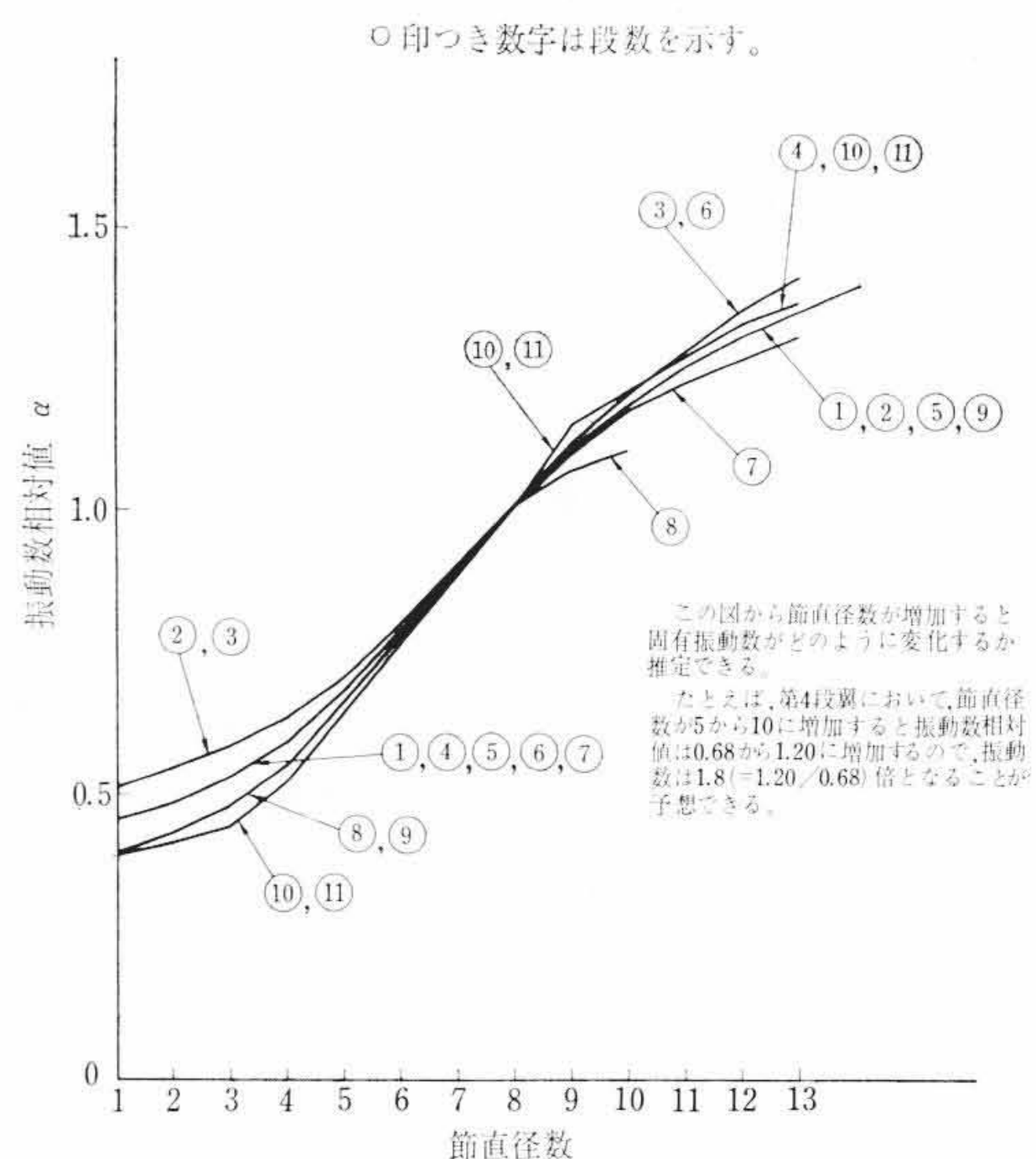
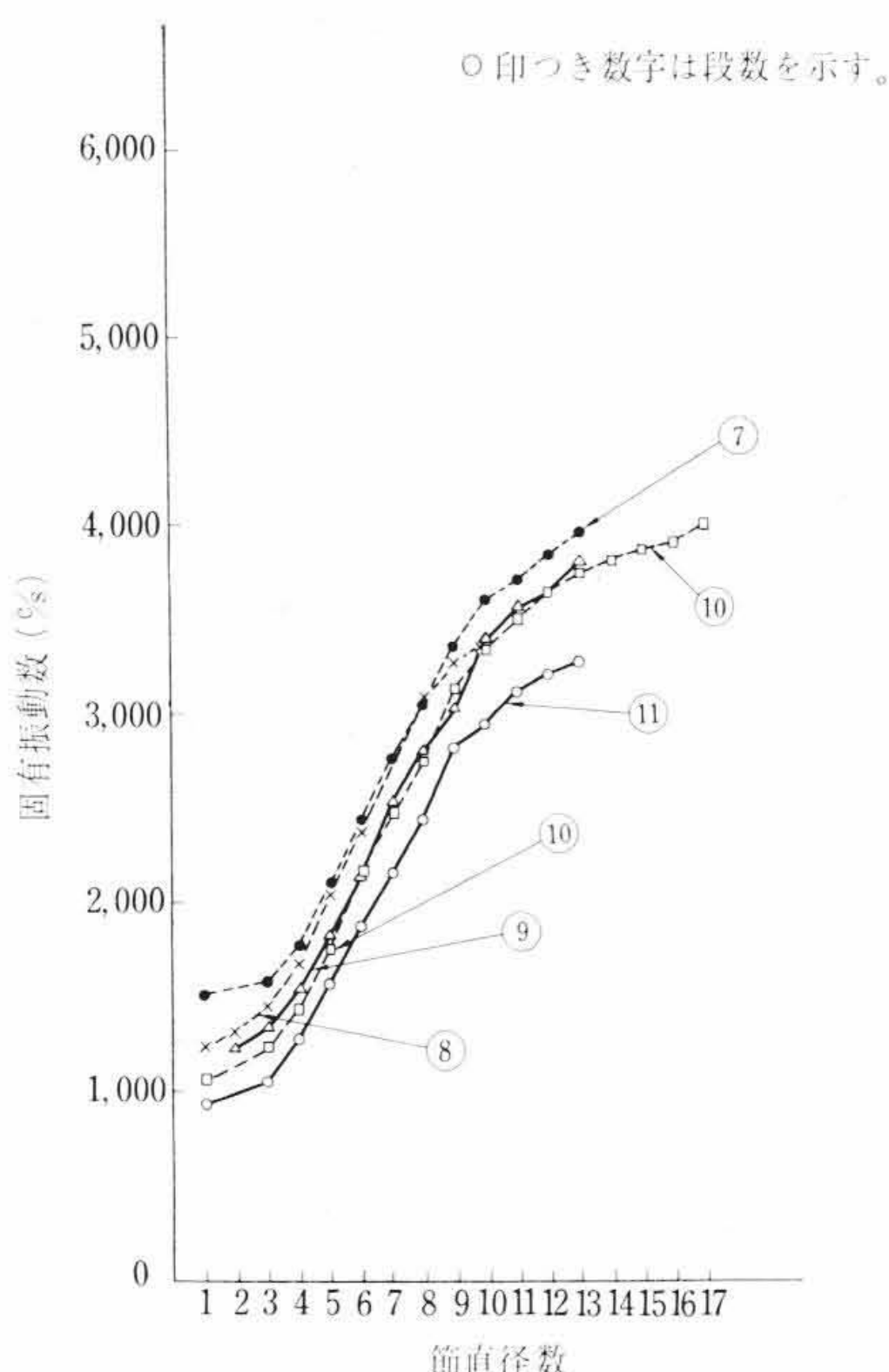
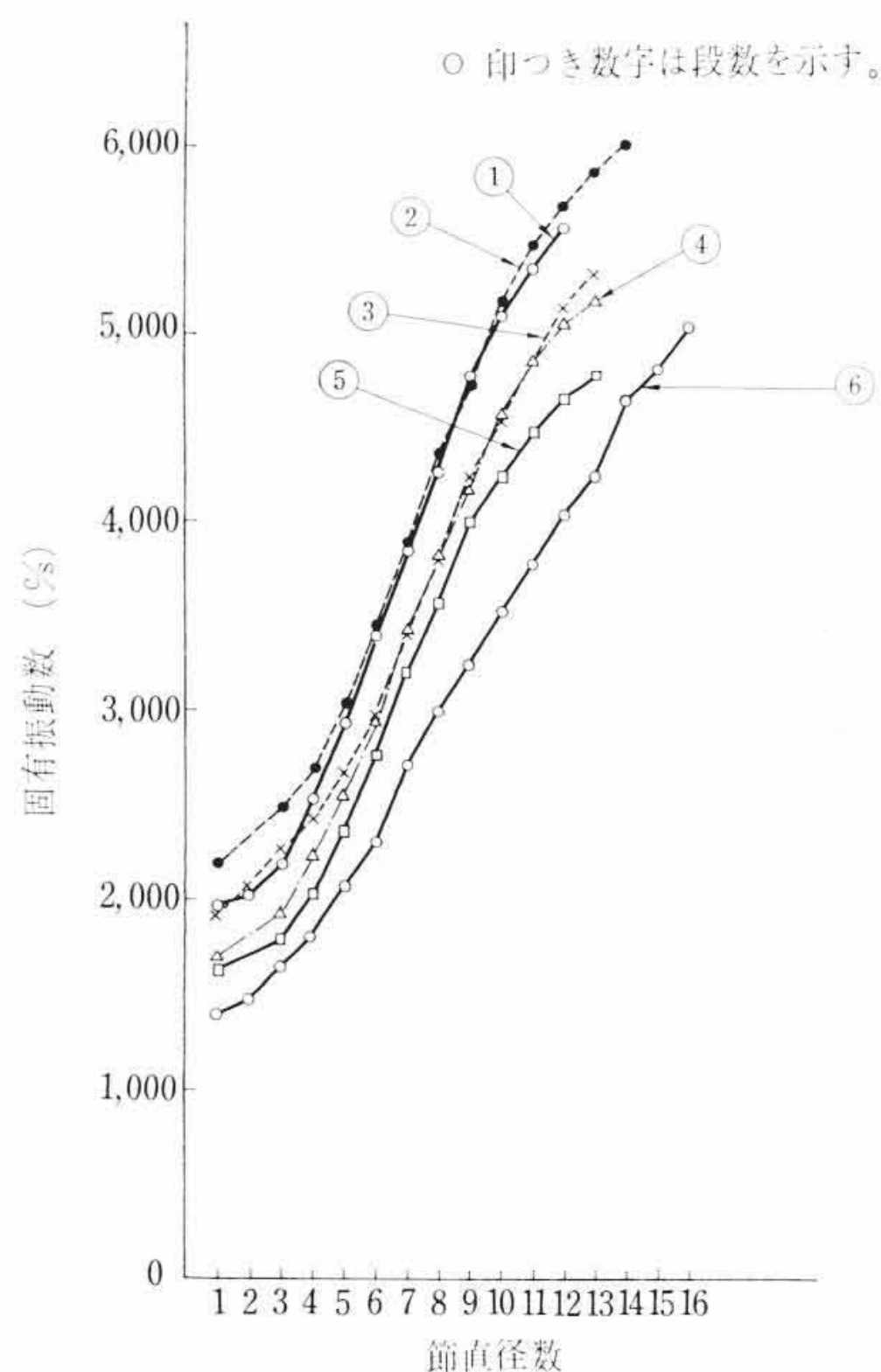
図5 節直径数と振動数相対値の関係
 α は節直径数8のときの振動数に対する固有振動数の比

図4(a) 節直径数と固有振動数の関係

図4(b) 節直径数と固有振動数の関係

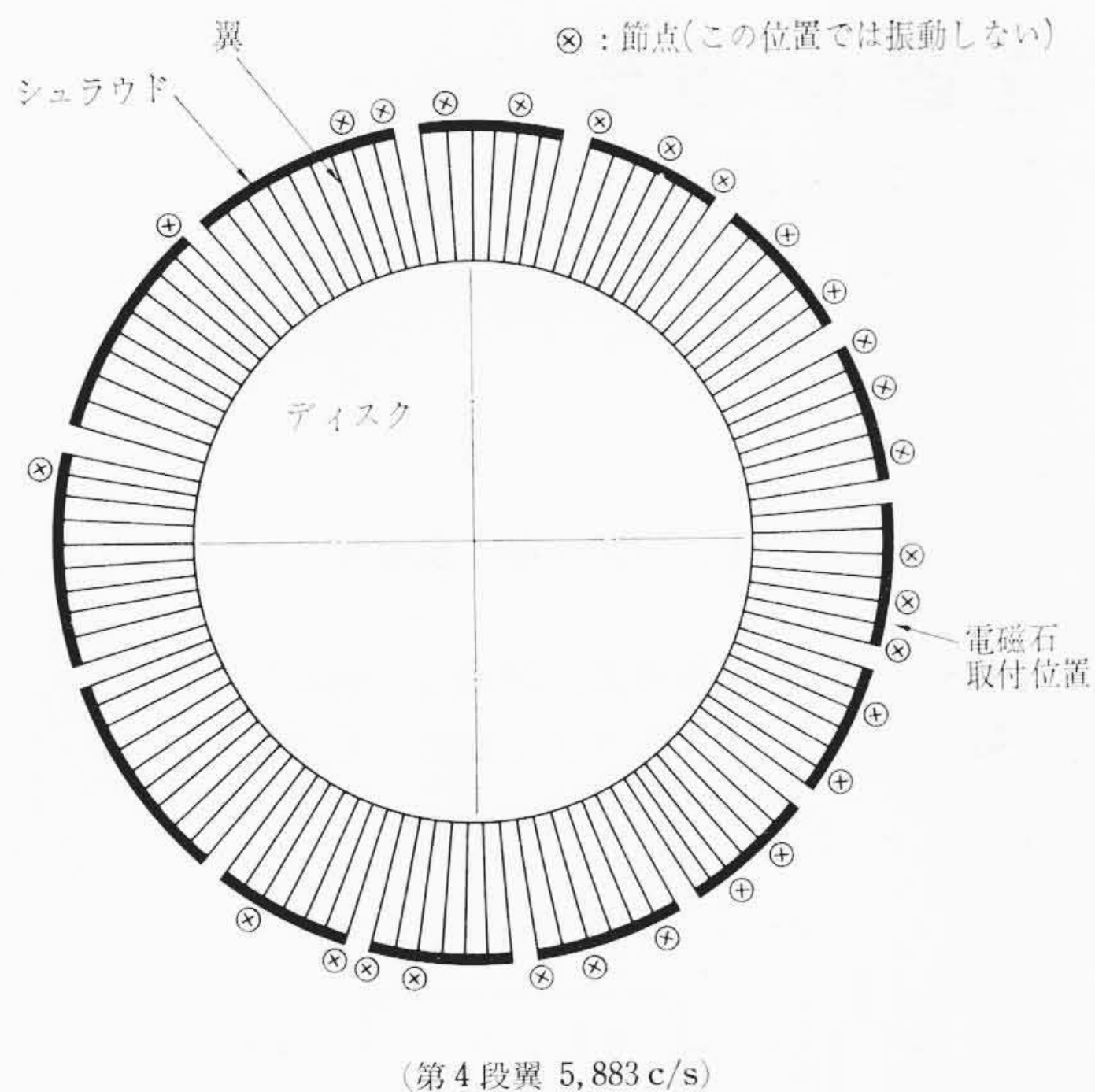


図6 節点がディスク周辺に等間隔に存在しない振動モード

ディスク上に節直径の存在する振動モードの固有振動数の計算方法に関しては、論文が発表されている⁽³⁾⁽⁴⁾。これらの計算方法により計算し、今回の実測結果とどの程度一致するか検討する必要がある。しかし、ディスク上に節直径の存在する振動モードの固有振動数は実測により求められたので、まだ未解決である群翼の円周方向、軸方向およびねじり方向振動について明らかにするほうがさらに重要な問題と考えている。

4. 結 言

蒸気タービン高圧段翼の軸方向固有振動数がある蒸気タービンについて実測した結果、次のことがわかった。

- (1) 軸方向固有振動数のうちにディスク上に節直径の存在する翼—ディスク系の振動モードの固有振動数がある。今回実測したタービンにおいて、これらの固有振動数は 1,000～6,000 c/s の範囲に分布していた。
- (2) ディスク上の節直径数の増加とともに固有振動数は増加し、節直径数と固有振動数の関係は図4のようになり、第1～11段を通じて同じ傾向となる。
- (3) これらの振動数より高い範囲にも軸方向固有振動数が検出された。これらの固有振動数においては節点がディスク周辺に等間隔に現われず、節直径がはっきりしなくなる。

本報告においてはディスク上に節直径の存在する翼—ディスク系の振動モードの固有振動数について検討した。今後、群翼のみの振動モードの固有振動数について検討する予定である。

終わりに臨み種々ご指導をいただいた日立製作所日立研究所小堀主管研究員に対し、感謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) 妹沢克惟：振動学 上 (昭24 岩波書店)
- (2) Wilfred Campbell: Trans. ASME, 46, 31 (1924)
- (3) A. M. G. Moody: Journal of Applied Mechanics, 12, A-48 (Mar. 1945)
- (4) F. F. Ehrich: Journal of Applied Mechanics, 23, 109 (Mar. 1956)



特 許 の 紹 介



特許第481614号(特公昭41-3341)

畑 慶 忠・小 山 三 雄

充 排 油 式 流 体 変 速 機

低速用、高速用の二個の流体式トルクコンバータを備え、それぞれのコンバータの作動油を交互に充てんまたは排出して変速切換えを行なうものであるが、たとえば車両用流体変速機においては、給油充てんはそれが完了するまでに数秒から十数秒かかるから、変速切換時に排油するほうのトルクコンバータの排油が給油充てんより早過ぎるとトルク中断を生じ、また遅過ぎると原動機が過負荷になるおそれがある。従来のは給油と排油とを一体の弁で行なっていたので、給油充てんと排油の速度の調整が困難であった。

この発明は変速切換時に出力側への伝達トルクの中断または入力側の過負荷が発生しないように、一方のトルクコンバータの排油速度と他方のトルクコンバータの給油速度とを適応させて、前記欠点を除去したものである。

すなわち排油弁17と給油弁16とを別個に設け、その排油弁内にパネ38を介して収めたコ状ピストン35と圧気に通ずる操作シリンダ20内のピストン36とを棒37で連続し、その操作シリンダに調整可能なストッパ39を設けたものである。したがって、ピストン36に圧気が作用しないときは、パネ38によりストッパ39までピストン36がもどるため、排油口40はXだけ開口する。このストッパ39のねじこみ長さを調整することにより、排油口40の油流通断面積を変えて排油速度を調整することができる。

この発明は上記のように低速用および高速用のトルクコンバータを備えた充排油式流体変速機において、各コンバータの給、排油を別個の弁で行なうようにしたから、特に車両用変速機のように場所

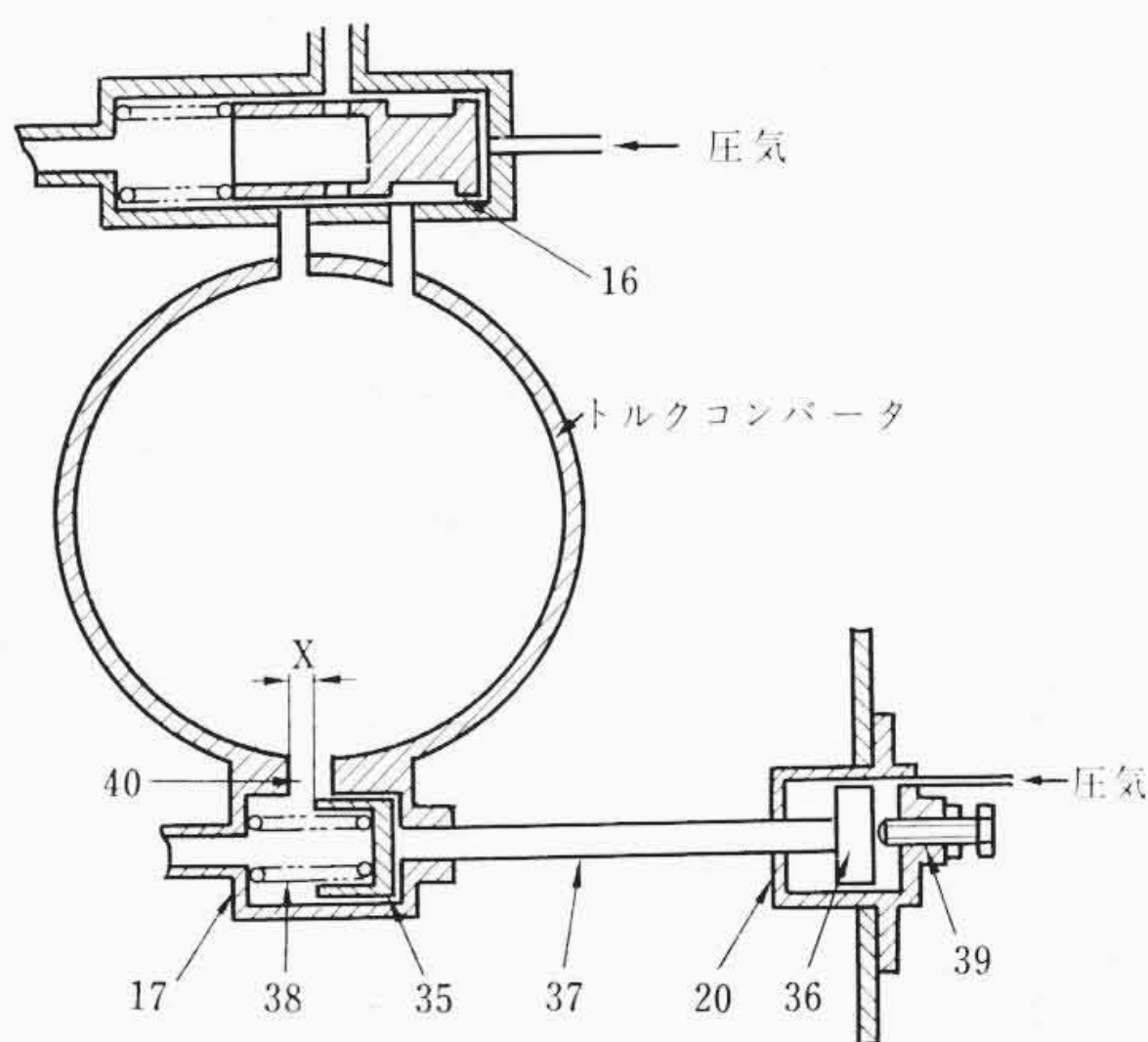


図 1

的制限をうける装置では、弁が簡単小形化されてその配置が容易となる効果がある。

さらに、排油弁に排油速度調整機構を設けたので、伝達トルクの中断、原動機の過負荷を防止することができる。(野村)