

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-527

ガスタービンのロータの不つりあい振動と
その低減に関する一資料

宮地敏雄

1984年2月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

ガスタービンのロータの不つりあい振動と その低減に関する一資料*

宮 地 敏 雄**

1. まえがき

回転機械の大型化，高速化にともない，ロータの振動はきわめて重要な問題となっている。これに対応してロータのつりあわせ，振動の測定ならびに理論解析の技術の進歩は著しく，現在では複雑な軸系の振動特性を高い精度で予測し，その結果を参考にして振動特性が良い軸系を設計することが可能になっている。

著者らも航空用ガスタービンエンジンのロータの不つりあいに起因する振動について軸受，ケーシングおよびエンジンマウントを含む実験と理論解析を行ない，設計に十分役立つ程度の精度で振動特性が予測できることを明らかにした^(1~4) また，スクイズフィルムダンパ^(5~7) を有効に利用することによって，危険速度における振動を安全な値に低減できることを明らかにした。

それらの解析の経験から，軸受，ケーシングおよびエンジンマウントの特性が一定であっても，ロータの軸方向の質量分布，軸受の配置などによって危険速度における振幅と軸受動荷重に大幅な相異が生ずること，スクイズフィルムダンパが危険速度における振幅の低減にきわめて有効な場合と，ほとんど効果がない場合があることがわかった。しかしながら，それらの結果は特定の軸系に関するもので，各種のパラメータを広い範囲に変えて，その影響を調べたものではないため，他の機械の設計の参考にはならない。そこで，種々の形式の軸系について，各

種のパラメータを広い範囲に変化させた場合の振動特性を求め，それぞれの形式の特徴と各種のパラメータの影響を明らかにして，初期設計の参考にしたいと考えた。ここで，初期設計の参考にしたいという意味はその機械の軸系の形式，軸受およびダンパの配置をどのようにするのが振動対策上最適か判断し，詳細設計のまともを絞るための参考にしたいということである。

本資料で取り扱う軸系の形式はガスタービンに用いられる4種類である。また，航空用ガスタービンエンジンを想定して，軸受部の特性は転がり軸受とその周囲の構造物の特性をもつものと仮定した。転がり軸受は，すべり軸受と比較すると，振動エネルギーを吸収し，振動を低減する能力が格段に低い。そのため転がり軸受の周囲の構造物に振動エネルギーを吸収する機能をもたせる必要がある。本資料ではスクイズフィルムダンパを軸受部に組み込んだ場合を想定して検討する。

この種のパラメトリックスタディは無次元の形で行なうのが普通だが，本資料では当面の使用目的に目標を絞ることにし，推力100kN(10トン)クラスの2軸ターボファンエンジンの高圧ロータを想定して検討した結果について述べる。推力50~200kN(5~20トン)クラスの大型ターボファンエンジンの高圧ロータの振動特性のおおまかな予測には，無次元化された数値より，実機の数値の方が直接的でわかりやすいので，このようにしたものである。

また，本資料では軸の支持系の特性を航空用ガスタービンエンジンの代表的な値に限定した。そのため，支持系のばね定数と粘性減衰係数が広い範囲に変化した場合の特性は明らかにされていない。支持

* 昭和59年1月9日 受付

** 原動機部

系の特性を変えた場合の振動特性の変化については、1円板2軸受系についての解析結果が参考文献(10, 11)に示されているので、それらを利用して推定することができる。

2. 解析モデル

検討の対象は航空用ガスタービンエンジンであるから、その軸系として代表的な図1に示す4種類について解析することにした。これらの軸系はいずれも圧縮機ロータとタービンロータから成るもので、A型は両端に軸受があるもの、B型は圧縮機ロータの前後に軸受があり、タービンロータは片持ちのもの、C型は3軸受のもの、D型は二つの軸受で支持された軸の両端に片持ちロータがあるものである。

これらの軸系を、それぞれの図に太い線で示した

形にモデル化する。すなわち、圧縮機ロータとタービンロータをそれぞれ一個の円板に置き換え、その質量を m 、直径まわりの慣性モーメントを I_d 、回転軸まわりの慣性モーメントを I_p とする。ガスタービンの圧縮機ロータとタービンロータの重量はおおよそ等しい場合が多いので、これらのモデルでは圧縮機ロータとタービンロータは等しい m 、 I_d および I_p をもつものとした。

また、軸は質量が無い、軸対称の曲げ剛性 EI をもつはりと考える。

軸受部の特性は航空用ガスタービンエンジンに使用されている転がり軸受と、それを支持する周囲の構造を模擬するばね定数を k_b 、構造減衰係数を s とし、次の式であらわされる複素ばね定数 \bar{k}_b で代表させた。

$$\bar{k}_b = k_b(1 + is), \quad i = \sqrt{-1} \dots\dots\dots (1)$$

振動低減のため、転がり軸受と組み合わせて使用されるスクイズフィルムダンパ(図2)は粘性減衰係数 C_q が軸受部を代表する複素ばね定数 \bar{k}_b と直列に接続されたものにモデル化した。このモデル化の妥当性は参考文献(1)に示されている。

上述のモデルにQR法(参考文献8, 9参照)を適用して危険速度と振動減衰比 C/C_{cr} を計算した。また、伝達マトリックス法(参考文献1参照)を適用して不つりあい応答を計算した。

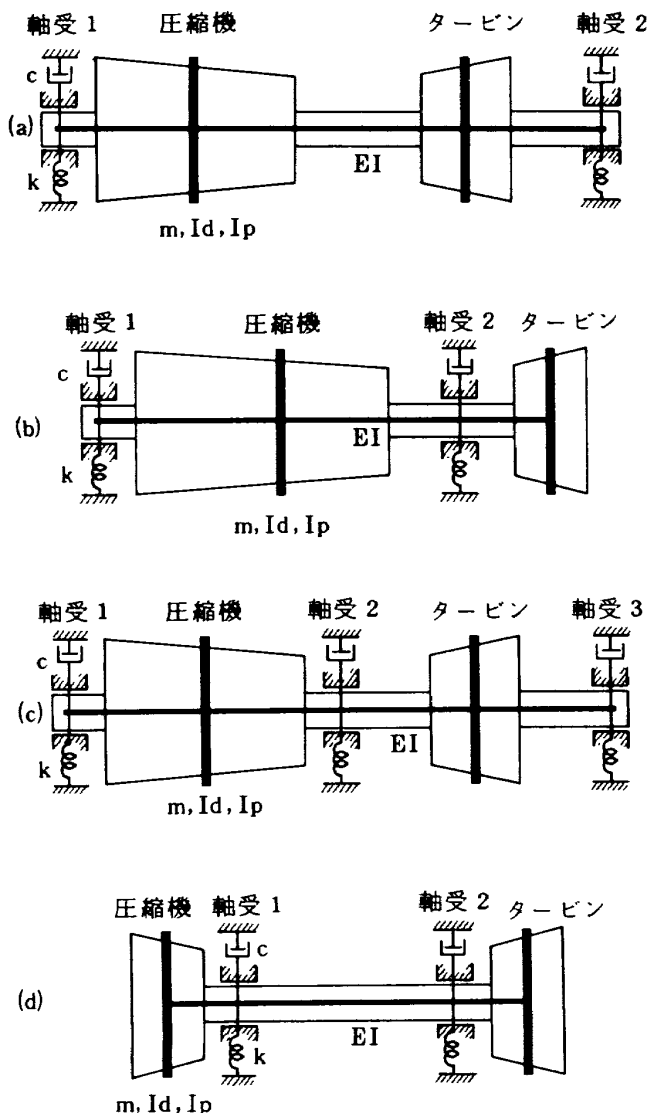


図1 ガスタービンの軸系

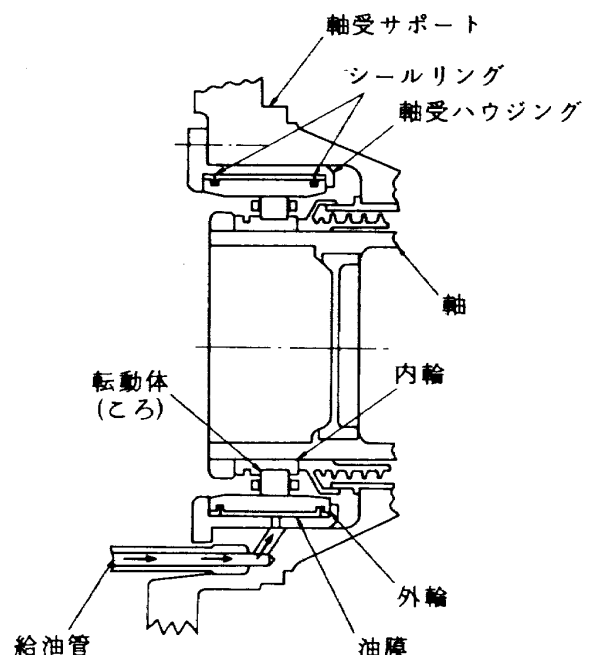


図2 軸受とスクイズフィルムダンパ

表1 解析モデルの要目

圧縮機:	
質量	$m = 100\text{kg}$
軸まわり慣性モーメント	$I_p = 2\text{kg}\cdot\text{m}^2$
直径まわり慣性モーメント	$I_d = 1\text{kg}\cdot\text{m}^2$
軸:	
曲げ剛性	$EI = 9.617 \times 10^3\text{N}\cdot\text{m}^2$
質量	$m = 10\text{kg}$ (軸受の位置あるいはA型の圧縮機とタービンとの間に)
タービン:	
質量も慣性モーメントも圧縮機と同じ	
軸受:	
ばね定数	$k_b = 96.17\text{MN}/\text{m}$
構造減衰係数	$s = 0.1$
したがって、複素ばね定数を \bar{k}_b とすると、 $\bar{k}_b = k_b (1 + 0.1\sqrt{-1})$	
スクイズフィルムダンパ:	
粘性減衰係数 $C_q = 96.17\text{kN}\cdot\text{s}/\text{m}$ が軸受の複素ばね定数 \bar{k} と直列接続されるとする。ただし、スクイズフィルムダンパは組み込まれる場合と、組み込まれない場合がある。	

モデルの寸法、重量、剛性などは推力100kN(10トン)クラスの2軸ターボファンエンジンの高圧ロータを想定して定めた。モデルの要目を表1に示す。

なお、スクイズフィルムダンパの粘性減衰係数は回転速度 $1000\text{rad}/\text{s} \div 9550\text{rpm}$ に対する最適値として、⁽⁷⁾次の式から求めた値を採用した。

$$C_q = k_b/w = k_b/1000 \dots\dots\dots (2)$$

また、D型の軸系は小型のガスタービンあるいは過給機に使われる形で、中型ないし大型のガスタービンには使われない形であるが、ここでは他の型との比較のため同じ寸法のモデルについて計算した。

A, B, C, Dの各型ともロータあるいは軸受の軸方向位置を通常のガスタービンで使われる範囲に変えたモデルをいくつか想定し、それらの変化による振動特性の変化をしらべた。

これらの解析モデルはきわめて簡単なものであるが、まえがきにも述べたとおり、この解析の目的は詳細設計のまを絞るための、初期設計の参考資料とすることであるから、高い精度は必要でない。ま

た、実用上問題となる危険速度は1次と2次であり、その範囲の振動特性のおもな特徴はこの程度のモデルであらわせるので、できるだけ簡単なモデルを採用した。

3. 計算結果と考察

A, B, C, Dの各型の1次危険速度および2次危険速度でのつりあい振動モード(以下では振動モードと記す)を図3~図10に示した。これらの図に示した振動モードは圧縮機ロータおよびタービンロータに大きさが等しい同位相あるいは逆位相の偏心有る場合のうち、振幅が大きい方を示した。これらの図には振動モードを振幅/ロータの偏重心(a/e)で示したほか、軸受動荷重/ロータの偏重心(F_b/e)を各軸受の位置に棒グラフで示した。棒グラフの中央がダンパなしの場合、左側と右側はそれぞれ軸受1あるいは軸受2にスクイズフィルムダンパを組み込んだ場合の値を示している。なお、以下ではスクイズフィルムダンパを単にダンパと記すことにする。

以下、各型の特徴について述べる。

(A型, 1次危険速度: 図3)

A型は全長を1500mmとし、左右対称のもの①から質量分布を少しずつ右側へ片寄せたものを順次示した。圧縮機ロータとタービンロータに大きさが等しい同位相の偏心有る場合の振動モードを図3に示した。図中に示した危険速度と振動減衰比の表は上段中央がダンパなしの場合の値、下段の左と右がそれぞれ軸受1あるいは軸受2にダンパを組み込んだ場合の値である。

この振動モードではロータの質量分布が片寄るほど危険速度は上昇している。また、最大振幅もわずかに増加している。ダンパは質量が片寄せた側の軸受に組み込む方がわずかながら効果が大きい、どちらの軸受に組み込んでも大差はない。

振動減衰比はダンパなしの場合0.006程度、ダンパを組み込んだ場合にはその10~20倍程度となり、振幅も軸受動荷重も大幅に低減されている。

(A型, 2次危険速度: 図4)

圧縮機ロータとタービンロータに大きさが等しい逆位相の偏心有る場合の振動モードを図4に示し

た。

このモードでは質量分布が左右対称に近いほど振幅は増加している。また、危険速度は低下している。

ダンパは質量が片寄った側の軸受に組み込まなければ効果が少ない。質量が片寄った側の軸受にダンパを組み込んだ場合には1次危険速度でも2次危険速度でも振幅が大幅に低減されている。図4④では2次危険速度は消滅している。これは質量が片寄った側では軸の変位と軸受の荷重が反対側より大きいいため、その部位のダンパの方がより大きい振動エネルギーを吸収することによる。なお、ダンパの吸収するエネルギーは振幅の2乗に比例する。

振動減衰比はダンパなしの場合0.012～0.034。有効な軸受にダンパを組み込んだ場合には10倍以上となり、振幅も軸受動荷重も大幅に低減されている。

次に、不つりあい応答の一例を図11(a)に示した。この図は図3、図4の②(475, 475, 275, 275mm型)のもので、縦軸は圧縮機ロータの振幅/偏心を示しており、圧縮機ロータとタービンロータに大きさが等しい同位相の偏心がある場合を上、逆位相の偏心がある場合を下に、縦軸の目盛を2桁ずらして示した。

後に述べるB型、C型およびD型の不つりあい応答を示した図11(b), (c)および(d)と比較すれば明らかのように、A型は1次危険速度と2次危険速度の間が最も速くはなれており、その間の振幅は比較的小さい。質量が片寄った側の軸受2にダンパを組み込むことが振動低減に有効であることは図11(a)からも明らかである。

(B型, 1次危険速度: 図5)

B型は全長を1250mmとし、軸受1～圧縮機ロータ、圧縮機ロータ～軸受2、軸受2～タービンロータの各部の長さを500, 500, 250mmから500, 700, 50mmまで変えた場合を示した。

圧縮機ロータとタービンロータに大きさが等しい逆位相の偏心がある場合の振動モードを図5に示した。

圧縮機ロータの振幅は軸受2の位置がロータの左端だけを単純支持した場合の自由振動の節とはほぼ一致する500, 600, 150mm型(図5③)で最大になっている。このとき軸受1の動荷重は非常に大きくな

り、2250MN/mに達している。このときの振動減衰比は0.00455である。これらの軸受動荷重と振動減衰比の値は本資料の計算例の中でそれぞれ最大と最小である。また、1次危険速度は500, 600, 150mm型で最高になっている。軸受2がこれより左右どちらに移動しても1次危険速度は低下している。

ダンパは軸受1に組み込めば、いずれの場合にも有効だが、軸受2に組み込んでも、軸受2の位置が振動の節に近い場合にはほとんど効果がないことが振幅と振動減衰比からわかる。

(B型, 2次危険速度: 図6)

圧縮機ロータとタービンロータに大きさが等しい同位相の偏心がある場合の振動モードを図6に示した。

片持ちタービンロータの長さが170mmの場合(図6②)にタービンロータの振幅が最大になっている。片持ち部の長さがこれ以上になると圧縮機ロータの振幅の方がタービンロータの振幅より大きくなる。

ダンパが無い場合の振動減衰比は0.028～0.044であり、比較的大きいので、振幅も軸受動荷重もあまり大きくなる。

片持ち部の長さが長い場合には軸受1にダンパを組み込むことも有効だが、短い場合にはほとんど効果がない。軸受2にダンパを組み込むことはいずれの場合にもきわめて有効で、この危険速度は軸受2に適正なスクイズフィルムダンパを組み込むことによって消滅する。このことは図11(b)に示したB型の不つりあい応答からも明らかである。B型の不つりあい応答の例としては軸受2が振動の節に近い場合を挙げた。この場合には軸受1にダンパを組み込むことは1次危険速度の振動低減だけに有効であり、軸受2にダンパを組み込むことは2次危険速度の振動低減だけに有効である。これに対し、図5、図6の①に示した500, 500, 250mm型では、軸受2にダンパを組み込むことによって、1次危険速度でも2次危険速度でも振幅が十分に低減されている。このことから、B型は適正に設計すれば非常に良い振動特性をもつことがわかる。

(C型, 1次危険速度: 図7)

C型はA型の軸系の中間に軸受を追加したものである。圧縮機ロータとタービンロータに大きさが等

しい同位相の偏心がある場合の振動モードを図7に示す。図7および次に示す図8において軸受2（中間軸受）にダンパを組み込んだ場合の軸受動荷重は中央の破線の棒グラフで示した。また、軸受3にダンパを組み込んだ場合の軸受動荷重は右側の棒グラフで示した。危険速度と振動減衰比の表は上段中央がダンパなしの場合の値、下段左、中央および右はそれぞれ軸受1、軸受2あるいは軸受3にダンパを組み込んだ場合の値である。

図7によると軸受2が中央から片寄り、質量分布も片寄るほど1次危険速度は低下し、圧縮機ロータの振幅は増加している。当然のことであるが、C型はA型より危険速度が高く、振幅は小さい。

ダンパが無い場合の振動減衰比は0.015～0.035であり、A型と比較すると数倍大きいので、振幅も軸受動荷重もA型より格段に小さい。

軸受動荷重は軸受2が最も大きい。また、ダンパは軸受2に組み込むことが最も有効である。図7①に示した中央に軸受2がある場合には、適正なダンパを組み込むことによって危険速度が消滅している。軸受2が右に片寄った場合には軸受3にダンパを組み込むことはあまり有効でない。

（C型、2次危険速度：図8）

圧縮機ロータとタービンロータに大きさが等しい逆位相の偏心がある場合の振動モードを図8に示した。図8①から明らかのように、左右対称の場合に振幅と軸受動荷重が最大になっている。軸受2の位置と質量分布が片寄るほど振幅は減少する。また、2次危険速度は上昇する。左右対称の場合には、軸受2は2次危険速度での振動低減に全く作用していない。これは、この計算で与えたつりあいが左右逆対称なので、振動モードも左右逆対称となり、軸受2の位置では軸の変位は零となるため、軸受2が無い場合と同様になったものである。なお、本資料の解析モデルでは軸の傾斜に対する軸受の剛性と減衰は零と仮定している。これは、軸の傾斜に対する転がり軸受の剛性と減衰に関する資料がほとんど無いため、適確な評価ができないので、従来の計算法に習ったものである。

左右対称ではなく、ダンパが無い場合の振動減衰比はA型の2倍程度となっており、振幅も軸受動荷

重も小さい。

この振動モードには質量が片寄った側の軸受3にダンパを組み込むことが振動低減に最も有効である。質量が右に片寄った場合、軸受1にダンパを組み込むことは有効でないが、軸受2にダンパを組み込むことはかなり有効である。これらのことは図8と図中に示した振動減衰比の値から明らかである。

次に、475, 475, 275, 275mm型のつりあい応答を図11(c)に示した。この図からもC型では軸受1にダンパを組み込むことが2次危険速度の振幅低減に無効であること。軸受2にダンパを組み込んで、逆位相偏心がある場合には、かえって2次危険速度での振幅が増加すること。また、軸受3にダンパを組み込んで、1次危険速度の振動が低減できないこと、などがわかる。このようにC型では1個の軸受だけにダンパを組み込むことによって全速度範囲の振動を低減することが困難である。

（D型、1次危険速度：図9）

D型は全長を1000mmとし、軸受の位置を変えて片持部の長さが異なる前後対称型あるいは前後非対称型のモデルを形成した。

圧縮機ロータとタービンロータに大きさが等しい逆位相の偏心がある場合の振動モードを図9に示した。この振動モードはコンカルモードと呼ばれている。図9および後に示す図10の⑤と⑦は前後非対称型で、それら以外は前後対称型である。

軸受1と軸受2の間の距離を縮め、片持部の長さを増せば危険速度は当然低下するが、危険速度でのロータの振幅はほとんど変わらない。また、危険速度での軸受荷重は、片持部の長さが増加すると、かえって減少している。ただし、前後非対称型では片持部の長さが長い側のロータの振幅と軸受動荷重が、短い側より大きい。

ダンパが無い場合の振動減衰比は0.04程度で、1次危険速度に対する値としてはA, B, C, Dの各型の中で最大である。

この危険速度はどちらか一方の軸受に適正なダンパを組み込むことによって消滅する。

（D型、2次危険速度：図10）

圧縮機ロータとタービンロータに大きさが等しい同位相の偏心がある場合の振動モードを図10に示し

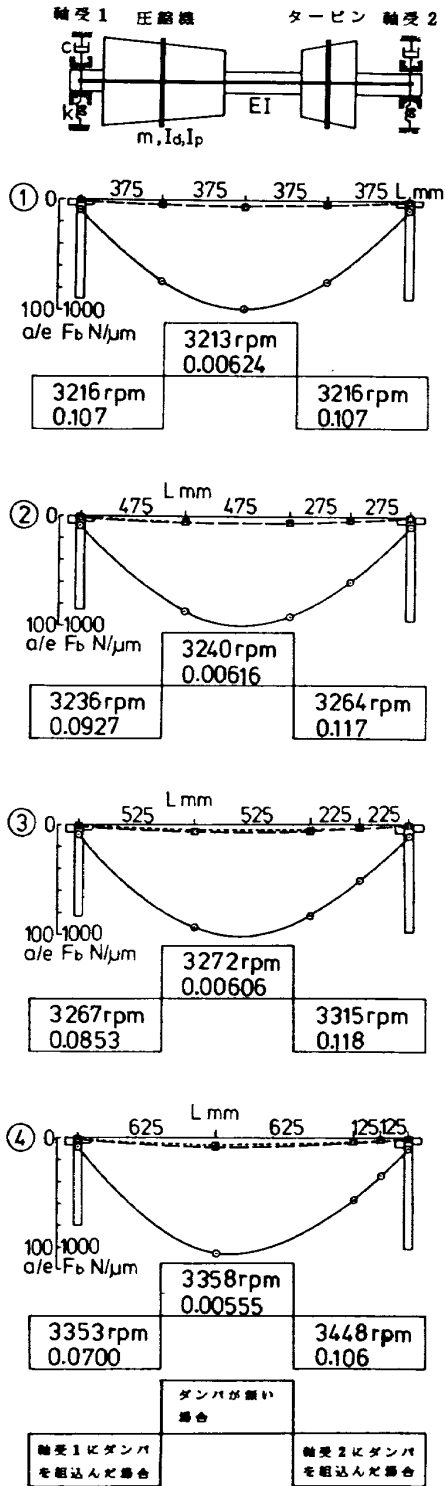


図 3 A型の1次振動

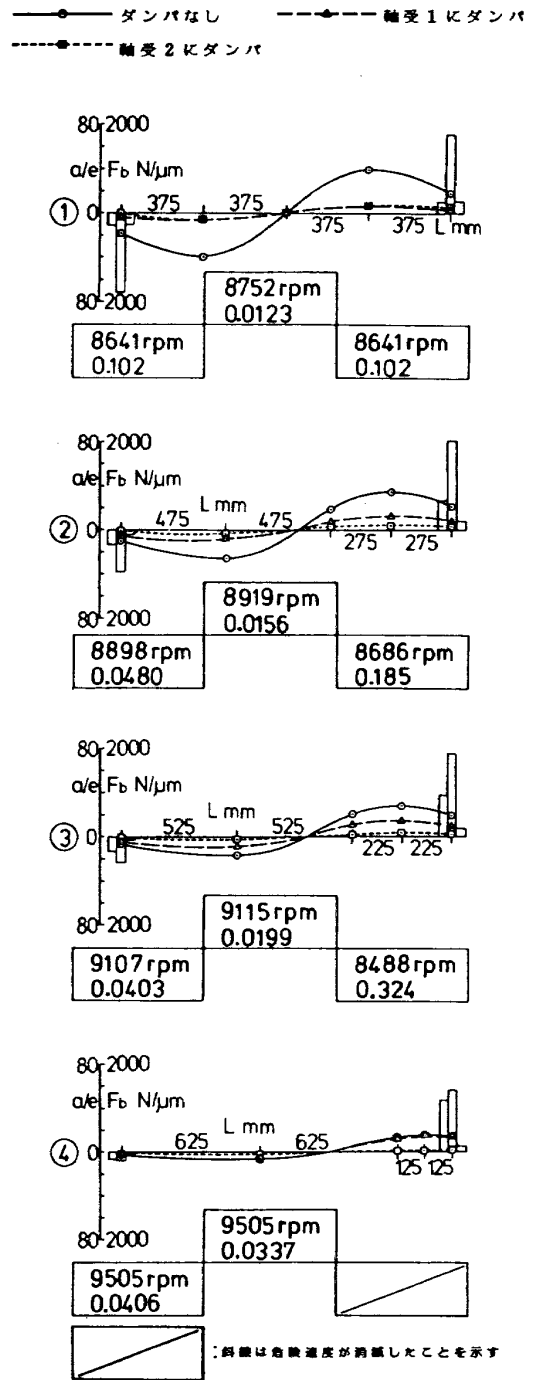


図 4 A型の2次振動

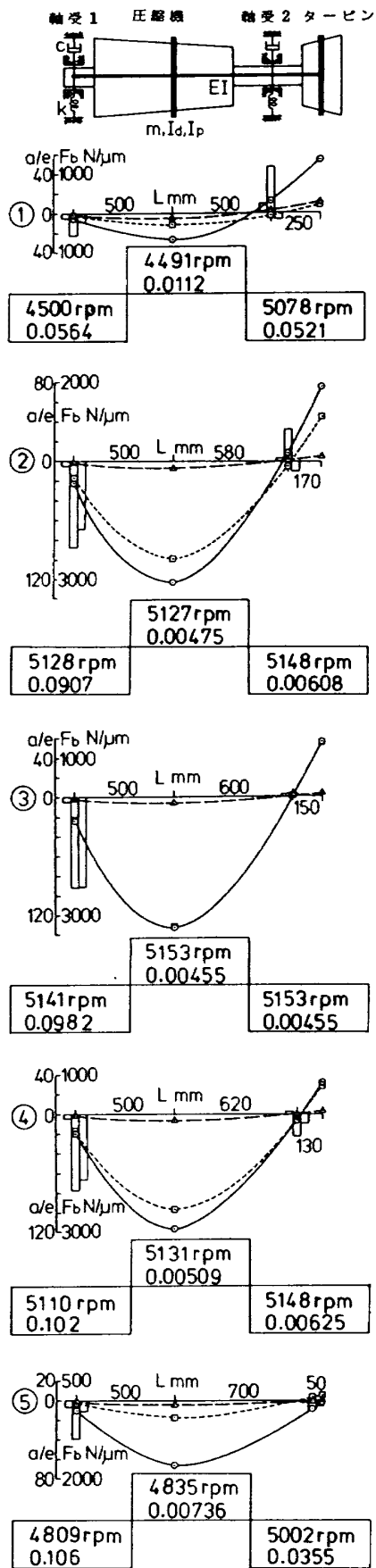


図5 B型の1次振動

—●— ダンパなし - - - ● - - - 軸受1にダンパ
- - - ● - - - 軸受2にダンパ

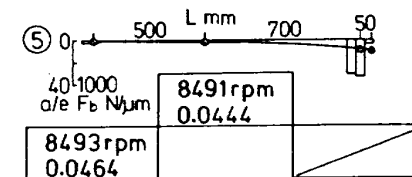
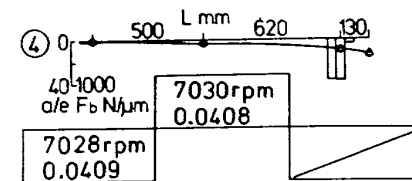
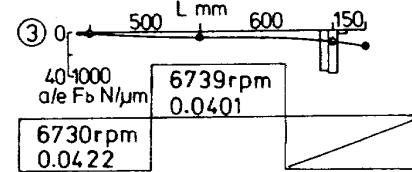
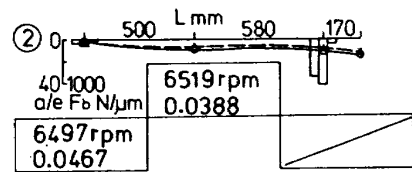
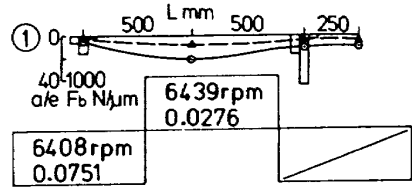


図6 B型の2次振動

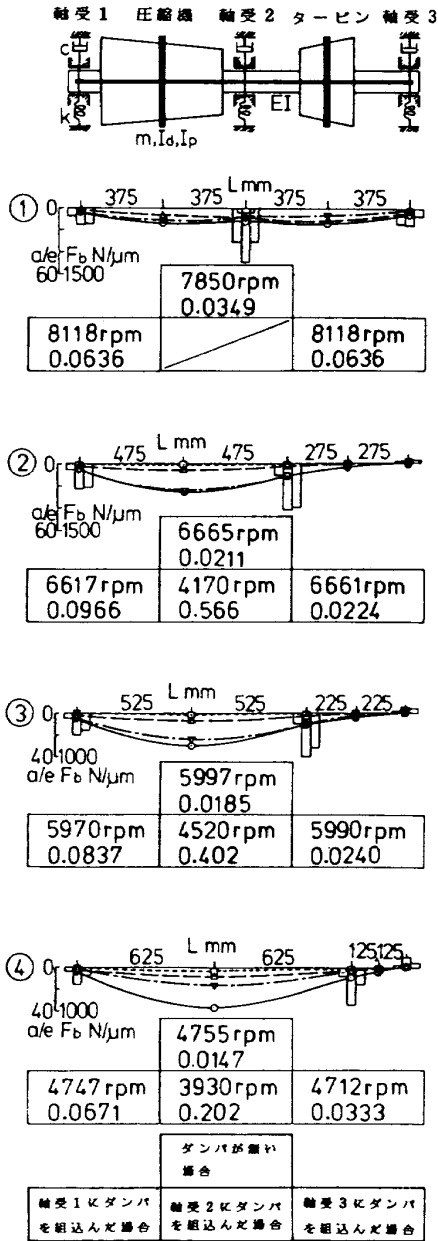


図 7 C型の1次振動

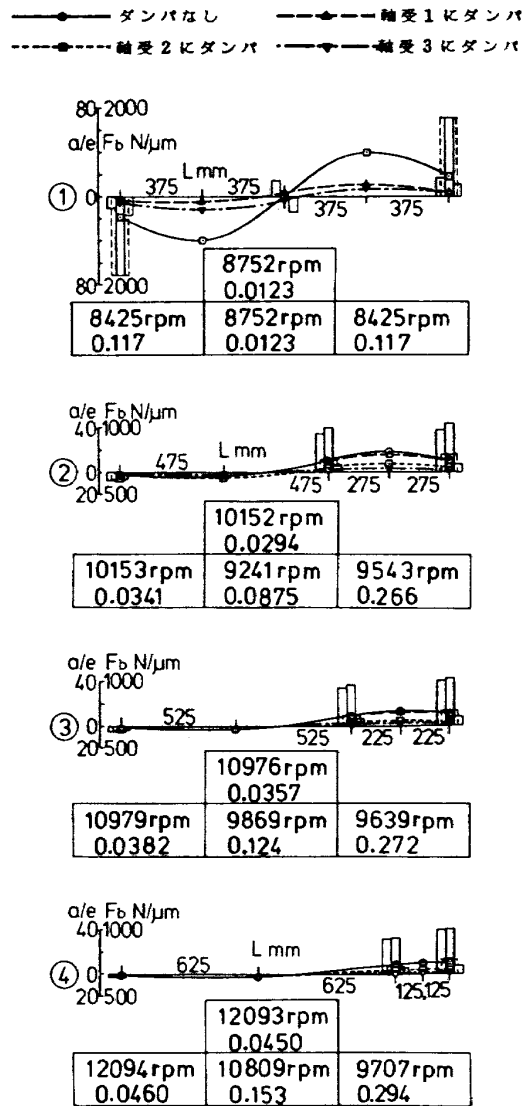


図 8 C型の2次振動

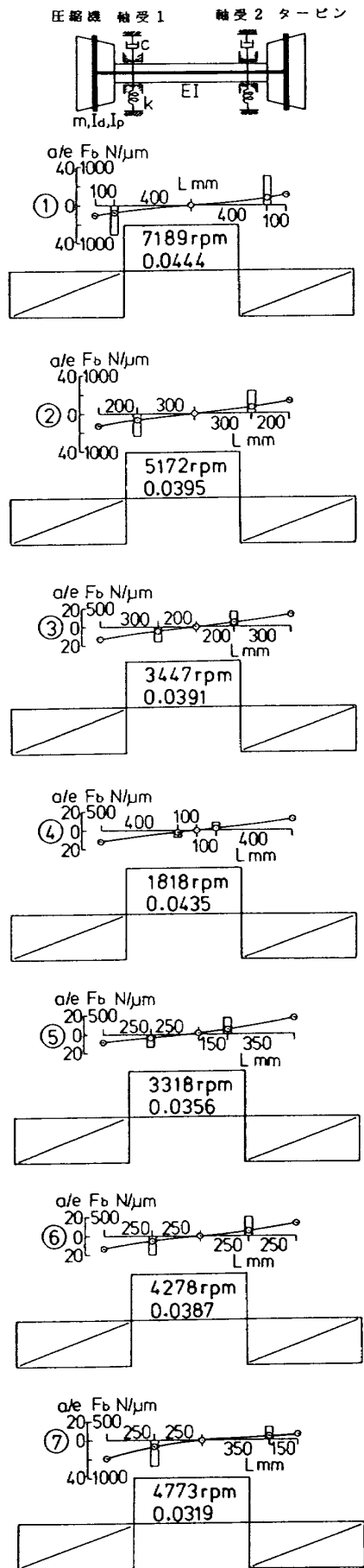


図9 D型の1次振動

●— ダンパなし —●— 軸受1にダンパ
 —●— 軸受2にダンパ

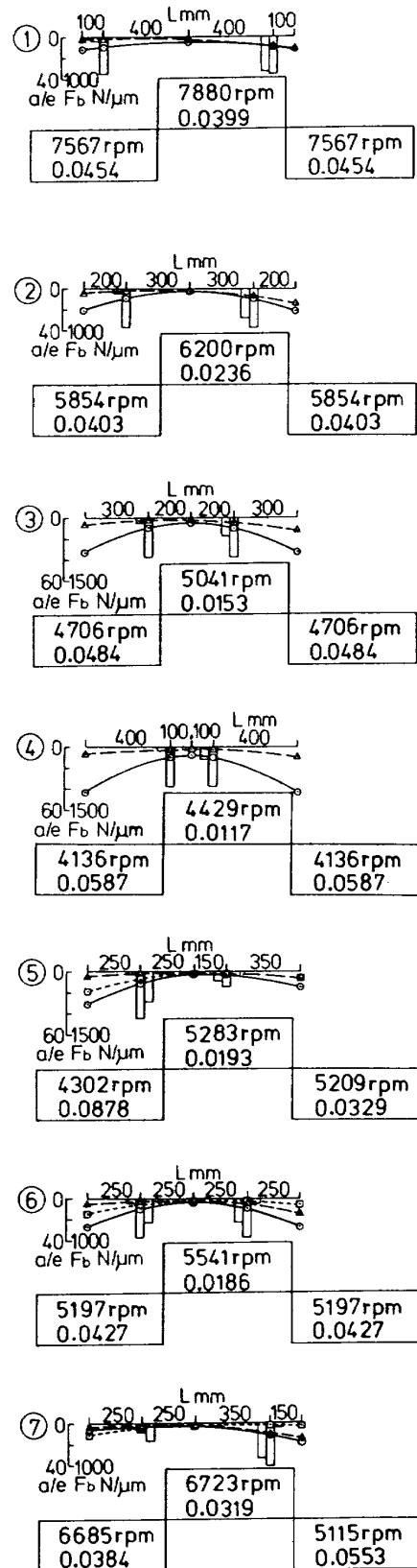


図10 D型の2次振動

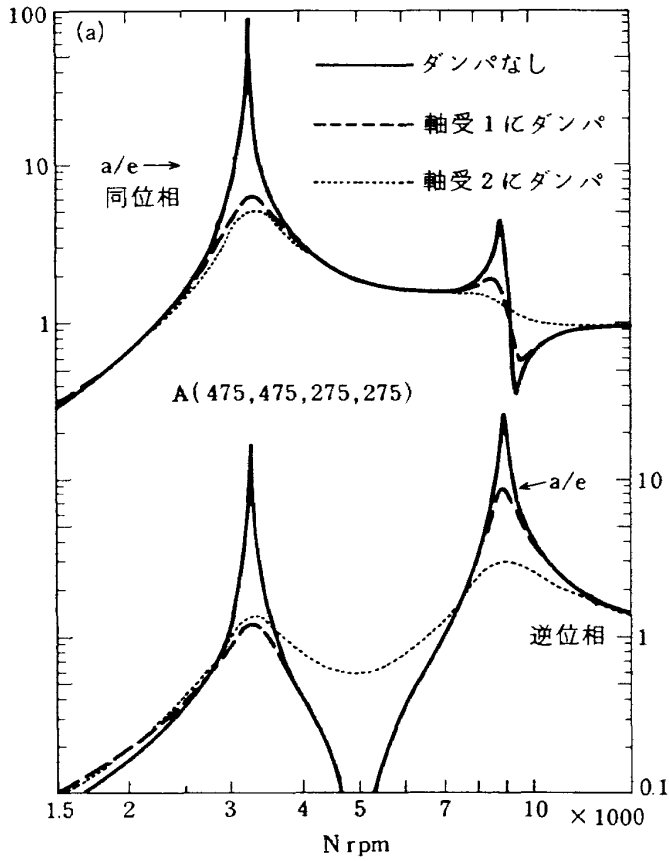


図 11(a) A型の不つりあい応答

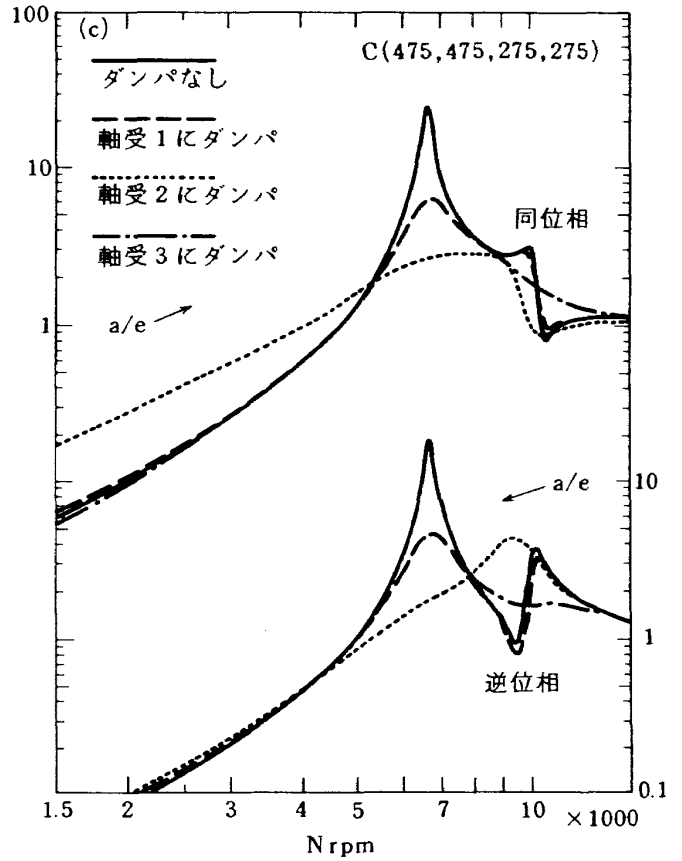


図 11(c) C型の不つりあい応答

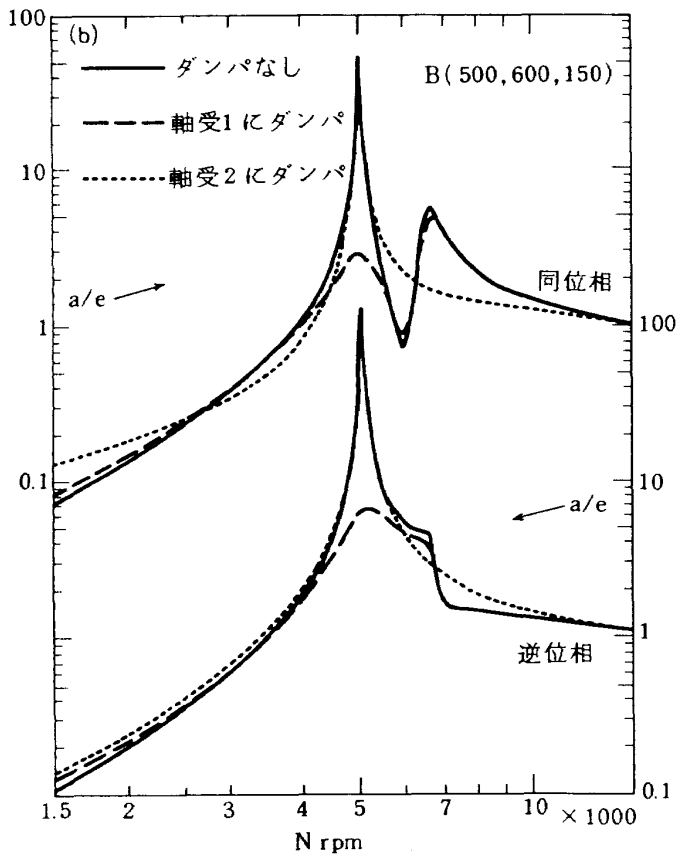


図 11(b) B型の不つりあい応答

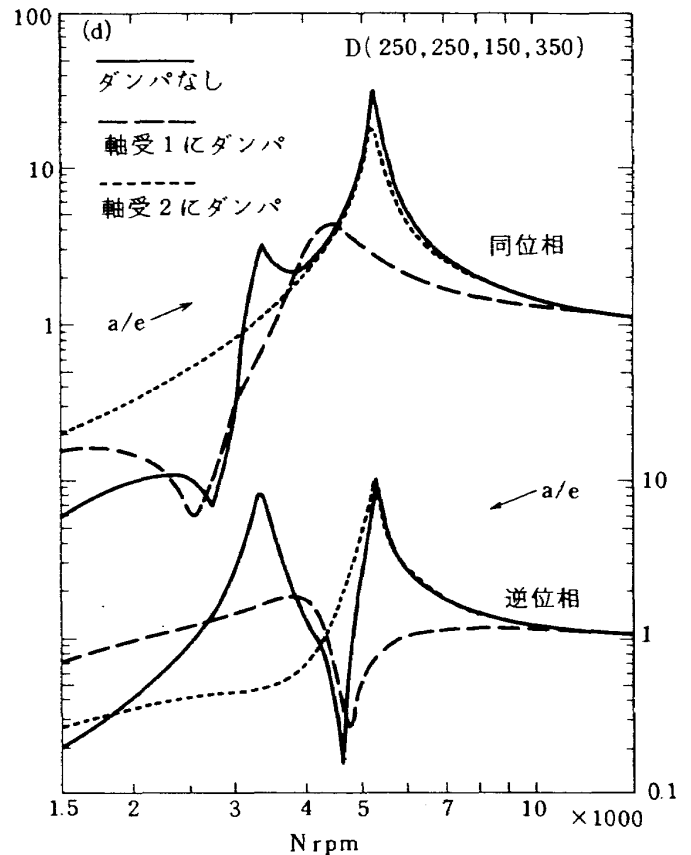


図 11(d) D型の不つりあい応答

た。この振動モードはパラレルモードと呼ばれている。

片持部の長さが長いほど危険速度は低下し、ロータの振幅は増加しているが、軸受動荷重はわずかに増加しているだけである。ただし、前後非対称型では片持部の長さが短い側のロータの振幅と軸受動荷重が、長い側より大きい。

ダンパが無い場合の振動減衰比は片持部の長さが増加すると減少し、④では0.0117となり、2次危険速度に対する値としてはA, B, C, Dの各型の中で最小であるが、ダンパを組み込むことによって約5倍に増加している。

前後対称型で片持部が短いものでは、ダンパを組み込んだ側の振幅と軸受動荷重が著しく低減される反面で、ダンパを組み込まない側の振幅と軸受動荷重はほとんど低減されない。片持部が長いものでは片側の軸受に組み込んだダンパの効果がダンパの無い側にも及んでいる。

前後非対称型では図10⑦に見られるように、片持部が短い側の軸受2にダンパを組み込むことによって、反対側のロータの振幅と軸受動荷重がかえって増加する場合がある。

D型のつりあい応答の例としては前後非対称の250, 250, 150, 350mm型(図9, 図10の⑤)を示した。このつりあい応答からも明らかなように、いずれの軸受にダンパを組み込んだ場合も1次危険速度は消滅している。また、2次危険速度の振動の低減に対しては、片持部が短い側の軸受1にダンパを組み込むことは有効だが、長い側の軸受2に組み込むことはあまり有効でない。

4. あとがき

ガスタービンのロータとして典型的な4種類の形式の軸系について、質量分布と軸受の位置を変えた場合の振動特性をQR法および伝達マトリックス法によって計算した。その結果を要約すると次のとおりである。

- 1) A型では軸系の質量が片寄った側の軸受にダンパを組み込むことが1次危険速度と2次危険速度の振動低減に有効である。
- 2) B型の軸受2の位置が不適当な場合には、ダン

パを組み込んでも1次危険速度の振動を低減できないことがある。軸受2の位置を適正にし、ダンパを組み込めば十分に振動を低減できる。

- 3) C型は軸受を3個もっているため、他の型より危険速度は高く、ダンパが無い場合の振幅は小さい。ところが、1個の軸受だけにダンパを組み込んでも、振動を十分に低減できない場合がある。
- 4) D型の1次危険速度はいずれか1個の軸受にダンパを組み込めば消滅するが、片持部が短いものでは、ダンパが組み込まれていない側の2次危険速度での振動が低減できない。

なお、本資料では振動低減のために軸受部に組み込むスクイズフィルムダンパは、いずれの場合も1個にかぎったが、この理由は推力を受ける軸受や動力を伝達する歯車に近接した軸受にダンパを組み込むことは好ましくないため、設計者としてはダンパをなるべく少なくしたい、という要求があるからである。もし、すべての軸受に最適なダンパを組み込むことができれば、ほとんどすべての場合、つりあい応答は格段に低減される。

本資料では推力100kN(10トン)クラスの2軸ターボファンエンジンの高圧ロータをとりあげたが、この結果から推力50~200kN(5~10トン)クラスのものについてのおおまかな推定ができる。この範囲からはずれるものでは、ロータの剛性と軸受の剛性の比が大幅に異なると考えられるので、本資料から推定する場合には注意を要する。

参 考 文 献

- 1) 宮地敏雄, 星谷昌二, 祖父江靖; ロータのつりあいによって生ずるジェットエンジンの振動の研究(第1報)単軸エンジンに関する実験と理論解析, 航技研報告TR-487(1977年2月)
- 2) 同上; 単軸ジェットエンジンのつりあい振動とダンパ軸受によるその防止, 日本航空宇宙学会誌24巻274号(1976年11月)
- 3) 同上; ロータのつりあいによって生ずるジェットエンジンの振動の研究(第2報)典型的な2軸ファンジェットエンジンに関する解析, 航技研報告TR-488(1977年2月)

- 4) 同上；二軸ファンジェットエンジンの不つりあい振動，日本航空宇宙学会誌24巻 274号（1976年11月）
- 5) 同上，ロータの不つりあいによって生ずるジェットエンジンの振動の研究（第3報）振動防止用ダンパ軸受に関する理論解析と実験，航技研報告 TR-491（1977年2月）
- 6) 同上；ダンパ軸受，日本ガスタービン学会誌4巻14号（1976年9月）
- 7) T.Miyachi, S. Hoshiya, Y. Sofue, M. Matsuki, T. Torisaki ; Oil Squeeze Film Dampers for Reducing Vibration of Aircraft Gas Turbine Engines, ASME Paper 79-GT-133(1979)
- 8) 齊藤 忍, 染谷常雄；多軸受多円板軸系の振動に関する研究（第1報，危険速度と安定限界速度の解析），日本機械学会論文集（第1部）42巻 360号（昭和51年8月）
- 9) L.A.Pipes and S.A.Hovanessian ; Matrix-Computer Methods in Engineering, John Wiley & Sons(1969)
- 10) M.Balda ; Dynamic Properties of Turbo-set Rotors, Symposium on Dynamics of Rotors, IUTAM Lyngby Denmark 1974(Springer Verlag -1975)
- 11) 白木万博, 神吉 博, 稲垣泰一, 川崎久生；回転機械の新しい危険速度評価法，三菱重工技報 16巻2号（1979年3月）

航空宇宙技術研究所資料527号

昭和59年2月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町1880
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表) ㊦182
印刷所 株式会社 共 進
東京都杉並区久我山5-6-17
