

UDC 62-233:  
629.7.035.6:  
621.452.32:  
534

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-488

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

宮地 敏雄・星谷 昌二・祖父 江靖

1977 年 2 月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# ロータの不平衡によって生ずる 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\*

宮地 敏雄\*\* 星谷 昌二\*\* 祖父江 靖\*\*

### Research on Turbo-jet Engine Vibration Induced by Rotor Unbalance

#### (2nd Report) Analysis of Typical Two Spool Fan-jet Engines

By Toshio MIYACHI, Shoji HOSHIYA and Yasushi SOFUE

The previous report (ref. 2), confirmed that the unbalance vibration of single spool turbo-jet engines and vibration damping effect of the squeeze film damper bearing could be estimated with sufficient accuracy for design purposes, by theoretical analysis.

Following these results, calculations on unbalance vibration in 2 typical models of 2 spool fan-jet engine were made, with consideration given to the different rotor speeds.

The results of the analysis showed that—

(1) Medium to large size 2 spool fan-jet engines have many resonance frequencies in the speed ranges, and at some speeds and positions, the vibration amplitudes exceed the critical value, without a damper bearings.

(2) In most cases, however, the vibration amplitude at the critical speed can be suppressed to within a safe value, using one or two damper bearing(s) at some adequate position(s).

## 1. ま え が き

航空宇宙技術研究所で試作研究が行なわれたJR系単軸ジェットエンジン<sup>(1)</sup>における振動問題の経験から、設計時に振動特性をできる限り正確に予測しておくことの必要性が痛感された。設計時に理論計算によって危険速度と危険速度における各部の振幅などを予測することができれば、その結果を参考にして設計の変更など適切な振動対策を講じたものを製作することが可能となり、開発に要する時間と費用が節約される。

第1報<sup>(2)</sup>ではJR系単軸ジェットエンジンおよびそれを単純化した模型についての実験と理論解析を行なった結果を述べ、理論計算によって単軸ジェットエンジンの振動特性を設計の参考とするのに十分な精度で予測できることを示した。また、ダンパ軸受を採用した場合の実験

と理論解析について述べ、ダンパ軸受の防振効果を明らかにした。

JR系単軸ジェットエンジンは外径に対する長さの比が小さいため、実用上問題となる危険速度はひとつだけであった。そのため振動問題の解析と対策については比較的容易に見通しを得ることができたが、単軸エンジンでも外径に対する長さの比が大きくなり、軸系の構造が複雑な場合、あるいは多軸エンジンの場合には振動問題の解決が困難になることが予想される。特に試作後に予想外の振動問題が発生した場合は簡単に実行できる対策を見出すことは非常に困難である。したがって新しいエンジンの設計に先立ち、軸受配置などを変えた種々の型式のエンジンを想定して、振動特性の試算を行ない、それぞれの型式の問題点、振動対策の効果などについて見通しを得ておくことは有意義であると考えられる。

この報告では前報に述べた理論計算の方法を2軸エンジンの場合に拡張した方法によって、軸受配置などが異

\* 昭和51年9月7日受付

\*\* 原動機部

なる2種類の典型的な2軸ファンジェットエンジンについて、防振対策を講じない場合とダンパ軸受を採用した場合の振動特性を計算した結果について述べる。

2軸エンジンは回転速度が異なる2本のロータを持っているため、ロータのつりあいによって生ずる振動の計算には当然そのことを考慮しなければならないが、従来この点について適正な考慮をはらった解析は行なわれていない。後述するように回転速度の異なる2本のロータを含む系の振動の解析においては、それぞれのロータのジャイロモーメントの項について適当な取扱いをすれば良いのであるが、従来このような解析が行なわれなかった理由は、ジェットエンジンにおいてはジャイロモーメントが振動特性に与える影響は大きくないとされていたことによると考えられる。しかしながら、ファンエンジンのファンあるいは一部のタービンなどの片持ち支持の回転体においてはジャイロモーメントの影響が無視できなくなることが予想される。

この報告では2軸エンジンの2本のロータの回転速度が異なることを考慮し、加振力については低圧軸と高圧軸によるものをそれぞれ別個に扱い、ジャイロモーメントについては低圧軸と高圧軸の回転速度の比を考慮して計算することにした。

## 2. 理論解析

計算方法は基本的には前報に述べたものと同様であるから、概要を述べ、2軸エンジンに特徴的な点だけについて詳細に説明する。

エンジンを次のようにモデル化する。ケーシング、低圧軸および高圧軸をそれぞれ1本の質量をもたない変断面のはり(曲げ剛性 $EI_{x,y}$ , せん断剛性 $\xi_{x,y}GA$ )の上に、いくつかの集中要素(質量 $m$ , 回転軸まわりの慣性モーメント $J_z$ , 回転軸に垂直な軸まわりの慣性モーメント $J_{x,y}$ )が配置されている系に置き換える。二つの集中要素にはさまれるはりの部分の曲げ剛性とせん断剛性は一定であるとする。

これらのはり軸受において互に平行変位に対するばね定数 $k$ , 角変位に対するばね定数 $\kappa$ で結合されているとする。ここで、 $E, G, k, \kappa$ は $E = E(1 + ig)$ などの形で与えられる複素弾性係数であり、 $g$ は構造減衰係数である。

このほか、軸受にダンパ軸受を採用した場合には、油膜の粘性減衰係数 $c$ と、軸受ハウジングを支持する構造物のばね定数 $k$ とが直列に接続されたモデルを想定して計算する。

以上は単軸エンジンに関する理論解析と同様であるが、

次に2軸エンジンに特有点について述べる。

2軸エンジンにおいては低圧軸と高圧軸の回転速度が異なり、機種によっては回転方向を変えているものもある。したがってつりあい力としては二つの周波数成分が重ね合わされたものを考えなければならない。

また、ジャイロモーメントについても同様のことを考慮する必要がある。しかしながら、この計算の主要な目的である振動対策の効果の予測のためには低圧軸と高圧軸のつりあいによる振動をそれぞれ分離して求めた方が理解しやすく、便利であり、また、現在まで2軸エンジンにおいてつりあい力の二つの周波数成分の重ね合せによる振動が問題になった例が無い。そこで、この報告ではつりあい力の二つの周波数成分の重ね合わせは考慮しないこととし、ひとつのロータのつりあい力に対する応答を求める場合には、他方のロータはつりあいの無いものが異なる回転速度で回転しているとする。また、ジャイロモーメントに関しては低圧軸と高圧軸の回転速度の比は一定と仮定し、ジャイロモーメントはそれぞれの回転速度によって生ずるものとする。

これらのことを考慮する以外は前報に述べた方法と全く同様の方法によって2軸エンジンのつりあい振動の解析を行なうことができる。すなわち、前述のようなモデルにおいて、それぞれのロータのつりあいを集中要素の重心の回転中心からの偏心(偏心量 $\delta$ , 位相 $\phi$ )と云う形で与え、これによって作用する遠心力(つりあい力)による強制振動を伝達マトリックス法によって求める。

なお、この計算方法はロータの曲げ剛性が軸対称でない場合には適用できないが、ケーシング、軸受およびケーシングの支持構造物の特性が軸対称でないことは全くさしつかえない。

以上に述べた計算に用いるロータおよびケーシングの状態ベクトル、剛性マトリックス、軸受部分およびエンジン支持系の剛性マトリックスは前報に述べた単軸エンジンの場合と同じであるが、ロータの質量マトリックスはロータ1とロータ2の回転速度が異なることを考慮し、次のようなものを用いる。

ロータ1とロータ2の回転角速度をそれぞれ $\omega_1, \omega_2$ とすると、ロータ1のつりあいによる振動を求める場合の、ロータ1の $i$ 番目の集中要素の質量マトリックスは次の通りである。

$$R1[P]_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -J_x \omega_1^2 & 1 & 0 & 0 & -i J_z \omega_1 \omega_1 & 0 & 0 & 0 \\ m \omega_1^2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & P_{49} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & i J_z \omega_1 \omega_1 & 0 & 0 & 0 & -J_y \omega_1^2 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m \omega_1^2 & 0 & 0 & 1 & P_{89} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i \quad \dots\dots\dots (1)$$

また、ロータ2の*i*番目の集中要素の質量マトリックスは次の通りである。

$$R2[P]_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -J_x \omega_1^2 & 1 & 0 & 0 & -i J_z \omega_1 \omega_2 & 0 & 0 & 0 \\ m \omega_1^2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & P_{49} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & i J_z \omega_1 \omega_2 & 0 & 0 & 0 & -J_y \omega_1^2 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m \omega_1^2 & 0 & 0 & 1 & P_{89} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、ロータ1に関する(1)式の中の $P_{49}$ および $P_{89}$ は次の通りである。

$$P_{49} = m \delta \omega_1^2 (\sin \phi - i \cos \phi) \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$P_{89} = m \delta \omega_1^2 (\cos \phi + i \sin \phi) \quad \dots\dots\dots (4)$$

また、ロータ2に関する(2)式の中の $P_{49}$ および $P_{89}$ はともに零とする。

ロータ2のつりあいによる振動を求める場合には(1)式の中の $P_{49}$ 、 $P_{89}$ は零とし、(2)式の中の $P_{49}$ と $P_{89}$ はそれぞれ(3)式と(4)式の $\omega_1$ を $\omega_2$ に書き換えた式によって求めれば良い。

また、 $R1[P]_i$ 、 $R2[P]_i$ はそれぞれ(1)式と(2)式の $\omega_1^2$ を $\omega_2^2$ に、 $\omega_1 \omega_1$ を $\omega_1 \omega_2$ に、 $\omega_1 \omega_2$ を $\omega_2 \omega_2$ に書き換えた式によって求めれば良い。

以上のほか、ロータ1、ロータ2とケーシングの軸受部分での結合関係についての取り扱いが計算プログラム上、単軸の場合より複雑になるが、本質的な問題ではないので省略する。

### 3. 振動解析モデル

中型ないし大型の2軸ファンエンジンとして代表的な2軸A型と2軸B型<sup>(3)</sup>を想定して計算する。

A型は図1に示すような、1段ファン、1段ブースト段、13段高圧圧縮機、2段高圧タービンおよび4段低圧タービンをもつ、軸受数8個のものである。ただし、軸受3は補機駆動用かさ歯車のためのもので、エンジン全体の振動特性に大きい影響を与えるものではない。

A型に近い軸受配置のエンジンの実例としては、圧縮機などの段数は異なるが、General Electric社のCF6、TF39などがある。

B型は図3に示すような、1段ファン、3段ブースト段、11段高圧圧縮機、2段高圧タービンおよび4段低圧タービンをもつ、軸受数4個のものである。

B型の軸受配置のエンジンの実例としてはUnited Technology社Pratt & Whitney DivisionのJT9Dなどがある。

A型とB型を比較すると、A型は軸受数が多く、軸受6および軸受7を納める比較的大きいミッドフレームをもっており、後側支持点はミッドフレームに設けられている。これに対しB型は軸受数を最小限とし、高圧タービンを片持ち支持とし、全体の構造を簡略にしてある。後側支持点はエクゾストフレームに設けられている。

B型の方が構造が簡単で、全長も短かいが、軸受数の

少ないB型には軸系の振動問題が生じやすいことが予想される。

2軸のファンエンジンの軸受配置としてはこのほかに各種の変形が考えられるが、ここでは最も代表的な2種について検討することにする。

エンジンの大きさとしてはコアエンジンの外径をJR系エンジンとほぼ等しいものとした。JR系エンジンについては各部の剛性が実測されているので、<sup>(4)</sup> その資料を参考にすることにより、同程度の寸法をもつエンジン

の各部の剛性の見積りが容易に、精度良くできる。

この大きさとA型、B型ともに地上静止最大推力が約5 tonのエンジンとなる。

A型、B型はそれぞれ図2と図4に示す通りにモデル化した。この振動解析モデルの要目を表1、表2に示す。

なお、この振動解析モデルにおいては前報に述べた単軸エンジンの場合に考慮したせん断変形の影響は僅かであるので、せん断変形は無視することにした。

構造減衰係数についてもJR系エンジンの実測値を参

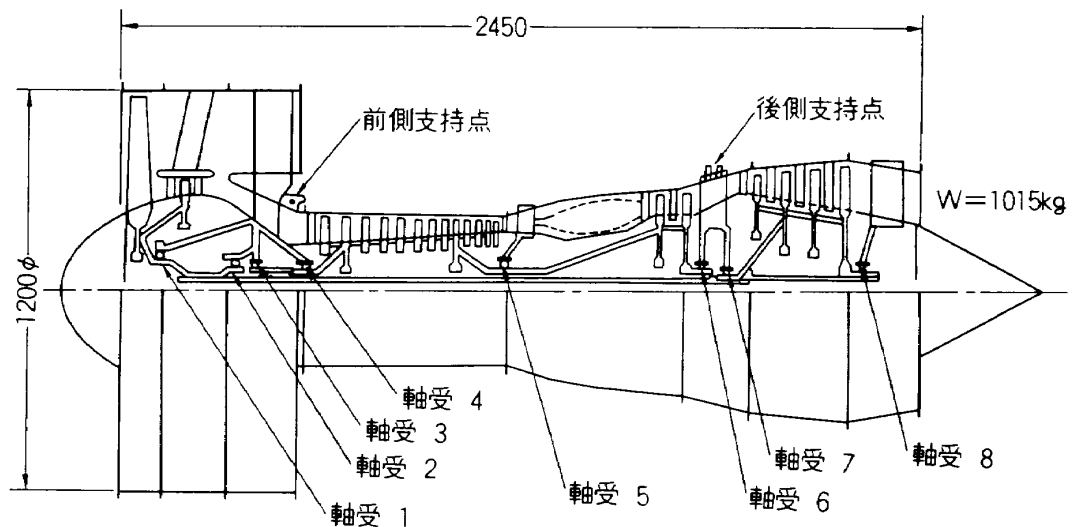


図 1 A型エンジン

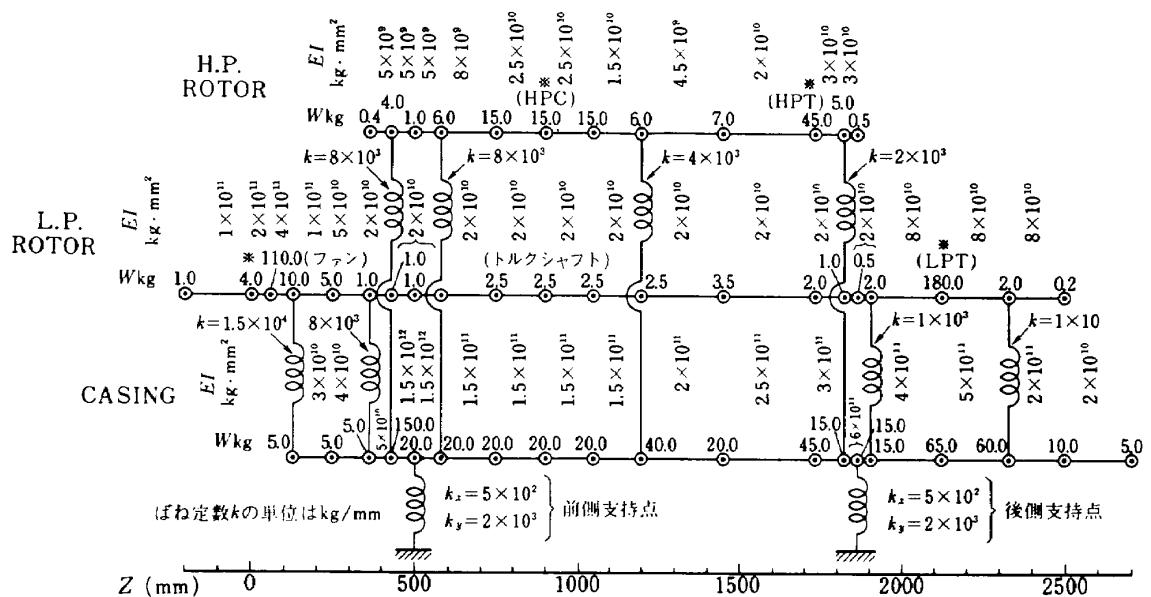


図 2 A型エンジンの振動解析モデル

考にして、すべての部分において0.05とした。

ダンパ軸受については粘性減衰係数が1～3 kg・s/mmのものをいくつかの軸受に採用した場合を想定して計算した。

ダンパ軸受の粘性減衰係数を前報で採用した0.5 kg・s/mmより大きい値とした理由は、前報に述べた軸受の両端にシールをもたないものに対し、シールをもつものは2～10倍の粘性減衰係数をもつことが、その後に行なわれた実験によって明らかにされたためである。<sup>(5)</sup>

なお、ダンパ軸受の詳細については別に報告する予定である。

A型、B型とも低圧軸と高圧軸の回転速度の比は1：2.25（一定）と仮定し、回転速度の範囲は低圧軸が8000 rpmまで、高圧軸が18000 rpmまでとした。ここに挙げたエンジンの実際の最高回転速度は低圧軸が約6000 rpm、高圧軸が約13500 rpmであるが、各部の剛性の見積りの不正確さによる固有振動数の計算値の不正確さを考慮して、計算の範囲はやや高目の回転速度までとした。

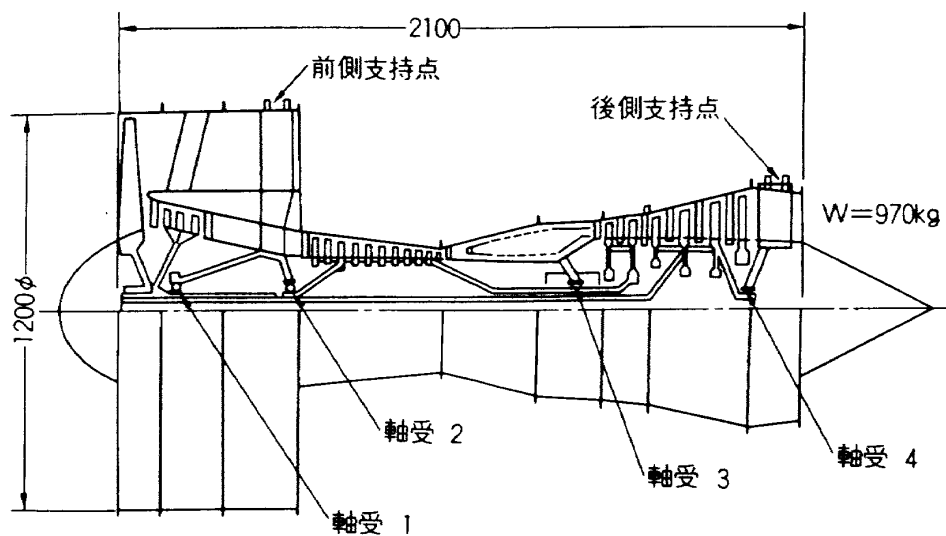


図 3 B型エンジン

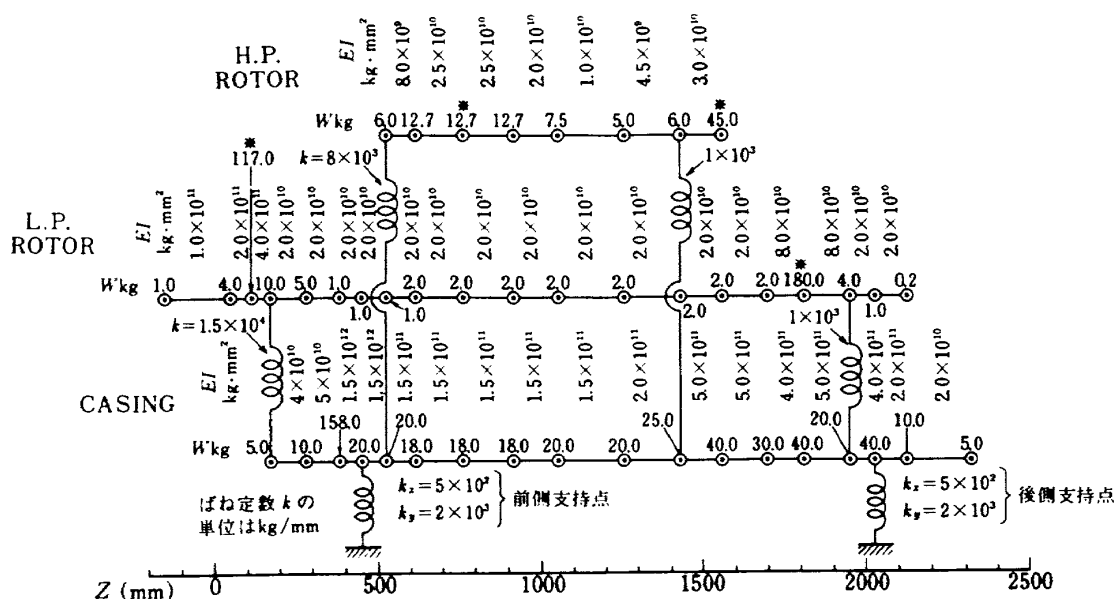


図 4 B型エンジンの振動解析モデル

表1 A型エンジンの振動解析モデル

	No	ケーシング				低圧軸				高圧軸			
		W kg	$J_{x,y}$ kg·mm <sup>2</sup>	$EL_{x,y}$ kg·mm <sup>2</sup>		W kg	$J_{x,y}$ kg·mm <sup>2</sup>	$J_z$ kg·mm <sup>2</sup>	$EL$ kg·mm <sup>2</sup>	W kg	$J_{x,y}$ kg·mm <sup>2</sup>	$J_z$ kg·mm <sup>2</sup>	$EL$ kg·mm <sup>2</sup>
ファンロータ 軸受1	1	—	—	—	—	1.0	0.56	1.12	1.00×10 <sup>10</sup>	—	—	—	—
	2	0	—	—	—	4.0	4.0	8.0	2.0	—	—	—	—
	3	60	—	—	—	※110.0	687.5	1375.0	4.0	—	—	—	—
	4	130	28	—	—	1.0	2.5	5.0	1.0	—	—	—	—
	5	250	28	3.0×10 <sup>10</sup>	—	5.0	0.3	0.6	5.0	—	—	—	—
軸受2 軸受3 前側支持点 軸受4	6	360	28	4.0	—	4.0	0.24	0.48	5.0	0.4	0.06	0.11	0.50×10 <sup>10</sup>
	7	430	1350.0	5.0	—	1.0	0.06	0.12	2.0	4.0	0.56	1.12	0.50
	8	500	2.0	25.4	150.0	1.0	0.06	0.12	2.0	1.0	0.14	0.28	0.50
	9	580	2.0	25.4	150.0	2.0	0.12	0.24	2.0	6.0	0.85	1.69	0.80
	10	750	2.0	25.4	15.0	2.5	0.15	0.30	2.0	1.50	16.5	33.1	2.5
軸受5	11	900	2.0	25.4	15.0	2.5	0.15	0.30	2.0	※15.0	16.5	33.1	2.5
	12	1050	2.0	25.4	15.0	2.5	0.15	0.30	2.0	1.50	16.5	33.1	1.5
	13	1200	4.0	62.4	20.0	2.5	0.15	0.30	2.0	6.0	1.5	3.0	0.45
	14	1450	2.0	31.2	25.0	3.5	0.21	0.42	2.0	7.5	4.2	8.4	2.0
	15	1730	4.50	85.1	30.0	2.0	0.12	0.24	2.0	※45.0	56.7	113.4	3.0
軸受6 後側支持点 軸受7 低圧タービン 軸受8	16	1820	1.50	28.4	60.0	1.0	0.06	0.12	2.0	5.0	0.71	1.41	3.0
	17	1860	1.50	28.4	60.0	0.5	0.03	0.06	2.0	0.5	0.07	0.14	3.0
	18	1900	1.50	33.8	40.0	2.0	0.12	0.24	8.0	—	—	—	—
	19	2120	6.50	146.3	50.0	※180.0	550.8	1101.6	8.0	—	—	—	—
	20	2330	6.0	135.0	20.0	2.0	0.12	0.24	8.0	—	—	—	—
	21	2500	1.0	5.6	—	0.2	0.01	0.02	—	—	—	—	—
	22	2700	5.0	1.3	2.0	—	—	—	—	—	—	—	—
	No	軸				受				支持点			
		$k_x$ kg/mm	$k_y$ kg/mm	$k_x$ kg·mm/rad	$k_y$ kg·mm/rad	$k_x$ kg/mm	$k_y$ kg/mm	$k_x$ kg·mm/rad	$k_y$ kg·mm/rad	$k_x$ kg/mm	$k_y$ kg/mm	$k_x$ kg·mm/rad	$k_y$ kg·mm/rad
軸受1 2 3 4 5 6 7 8	4	15000	15000	0	0	—	—	—	—	—	—	—	—
	6	8000	8000	0	0	—	—	—	—	—	—	—	—
	7	8000	8000	0	0	—	—	—	—	—	—	—	—
	9	8000	8000	0	0	—	—	—	—	—	—	—	—
	13	4000	4000	0	0	—	—	—	—	—	—	—	—
	16	2000	2000	0	0	—	—	—	—	—	—	—	—
	18	1000	1000	0	0	—	—	—	—	—	—	—	—
	20	1000	1000	0	0	—	—	—	—	—	—	—	—
※印は不つりあいを与えた要素													

表2 B型エンジンの振動解析モデル

ケーシング			低 圧 軸				高 圧 軸					
No	Z mm	W kg	$J_{x,y}$ kg $\cdot$ mm $\cdot$ s $^2$	$El_{x,y}$ kg $\cdot$ mm $^2$	W kg	$J_{x,y}$ kg $\cdot$ mm $\cdot$ s $^2$	$J_z$ kg $\cdot$ mm $\cdot$ s $^2$	$El$ kg $\cdot$ mm $^2$	W kg	$J_{x,y}$ kg $\cdot$ mm $\cdot$ s $^2$	$J_z$ kg $\cdot$ mm $\cdot$ s $^2$	$El$ kg $\cdot$ mm $^2$
1	-150	/	/	/	1.0	0.56	1.12	$10.0 \times 10^{10}$	/	/	/	/
2	50	/	/	/	4.0	4.0	8.0	20.0	/	/	/	/
3	110	/	/	/	※117.0	731.2	1462.5	40.0	/	/	/	/
4	170	5.0	2.8	$4.0 \times 10^{10}$	10.0	2.5	5.0	2.0	/	/	/	/
5	280	10.0	5.6	5.0	5.0	0.3	0.6	2.0	/	/	/	/
6	380	158.0	1422.0	150.0	1.0	0.06	0.12	2.0	/	/	/	/
7	450	20.0	25.4	150.0	1.0	0.06	0.12	2.0	/	/	/	/
8	525	20.0	25.4	15.0	1.0	0.06	0.12	2.0	6.0	0.85	1.69	$0.80 \times 10^{10}$
9	610	18.0	22.9	15.0	2.0	0.12	0.24	2.0	12.7	14.0	28.0	2.5
10	760	18.0	22.9	15.0	2.0	0.12	0.24	2.0	※12.7	14.0	28.0	2.5
11	910	18.0	22.9	15.0	2.0	0.12	0.24	2.0	12.7	14.0	28.0	2.0
12	1050	20.0	31.2	15.0	2.0	0.12	0.24	2.0	7.5	4.2	8.4	1.0
13	1250	20.0	31.2	15.0	2.0	0.12	0.24	2.0	5.0	1.25	2.5	0.45
14	1420	25.0	47.3	20.0	2.0	0.12	0.24	2.0	6.0	1.50	3.0	3.0
15	1555	40.0	75.6	50.0	2.0	0.12	0.24	2.0	※45.0	56.7	113.4	/
16	1690	30.0	56.7	50.0	2.0	0.12	0.24	2.0	/	/	/	/
17	1800	40.0	90.0	40.0	※180.0	550.8	1101.6	8.0	/	/	/	/
18	1948	20.0	45.0	50.0	4.0	0.24	0.48	8.0	/	/	/	/
19	2025	40.0	90.0	40.0	1.0	0.06	0.12	8.0	/	/	/	/
20	2120	10.0	5.6	20.0	0.2	0.01	0.02	2.0	/	/	/	/
21	2315	5.0	1.3	20.0	/	/	/	/	/	/	/	/

軸			受		支 持 点						
No	Z mm	$k_z$ kg/mm	$k_y$ kg/mm	$k_x$ kg $\cdot$ mm/rad	$k_y$ kg $\cdot$ mm/rad	No	Z mm	$k_z$ kg/mm	$k_y$ kg/mm	$k_x$ kg $\cdot$ mm/rad	$k_y$ kg $\cdot$ mm/rad
軸受	1	15000	15000	0	0	前側支持点	7	450	500	2000	0
	2	8000	8000	0	0		19	2025	500	2000	0
	3	1000	1000	0	0	後側支持点	19	2025	500	2000	0
	4	1000	1000	0	0		19	2025	500	2000	0

※印は不つりあいを与えた要素

※印はつりあいを与えた要素



## 4. 計算結果と考察

計算結果の代表例としてA型、B型ともにファン、高圧タ縮機、高圧タービンおよび低圧タービン（図2、図

4の※印を付けた要素）にそれぞれ $1/100\text{ mm}$ の偏心が同位相にある場合の前後支持点の垂直方向および水平方向の振巾の回転速度による変化を図5～8および図13～16に示す。

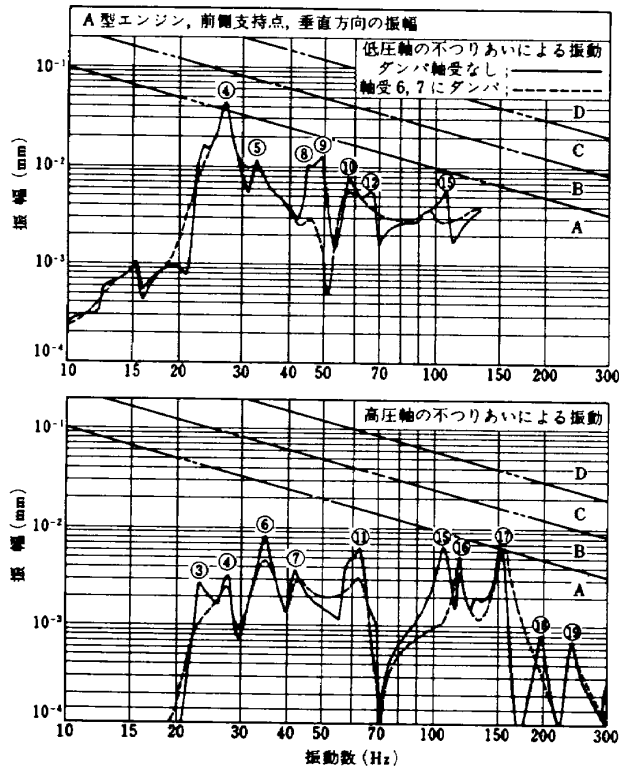


図 5 A型エンジンの振動特性(1)

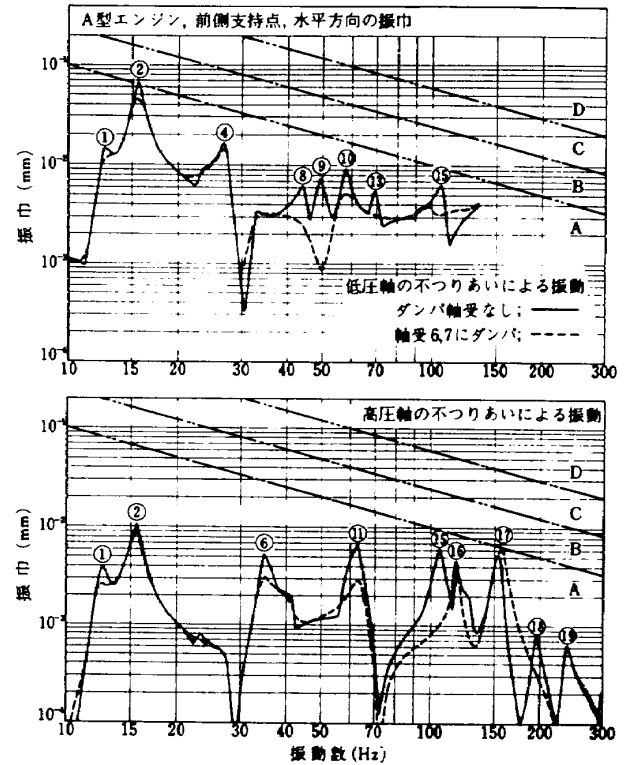


図 6 A型エンジンの振動特性(2)

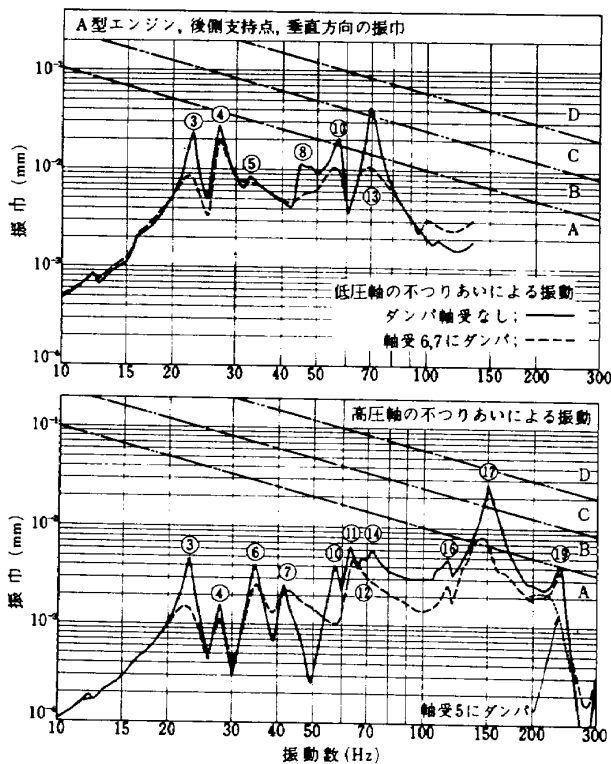


図 7 A型エンジンの振動特性(3)

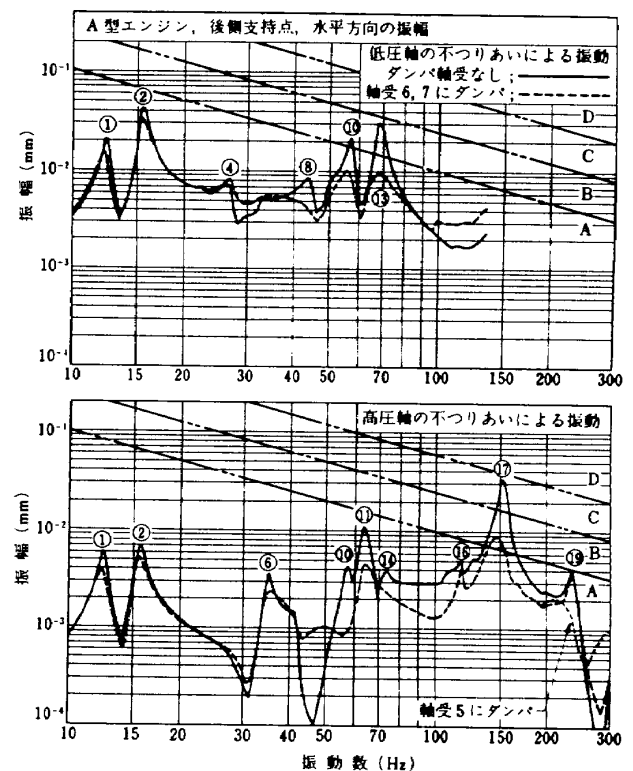


図 8 A型エンジンの振動特性(4)

ロータの主要部分に  $1/100 \text{ mm}$  の偏心と云う値はロータの組立時の許容つりあいよりかなり大きい値であるが、総組立から運転時までには各種の原因によって発生するつりあいを総合すると、この程度の値になる場合が多いことが従来の経験から知られているので、採用した値である。

振巾の代表点として前後支持点をえらんだが、振動モードによっては他の点、たとえば低圧軸の中央部などにこの点よりはるかに大きい振巾があらわれることがある。しかしながら、いずれの危険速度においてもこれらの点の少なくともひとつには振巾のピークがあらわれるから、

代表点としてこれらの点を採用することは適当と考えられる。

前節に述べたように低圧軸および高圧軸のそれぞれのつりあいによって生ずる振動を別個に計算したので、図5～8および図13～16においてもこれらを図の上下に分けて示した。これらの図にあらわれている多数の振巾のピークから明らかなように、エンジンの使用回転速度範囲内に多数の危険速度がある。

ジェットエンジンを含む各種の回転機械の振動の許容値を明確に定める方法は確立されておらず、主として経験にもとづくものがいくつか提案されている。

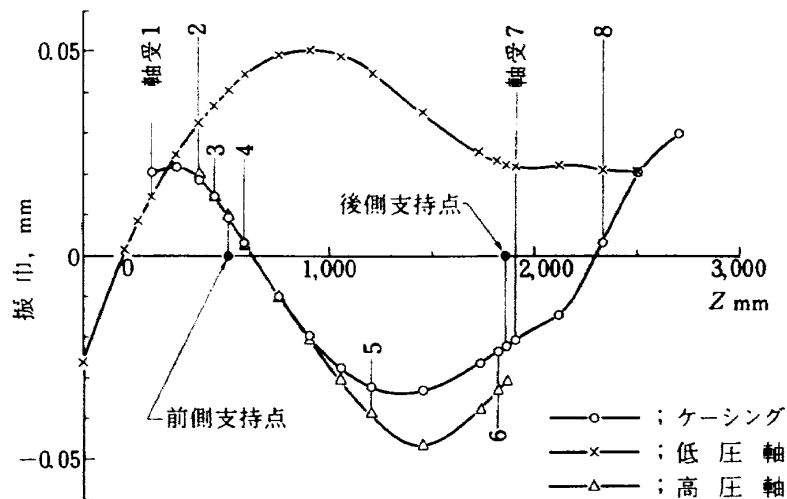


図 9 A 型, 低圧軸による振動, モード⑩, 水平方向, 57.1 Hz

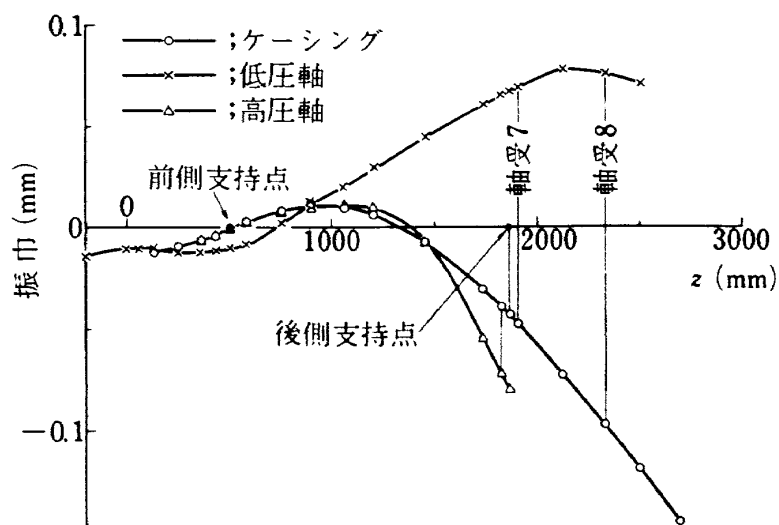


図 10 A 型, 低圧軸による振動, モード⑬, 垂直方向, 69.9 Hz

そのなかにジェットエンジンを含むものとしては、ISOが国際規格とすることを計画している、弾性ロータのつりあい良さの規格案がある。<sup>(6)</sup> この規格案は本来つりあい良さの評価に関するものであるが、弾性ロータの場合つりあい良さを残留不つりあいに表示することが困難なため、不つりあいによって生ずる振動で評価することになっている。この規格案は現在審議中のもので、国際規格として決定されるまでには多少の変更を加えられる可能性もあるものだが、他に適当な評価基準がないので、この規格案と計算結果とを比較して検討する。

ISOの規格案によると大型ジェットエンジンに関して次のように規定されている。

軸受または支持点の振動の速度振巾の r.m.s. 値と

して、

A ; Acceptable when machine is new  $< 4.5 \text{ mm/s}$

B ; Commercially acceptable  $< 11.2 \text{ "}$

C ; Attention at next overhaul  $< 28 \text{ "}$

D ; Immediate attention  $\geq 28 \text{ "}$

上記の値を図5～8および図13～16に描くと2点鎖線の通りになる。

これによると、A型エンジンでは低圧軸による振動のピーク⑬と⑬、高圧軸による振動のピーク⑰と⑱の振巾がAの値をこえている。

また、B型エンジンでは低圧軸による振動のピーク⑬と⑬、高圧軸による振動のピーク⑰と⑱の振巾がAの値をこえている。

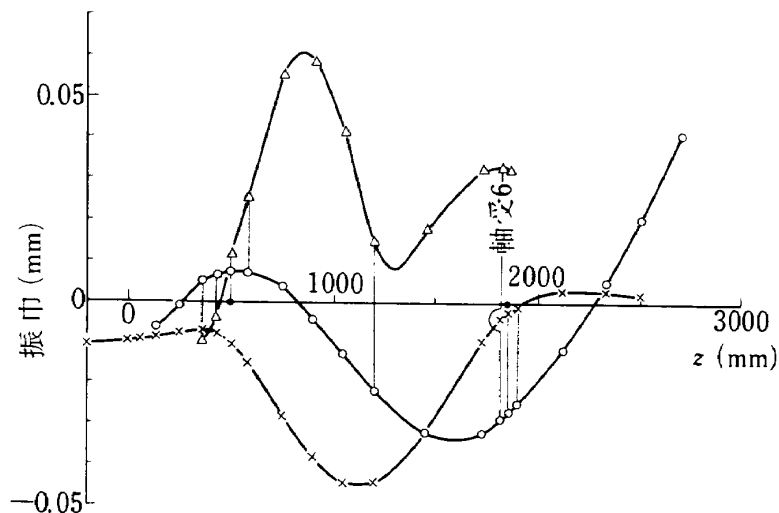


図 11 A型、高圧軸による振動、モード⑰、垂直方向、151Hz

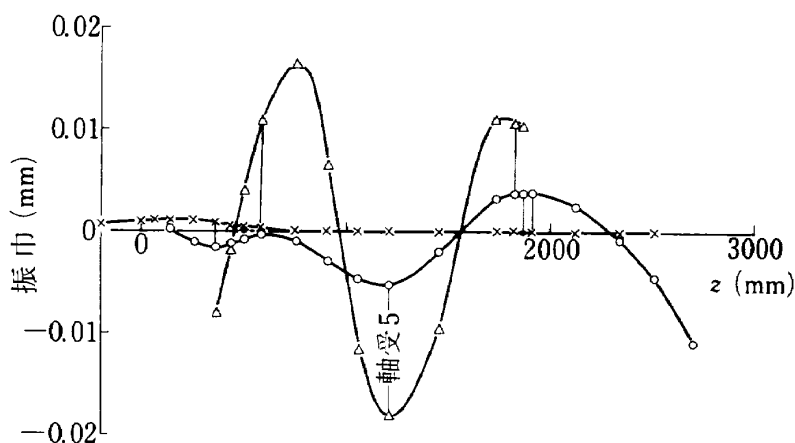


図 12 A型、高圧軸による振動、モード⑱、垂直方向、238Hz

これらのピークにおける振動モードをA型エンジンについては図9～12に、B型エンジンについては図17～20に示した。

これらの振動モードから振巾の抑制のためにどの軸受

をダンパ軸受とすることが有効か推定することができる。

A型エンジンについてみると、図9のモード⑩は軸受7の位置でケーシングと低压軸の相対変位が大きい。

したがって、モード⑩に対しては軸受7をダンパ軸受

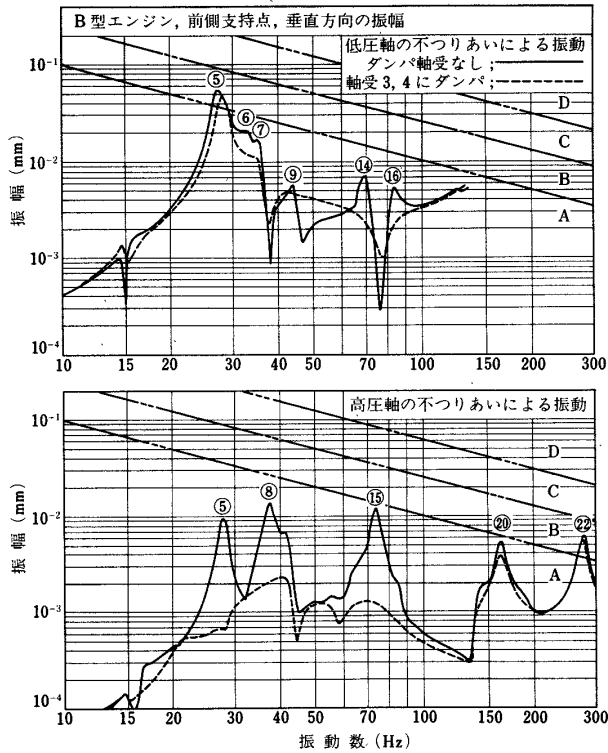


図 13 B型エンジンの振動特性(1)

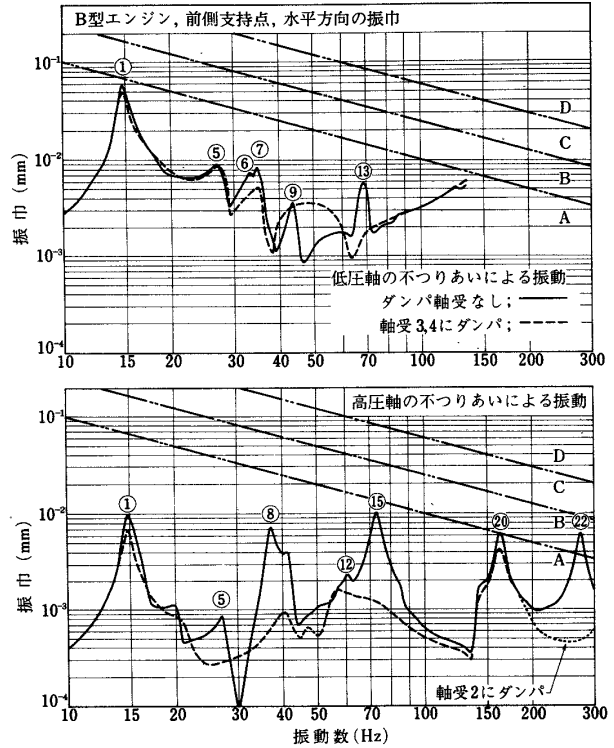


図 14 B型エンジンの振動特性(2)

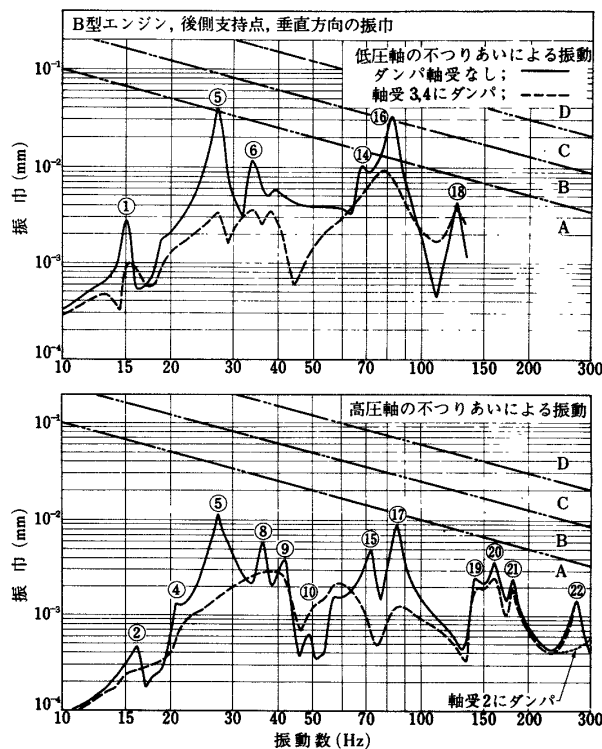


図 15 B型エンジンの振動特性(3)

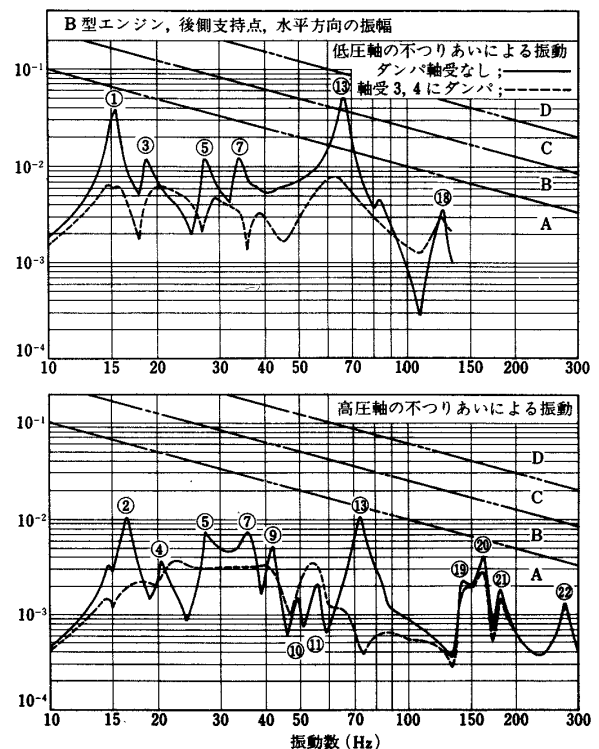


図 16 B型エンジンの振動特性(4)

とすることが最も有効と考えられる。

同様に、図10のモード⑬には軸受8または軸受7、図11のモード⑰には軸受6、図12のモード⑲には軸受5または軸受4をダンパ軸受とすることが有効と考えられる。

B型エンジンについてみると、図17のモード⑬および図18のモード⑯には軸受4、図19のモード㉑には軸受3、図20のモード㉒には軸受2をダンパ軸受とすることが有効と考えられる。

ジェットエンジンにおいて任意の軸受をダンパ軸受とすることに何ら障害がなければ、防振のため有効と考えられるすべての軸受をダンパ軸受とすればよいが、実際には種々の障害がある。すなわち、推力を受ける軸受をダンパ軸受とするには軸受まわりを特殊な構造にしなければならない。また、補機駆動用歯車あるいはスキマの小さいシールなどに近接する軸受をダンパ軸受とすることは避けた方がよい。

A型エンジンでは軸受1および軸受5が推力軸受であ

り、軸受3が補機駆動用歯車の軸受である。

B型エンジンでは軸受1および軸受2が推力軸受である。

したがって、これらの軸受以外の軸受をダンパ軸受とすることによって振巾を抑制することが望ましい。

以上のことを考慮し、A型エンジンでは軸受6と軸受7、B型エンジンでは軸受3と軸受4をダンパ軸受とすることとして試算を行なった。

ダンパ軸受の粘性減衰係数は別に行なった実験の結果を参考にし、ここではいずれも  $3 \text{ kg} \cdot \text{s/mm}$  とした。

計算結果は図5～8、図13～16に破線で示した。

前報に述べた通り、ダンパ軸受の油膜（粘性減衰）は軸受ハウジングを支持する構造物（ばね）と直列に接続されてケーシングとロータの間に挿入されるので、これによって振動系の形が変わる。したがって振動特性も大きく変化することが予想されるが、前報に述べた単軸エンジンの場合と同様に、ダンパ軸受による振動特性の変化はさほど小さくなく、大多数のピークは振動数をあまり

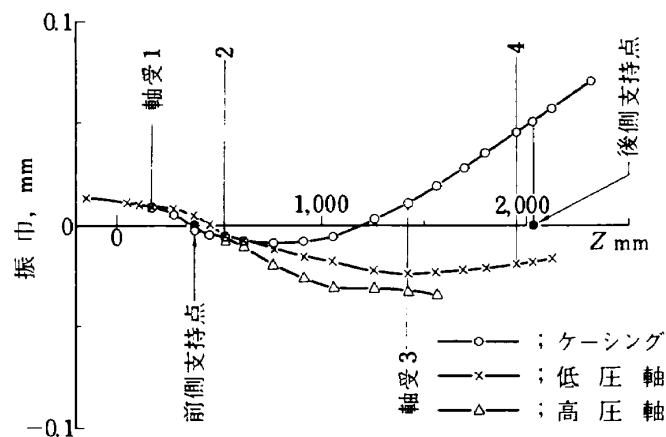


図 17 B型、低圧軸による振動，モード⑬，水平方向，66.1 Hz

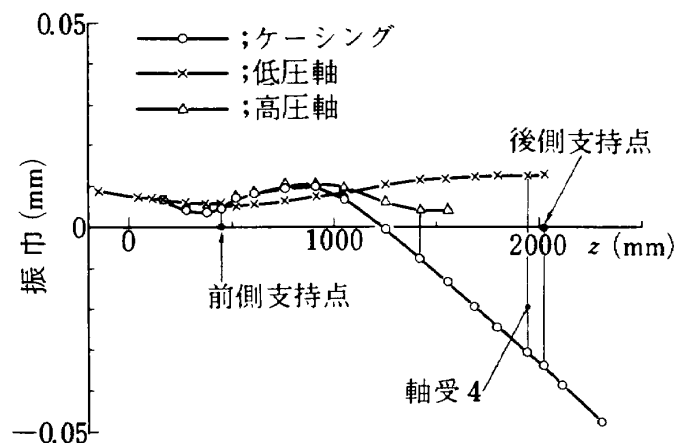


図 18 B型、低圧軸による振動，モード⑯，垂直方向，82.1 Hz

変化せず、振巾が減少した形に変化している。

A型エンジンにおいては図7, 8に見られるように、ピーク⑩および⑬は軸受7をダンパ軸受としたことによって振巾が減少している。また、ピーク⑰は軸受6をダンパ軸受としたことによって振巾が減少している。ところが、ピーク⑱はモード⑱に対して有効に作用する軸受5あるいは軸受4をダンパ軸受としていないので、振巾の減少率は低い。

この場合も軸受5をダンパ軸受とすれば、図7, 8に点線で示したように振巾が減少する。

次に、B型エンジンにおいては図15, 16に見られるように、ピーク⑬および⑯は軸受4をダンパ軸受としたことによって振巾が減少している。また、図13, 14に見られるように、ピーク⑳は軸受3をダンパ軸受とすることによって振巾が減少しているが、ピーク㉑はモード

㉑に対して有効に作用する軸受2をダンパ軸受としていないので振巾はほとんど減少しない。ピーク㉑は軸受2をダンパ軸受とすると消滅するが、この場合、ピーク㉑の振巾はほとんど減少しない。

このように小数の軸受をダンパ軸受とすることは、或る振動モードの振巾の抑制にはきわめて有効だが、他の振動モードにはほとんど効果がない場合がある。

この場合もその振動モードに対して有効な他の軸受をダンパ軸受とすることができれば問題はないが、これには前に述べたような障害がある。

したがってエンジンの設計時には各種の軸受配置について、ここに述べたような試算を行ない、ダンパ軸受とすることに障害がない軸受だけをダンパ軸受とすることによって、すべての振巾のピークを抑制することは無理としても、実用上問題となる回転速度範囲における振巾

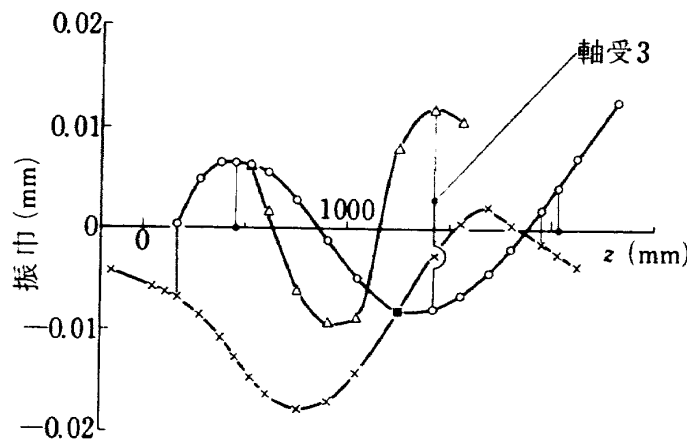


図 19 B型, 高圧軸による振動, モード㉑, 水平方向, 1625Hz

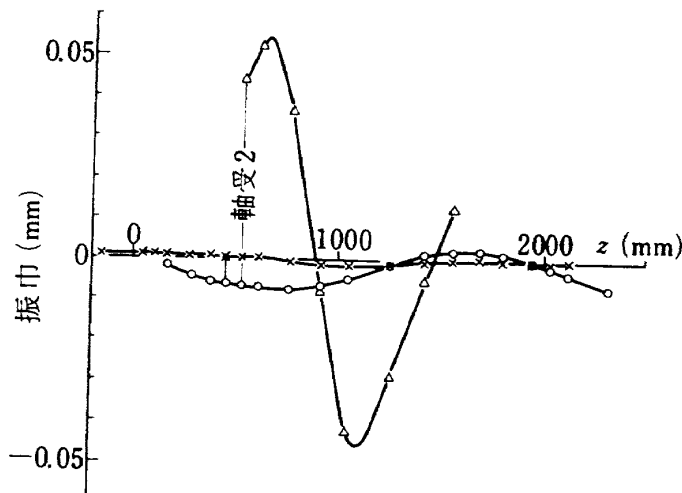


図 20 B型, 高圧軸による振動, モード㉑, 水平方向, 2735Hz

は制限値以内に抑制できることを確認しておくことが望ましい。

なお、この報告では偏心がすべて同位相にある場合だけについて述べ、他の場合は省略したが、振動モードによっては圧縮機側とタービン側の偏心が逆位相にある場合、あるいはどちらか一方だけに偏心がある場合の方が振幅が大きくなることがある。また、振動モードも不つりあい分布によって変化する。

垂直方向と水平方向の振動特性の相違について、A型エンジンに関する図5と図6、図7と図8、B型エンジンに関する図13と図14、図15と図16をそれぞれ比較すると、剛体的な振動モードをもつ低い振動数においては支持剛性が軸対称でないことによって、大きい差があらわれているが、実用上問題となる高い振動数においては支持剛性の影響は少なくなり、垂直方向と水平方向の振動特性の差が小さくなっている。

前述のように小数の軸受をダンパ軸受とすることは或る振動モードの振巾の抑制にはきわめて有効だが、他の振動モードには有効でない場合がある。そこで、こころみにA型エンジンのすべての軸受をダンパ軸受とした場合について試算した結果を図21に示す。この場合には剛体的な振動モード以外の、ほとんどのピークが認められなくなっている。このように多くの軸受をダンパ軸受とすることは振動軽減のためには有効であるが、すべての軸受をダンパ軸受とするには前述のようないくつかの難点がある。

したがって、各種の軸受配置について試算し、ダンパ軸受とすることが容易な軸受だけをダンパ軸受とすることによって、運転時に問題となる危険速度での振巾を制限値以下に抑制できるような軸受配置を求めることが望ましい。

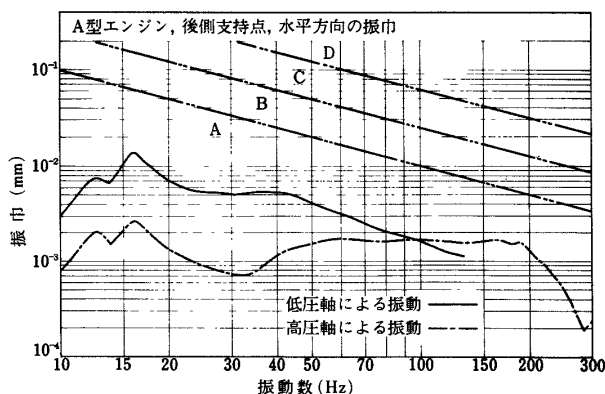


図 21 A型エンジンの全軸受をダンパ軸受とした場合の振動特性

次に、ジャイロモーメントの影響について述べる。図22にB型エンジンの前側支持点、水平方向の振巾についてジャイロモーメントを無視した場合と考慮した場合の計算結果を示した。振動数が低い範囲の剛体的な振動モードに対応するピークではほとんど差が認められないが、振動数が高くなるにしたがって振動数、振巾ともに無視できない差が生じている。

ここにはジャイロモーメントを全く無視した場合との比較を示したが、低圧軸と高圧軸の回転速度が異なることを無視した場合にも同程度の差異が生ずる。

おわりに、エンジンの大きさと振動特性の関係についてふれておく。ここで試算を行なったエンジンは推力5 tonクラスのものであるが、同じ形式の3～10 tonクラスのエンジンについては形状がほぼ相似となるので、この試算の結果から振動特性を推定できる。

推力2 tonクラスあるいはそれ以下の小型2軸エンジンでは軸受配置などを中型ないし大型エンジンとは異なる形式とする場合が多い。また、推力20 tonクラスの最大級のエンジンでは、軸受配置などは中型～大型エンジンと同様の形式が採用されるが、直径／長さの比、ロータおよびケーシングの剛性／質量の比などが大幅に異なる。したがって、それらの場合については別に試算を行なう必要がある。

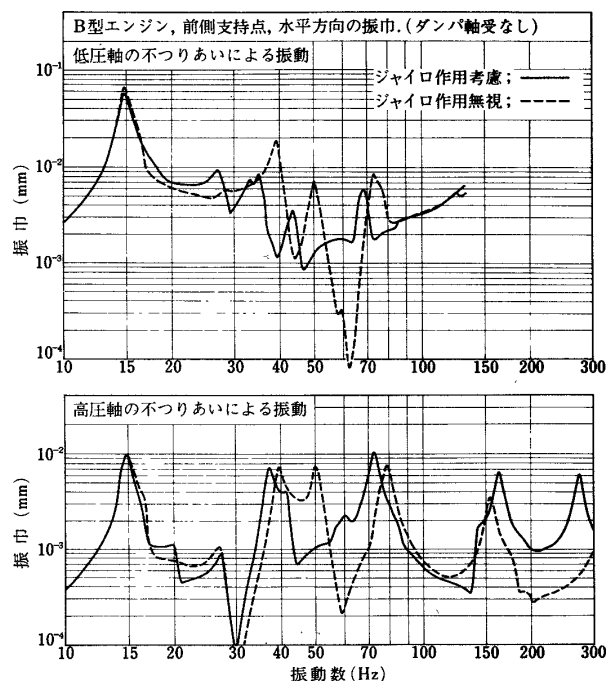


図 22 B型エンジンの振動特性に対するジャイロモーメントの影響

## 5. む す び

中型ないし大型の2軸ファンエンジンとして典型的な2種類のエンジンのにつりあい振動について試算した結果、次のことが明らかになった。

(1) 中型ないし大型2軸ファンエンジンはどのような軸受配置を採用するとしても、使用回転速度範囲内にかなり多数の危険速度があり、危険速度における振幅が制限値を越える場合もあることが予測される。

(2) これらの危険速度における振幅は多くの場合、少数の軸受にスクイズフィルムダンパを設けることによって抑制することができるが、軸受配置によっては少数の軸受だけにダンパを設けることによって振幅を十分に抑制できない振動モードが生ずる場合もある。

(3) ダンパの数を増加し、極端な場合としてすべての軸受にダンパを設ければ、エンジン全体が一つの剛体として振動する振動モードに対応する振幅のピーク以外のピークはほとんど消滅する程度に減衰できる。

しかしながら実際問題として、すべての軸受にダンパを設けることには種々の難点があるので、各種の軸受配置について試算を行ない、容易にダンパを設けることができる部分だけにダンパを採用することによって十分な振幅の抑制ができるような、最適の構造を求めることが望ましい。

(4) ジャイロモーメントが振動特性に与える影響はジ

ェットエンジンにおいても無視できない程度である。

したがって、多軸エンジンの場合は各軸の回転速度を考慮してジャイロモーメントを計算し、振動特性を求める必要がある。

## 文 献

- (1) 松木正勝，鳥崎忠雄；リフトジェットエンジン JR 100 H の概要，機械学会誌 70 巻 581 号（昭和 42 年 6 月），P 918～921
- (2) 宮地敏雄，星谷昌二，祖父江靖；ロータのに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 単軸ジェット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）
- (3) 松木正勝，鳥崎忠雄；ファンエンジンの動向，機械学会誌 73 巻 617 号（昭和 45 年 6 月），P. 812～818
- (4) 宮地敏雄，小河昭紀，星谷昌二，祖父江靖；ジェットエンジン用薄肉組立ロータの曲げ剛性，航技研報告 TR-329（1973 年 7 月）
- (5) 宮地敏雄，星谷昌二，祖父江靖；ロータのに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) International Standard Organization；Second Sugested Redraft of Document ISO/TC108/SC1/WG2 (Germany-2)5, Balance Quality Criteria (1974)



---

## 航空宇宙技術研究所報告 488 号

昭和 52 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 東京プレス  
東京都板橋区桜川 2-27-12

---