

1 まえがき

当社では、永年隈取りモータ、コンデンサモータなどの小形モータや各種のモータ応用製品を生産してきた。

小形モータはエアコンなどの空調関連機器及びガス・石油暖房器などの燃焼機器関連を中心に各種家電製品に採用いただいている。

現在では、家庭におけるモータの使用数が生活水準のバロメータとなるほどであり、今後も生活レベルの向上とともに生産量が増加してゆくと考えられる。

一方モータを応用した家電製品は、消費者のニーズを背景に高性能、多機能化が進むとともに、軽量、小形化が顕著になってきており、更に都市の過密化、生活環境の多様化に伴って、騒音、振動問題が最近クローズアップされてきた。

これらのニーズに応えるため小形モータにおいても、軽量、小形化は勿論のこと、可変速や安全保護などの付加機能の常備への移行と同時に、従来には想定されなかった低騒音、低振動の要請に対応を迫られるようになった。

モータメーカーとしては客先のあらゆる負荷、使用条件において発生するこれらの問題に迅速に対応するため、

振動の発生源を正確に把握し、対策の評価を再現性良く処理しなければならない。

このような市場要求に応えるため、負荷及びモータ部品の動的挙動を把握できる振動分析設備を新たに導入したので、その設備の概要と応用例について紹介する。

2 振動分析設備の概要

導入した設備は、ランダム信号出力を有するFFTアナライザ及び加振力を発生する小形加振機、加振機にパワーを供給するための電力増幅器、加振点と測定点の加速度を検出するための加速度ピックアップ、加速度ピックアップの信号を増幅するチャージアンプである。

以下に各装置の仕様概要、これらの設備により構成された振動解析システム(図1)及びシステムの外観(図2)を示す。

(1) FFTアナライザ

型式	CF-350
入力チャンネル数	2
入力電圧レンジ	0 ~ ±50V
周波数分析レンジ	0 ~ 40kHz

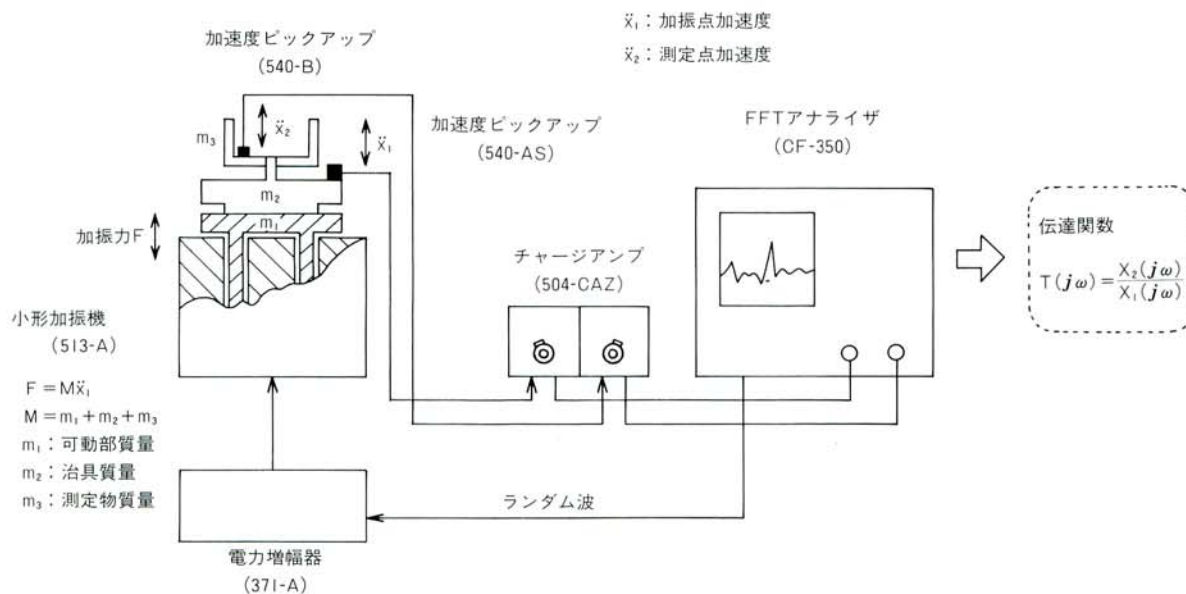


図1 / 振動解析システム
Fig. 1 / Vibration analysis system

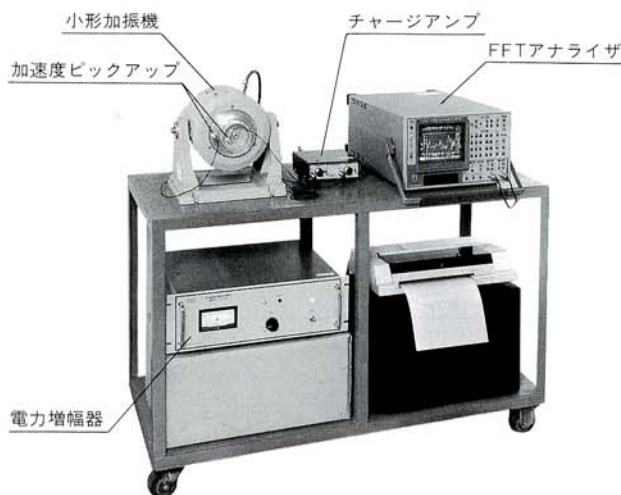


図2/システム外観図

Fig. 2/Exterior view

サンプリング周波数	周波数分析レンジの2.56倍
サンプリング点数	1024点
周波数分解能	周波数分析レンジ/400
アナログ信号出力	出力波形：サイン、インパルス、スウェプトサイン、ランダム等 周波数範囲：0.1mHz～40kHz 最大出力：5V 出力モード：連続、単波、バースト

(2) 小形加振機

型式	513-A
最大加振力	10kgf
最大振幅p-p	8mm
最大搭載重量	5kg
可動部重量	0.35kg
周波数範囲	0～8kHz
支持方式	リーフバネ方式

(3) 電力増幅器

型式	371-A
出力電力	100VA
歪み率	0.5%以下
S/N比	最大出力に対して80dB
周波数範囲	2Hz～10kHz
方式	ソリッドステート方式

(4) 加速度ピックアップ (2種類)

型式	540-B	540-AS
電荷感度 (pC/G)	2	12
使用上限周波数 (kHz)	20	15
最大加速度 (G)	1000	3000
重量 (g)	2.5	13
直径 (mm)	φ10	M12
高さ (mm)	11	16

(5) チャージアンプ

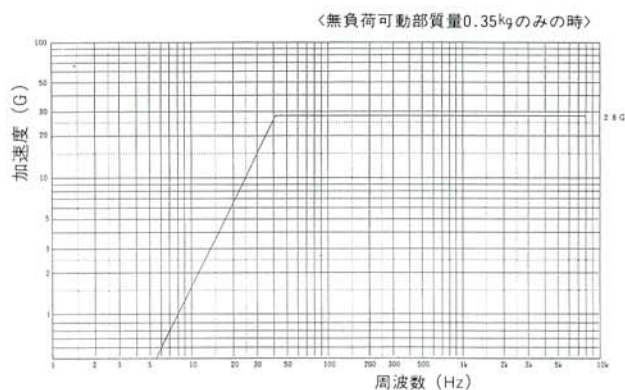


図3/加振力特性曲線

Fig. 3/Frequency characteristic of the exciter

型式	504-CAZ
感度調整範囲	1～100pC/G
最大入力	22000pC (10～100pC/Gにて)
残留ノイズ	0.02pCrms (1pC/Gにて)
周波数特性	5Hz～5kHz
出力インピーダンス	100Ω

(2)と(3)を組み合わせた場合の加振力特性曲線を図3に示す。

3 振動解析の手法

装置本来の性能を低下させることなく低騒音を実現するためには、従来のような経験と勘に基づいた機構設計では、もはや限界がある。

そこで設計段階から構造物の動的挙動を把握し、発生する騒音を予測する技術が必要となってきた。

この技術が振動解析であり、今日その中核をなしているのが、有限要素法による数値解析と実験によるモデル解析である。

図4にそれぞれの手法による振動解析の過程を示し、以下にそれぞれの概要と特徴について述べる。

(1) 有限要素法による数値解析

各部の運動を代表する有限個の要素に構造物を細かく分割し、要素間の接続点における境界条件を考慮しながら運動方程式を構成する。

この運動方程式は質量行列、減衰行列、剛性行列を用いて表現され、加振力が働いたときの個々の点の動的挙動は、加振力ベクトルをこの運動方程式に代入し、変位ベクトルについて解くことで求められる。

また、この系の持つ固有振動数、ダンピング・レシオ

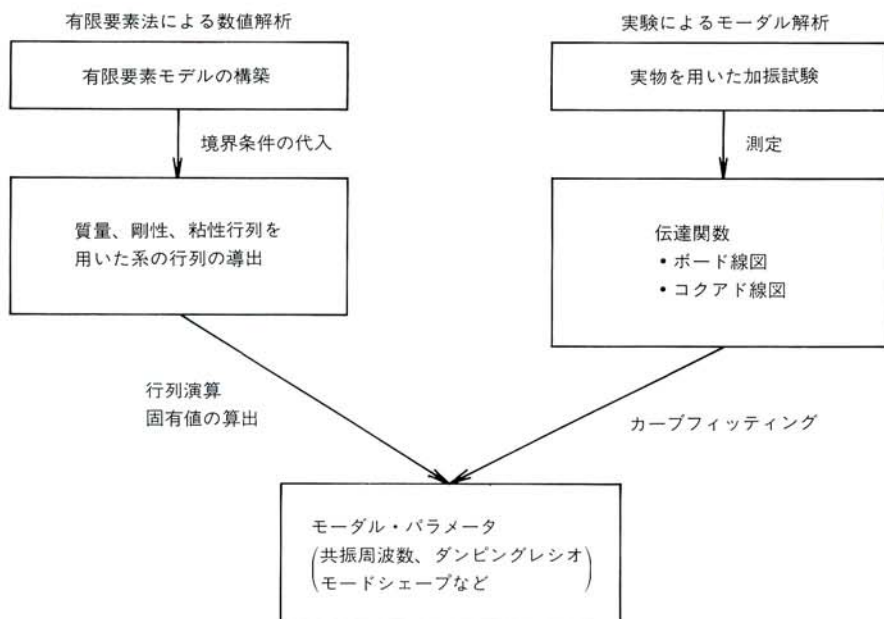


図4/有限要素法解析及びモーダル解析による振動分析

Fig. 4/Vibration analysis using F.E.M and modal analysis method

およびモード・シェープ（振れ方向と振幅）（以下モーダル・パラメータという）は、上記三つの行列より構成される系の行列の固有値や運動方程式の演算結果より与えられる。

この手法により理論的には、要素数を増やせば十分な振動解析が行えるはずであるが、現実には簡単化のため要素数を減らしたり、減衰行列を無視したりするので誤差を生じる。

(2) 実験によるモーダル解析

実際の構造物を外力によって加振し、そのときの振動応答を外力と同時に測定してフーリエ変換に依って周波数領域における伝達関数を求める。

次に求められた伝達関数にカーブフィッティングの手法を用いて、この系のモーダル・パラメータを求め、系の動的挙動を明らかにする。

この手法は次のような場合に適用される。

①有限要素モデルの最適化

前(1)項で述べたように有限要素法による解析では困難とされている減衰特性の把握とモデル、境界条件、要素数の妥当性の検証により有限要素モデルを最適化するのに用いられる。

この際検証には、図4にも示したようにモーダル・パラメータが使用される。

②振動、騒音対策の評価

検討対象になる構造物が存在しているので構成要素の摩耗、破損、不整合等の問題点を調査したり対策方法を評価するのに用いられる。

しかしながら、測定のために質量を持ったセンサーを取付ける必要があるため軽量小形の構造物や、逆に加振能力の問題から超大形装置への適用が困難なことも

ある。

以上は構造物設計における振動解析の手法のあらましであるが、まえがきでも述べたように、導入の目的は振動、騒音問題への迅速な対応である。

この場合、振動解析は(2)項の②の手法における固有振動数や振動モードの分析による振動要因の特定と対策の評価が主体となるため、次章で「実験によるモーダル解析」についてももう少し詳しく述べることにする。

4 実験によるモーダル解析の概要

実験によるモーダル解析の手法にはノーマル・モード法と伝達関数法の2種類があるが、ここでは伝達関数法についての概要を述べる。

4.1 伝達関数法の背景

この手法は、近年のデジタル機器の普及に伴い、ここ10～15年の間に一般化してきたもので、自動車や工作機械業界を中心に広まった手法である。

この手法はFFT（高速フーリエ変換）アルゴリズムを使用しているため、運用面において早く、簡単に解析でき、設備面においても、ノーマル・モード法に比較して低コストにできる特徴を持っている。

4.2 伝達関数法の内容

構造物のある点に加振機またはインパルス・ハンマで加振力を与えたとき、測定点において得られる変位、速度または加速度の応答を測定し、加振力に対する各パラメ

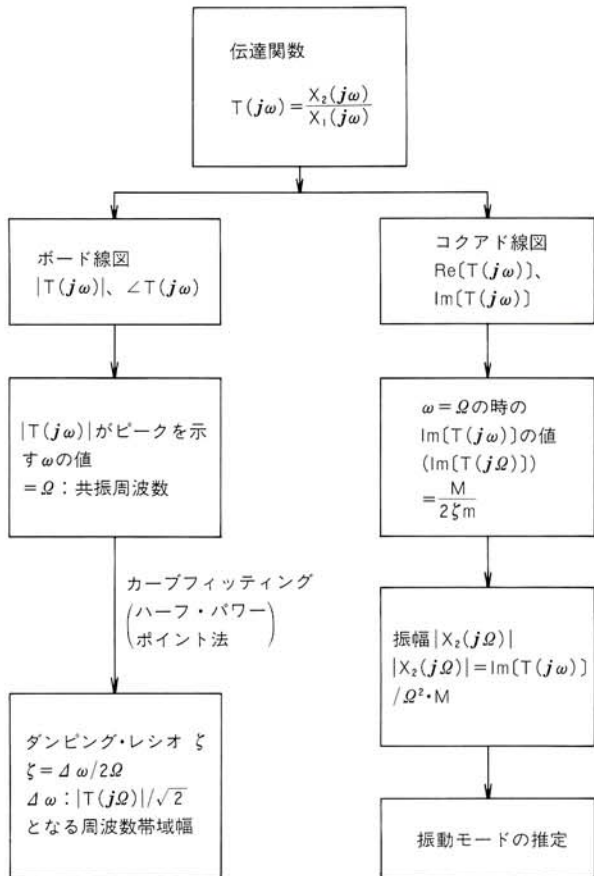


図5/モーダル・パラメータの導出過程

Fig. 5/Estimating process of modal parameters

ータの比を取り、各周波数に対する利得の形で表現する。
次に上記で得られた関数より、カーブフィッティングの手法を用いてモーダル・パラメータを導出し、更に求めたモーダル・パラメータを用いて振動のモードを推定する。

これらの導出過程を図5に示す。

伝達関数法の利点をまとめると次のようになる。

- ・ランダム波やインパルス波の広帯域加振法が利用できるので一度に周波数特性が得られる。
- ・確度が優れており再現性が良い。
- ・周波数分解能が良い。

次にモーダル・パラメータの持つ物理的な意味を示すため1自由度系のモデルを用いて機械定数との関係について述べ、更にモーダル・パラメータがカーブフィッティングの手法により導出される過程を述べる。

(1) 機械定数とモーダル・パラメータの関係

機械的振動を決定している基本的な定数は、質量、減衰定数及びバネ定数である。

これらを用いて1自由度系の振動を表現してみると次のようになる。

測定点における変位をx、加振力をFとおくと、運動方程式は次のようになる。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \quad \text{①}$$

m、c、kは測定点の機械定数

この方程式にラプラス変換を施して、加振力に対する変位の伝達関数H(s) (コンプライアンスと呼ばれる) を表す式に変形すると、

$$H(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{ms^2 + cs + k} \quad \text{②}$$

更に、分母分子をmで割ると、

$$H(s) = \frac{1/m}{s^2 + (c/m)s + (k/m)} \quad \text{③}$$

となる。

一方導入した振動分析設備は測定点及び加振点の加速度を測定して伝達関数を求めるので、上記のものとは異なった式となる。

ここで加振点及び測定点の加速度をラプラス変換したものをそれぞれ $s^2X_1(s)$ 、 $s^2X_2(s)$ とおく。

まず加振点の加速度と加振力との関係は、加振する全質量をMとおき、加振力のラプラス変換をF(s)とおくと、

$$F(s) = M \cdot s^2X_1(s) \quad \text{④}$$

で表される。

また、 $s^2X_2(s)$ の $X_2(s)$ はその定義より $X(s)$ と等しい。

従って測定により求められる加速度のラプラス変換の比をT(s)とおき、②式のH(s)の関係を求めると、

$$T(s) = \frac{s^2X_2(s)}{s^2X_1(s)} = \frac{s^2M \cdot X_2(s)}{M \cdot s^2X_1(s)} = s^2M \cdot \frac{X(s)}{F(s)} = s^2M \cdot H(s) \quad \text{⑤}$$

のように、H(s)に s^2M を乗じたものとなっていることがわかる。

ここで⑤式に③式を代入すると、

$$T(s) = \frac{Ms^2/m}{s^2 + (c/m)s + (k/m)} \quad \text{⑥}$$

ここで c/m を 2σ 、 k/m を Ω^2 とおくと次式のように書換えられる。

$$T(s) = \frac{Ms^2/m}{s^2 + 2\sigma \cdot s + \Omega^2} \quad \text{⑦}$$

σ はダンピング係数、 Ω は固有振動数と呼ばれる。

伝達関数の周波数特性は⑦式のsに $j\omega$ を代入すると求められ、

$$T(j\omega) = \frac{M\omega^2/m}{\omega^2 - \Omega^2 - j(2\sigma \cdot \omega)} \quad \text{⑧}$$

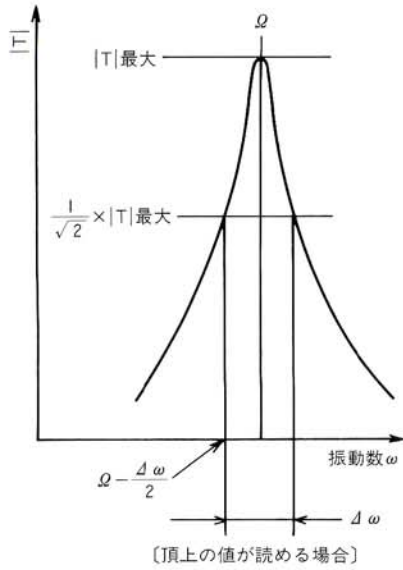
となり、特に $\omega = \Omega$ の時の $T(j\Omega)$ を求めると

$$T(j\Omega) = jM\Omega / (2\sigma \cdot m)$$

となり、虚部のみの値となることがわかる。

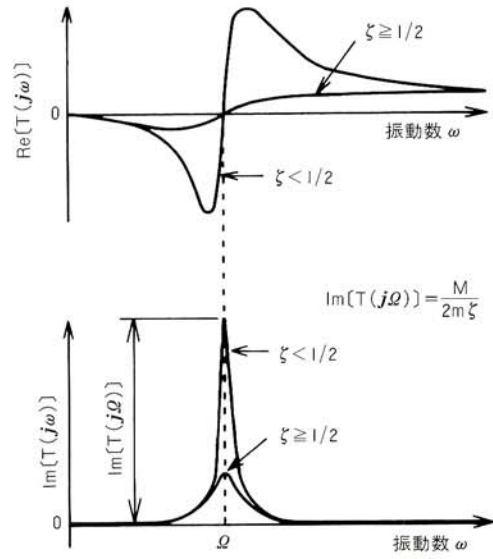
更に σ/Ω を ζ とおき上式に代入すると、

$$T(j\Omega) = jM / (2\zeta \cdot m) \quad \text{⑨}$$



ダンピング・レシオζの算出
 $\zeta = \Delta\omega / (2Q)$
 Q : $|T|$ 最大の周波数
 = 固有振動数
 $\Delta\omega$: $\frac{|T|}{\sqrt{2}}$ となる周波数の幅
 [頂上の値が読める場合]

図6/ボード線図によるダンピング・レシオの算出法
 Fig. 6/Estimation of a damping ratio with the Bode diagram



$T(j\omega)$: 伝達関数の周波数特性
 M : 全質量 Q : 固有振動数
 m : 測定点の質量
 ζ : ダンピング・レシオ
 振幅 = $\frac{1}{Q^2 M} \cdot \text{Im}\{T(jQ)\}$ で求められる。

図7/コクアド線図による共振点の振幅算出法
 Fig. 7/Estimation of a resonance's amplitude with the co-quad plot

となる。ζはダンピング・レシオと呼ばれる。

以上のようにm,c,kの代わりに Q 、 σ 、 ζ (モーダル・パラメータ) のうちの2つのパラメータと加振物の質量がわかれば測定点の振動を完全に把握することができる。

(2) モーダル・パラメータの導出方法

① 固有振動数及びダンピング・レシオの導出

固有振動数 Q は、図6に示すようにボード線図上において伝達関数の振幅が最大となる点の周波数として求められる。

次にダンピング・レシオζは、その振幅が70.7% (対数軸で表記されている場合は3dB下がった所) になるときの周波数幅 $\Delta\omega$ と固有振動数 Q から次の式で求められる。

$$\zeta = \Delta\omega / (2Q) \dots\dots\dots ⑩$$

この方法はカーブフィッティングの手法の一つでハーフ・パワー・ポイント法と呼ばれている。

② 共振周波数での振幅の導出

図7に示すように伝達関数を実部と虚部に分けて表現するコクアド線図から $\omega = Q$ における値 $M / (2m\zeta)$ が求められる。

この値を $(Q^2 \cdot M)$ で除すれば測定点における振幅が得られる。

(3) モード・シェープの推定

上記手法により加振点や測定点を変化させたときの各部の振幅を観ることで、その共振周波数の振動の山や節

がわかるので振動のモードが推定できる。

5 振動解析システムの応用例

当社小形モータの大半は客先仕様に基づいて製作されるため、取付構造及びシャフトに取付けられる負荷を含んだ系の振動モードの把握は困難な場合が多い。

したがって多くの場合、機器に組込まれて騒音が発生してからモータ側の構造変更で対策しているのが通例である。

ここでは、当社ブラシレスモータをブロワとして使用した際に発生した騒音の分析に本システムを適用し、対策の方向性を考え、改良を加えた過程について述べる。

5.1 騒音発生部の推定

ブロワでの騒音周波数分析において、モータを3000rpm付近で回転させたとき、図8に示すように600Hzと1200Hz付近のピーク成分が観測された。

同周波数成分はモータ単体の周波数分析結果 (図9) には際立っていない成分であり、またブロワのケーシングなどを手で押さえてもレベルが変化しない特徴をもっていた。

したがってこれらの音はシロッコファンの共振現象により発生していると推定される。

SOUND NOISE TEST
5kHz A: AC/ 50V B: AC/ 50V S. SUM 64/64 DUAL 1k

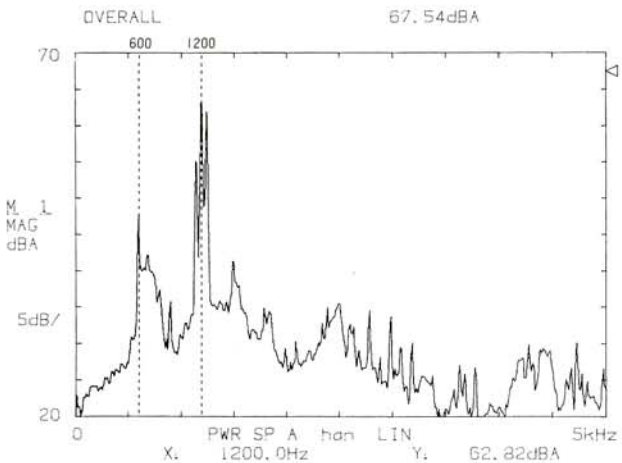


図8/ブロワの騒音周波数分析結果
Fig. 8/Frequency analysis of the blower noise

SOUND NOISE TEST
5kHz A: AC/ 5V B: AC/ 50V S. SUM 64/64 DUAL 1k

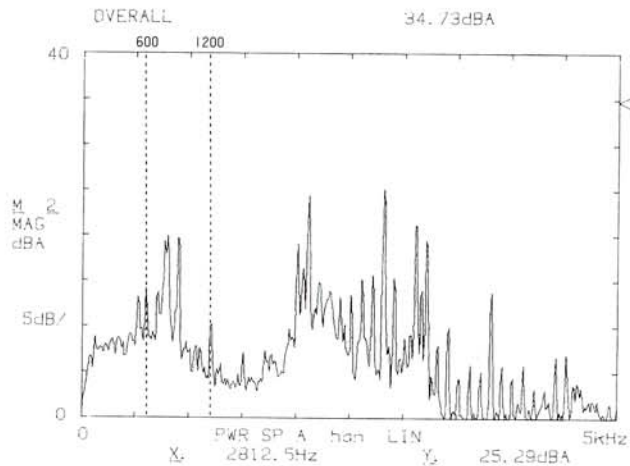


図9/モータの騒音周波数分析結果
Fig. 9/Frequency analysis of the motor noise

5.2 シロッコファンの振動部位の検討

シロッコファンの構造において比較的low周波で共振現象を起こす部位は、ファン底面であると考えられる。(図10参照)

また、ファン周辺部は曲げが入っているため他の平面部に比べ剛性が高いと考えられるので、振動モードを考えるにあたっては周辺部を固定された円形膜のモデルを参

考にすることとした。(文献(2)参照)

これによれば振動モードは図11のようになる。

5.3 伝達関数測定

(1) 測定方法

FFTアナライザから出力されるランダム信号を電力増幅器で増幅し、これを小形加振機に入力してランダムな力

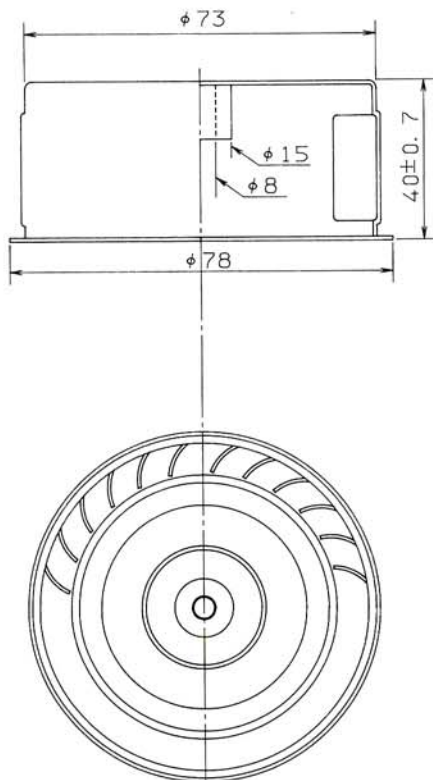
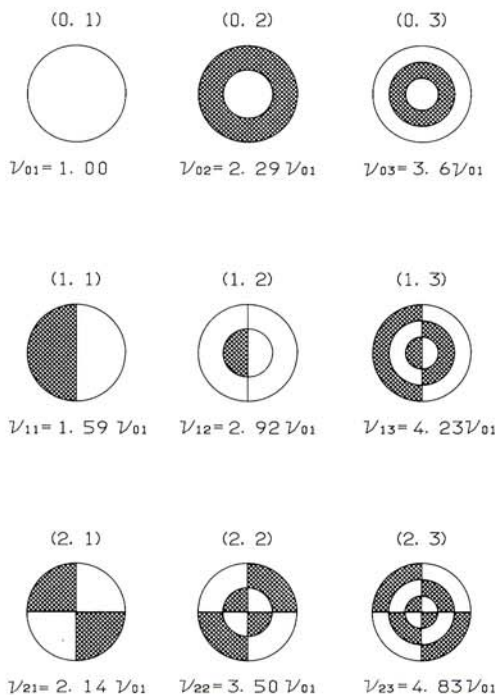


図10/シロッコファン外形図
Fig. 10/Outline of the sirocco fan



- (m, n)のmは円形膜の直径になる節線の数、nは同心円をなす節円の数を表わす。
- $\nu_{m,n}$ は、(m, n)モードの(0, 1)モードに対する固有振動数を表わす。
- 実線は節を表わし、ハッチング部は山または谷を表わす。

図11/円形膜の振動モード
Fig. 11/Vibration mode in the circular film

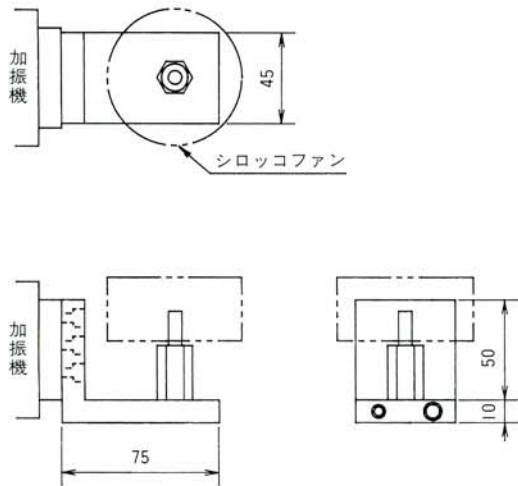


図12/加振機へのファン取付法(R方向)

Fig. 12/Fan mounting on the exciter in R direction

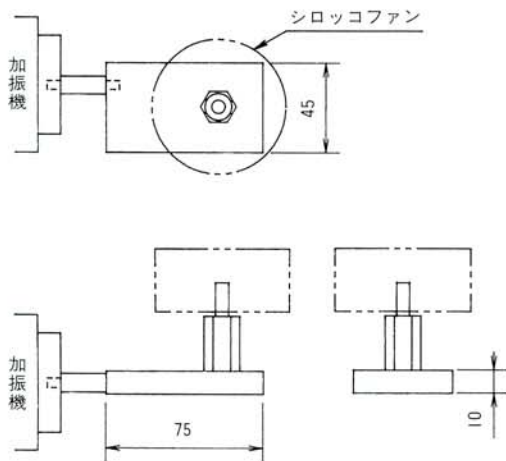


図13/加振機へのファン取付法(θ 方向)

Fig. 13/Fan mounting on the exciter in θ direction

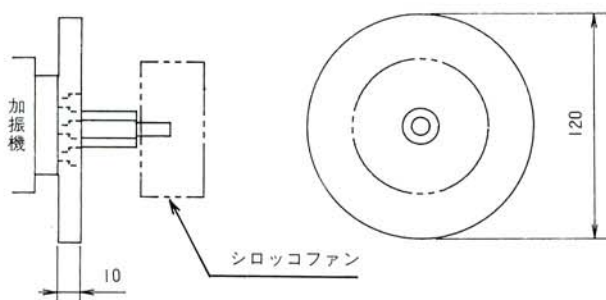


図14/加振機へのファン取付法(Z方向)

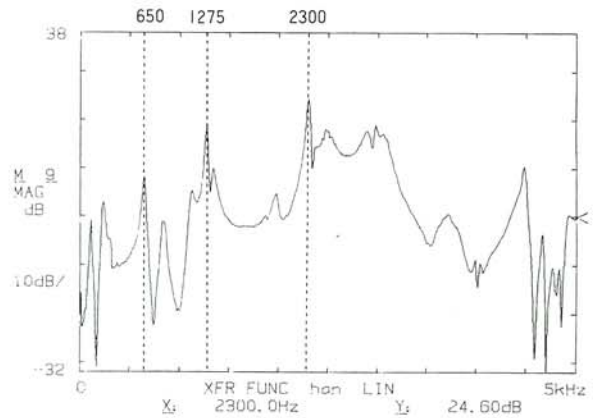
Fig. 14/Fan mounting on the exciter in Z direction

を発生させる。

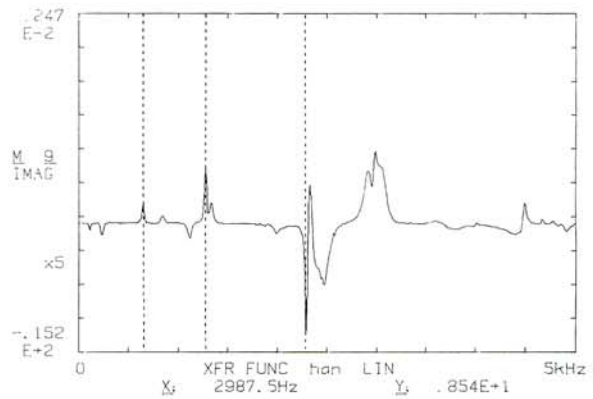
この力を治具を介してシロッコファンに加え、治具に取付けた加速度ピックアップとシロッコファンに取付けた加速度ピックアップの信号をチャージアンプで増幅し、FFTアナライザに入力して伝達関数を測定する。

なお加振にはファンとモータの取付関係をできるだけ忠実に再現するため、図12~14に示すような治具を作成

FAN Modal Analysis (In-R, Out-Z)
5kHz A: AC/0.2V B: AC/0.2V S: SUM 64/64 DUAL: 1k



a. ボード線図



b. コクアド線図(虚部)

図15/R方向加振時における伝達関数のボード線図とコクアド線図

Fig. 15/Bode diagram and co-quad plot of transfer function at exciting in R direction

した。

(2) 測定結果

各方向について加振して得られた伝達関数を図15~17に示す。

① R方向加振結果

図15に示されるように650、1275、2300Hzでの共振が顕著である。

② θ 方向加振結果

図16に示されるように1250、1588、2313、2950Hzでの共振が顕著である。

③ Z方向加振結果

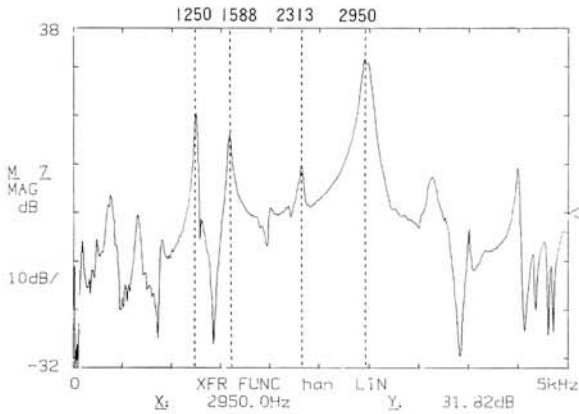
図17に示されるように613、1250、1900Hzでの共振が顕著である。

(3) 振動モードの推定

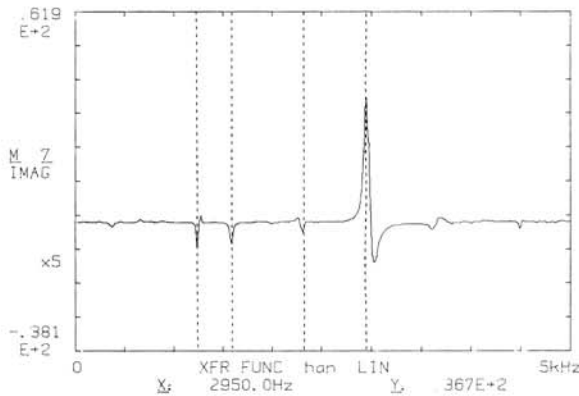
(2)項で得られた結果を図11の円形膜のモデルに照らし合わせて振動周波数を検討する。

Z方向加振結果で観測された610Hz成分を円形膜の基本振動数と考えて各モードの周波数を算出すると次のよう

FAN Modal Analysis (In-θ, Out-Z)
5kHz A: AC/0.2V B: AC/0.2V S: SUM 64/64 DUAL 1k



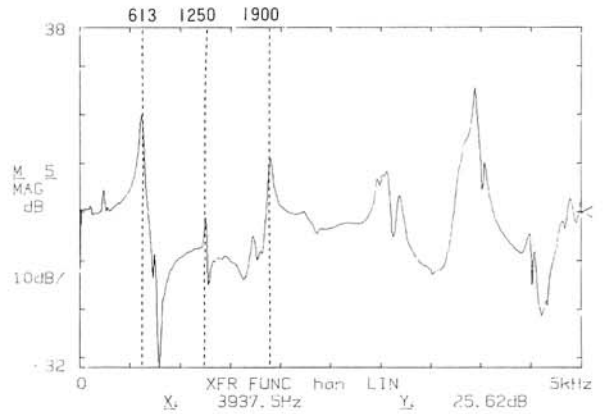
a. ボード線図



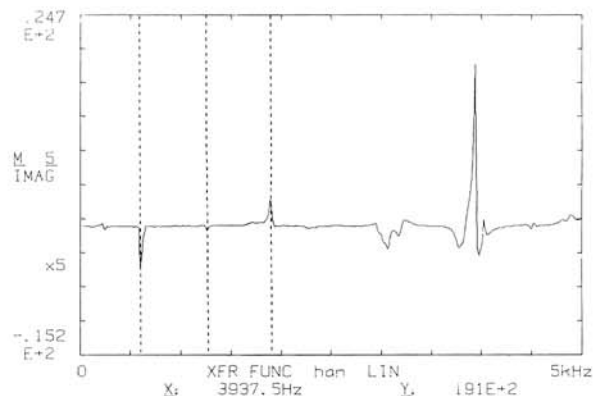
b. コクアド線図(虚部)

図16/θ方向加振時における伝達関数のボード線図とコクアド線図
Fig. 16/Bode diagram and co-quad plot of transfer function at exciting in θ direction

FAN Modal Analysis (In-Z, Out-Z)
40kHz A: AC/0.2V B: AC/0.2V S: SUM 64/64 DUAL 1k



a. ボード線図



b. コクアド線図(虚部)

図17/Z方向加振時における伝達関数のボード線図とコクアド線図
Fig. 17/Bode diagram and co-quad plot of transfer function at exciting in Z direction

になる。

〈各モードの周波数〉

モード	共振周波数 (Hz)
(0, 1)	610
(0, 2)	1400
(0, 3)	2195
(1, 1)	972
(1, 2)	1780
(1, 3)	2579
(2, 1)	1305
(2, 2)	3580
(2, 3)	4944

ボスや曲げによって強度が増しているため共振周波数は高域に移ると考えられるので、このことを考慮すると、これらの振動モードは (0, 1)、(2, 1)、(1, 2) と推定される。

5.4 騒音対策の検討

(1) 加振原因の推定

5. 3節で得られた結果より、θ方向に加振力を加えた場合には1200Hzの騒音が発生しやすいことが判明した。

ここで回転時にファンに加えられる加振力についてまとめると表1のようになる。

これよりθ方向の加振力はモータのトルクリップルが原因と推定される。

(2) トルクリップルの発生原因とその周波数

① コギングトルク

ブラシレスモータはロータに磁石を備えているため、その極数とスロット数により定まる一回転の間に数ヶ所の静的な磁気安定箇所を持つ。この安定箇所を通過するときにコギングと呼ばれる変動トルクが発生する。

表 1 / 加振力とその発生要因
Tab. 1/Exciting forces and their causes

方向	項目	発生要因	原因
R 方向	回転軸のずれ		・シャフトとボスのはめ合い ・ボス取付位置のずれ
θ 方向	トルクリップル		・コギングトルク ・電流リップル
Z 方向	回転軸の傾き		・ボスカしめ部の傾き ・ファンの変形

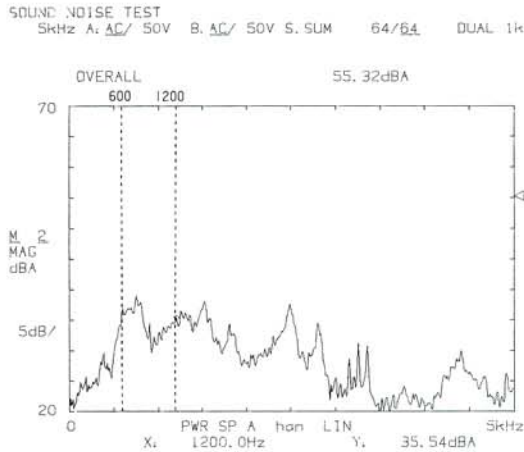


図18/対策後のブロワ騒音周波数分析結果
Fig. 18/Frequency analysis of the blower noise after reducing the noise

測定に使用したモータの場合 1 回転に12回の割合でコギング・トルクを発生するので、3000rpmの時の繰り返し周波数は600Hzとなる。更に 1 回のコギングにより単一の正弦波状のトルクを発生するので、加振力の基本周波数は約1200Hzとなる。

② 電流の遅れによるトルクリップル

ブラシレスモータではコイルへの通電切り換えに 3 相のインバータを用いている。通電を切り換えたときコイル電流は、コイル抵抗とインダクタンスで決定される時定数で立ち上がるため脈流が生じる。

一方トルクは電流に比例しているので、電流と同様のトルクリップルを生じることになる。

3000rpmで回転しているときの通電切り換え周波数は12回/1回転でコギングの繰り返し周波数と同様に600Hzとなっている。

(3) トルクリップルの低減対策

コギングトルク低減法には、スロット形状を工夫したものや、着磁方法を工夫したものなどが、また電流の脈流を低減する方法には、巻線方法によりインダクタンスを少なくしたり、回路技術による疑似正弦波通電などが提案されている。

ここではモータ単体の対策を基本としているので、着磁を工夫し、コギングトルクを従来の1/3~1/4に抑えたもので対策することにした。

(4) 対策結果

対策したブロワを同じ回転数で回転させたときの騒音

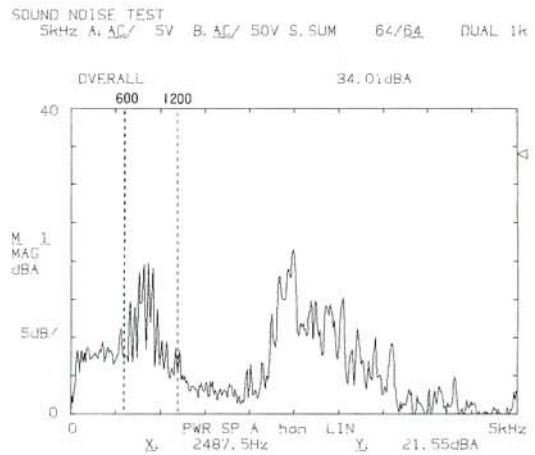


図19/対策後のモータ騒音周波数分析結果
Fig. 19/Frequency analysis of the motor noise after reducing the noise

の周波数分析結果を図18に示す。

図 8 と図18を比較すると本対策により600Hz成分は10dB、1200Hz成分は27dB、オーバーオール（騒音計の指示値と同等）では12dBの改善が確認された。

一方対策の前後でのモータ単体での騒音周波数分析結果（図 9 と図19）を比較するとブロワの場合のような顕著な違いは、みられない。

6 あとがき

本報告では、新たに導入した振動解析システム概要の紹介と、初歩的な応用としてシロッコファンの共振周波数の測定と振動モードの推定を行った例について述べた。

今後は現場に即したモーダル解析手法の習熟を進めるとともに本システムの有効な活用により、様々な種類の製品の振動対策や低騒音機器の開発に貢献できるものと考えている。

最後に本報告を執筆するのに際し、ご協力いただいた諸氏に深く感謝する。

7 参考文献

- (1) 長松照男 : 『モード解析』(培風館, 1985) p.22~36、101~107
- (2) 西山静男 他 : 『音響振動工学』(コロナ社, 1979)、p.90~93
- (3) 機械的構造物の動特性測定と解析—モーダル解析、アプリケーション・ノート、モーダル—OJ、(横河・ヒューレット・パッカード株, 1982)