

論文 軸流ファンの回転騒音低減に関する研究*

(副次成分騒音の解析と予測)

Study of Rotational Noise Reduction for Axial Flow Fans

(Analysis and Estimation of Secondary Fan-Noise Component)

赤池 茂 菊山功嗣 北田基博 桑山和利

Shigeru AKAIKE Koji KIKUYAMA Motohiro KITADA Kazutoshi KUWAYAMA

Noise generated by an axial fan is mainly composed of two types of noise. Since the first has discrete frequency components, some of which are very harsh, many methods have been developed to reduce them. Based on the pressure measurement in axial fans having equal and unequal blade pitches, the generation mechanism of the secondary components of the rotational noise has been analyzed. By modeling the pressure fluctuation components as a function of the unequal blade pitches, the rotational noise characteristics have been found to be estimated well for a fan having unequal blade pitches.

Key Words : Blower, Fluid Machinery, Numerical Analysis, Flow Visualization, Internal Flow.

1. 緒 言

一般的に軸流ファンから発生する騒音は、広帯域の周波数成分を有する乱流騒音と、離散的な周波数成分を有する回転騒音に分けられる。このうち、回転騒音は単一周波数で発生する騒音であるため、聴感的に非常に不快であり低減が強く求められている。著者らは、軸流ファンから発生する騒音の発生源とその低減のために研究を行い、これらの騒音はおもに、ブレード先端部で発生することを明らかにしてきた¹⁾。

また回転騒音に関しては、これがブレード外周部での圧力変動に起因することから、等間隔および不等ピッチのファンを用いてシュラウドケーシング壁面の圧力分布を測定して、その挙動を把握した²⁾。その結果、ファンの不等ピッチ化によるピッチ間隔の狭い領域と広い領域における圧力分布の違い、具体的にはピッチ間隔の狭い領域ではブレードの圧力面と負圧面との間の圧力差が小さく、広い領域では大きくなるという圧力分布の違いが、ファン回転次数以外の次数をもつ騒音（例えば基本回転次数の3倍の周波数騒音）を発生させる場合があり、この副次的に発生する騒音を低減するには、ファンを構成するパラメータの変更

をすればよいことを実験的に示してきた。しかし、ファンの設計段階で上記発生騒音を予測し、低減していくことについてはいまだ解決されていない。

本報は、回転騒音、特に動翼回転騒音の発生の状況を、設計の段階で予測できるようにし、前記のような騒音の発生を防ぎ、聴感的に良好な騒音特性を有する軸流ファン設計手法を見いだすことを目的とする。この動翼回転騒音は、ファンブレードの負圧面と圧力面での圧力の変化による圧力変動が調和し発生している騒音であることから、基本となる等ピッチファンのブレードまわりの圧力変化の実測値を用いて、任意のピッチ角の配分を有する不等ピッチファンの圧力変動を予測する方法を検討した。圧力波形の振幅は、ピッチ角のみの関数となっていることが実験的に明らかにされ、波形の形状を仮定すれば任意のピッチ間隔における回転次数騒音の特性を予測することが可能であることが分かった。この手法を軸流ファンの設計に適用することによって、ファンから発生する騒音の予測が可能となった。

* 日本機械学会論文集 (B編) 60 巻 571 号
より転載

記号

- B : ブレード枚数 (= 5 枚)
- B_{fn} : ファン回転次数騒音の周波数 = $nBN/60$ ($n=1, 2, \dots$) Hz
- f_n : 基本回転次数騒音の周波数 = $nN/60$ ($n=1, 2, \dots$) Hz
- N : ファン回転数 (= 2000 rpm)
- P_w : 壁面平均静圧 Pa
- P_0 : 等ピッチファンの壁面圧力のピークの平均値 Pa
- P_1 : 無次元壁面平均静圧 = P_w/P_0
- SPL : 音圧レベル dB
- $\alpha(i)$: ブレードピッチ角 °
 - r : 半径方向
 - θ : 回転周方向
 - z : 軸方向

2. 実験装置および方法

2.1 供試ファンとシュラウド

ファンの不等ピッチ化に関する過去の研究例は少なく、第1報で使用した不等ピッチファンは、静バランスを考慮しつつ、試行錯誤により騒音発生が最小になるようにして得られたファンである。本報では、実験的にピッチの配分方法と回転騒音の関係を定式化した Mellinら³⁾の方法を用いて、ピッチの配分を決定した。その外形を図1に示している。このファンは、発生する騒音成分のうちエネルギーの最も大きなファン回転一次成分の低減のみに着目している。供試ファンは、ブレードピッチ角が可変のファンを使用した。外径は 300 mm、内径は 120 mm、ブレード枚数は 5 枚、

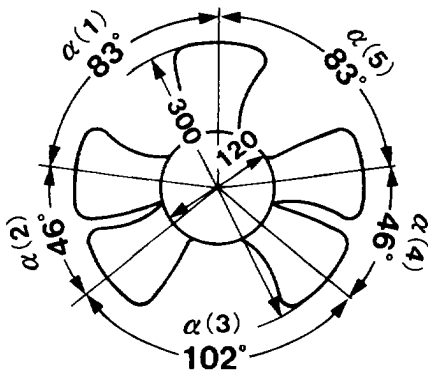


図1 供試ファン

ブレードの平均肉厚は 3 mm で、ブレードの断面形状は二重圆弧である。

また、本報は、動翼回転騒音低減を目的とし、シュラウド形状の非対称性から発生する、流入流れの不均一性によって発生する干渉騒音をできるだけ防ぐため、円環状のシュラウドを使用した。このときのチップクリアランスは 3 mm である。

2.2 ブレード先端部の圧力測定

ブレード先端部の圧力測定を実施した実験装置の概略を図2に示す(参考文献2)参照)。シュラウドの円筒部分に直径 1.6 mm の超小形の圧力センサを 5 個設置し、ブレード先端の通過に伴う圧力分圧の変化の測定を行った。作動抵抗は、現在車両用として使用されているラジエーターを使用し、等ピッチ角の場合の流量係数、圧力係数は、おのおの 0.28 と 0.04 である。

圧力センサーから出力されるアナログデータは、オフラインで出力し、解析を行った。

2.3 騒音測定

騒音測定は JIS B 8346 に準じて行い、暗騒音 20 dB 以下の無響室内で行った。マイクロフォンはファン回転軸上流 1 m の位置に設置した。騒音特性の表示は、回転騒音の解析目的から聴感補正は用いず、800 Hz までの狭帯域分析を行った。

2.4 流速測定

流速測定には、二次元のレーザー流速計を使用した(参考文献2)参照)。

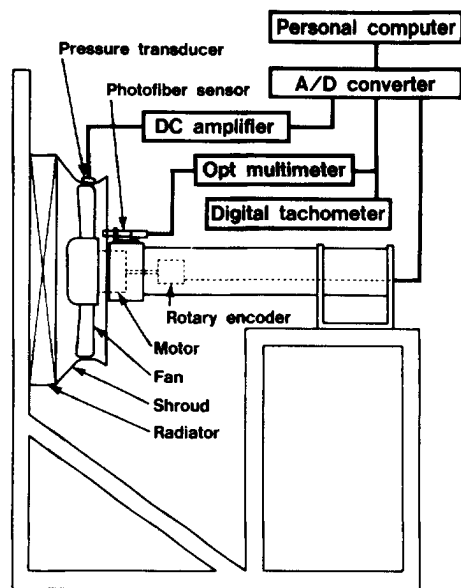


図2 実験装置の概略

3. 結果および考察

3・1 供試ファンの騒音特性

供試ファンの騒音特性の測定結果を図3に示す（L特性、A特性音圧レベルは、それぞれ62.9、51.1 dB）。ブレードのピッチを不等化することにより、等ピッチファンにて発生していた離散的な回転騒音が分散されて、特性がホワイトノイズ化されている。また、低減対象のファン回転一次成分ばかりでなく、二次以上の次数成分も低減されており、当初の目的を達成している。しかし、ファン回転3.4次成分の騒音、すなわち基本回転次数成分で17次の騒音が非常に大きく発生している。このことは、ブレードの不等ピッチ化によって、整数次数でないファン回転次数成分が副次的に発生しているものと考えられ、ファンから発生している回転騒音を低減し、不快な騒音成分を低減するためには、これらの回転次数成分の発生をも含めた解析が必要であることを示している。

3・2 ブレード先端部の圧力測定

図4に、不等ピッチファンのブレード先端部の圧力分布測定結果を示す。図4は、回転方向全体を表示させるため、軸方向を回転方向に対して15倍に拡大して表示してある。なお、等ピッチファンの場合は、ブ

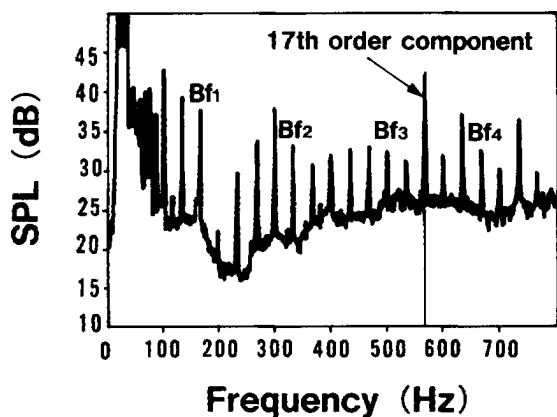


図3 供試ファンの騒音特性

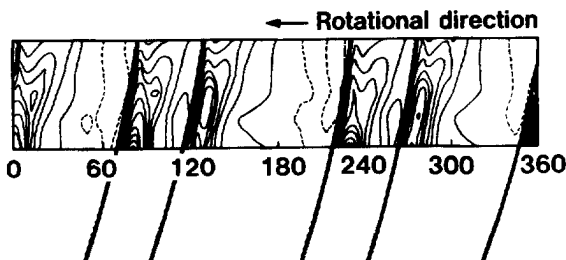


図4 供試ファンの壁面圧力分布

レード負圧側の圧力の最小になっている部位が、ブレード弦長方向ほぼ中間位置において規則正しく存在する²⁾。図4に示す供試ファンのシュラウド面上の圧力分布においても、各ブレード間で絶対値の大きさに差はあるが、ブレード負圧面近傍に圧力が低下した部位が存在していることがわかる。この圧力分布の定性的傾向からは、副次的次数成分の発生を予測することはできないが、動翼回転次数成分は、ファン周方向の圧力の周期性に伴って発生している騒音成分であるため、この周期性に着目した基礎解析が必要であると考えられる。

3・3 圧力の周期性に着目した騒音特性の予測

上記の考察にしたがい、ブレード先端部の圧力変化の周期性に着目した回転騒音の予測を行う。この解析は圧力波形の周期性にのみ着目しているため、局所圧力の大きさについては考慮しないこととする。この解析を行うため、瀬川ら⁴⁾の方法を参考にした。瀬川らは、遠心ファンから発生する回転騒音の予測を行うため、ファンの駆動に伴うファンローター出口近傍の圧力の変化をパルス波で与え解析を行っている。本研究の軸流ファンは、特性が遠心ファンとは大きく違うため直接的な適用は難しいと考えられるが、解析の第1ステップとしてこの手法の適用検討を行う。まず、圧力変化を与えられたピッチに合せ関数によるパルスとして式(1)のように表し、この関数を式(2)でフーリエ展開する。この結果より、式(3)によって各周波数に対する振幅 d_k を求め、この値を式(4)で次数レベルとしてデシベル値にて表した。

$$P(\theta) = \left(\sum_{j=1}^B \theta - \theta_j \right) \quad (1)$$

$$P(\theta) = \frac{B}{2\pi} + \frac{1}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \left[\left\{ \sum_{j=1}^B \cos(k\theta_j) \right\} \cos(k\theta) + \left\{ \sum_{j=1}^B \sin(k\theta_j) \right\} \sin(k\theta) \right] \quad (2)$$

$$d_k = \frac{1}{B} \sqrt{\left\{ \sum_{j=1}^B \cos(k\theta_j) \right\}^2 + \left\{ \sum_{j=1}^B \sin(k\theta_j) \right\}^2} \quad (3)$$

$$e_k = 20 \log_{10} d_k \quad (4)$$

図5に供試ファンに関して、上記計算手法を適用し、次数レベルを算出した結果を示す。図3に示す不等ピッチファンの騒音特性測定結果との比較から、200 Hz 付近および、400~500 Hz 付近の低周波数領域においてレベルが低くなり、基本回転次数で17次の成分が突出して大きくなっている傾向については実験値と

非常によく合っている。しかし、600 Hz 以上の比較的周波数の高い領域では、実験結果に比べて大きな値をとり、一致していないことがわかる。これは、パルス波形を入力した場合には、波数の調和が減衰することなく高周波数領域まで持続し、基本回転次数で 22、24 次といった高周波領域で、17 次成分の大きさに比較して差がないような高レベルの結果になったものと考えられる。実際のブレード先端部の圧力波形は、ブレード先端部分の流れの影響を強く受けており、より複雑な波形形状をしているものと考えられ、この影響によって高周波数領域でレベルが低下したものと考えられる。

3・4 ブレード先端部分の流れ

ブレード先端部分の流れをレーザー流速計で測定し、 $r-\theta$ 面内での相対ベクトル線図を図 6 に示す。図 6 は回転方向の領域すべてを表示するため、回転方向を 2 分割して表した。ピッチ角の大きな流路と、小さな流路とで流れに大きな差があることがわかる。すなわち、ピッチ角の小さな領域ではブレード先端部で発生した渦が、隣接するブレード後縁にまで達し、干渉していることがわかる。このことより、ピッチ角の小

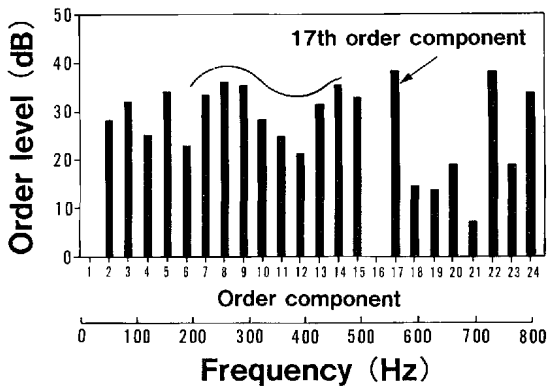


図 5 パルス波による次数レベルの算出結果

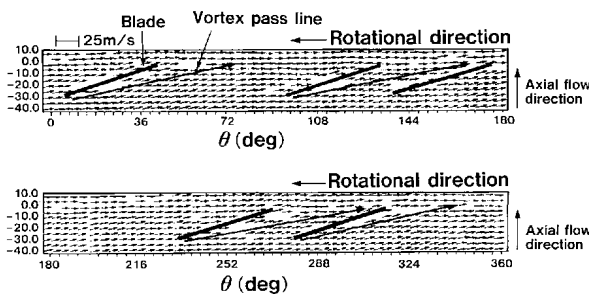


図 6 ブレード先端部分の流れ ($\theta-z$ 方向相対速度)

きな領域と大きな領域におけるブレード先端部の圧力発生状況に大きな差が発生していると考えられ、圧力変化をパルス波に置換し、発生騒音を予測することは精度的に難しいものと考えられる。

3・5 圧力波形モデルの高精度化

図 7、8 に等ピッチファンと供試ファンのブレード先端部の圧力波形の実測値を示す。等ピッチファンの場合は、ブレードに対応した位置でおのおの等しい波形が得られており、その波形は回転方向上流側において急激に立ち上がり、下流側においてなだらかになっている。しかし、供試ファンの場合には、ピッチ間隔の違いによって振幅（山の高さ）が大きく変化していることが分かる。すなわち、不等ピッチファンの騒音を予測するためには、それによる圧力変化の周期性のみではなく、波形の形状および波形振幅の精度よい仮定が必要であることが分かる。

そこで、波形の形状は、等ピッチファンの波形を基本形状に、振幅の大きさに相対的に波形形状が変化するものと仮定し、図 9 に示すように波形の平均最大圧力 P_0 を通り、かつ $P_1=0$ の線に接する二つの放物線で波形を表した。また、振幅に関しては以下のように仮定した。図 10 の実験結果において i 番めのブレードによる圧力変動の振幅を等ピッチファンの圧力変動の振幅 P_0 で無次元化した値を $P_1(i)$ 、 i 番めと $(i+1)$ 番めのブレードのピッチ間隔を $\alpha(i)$ とする。 $P_1(i+2)$ は、上流側の小さいピッチ間隔 $\alpha(i+1)$ の影響を強く受け小さな値をとり、また $P_1(i)$ は、大きいピッチ角 $\alpha(i)$ の影響で $P_1(i) \approx 1$ である。いま $P_1(i+2)$ は、ブレード

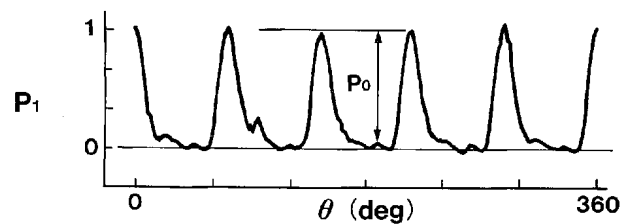


図 7 等ピッチファンの圧力変動

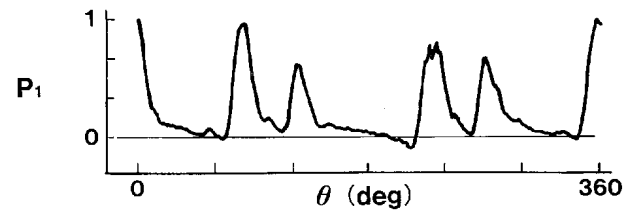


図 8 不等ピッチファンの圧力変動

ドピッチ間隔 $\alpha(i+1)$ およびその前後の振幅 $P_1(i+1)$ 、 $P_1(i+3)$ の影響を受けると仮定し、一般に次式で表されるものとする。

$$P_1(i+2) = C_1 \frac{\alpha(i+1)}{\alpha_0} + C_2 P_1(i+1) + C_3 P_1(i+3) \quad (5)$$

この式は、近似的に次式で表される。

$$P_1(i+2) = C_1 \frac{\alpha(i+1)}{\alpha_0} + C_2 \frac{\alpha(i)}{\alpha_0} + C_3 \frac{\alpha(i+2)}{\alpha_0} \quad (6)$$

ここで、等ピッチファンの場合を考えると、

$$C_1 + C_2 + C_3 = 1 \quad (7)$$

となる。 C_1 、 C_2 、 C_3 の値を変えて、実験値とのよい一致を与える C_1 、 C_2 、 C_3 の値を求めると、

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= 0.8 \sim 0.9 \\ C_2 &= 1 - C_1 \\ C_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

が得られる。ここで、ピッチ角が大きい場合 [$\alpha(i) \geq \alpha_0$] には、振幅値が非常に大きくなるので、 $\alpha(i)$ の代わり

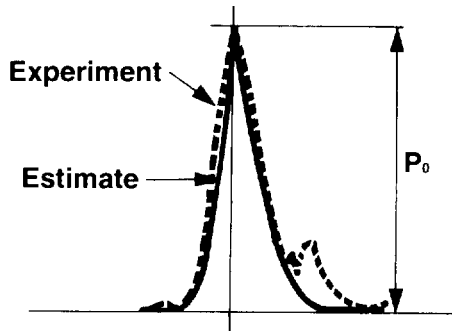


図9 波形形状の精度アップ

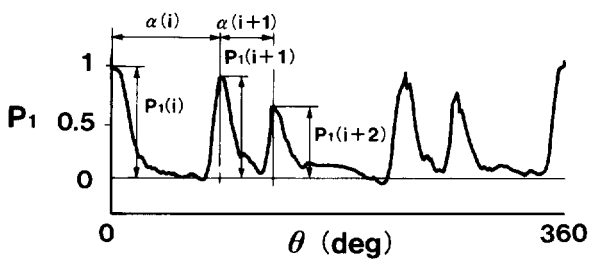


図10 波形振幅の精度アップ

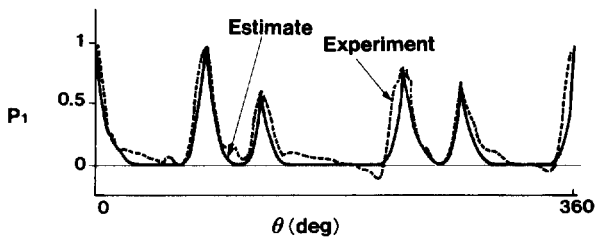


図11 波形のモデル化

に α_0 を用いて補正した。式 (8) の結果は、振幅の値を計算するためにはブレードの回転方向下流側のピッチ間隔の影響は弱く、上流側が支配的で、重要であることがわかる。

図 11 はこの手法で $C_1=0.85$ として求めた振幅と二つの放物線で表した波形モデルの実験値との比較を示す。いずれの圧力変化についても実験と式 (6) から得られる予測値とがよい一致を示している。上記手法を他の不等ピッチファンに適用した結果、図 11 と同程度の解が得られている。

この式 (6) で得られたモデル波形を用いてファン回転次数成分を式 (2)~(4) で計算し、パルス波形のみで次数を計算した結果と比較したものが図 12 である。低周波数領域では両者の差は少なく、パルス波形では実測に対して高く発生していた高周波数領域の次数レベルが低減され、実測の騒音特性によく一致していることが分かる。この手法を用いれば、任意なブレード形状の等ピッチファンのブレード先端部圧力波形が実験的に求められると、ピッチ間隔を任意に変化させたファンの騒音特性を設計段階で予測ができることとな

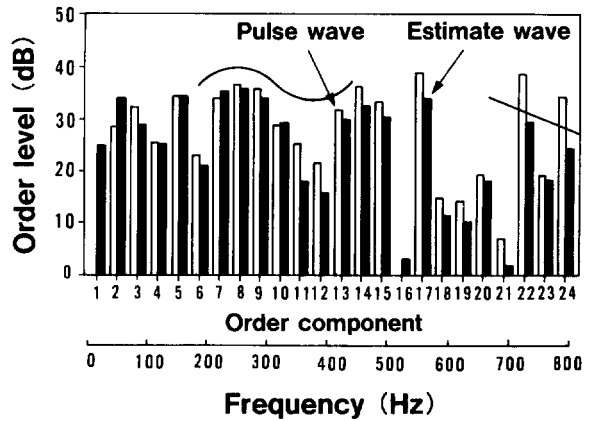


図12 モデル波形による次数レベルの計算

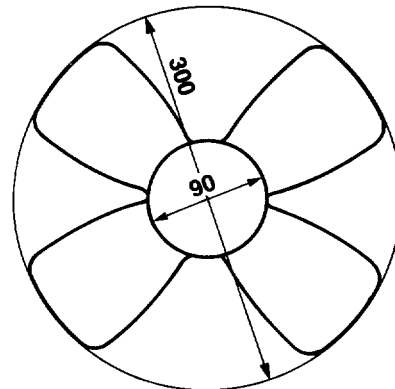


図13 実機モデル形状

り、低騒音ファン設計上非常に有用である。

3・6 実機ファンへの適用

上記手法を本研究での供試ファンとは別形状のファンに適用し、解析の普遍性を調べた。ここで使用するファンは、4枚のブレードをもつ不等ピッチ角ファンである(図13)。このファンの騒音特性の実験値を図14に示す。ファン回転1次、2次といったファン回転次数成分以外に0.5次、1.5次のような半端な次数の副次的成分が発生していることがわかる。3・4節で示した方法を用いて実機ファンの次数特性を計算した結果を図15に示す。整数次のファン回転次数成分以外に0.5次、1.5次のような整数倍でない次数でピークをもつ特性が計算されており、図14に示す実験値とよく一致している。この副次的な次数成分の発生原因を本手法を用いて考察する。実機ファンは、図13に示すように回転軸を通る紙面上下方向の直線に対して対称な形状をしている。このファンのピッチ角の小さな2部位について、ピッチ角をさらに小さくすると0.5次、1.5次等の副次的成分が増大する。この反対に、ピッチ角

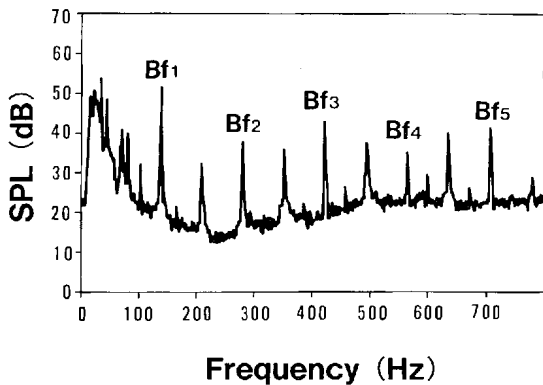


図14 実機ファンの騒音特性

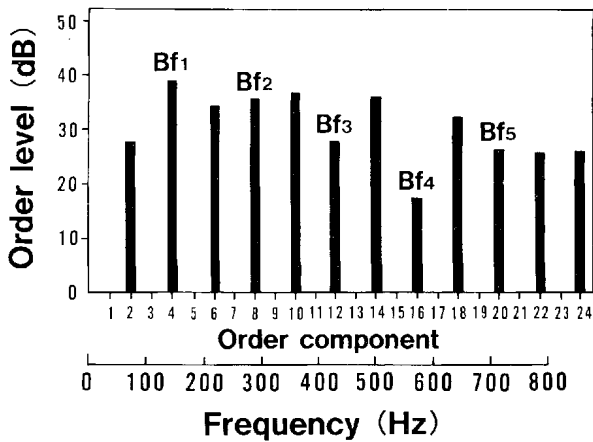


図15 実機ファンの次数成分計算 (4枚ブレード)

を大きくすると副次的成分は低減し、その代わりに1次、2次といったファン回転次数成分が増大していくことが分かった。すなわち、第1報で報告したような副次的要因によって上述の0.5次、1.5次のような次数成分が発生したと考察できる。このことは、本研究の回転騒音計算手法を用いれば、任意なファンの騒音特性の予測ができることを示している。

3・7 最適不等ピッチ化の計算

前期のように、ファンの不等ピッチ化によって回転騒音の予測ができるようになったので、不快な騒音成分低減のため本手法の適用を行った。騒音の快適性の指標は完全に確立されていないため、一例としてファンの任意な基本周波数成分に対して、その両隣の基本次数成分とのレベル差を最低にするようなピッチの算出を行った(騒音のフラット化)。

計算の結果得られたピッチ配分を図16に示し、この配分で騒音測定を実施した結果を図17に示す(L特性、A特性音圧レベルは、それぞれ62.8、50.6 dB)。図1の供試ファンで測定されたような副次的成分(17次成分)は発生しておらず、騒音特性のフラット化が

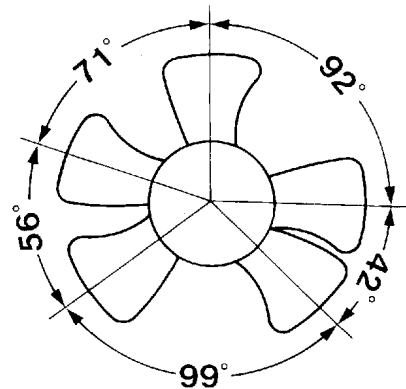


図16 フラットな騒音特性を有するピッチ配分

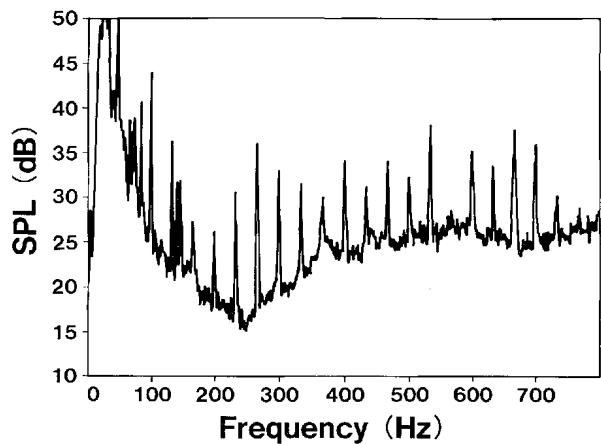


図17 騒音特性

目的どおりに達成されていることが分かる。

3・8 副次的騒音の発生原因についての考察

図1に示した供試ファンにおいて、副次的な17次成分の騒音が発生した原因について考察する。図18に供試不等ピッチファンの形状に重ね合わせて、ピッチ角が17等分になるように角度を重ね合わせた図を示す。ピッチ角が小さくなっている2部位〔具体的には $\alpha(2)$ 、 $\alpha(4)$ のピッチ角の部位〕でわずかな食違いがあるが、等分割線上にブレードの重心と回転中心を結ぶ直線がよく一致していることがわかる。この重心線の一致が、副次的な17次成分騒音の発生原因になっていると考えられるため、 $\alpha(2)$ 、 $\alpha(4)$ の角度を 46° から増減（角度中心を中心に角度を増減させた）させその騒音発生レベルの比較を行った。

図19に $\alpha(2)$ 、 $[\alpha(4)]$ の角度を横軸に、縦軸に17次成分の騒音レベルを表示し表す。供試ファンの $\alpha(2)$ 、

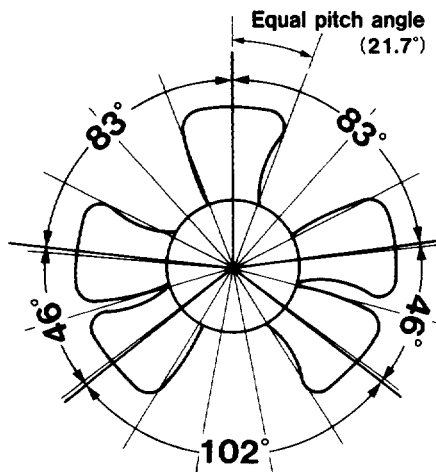


図18 供試不等ピッチファンの角度配分

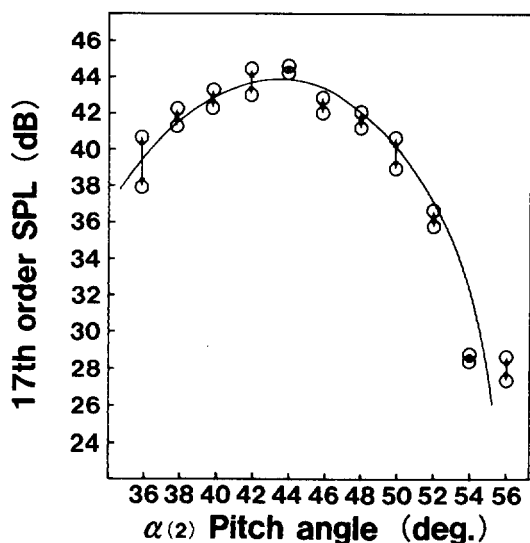


図19 ピッチ角度と次数成分騒音

$\alpha(4)=46^\circ$ から 4° 小さくした角度（17等分割ピッチ角度の約2倍の角度）で17次の発生騒音が極大となっていることがわかる。すなわち、17次の騒音の発生原因は、5枚のブレードが17等分割線上の極近傍に存在していたために調和が発生したためであると考えられることができる。

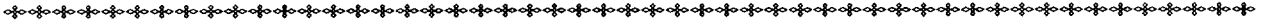
4. ま と め

軸流ファンから発生する動翼回転騒音低減のため、その騒音発生メカニズムの解明を行った結果以下のことが明確になった。

- (1) 不等ピッチファンから発生する回転騒音の特性をブレード先端部での圧力波のモデル化によってシミュレートし、その波形を周波数解析した結果、不等ピッチの影響によって発生する突出した騒音成分をも含めた回転騒音の発生を精度よく予測できるようになった。
- (2) 上記(1)のシミュレーションによる騒音予測手法を用いると、任意の騒音特性を有する軸流ファンを設計することができる。

<参考文献>

- 1) 赤池，他：カーエアコン用コンデンサ冷却ファンの低騒音化，機論，57-541，B(1991)，p. 3099
- 2) 赤池，他：軸流ファンの回転騒音低減に関する研究（第1報），機論，60-572，B(1994)，p. 1310
- 3) Mellin, R. C., et al. : Controlling the Tonal Characteristic of the Aerodynamic Noise Generation by Fan Rotors., *Trans. ASME, Ser. Journal of Basic Engineering* (1970), p. 143
- 4) 瀬川，他：不等ピッチファンのピッチ適性化に関する研究，機論，48-431，B(1982)，p. 1223



〈 筆 者 〉



赤池 茂 (あかいけ しげる)

技術電算部
流れの数値解析全般に従事。
工学博士



北田 基博 (きただ もとひろ)

技術電算部
流れの数値解析全般に従事。



菊山 功嗣 (きくやま こうじ)

名古屋大学工学部機械工学科教授、工学博士
流体機械、多孔質壁面流路内の気液二相流、風力エネルギー評価システム開発の研究に従事。



桑山 和利 (くわやまかずとし)

冷暖房開発部
カーエアコン用送風機の開発に従事 (名古屋大学在学時に共同研究)。