

# 多翼ファンの比騒音に関する研究 (羽根枚数の影響)

佐々木壮一\*・児玉好雄\*・林秀千人\*・宇都太一\*\*

## A Study on Specific Noise of a Multiblade Fan (Influence on Number of blades)

by

Souichi SASAKI\*, Yoshio KODAMA\*, Hidechito HAYASHI\* and Taichi UTO\*\*

Specific noise is a noise for base unit of flow rate and total pressure. It can be applied to estimate the overall characteristic of a fan. In this study, an analytical theory for the specific noise based on internal flow of a multiblade fan is proposed; moreover, the specific noise of the fan having an impeller with a different number of blades was discussed. The total pressure coefficient of the fan having 120 blades (MF120) became lower than the fan having 40 blades (MF40). On the other hand, the noise level of MF120 became 5.8 dB smaller than MF40 because the relative velocity was reduced by the slip. It was estimated by analyzing internal flow that the specific noise of MF120 was 4.3 dB smaller than MF40.

**Key words:** Fan, Internal Flow, Aerodynamic Noise, Vortex, Wake

### 1 序論

前向き羽根の羽根車からなる多翼ファンの絶対速度は、同じ作動点で後ろ向き羽根を有するターボファンよりも理論的に高くなる。これに応じて、その全圧も高くなるが、その流動損失も大きくなる。このため高効率で運転できる作動範囲はターボファンよりも狭く、その効率も低い。従って、多翼ファンを利用したシステムの作動点は最高効率点近傍に設計され、この作動点近傍でのファン性能の向上が要求される。設計者がファンを開発するときには、その作動点における高圧化やその作動範囲の拡大だけでなく、ファン騒音を低減することもその性能向上に関する課題となる。しかし、ファンの全圧が高いときには、その平均風速に応じてファンの騒音レベルも大きくなる。このように、ファンの空力特性と騒音特性は本質的に矛盾する。

比騒音は、ファンの空力特性とその騒音レベルを関係付け

ようとするものである<sup>(1)</sup>。相似則がその送風機に成立するときには、比騒音は総合的な性能を評価するための指針となる。小型ファンの実験的な比騒音の特性は多数報告されている<sup>(2)(3)(4)</sup>。しかし、内部流動の解析理論の多くはターボファンの特性に基づくものであるため<sup>(5)</sup>、多翼ファンの内部流動に基づく比騒音の特性が定量的に解析された例は少ない<sup>(6)</sup>。また、多翼ファンから発生する空力騒音を解析するときには、遠心型の多翼構造の羽根車とその後流特性の関係を慎重に検討する必要がある。

著者らは、これまで多翼ファンの全圧特性の解析理論<sup>(7)(8)</sup>と、その広帯域周波数騒音の予測理論<sup>(9)</sup>を提案してきた。本研究では、これらの理論に立脚し、多翼ファンの内部流動の特性に基づく比騒音の解析理論が提案されている。羽根枚数の異なる二種類の羽根車の多翼ファンの比騒音の特性が、この解析理論に基づいて議論されている。

平成18年6月23日受理

\* 機械システム工学科 (Department of Mechanical Systems Engineering)

\*\* 生産科学研究科博士前期課程 (Graduated Student, Graduated School of Science and Technology)

## 2 主な記号

 $B$  : 羽根枚数 $b$  : 羽根幅 mm $C$  : 翼弦長 mm $D$  : 羽根車の直径 mm $H$  : スクロールケーシングの高さ mm $k$  : 滑り係数 $K_z$  : 渦流係数 $K_w$  : 後流係数 $K$  : 偏流係数 $N$  : 羽根車の回転数 rpm $Q$  : 流量  $\text{m}^3/\text{min}$  $W$  : スクロールケーシングの幅 mm $u$  : 周速度 m/s $v$  : 絶対速度 m/s $v_r$  : 絶対速度の半径方向成分 m/s $v$  : 絶対速度の周方向成分 m/s $w$  : 相対速度 m/s

: 絶対流出角 deg.

: 相対流出角 deg.

 $b$  : 羽根の設計角 deg.

: スクロールケーシング周りの角度 deg.

: 流量係数

 $t$  : ファンの全圧係数 $\#$  : 羽根枚数無限大の理論全圧係数 $b$  : 偏流損失係数 $w$  : 後流損失係数 $v_f$  : 渦流損失係数 $x$  : スクロールケーシングの拡大損失係数

: 出口偏差角 deg.

: 境界層厚さ mm

## 添え字

1 : 羽根車入口

2 : 羽根車出口

 $m$  : 測定位置 $PS$  : 圧力面側 $SS$  : 負圧面側

## 3 実験装置および測定方法

## 3.1 羽根車とスクロールケーシング

図1は羽根車の概観写真を示したものである。表1にはそれらの主要寸法がまとめられている。以下の説明では、羽根枚数40枚の羽根車による多翼ファンがMF40、120枚のファンがMF120と表記されている。



(a)MF40

(b)MF120

Fig. 1 Impeller of a multiblade fan

Table 1 Main dimensions of the impeller

Impeller	MF40	MF120
Number of blade, $B$	40	120
Inner diameter, $D_1$ (mm)	110	
Outer diameter, $D_2$ (mm)	125	
Chord length, $C$ (mm)	8	
Inlet angle, $\beta_{b1}$ (deg.)	64.7	
Outlet angle, $\beta_{b2}$ (deg.)	152.6	
Span length, $b_2$ (mm)	50	
Thickness, $t$ (mm)	1	

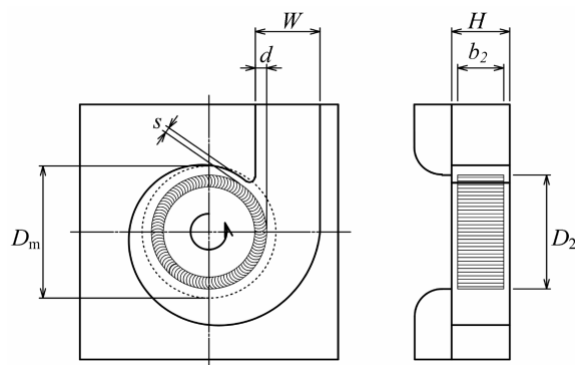


Fig.2 Scroll casing of the fan

Table 2 Main Dimensions of the Scroll Casing

Volute angle, $\theta_v$ (deg.)	6.0
Projection ratio, $d/D_2$	0.09
Clearance, $s$ (mm)	6.0
Duct size, $W$ (mm) $\times$ $H$ (mm)	70 $\times$ 63

図2はスクロールケーシングの形状を示したものである。表2にはその主要寸法が整理されている。

## 3.2 全圧と騒音の測定方法

図3には実験装置が示されている。ファンの全圧は実測値の静圧とファン吐出し管の断面積によって決定される平均

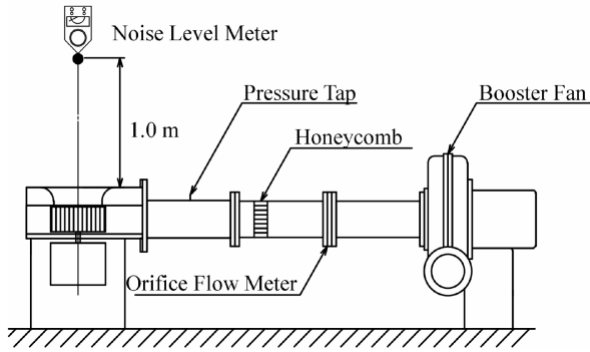


Fig.3 Experimental apparatus for measuring total pressure and fan noise of the multiblade fan

速度による動圧との和として定義されている。流量係数 と全圧係数 は式(1)として定義される。

$$f = \frac{Q}{60pD_2b_2u_2}, \quad \eta = \frac{2P_t}{ru_2^2} \quad (1)$$

ここで、 $Q$  は流量( $\text{m}^3/\text{min}$ )、 $P_t$  は全圧(Pa)、 $u_2$  は羽根車の周速度である。

ファンの騒音は無響室で測定され、この無響室での暗騒音の A 特性の全帯域騒音レベルは 25dB 程度である。騒音の観測点は、送風機の回転軸上のベルマウス入口から 1.0m 上流側の点である。全圧と騒音の測定では、モーターの回転数が 2800rpm に保たれている。

### 3.3 内部流動の測定方法

ファンの内部流動は、図 2 に示される羽根車の外径  $D_2$  より 10mm 外側の直径  $D_m$  の位置で 5 孔球形ピトー管によって計測されたものである。羽根幅方向の測定位置として、前面シュラウドと後面シュラウドの間を 5mm 間隔に分割した 9 点が採用されている。

## 4 比騒音の解析理論

### 4.1 内部流動特性の解析

図 4 はスクロールケーシング内部の子午面 ( $r$ - $z$  断面) の流動モデルを示したものである。この子午面の流動モデルは、スクロールケーシングのベルマウス側で渦流れを伴う領域 (以下、渦流部) とハブ側で外向きに流出する領域 (以下、主流部) の二つに分割して表したものである<sup>(7)(8)</sup>。渦流部が羽根幅  $b_2$  に占める割合、即ち、羽根幅に対する流路閉塞率  $K_z$  は、式(2)のように評価されている (以下、渦流係数)。

$$K_z = \frac{1}{b_2} \int_0^{b_2} \left( 1 - \frac{v_{r2}(z)}{v_{r2}} \right) dz \quad (2)$$

ここで、 $\bar{v}_{r2}$  は主流部の平均値を意味する記号である。羽根幅方向の実質的な流路はこの渦流れによって狭められる。この

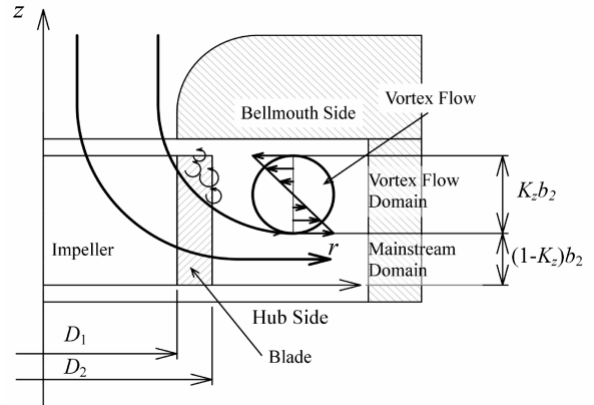


Fig.4 Schematic view of the flow in the meridional section

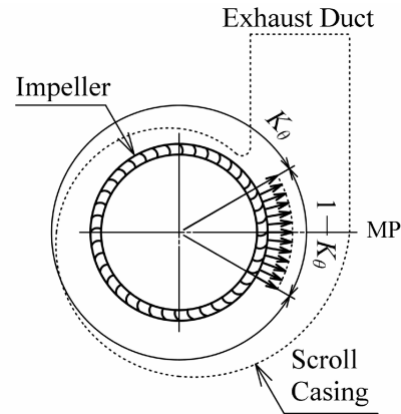


Fig.5 Biased flow around the impeller

とき、羽根車の正味のスパン高さは渦流係数を用いて式(3)のように与えられる。

$$b_2^* = (1 - K_z) b_2 \quad (3)$$

図 5 は羽根車周りの偏流のモデルを示したものである。多翼ファンの羽根車の周方向の流れは非一様な分布となり、その流れはある特定の位置に偏っていることが実験によって明らかにされている<sup>(8)(9)</sup>。この羽根車の周方向に対する偏流の割合  $K$  は、式(4)のように評価されている (以下、偏流係数)。

$$K = 1 - \frac{dQ}{dQ}, \quad dQ = \frac{D_2}{B} \int_0^{b_2} v_{r2}(z) dz \quad (4)$$

$$dQ = \frac{60 D_2 b_2 u_2}{B}$$

ここで、 $dQ$  は実測値の翼間流量、 $dQ$  は設計上の翼間流量、 $b_2$  はスパン高さである。この偏流係数は、局所的な流動解析からその最大値を見積もるために、実測値の翼間流量が図 5 の測定位置 MP を基準として  $\pm 45\text{deg}$  の範囲で最大となる位置で計測されている。

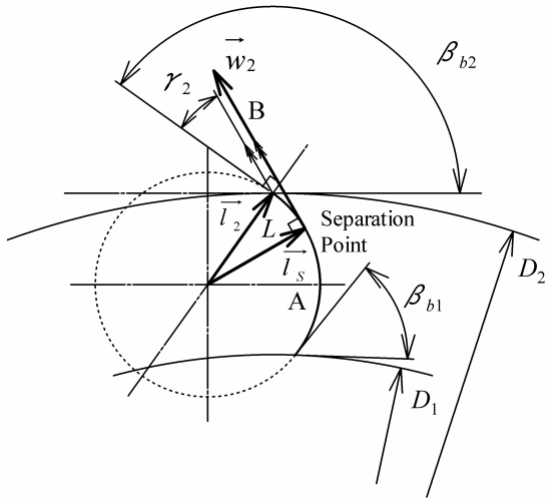


Fig.6 Designed shape of an arc blade

図6には一円弧法で設計された円弧翼の形状が示されている<sup>(10)</sup>。負圧面側のはく離点は、実測値の出口偏差角  $\beta_2$  で流出する相対流れの流線Bが円弧Aに接する点であるとした。はく離領域の長さLは、円弧中心を原点とした翼後縁までのベクトル  $l_2$  とはく離点までのベクトル  $l_s$  の関係から、式(5)によって算出される。

$$L = \left| \vec{l}_2 - \vec{l}_s \right| \quad (5)$$

図7には羽根車出口側での相対速度の速度ベクトルが図示されている。正圧面側と負圧面側に発達する乱流境界層の排除厚さは式(6)とした<sup>(11)</sup>。

$$\begin{aligned} d_{PS} &= 0.0477 C Re^{-1/5}, Re = w_2 C / \\ d_{SS} &= 0.0477 Re^{-1/5}, Re = w_2 / \\ &= C - L, \end{aligned} \quad (6)$$

ここで、 $d_{PS}$  と  $d_{SS}$  は1/7乗則に従う境界層排除厚さ、 $Re$  は境界層が発達する領域の長さ  $L$  と相対速度  $w_2$  を基準としたレイノルズ数である。負圧面側のせん断層の排除厚さ  $d_{SS}$  は式(7)のように見積もられている。

$$d_{SS} = 0.7 L \tan \beta_2 \quad (7)$$

以上の解析から、翼間に対する流路閉塞率  $K_w$  は式(8)として与えられる(以下、後流係数)。

$$K_w = \frac{d_{PS} + t + d_{SS} + d_{SS}}{S} \quad (8)$$

ここで、 $t$  は翼厚、 $S$  は翼間のピッチである。

#### 4.2 全圧特性の解析

著者らは、多翼ファンの全圧特性が式(9)によって定量的に解析できることを示している<sup>(7)(8)</sup>。

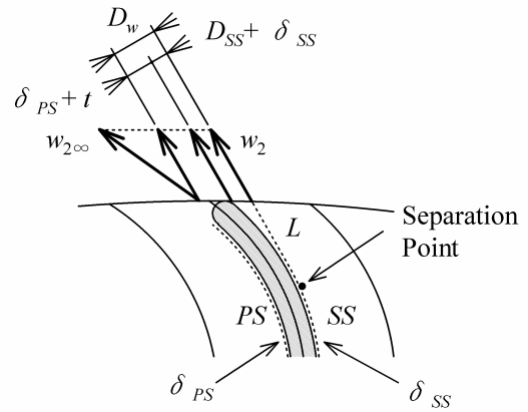


Fig.7 Relative velocity vector at the impeller outlet

$$\begin{aligned} t &= t_{th\infty} - 2k_2 - \sum D \\ &= t_{th} - D_b - D_{vf} - D_w - D_{sc} \end{aligned} \quad (9)$$

ここで、 $t_{th}$  は羽根枚数無限大の羽根車の理論全圧係数、 $k_2$  はすべり係数、 $D_b$  は偏流損失係数、 $D_{vf}$  は渦流損失係数、 $D_w$  は後流損失係数、 $D_{sc}$  はスクロールケーシングの流路拡大損失係数である。羽根車の入口側に予旋回がないときには、理論全圧係数  $t_{th}$  は式(10)となる。

$$\begin{aligned} t_{th\infty}^* &= 2 \left( 1 - \cot \beta_2 \right) \\ f^* &= \frac{1}{1 - K_z} \end{aligned} \quad (10)$$

ここで、 $f^*$  は正味のスパン高さを基準とした流量係数、 $\beta_2$  は羽根車の出口角である。

式(9)の流動損失が動圧ヘッドで表されると、それらの損失は絶対速度の速度成分に関する。このとき、実際のファンの全圧は式(11)として整理される。

$$\begin{aligned} t &= (1 - K_z) t^* \\ &= (1 - K_z) \left( t_{th\infty}^* - 2k_2 - K_w^* \right) \end{aligned} \quad (11)$$

このとき

$$K = \left( \frac{K_w}{1 - K_w} \right)^2 + \left( \frac{K}{1 - K} \right)^2 + 2 \left( K_z^2 + \beta_2^2 \right)$$

ここで、 $K_w$  は後流係数、 $K$  は偏流係数、 $K_z$  は渦流係数、 $\beta_2$  は羽根車の露出度である。 $t$  は羽根車出口側での絶対速度の半径方向速度成分  $v_{r2}$  と絶対速度の周方向速度成分  $v_{\theta 2}$  の比であり、式(12)として表される。

$$\frac{v_{\theta 2}}{v_{r2}} = \cot \beta_2 \quad (12)$$

#### 4.3 ファン騒音の解析

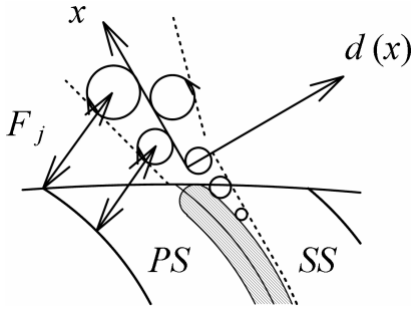


Fig.8 Karman vortex street in the near field

図8はカルマン渦列のモデルを示したものである。カルマン渦列がストローハル数を一定に保つように拡散するときには、後流の幅を式(13)によって離散化することができる。

$$D_j = \frac{S_t w_2}{f_j}, \quad j = 2 \sim n \quad (13)$$

ここで、 $S_t$ はストローハル数( $S_t=0.2$ )、 $w_2$ は羽根車出口での相対速度、 $f_j$ は渦放出周波数、 $j$ は離散化の演算子である。式(13)の後流の幅は1/3オクターブバンドの中心周波数毎に離散化されている。

著者らは、この離散化されたカルマン渦列の特性に基づいて、多翼ファンから発生する広帯域周波数騒音の解析理論を提案している<sup>(9)</sup>。その理論では、多翼ファンから発生する広帯域周波数騒音の音圧が、式(14)として与えられている。

$$p_j = \frac{0.2806 \cos \theta_j S_t D_j w_2^3 B^* b_2^*}{\sqrt{2} a_0 r} \quad (14)$$

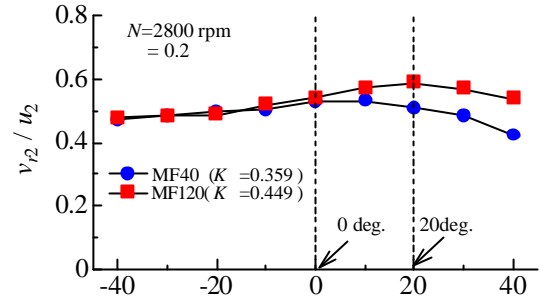
ここで、係数 0.2806 はカルマン渦列の間欠率、 $\theta_j$  は音の指向性を表す角度、 $a_0$  は空気の密度、 $B^*$  は正味の羽根枚数、 $b_2^*$  は正味のスパン高さである。正味の羽根枚数  $B^*$  は、偏流係数  $K$  を用いて、式(15)のように決定されている。

$$B^* = (1 - K) B \quad (15)$$

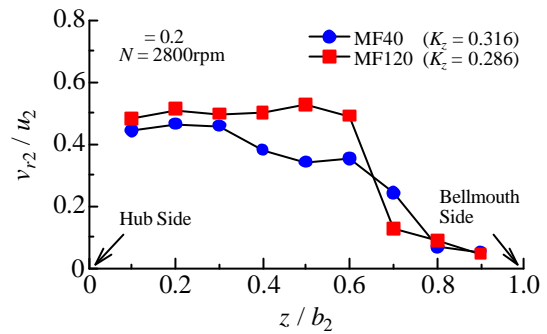
したがって、ファン騒音のスペクトル分布は式(16)のように与えられる。

$$L_{A_j} = 10 \log \left( \frac{p_j^2}{p_o^2} f_j \right) - L_{A_j}, \quad j = 2 \sim n \quad (16)$$

ここで、 $f_j$  は 1/3 オクターブバンドの中心周波数におけるバンドパスフィルタの実効帯域幅、 $L_{A_j}$  はその周波数での A 特性の補正量である<sup>(12)</sup>。このとき、ファン騒音を代表する全帯域周波数騒音は、式(17)となる。



(a) Circumference direction



(b) Span direction

Fig.9 Distribution of radial flow velocity

$$L_A = \sum_{j=2}^n L_{A_j}, \quad j = 2 \sim n \quad (17)$$

#### 4.4 比騒音特性の解析

JIS規格では、比騒音は式(18)として定義されている<sup>(1)</sup>。

$$L_{SA} = L_A - 10 \log(Q P_t^2) + 20 \quad (18)$$

ここで、 $Q$  は流量( $m^3/min$ )、 $P_t$  は全圧(Pa)である。作動点の流量係数が与えられると、ファンの全圧が式(11)によって得られる。この流量、全圧および式(17)のファン騒音によって式(18)の比騒音を解析的に求めることができる。

### 5 結果および考察

#### 5.1 内部流動の解析

図9は絶対速度の半径方向成分の分布を示したものである。図(a)の横軸は図5の測定位置MPを基準とした反時計回りの回転角度である。縦軸は主流部の半径方向速度である。多翼ファンの内部流動は羽根車の周方向に非一様な分布となった。この周方向の非一様な半径方向速度の分布が、式(4)によって定量的に解析されている。スパン方向の速度分布は、

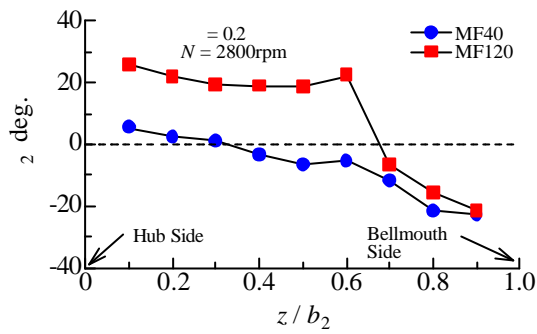


Fig.10 Distribution of deviation angle

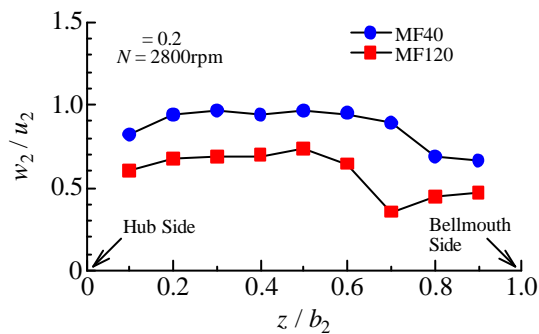


Fig.11 Distribution of relative velocity

この速度が最大となる周方向の位置で測定されている。図(b)はそのスパン方向の分布である。いずれもハブ側に偏った速度の速い領域が主流部である。MF40の半径方向速度はMF120よりもハブ側に偏った分布になった。

図10は出口偏差角のスパン方向の分布を示したものである。MF40の出口偏差角はMF120よりも小さく、その主流部の流れはMF120よりも翼に沿うことがわかる。

図11には相対速度の分布が示されている。MF120の主流部での相対速度はMF40よりも低くなった。多翼ファンの羽根車は前向き羽根によって構成されている。このため、MF120の出口偏差角がMF40よりも大きいときには、MF120の相対速度はMF40よりも減速する。

### 5.2 全圧特性の解析

図12は多翼ファンの全圧特性を示したものである。図中の記号が実測値の全圧係数であり、実線が式(11)の全圧係数である。また、図中の太い破線は、多翼ファンの出口側の静圧が大気圧であることを示す特性曲線である。実際のファンの使用状況下では、この破線よりも高流量側でこれらの多翼ファンが運転されることはない。流量係数が0.15よりも大きいときには、式(11)に基づく全圧特性は実測値の傾向を表すことができた。

### 5.3 比騒音の解析

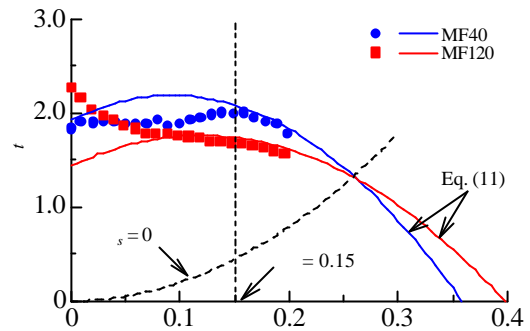


Fig.12 Relation between flow coefficient and total pressure coefficient

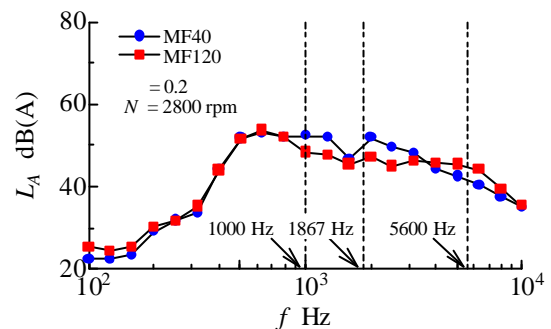
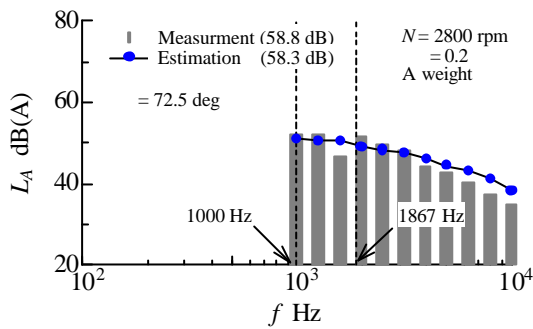


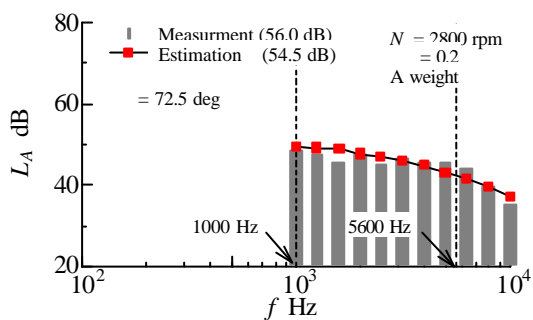
Fig.13 Comparison with spectra of fan noise with different number of blades

図13は二種類のファン騒音のスペクトル分布を比較したものである。ファン騒音のスペクトルは1/3オクターブバンドの中心周波数毎に計測され、A特性の聴感補正曲線によって騒音レベルに変換されている。ファンの作動点の流量係数は $\phi = 0.2$ である。MF120のファン騒音はMF40よりも小さくなった。ファンの回転数が2800rpmのとき、MF40の翼通過周波数は1867HzでありMF120の周波数は5600Hzである。ファン騒音のスペクトルがこれらの翼通過周波数近傍で大きくなるのは、後流が舌部と干渉することによって発生する離散周波数騒音の影響である。一方、ファンの羽根車の設計条件が異なる場合でも、1000Hz未満の両者のファン騒音は同程度になった。この周波数での騒音は、本研究で提案された流動モデルによって発生する空力騒音とは異なる原因の騒音と考えられる。

図14は実測値のファン騒音のスペクトル分布とその予測値を比較したものである。図(a)がMF40のファン騒音であり、図(b)がMF120のファン騒音である。いずれも棒状の凡例が実測値の騒音レベルである。ファンの内部で発生した音圧が騒音計に到達するまでには、その指向性だけでなく、反射、吸



(a)MF40



(b)MF120

Fig.14 Compression of measured fan noise spectra and predicted noise spectra

収、屈折などが実測値の騒音レベルに影響を及ぼす。これら装置固有のインピーダンスの影響を解析的に見積もることは困難である。このため、聴感補正の影響が及ばない1000Hzでの予測値の騒音レベルが実測値と等しくなるように、式(14)の指向性を表す角度が騒音レベルの総合的な校正係数として与えられている。この校正係数は、装置固有の値であることを考慮して、二種類のファンに同じ値が与えられている(本研究では  $=72.5\text{deg}$ )。また、図13のスペクトル分布を参考にして、バンドパスフィルターが1000Hz以上の周波数帯域に与えられている。予測値のファン騒音のスペクトル分布は実測値の傾向を表すことができた。内部流動の解析に基づけば、MF120の騒音レベルがMF40よりも小さくなることは、その相対速度が出口偏差角の影響で低速になったことに起因すると考えられる。

図15は流量係数とファン騒音の関係を示したものである。流量係数が0.2近傍では、MF120のファン騒音はMF40よりも小さくなった。一方、この流量係数でのMF120の全圧係数はMF40の全圧係数よりも小さかった。このような場合、比騒音による総合的なファン性能の評価が必要になる。

図16は多翼ファンの流量係数と比騒音の関係を示したものである。流量係数が0.2近傍ではMF120の比騒音レベルは

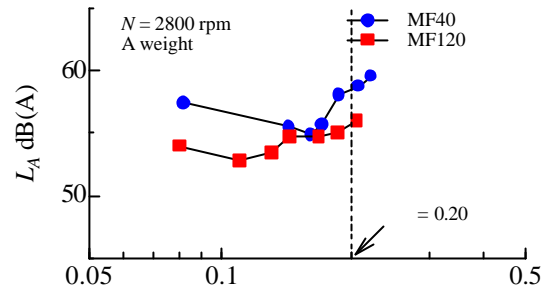


Fig.15 Relation between flow coefficient and fan noise

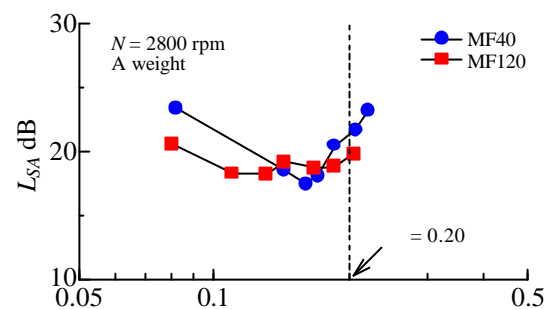


Fig.16 Relation between flow coefficient and Specific noise

Table 3 Summary of analyzed characteristics

Fan	MF40	MF120
Flow Rate Coefficient, $\phi$	0.2	
Total Pressure Coefficient, $\psi$	1.612	1.354
Fan Noise Level, $L_A$ (dB)	60.3	54.5
Specific Noise Level, $L_{SA}$ (dB)	23.7	19.4

MF40よりも小さくなった。多翼ファンの特性に関する解析結果が表3に整理されている。作動点の流量係数は0.2である。多翼ファンの比騒音をその内部流動に基づいて解析した結果、MF120の単位流量および単位全圧あたりの騒音はMF40よりも4.3dB小さくなることがわかった。

## 6 結言

多翼ファンの内部流動の特性に基づく比騒音の解析理論を提案した。羽根枚数の異なる二種類の多翼ファンの比騒音をこの理論によって解析した結果、以下の結論が得られた。

- (1) 羽根枚数が120枚の羽根車による多翼ファン(MF120)の出口偏差角は、羽根枚数が40枚のファン(MF40)よりも大きくなった。

- (2) MF120の相対速度は、出口偏差角の影響でMF40よりも低速になった。
- (3) 流動損失の解析に基づくファンの全圧特性は、実測値の全圧特性を表すことができた。
- (4) MF120のファン騒音がMF40も小さくなることは、その相対速度が低速になるためであると考えられる。
- (5) 多翼ファンの比騒音をその内部流動に基づいて解析した結果、MF120の単位流量および単位全圧あたりの騒音はMF40よりも4.3dB小さくなることがわかった。

#### 参 考 文 献

- (1) 日本規格協会編, JISハンドブック ポンプ, (2005), p.459
- (2) 児玉好雄, 他 3 名, 層流ファンの流体力学的特性と騒音に関する実験的研究, 日本機械学会論文集(B 編), 58-549 (1992-5), pp.1611-1616
- (3) 新原登, 他 3 名, 多翼ラジアルファンの流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究(流体力学的特性および騒音特性に及ぼす羽根車内径, 羽根枚数の影響), 日本機械学会論文集(B 編), 62-602 (1996-10), pp.3642-3648
- (4) 畠山真, 他 4 名, 二重翼列遠心ファンの空力特性と騒音特性に関する研究(露出度とスクロール吐出角の影響), ターボ機械, 30-2 (2002-2), pp.91-98
- (5) 生井武文・井上雅弘, ターボ送風機と圧縮機, (1988), pp.145-280, コロナ社.
- (6) 林秀千人, 他 2 名, スクロールレス遠心ファンの空力特性と騒音に関する研究(羽根車入口・出口角度の影響), 長崎大学工学部研究報告, 32-59 (2002-7), pp.17-24
- (7) 佐々木壮一, 他 2 名, 多翼シロッコファンの空力特性に及ぼす混合損失の影響, 日本機械学会論文集(B 編), 71-701 (2005-1), pp.72-79
- (8) 佐々木壮一, 他 4 名, 多翼ファンの渦流動損失に及ぼす弦節比の影響, 長崎大学工学部研究報告, 33-66 (2006-01), pp.33-40  
<http://www.lb.nagasaki-u.ac.jp/reports/kougaku/default.html>
- (9) Souichi SASAKI, et. al., Yoshio KODAMA, Hidechito HAYASHI and Makoto HATAKEYAMA, Influence of the Karman Vortex Street on the Broad Band Noise Generated from a Multiblade Fan, Journal of Thermal Science, Vol. 14, No.3 (2005), pp.198-205
- (10) 生井武文, 井上雅弘, ターボ送風機と圧縮機, (1988), p.233, コロナ社
- (11) 生井武文, 井上雅弘, 粘性流体の力学, (1978), p.152, 理工学社
- (12) 日本規格協会編, JISハンドブック 電気計測, (2002), pp.1215-1219, 日本規格協会