

## 翼付き多層円板ファンの乱流騒音に関する研究

児玉好雄\*・林秀千人\*  
濱田靖夫\*\*・田中清裕\*On the Turbulent Noise Generated by  
Bladed Multiple-Disk Fans

by

Yoshio KODAMA\*, Hidechito HAYASHI\*  
Yasuo HAMADA\*\* and Kiyohiro TANAKA\*

We made an experimental and theoretical investigation on the turbulent noise by bladed multiple-disk fans. In the theory, we assumed that the turbulent noise by these fans was consist of two sources; the turbulent boundary layer on the disk surface and the vortex shedding from the trailing edge of blades. and that these two sources were independent of each other. To estimate the acoustic power due to the later source, we proposed a new method to calculate the wake width  $D$  which was an important parameter to control the noise level. The effects of four parameters, such as the span length of the blade, the number of blades, the inner radius of the impeller and the setting angle of the blade, on the turbulent noise were investigated. The agreement between the theoretical and the experimental results was satisfactory.

## 1. まえがき

従来の円板ファンの流体力学的特性と騒音特性の改善を目的として、著者らは円板と円板の間にスパン長さが0.7mm~2.8mm, 翼枚数が12~36枚の翼を同一円周上に等ピッチで設置したものを多数重ね合わせたファンを製作し、これを翼付き多層円板ファンと名付けた。著者らはすでにこの種のファンの流体力学的特性と騒音特性におよぼす諸因子について実験的に調査し、翼を付けることによって圧力、ファン効率、流量は増加し、比騒音レベルも通常の遠心ファンや円板ファンよりも低くなり、ファン特性がかなり改善されること、この種のファンは翼と舌部とのすきまをわずかに広げることによって翼と舌部との干渉騒音は無視することができる程度まで減少させ得るので、乱流騒音が発生騒音の支配的要因といえること、などを明らかにしてきた<sup>1) 2)</sup>。また、乱流騒音の発生源は円板面上の乱流境界層<sup>3)</sup>や翼後縁の後流<sup>4)</sup>であることを示唆する

データを得ている。したがって、翼付き多層円板ファンの騒音特性の改善のためには乱流騒音発生に関する因子について詳細に調査し、検討することが肝要と思われる。

上述の背景に立脚して本報では、翼付き多層円板ファンの騒音は円板面上に発達する乱流境界層から放射される騒音と翼後縁から放出される渦に起因する騒音との和として表され、それらは互いに独立しているものと仮定して乱流騒音の予測式を導入するとともにその式の妥当性をファンの特性に関するスパンの長さ、翼枚数、羽根車内径、取付角などの因子について検討した。

## 2. おもな記号

$a_0$ : 音速 m/s  
 $B_B$ : 翼枚数  
 $B_D$ : 円板枚数

平成7年4月24日受理

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

\*\*東陶機器商品研究所 (TOTO Co., Ltd)

- $D$ : 後流の幅 m, mm
- $E$ : 音響出力 W
- $E_B$ : 翼に基づく音響出力 W
- $E_D$ : 円板に基づく音響出力 W
- $f$ : 周波数 Hz, kHz
- $h$ : スパン長さ m, mm
- $L_1$ : 円板内縁と翼前縁との距離 (前縁距離) m, mm
- $L_t$ : 翼後縁と円板外縁との距離 (後縁距離) m, mm
- $M$ : マッハ数
- $N$ : 回転数 rpm
- $p_0$ : 最小可聴音圧 (=0.00002Pa)
- $Q$ : ファン流量 m<sup>3</sup>/s, m<sup>3</sup>/min
- $r_1$ : 円板内径 m, mm
- $r_o$ : 円板外径 m, mm
- $r_m$ : 環状円板の平均半径 m, mm
- $W$ : 環状円板の平均半径における相対速度 m/s
- $\overline{W}_\infty$ : 翼に対する幾何平均速度の平均値 m/s
- $z$ : 音源と観測点との距離 m
- $\alpha$ : スクロールケーシングの広がり角 度
- $\beta$ : 環状円板の平均半径における相対流れ角 度
- $\beta_2$ : 相対流出角 度
- $\gamma_1$ : 設計入口角 度
- $\delta_D$ : スパン長さ m, mm
- $\delta_T^*$ : 円板外縁における排除厚さ m, mm
- $\xi$ : 翼取付角 度
- $\rho$ : 空気の密度 kg/m<sup>3</sup>
- $\omega$ : 角周波数 rad/s
- $\omega_L$ : 最小角周波数 rad/s
- $\omega_U$ : 最大角周波数 rad/s

3 乱流騒音の予測式

3.1 円板面上の乱流境界層に因る乱流騒音

円板から放射される乱流騒音は主として円板面上の乱流境界層に因っており、その音響出力  $E_D$  は式(1)で与えられる<sup>3)</sup>。

$$E_D(\omega) = 1.3B_D 10^{-3} \rho \delta_T^* r_m (5.6 \sin \beta + 0.7 \cos \beta) W^3 M^3 \int_{\omega_L}^{\omega_U} (1/\omega) d\omega \dots\dots\dots (1)$$

ここで  $B_D$  は円板枚数,  $\rho$  は空気の密度,  $\delta_T^*$  は円板後縁における境界層の排除厚さ,  $W$  は環状円板の平均半径における相対速度,  $\beta$  は平均半径における相対流れ角,  $M$  はマッハ数,  $r_m$  は環状円板の平均半径,  $\omega$  は円板面上の圧力変動の角周波数である。また,  $\omega_U$  と  $\omega_L$  はそれぞれ適応最大角周波数と最小角周波数で

ある<sup>3)</sup>。

3.2 翼後縁から放出される渦に基づく乱流騒音

著者らの一部によれば、翼後縁から放出される渦に起因する乱流騒音は式(2)で与えられ、この式を用いれば、軸流および斜流送風機のいずれについても精度よい予測が可能であることが示されている<sup>4) - 6)</sup>。

$$E_B(h) = \pi \rho B_B \int_{SPAN} DW^6 dh / (2400a^3) \dots\dots\dots (2)$$

ここで  $B_B$  は全円板間にわたる翼枚数,  $D$  は後流の幅,  $h$  はスパン方向の距離,  $a$  は音速である。

3.3 翼付き多層円板ファンの音響出力

$E_D$  と  $E_B$  がそれぞれ独立した音源から放射される音響出力と仮定すれば、翼付き多層円板ファンから放射される音響出力  $E$  は式(3)で与えられる。

$$E = E_B + E_D \dots\dots\dots (3)$$

羽根車から  $z$  離れた回転軸上の点における式(3)の  $E$  による音圧レベル  $SPL$  は  $p_0$  を最小可聴音圧 (=0.00002Pa) とすれば、式(4)で表される<sup>4) 5)</sup>。ここで式(3)で与えられる音響出力  $E$  は入口ノズルを通して回転軸方向に放出されると仮定している。

$$SPL = 10 \log_{10} (3 \rho a_0 E / 8 \pi z^2 p_0^2) \dots\dots\dots (4)$$

4. 後流の幅の予測法

式(2)に示すように翼付き多層円板ファンの乱流騒音予測のためには相対座標系における後流の幅  $D$  を算定しなければならない。著者らは後流の幅を静止座標系における速度変動波形から求める方法を提案し、この方法を用いればかなりよい精度で騒音を予測できることを明らかにしている<sup>4) 5)</sup> が、非常に煩雑であり多くの労力と時間を要する。このため、本研究では、

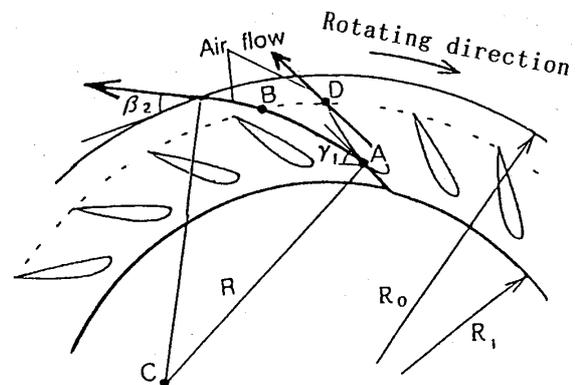


Fig. 1 Schematic diagram of the flow around the blade

以下の方法で後流の幅の算定を試みた。

図1は翼付き多層円板ファン内の流れの状況の概要を示したものである。流れは、負圧面側では設計入口角 $\gamma_1$ で翼の最大厚みの点Aを通過して流入し、通路を円弧状に流れ、翼後縁を通る円との交点Bを通過して円板外縁より流出角 $\beta_2$ で流出する。一方、圧力面側では、流れは翼面に沿って流入し、点Dから圧力面に沿った角度で羽根車の外側に流出すると仮定する。 $\gamma_1$ と $\beta_2$ を与えれば、それを満足する円弧はただ一つ定まり、半径 $R$ と点Cが決定される。このような仮定を用いれば、円弧BDが求める後流の幅 $D$ となる。

### 5. 実験装置および方法

図2は実験装置の概要を示したものである。吐出側にある全長が1.115mの円管にはJIS規格に従って静圧測定孔、整流格子、オリフィスが取付けてある。吐出管末端に設置してあるダンパで流量を調整した。吸込口にはJIS規格に基づいて製作した内径144mm、長さ65mmの入口ノズルが設置されている。電動機からの騒音を遮断するために、電動機は吸音材が内張りしてあるアルミニウム製の箱の中に入れてある。このようにすれば、電動機騒音は無視できるほど低い<sup>1) 2)</sup>。騒音測定は無響室で行った。騒音の測定を送風機の軸中心上の羽根車回転面から1m上流(遠距離場)に行った。騒音計からの出力を狭帯域のスペクトルアナライザで周波数分析し、高速度レベルレコーダで記録した。

本実験で用いたスクロールケーシングの概要を図3に示す。スクロールケーシングは平行壁を有しており、広がり形状は広がり角 $3.6^\circ$ の対数らせんとした。この角度は流量域で性能低下が少ない角度として選定したものである<sup>1) 2)</sup>。図3中のM1~M4は羽根車出口の速度の測定場所である。この場所は羽根車半径より10mm大きい半径上に位置している。舌部と羽根車外縁で定義される舌部すきまは3mmである。

図4は供試羽根車の概要を示したものである。羽根車は厚さ0.15mm、外径200mm、内径140mmのドー

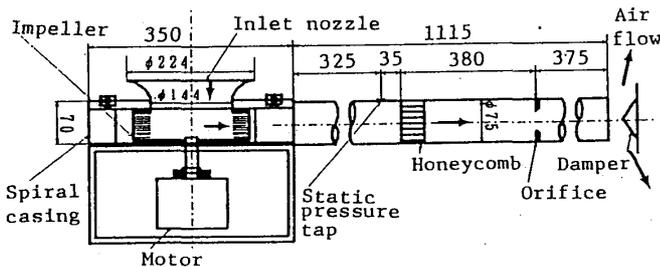


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus (Dimensions in mm)

ナツ形をしたアルミニウム製の2枚の円板間にスパン長さ0.7mm~2.8mm、最大厚み4.4mm、翼弦長25mmの翼形翼を同心円上に等ピッチに12~36枚挿入したものを1つのユニットとして、これを多数重ね合わせたものから構成されている。

翼スパン長さ(円板間隔)の乱流騒音に与える影響を調べるために、Breiterらの文献<sup>7)</sup>より求めた最適円板間隔を基に0.7mm、1.4mm、2.8mmの3種類を採用した。また、羽根車には翼の取付角 $\xi$ (円周方向からの角度)の影響を調べるためのものとして $\xi=90^\circ$ 、 $45^\circ$ 、 $35^\circ$ および $25^\circ$ の4種類、円板内径 $r_1$ の影響を調べるための $r_1=50$ 、70mmおよび80mmの3種類、翼枚数 $B_B$ の影響を調べるための $B_B=12$ 、24および36の3種類がある。なお、本研究で用いた羽根車の前縁距離 $L_1$ (円板内縁と翼前縁との距離)と後縁距離 $L_2$ (翼後縁と円板外縁との距離)は翼に流入する乱れが減衰する長さ、動翼後流と舌部との干渉騒音が無視できるほど減少するに要する距離を考慮して、主としてそれぞれ5mmおよび8mmを採用した<sup>1)</sup>。

### 5. 実験結果および考察

5.1 性能曲線 図5は翼スパン長さ $\delta_D$ がファンの性能曲線に及ぼす影響を示したものである。図中の

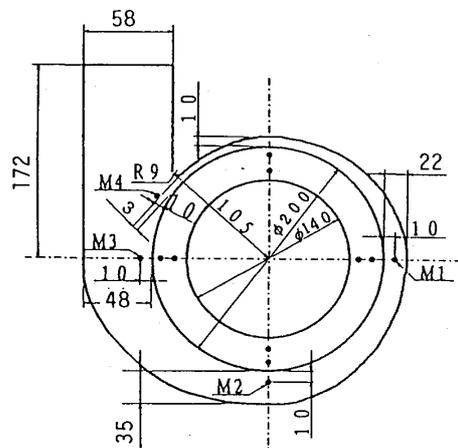


Fig. 3 Casing used in this experiment

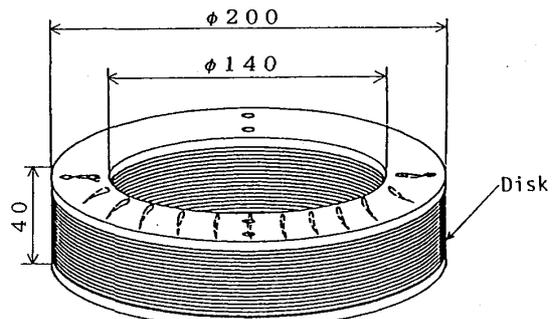


Fig. 4 Impeller used in this experiment

○印, △印, □印はそれぞれ  $\delta_D$  が 0.7mm, 1.4mm, 2.8mm の場合の結果である。スパン長さが長くなるにつれてファン効率は上昇する。これはスパンが長いほど円板面上に発達する境界層の外側（円板に挟まれた通路の中央部）の比較的乱れの小さい部分が増え、翼による仕事が増加するためと考える。この時、全圧は多少減少するが、これは翼のスパンが長くなるにつれ翼出口における絶対速度が半径方向を向くようになり、円周方向成分が減少することに困っている<sup>1)</sup>。

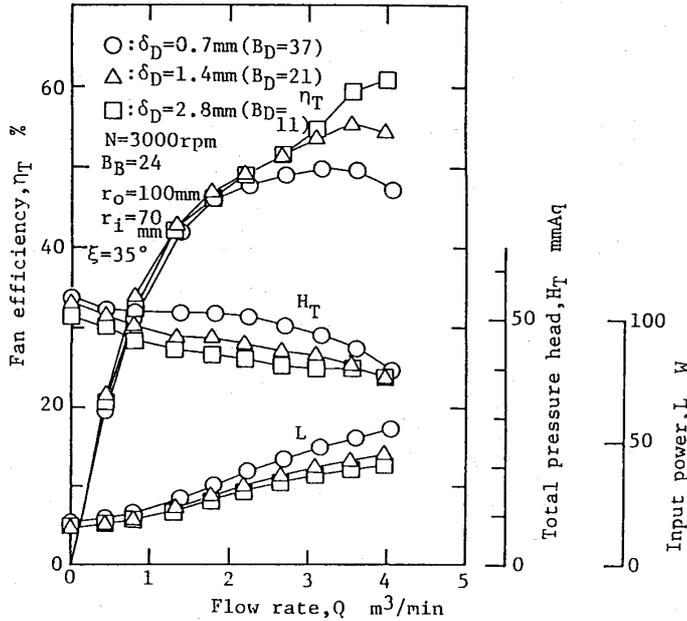
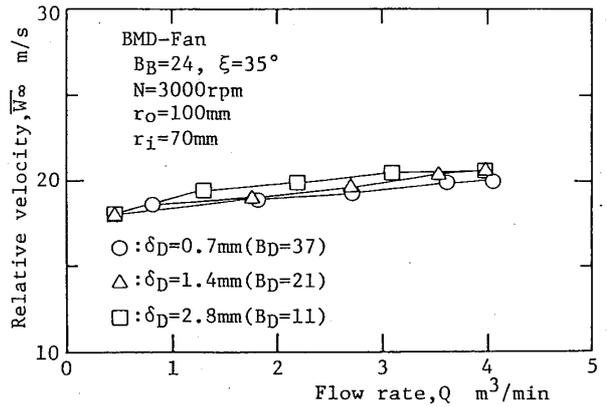


Fig. 5 Characteristic curves

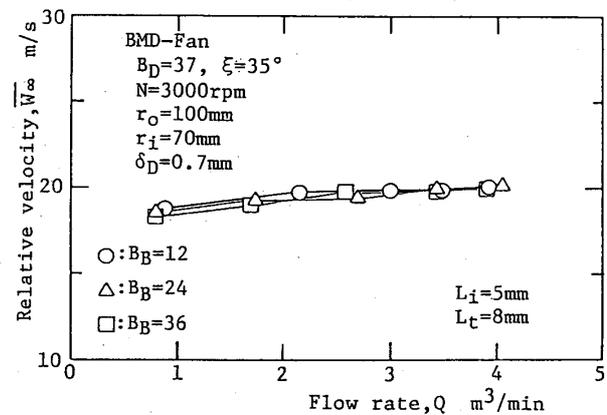
5.2 翼まわりの流動様相

5.2.1 幾何平均相対速度 図6(a), (b)は翼入口と出口の速度三角形から得られる幾何平均相対速度の流量による変化を示したものである。この場合翼入口では、相対速度は設計入口角で翼に流入し、翼出口では、計測点にわたる平均絶対速度および流出角で流出すると仮定した。(a)はスパン長さ  $\delta_D$  の, (b)は翼枚数  $B_B$  の影響を表している。図6(a)から、一部の流量域でスパン長さ  $\delta_D$  が長いほど、わずかに相対速度が大きくなっているが、全体的には  $\delta_D$  による差はかなり小さいと考えてよいようである。また、図6(b)に示されるように翼枚数の影響もあまり見られない。しかしながら、いずれの場合にも流量が低下すれば、相対速度は減少している。騒音が相対速度の6乗に比例することを考慮すれば、上述のことは、この種のファンは流量が減少するほど騒音が低くなることを示唆している。

5.2.2 後流の幅 図7は流出角  $\beta_2$  から4章に述べた方法で算出した後流の幅  $D$  を示したものである。



(a) Effects of the length



(b) Effects of the number of blades

Fig. 6 Change in relative velocity by flow rate

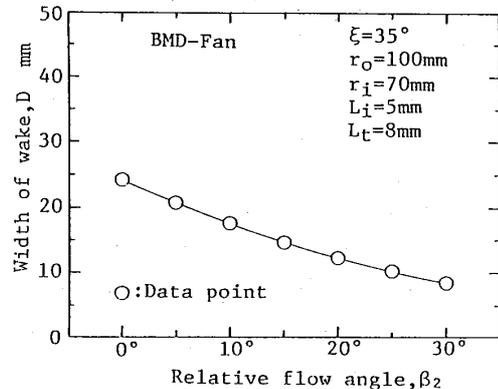


Fig. 7 Relationship between the relative flow angle and the wake width

この図から、 $\beta_2$  が小さくなるほど流れが翼に沿わなくなるため、後流の幅は広くなるのが分かる。また、翼枚数が12枚、24枚および36枚の場合の翼ピッチはそれぞれ48mm, 24mm および16mm となるから、各翼枚数に対応する最大の後流の幅を翼ピッチと仮定し、それらを流出角  $\beta_2$  との関係で示せば、それぞれは  $0^\circ$ ,  $0^\circ$  および  $15^\circ$  となる。

図8はスパン長さ  $\delta_D$  が後流の幅に及ぼす影響を示

したもので、すべて計算結果である。ただし、後流の幅は最大でも出口における翼間のピッチを越えないと仮定している。この図からいずれのスパン長さの場合も、全体的には流量が減少するに従って後流の幅は増加することが判る。これは流量を絞るに従って流れは翼に沿わなくなり、翼面上の境界層が厚くなるためである。また、 $\delta_D$ が0.7mm(○印)と1.4mm(△印)とでは差はほとんど見られないが、2.8mm(□印)では流量 $Q$ が3.5m<sup>3</sup>/min近傍で約5mm程度後流の幅が広がる。

図9は後流の幅の流量による変化を翼枚数 $B_B$ について調べたものである。流量が2.5m<sup>3</sup>/min以上では $B_B=12$ と24とでは、差は小さいが、36枚になると後流の幅は若干広がる傾向が見られる。これは翼ピッチが狭くなれば、翼同士の干渉が生じるようになるためと考えられる。

**5.3 乱流騒音の予測値と実験値** 図10(a)~(c)は式(2)の $W$ に図6(a), (b)に例示した計算値を、また、 $D$ に図7~9に例示した $D$ の計算値を代入して得られる音響出力 $E_B$ を式(4)に代入して求めた放出渦に起因する乱流騒音の予測値(○印)と式(1)と式(4)によって算出される円板面上の乱流境界層に基づく乱流騒音の予測値(△印)を比較したもので、それぞれスパン長

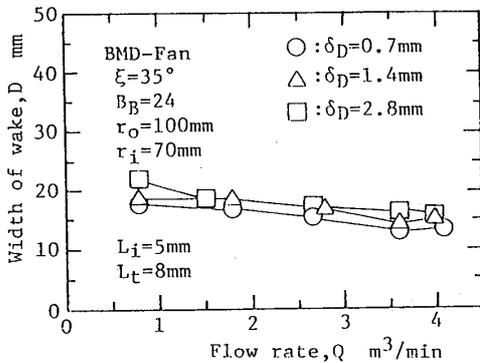


Fig. 8 Effects of span length on wake width

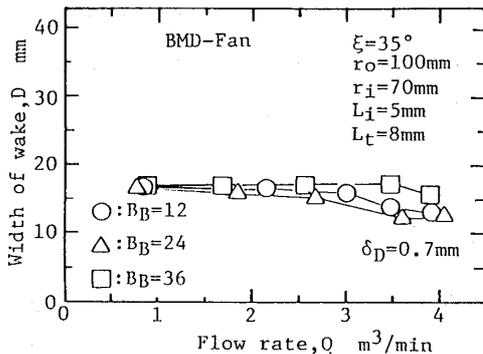


Fig. 9 Effects of number of blades on wake width

さ $\delta_D$ が0.7, 1.4, 2.8mmの結果である。図10においては翼枚数 $B_B$ を一定にしているため、 $\delta_D$ が増加すれば、円板枚数 $B_D$ が減少して円板による音圧レベルが減少するはずであるが、相対速度が若干増加するため、相殺されて差は小さい。

一方、円板間の翼枚数は24枚の一定にしているが、 $\delta_D$ が大きくなるにつれて翼のスパン長さが長くなることと、図8に示したように後流の幅が広がることのために翼による騒音は $\delta_D$ が0.7mm, 1.4mm, 2.8mmの順に高くなる。また、この場合、翼と円板による騒音の差はいずれの流量域においても9dB以上前者が後者より高く、円板による騒音の影響は無視することができる。

図11は図10と同様に式(1)と式(2)による音圧レベルの理論的予測値の比較を3種類の翼枚数 $B_B$ について行ったものである。この図から円板間の翼枚数が少ないほど○印(翼による騒音)と△印(円板に起因する騒音)との差がなくなる。この原因として、この場合円板枚数 $B_D$ は37枚の一定としているため $E_D$ が一定と

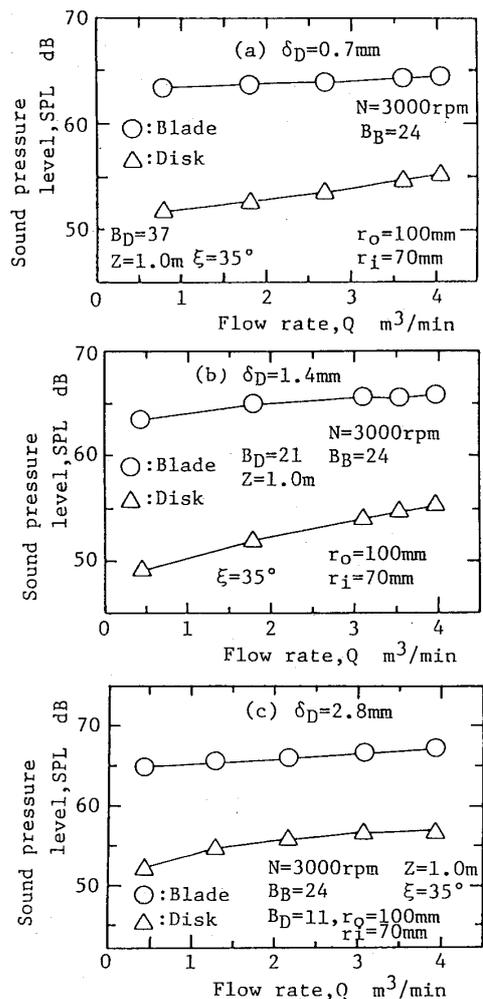


Fig. 10 Comparison of the two different sources (Effects of the span length)

なるが、放出渦に起因する乱流騒音は翼枚数に比例するから、翼枚数  $B_B$  が減少すれば、音響出力  $E_B$  が減少することが挙げられる。また、翼の渦放出に因るもの (○印) が円板上の乱流境界層に因るもの (△印) より 5 dB 以上高く、多層円板ファンの主たる音源は図10と同様に翼後縁から放出される渦であるといえる。

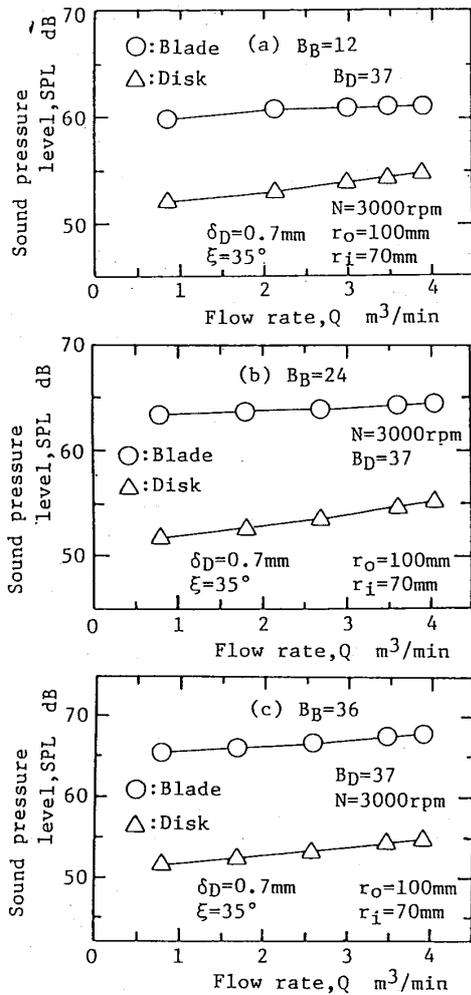


Fig. 11 Comparison of the two different sources (Effects of the number of blades)

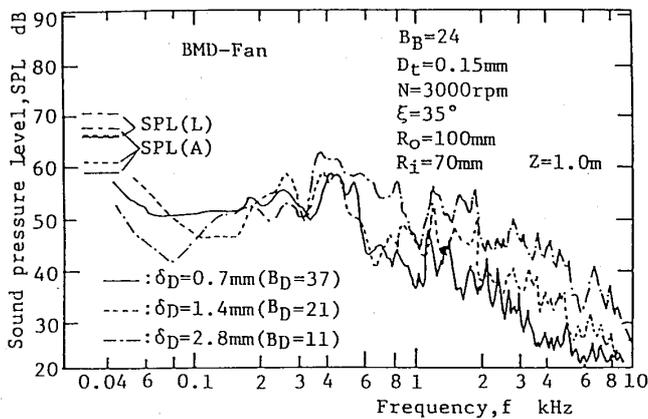


Fig. 12 Spectral density distributions of fan noise

図12は最高効率点において、翼スパン  $\delta_D$  が騒音のスペクトル密度分布におよぼす影響を示したものである。図において高いレベルの離散周波数騒音の発生は見られない。また、ほぼ全周波数帯域において、 $\delta_D$  が小さくなるにつれて音圧レベルが低くなる。これはこの場合羽根車の軸方向長さはほぼ一定であるから、 $\delta_D$  が小さくなるにつれて円板枚数が増えるものの、翼スパンが逆に短くなることや後流の幅が小さくなること (図8参照) のため、翼に起因する騒音が低下することになっている。

図13(a)~(c)は3種類の翼スパンについて乱流騒音の流量による変化を示したものである。図中の○印は実験値を、太い実線は理論的に求めた予測値を連ねたものである。細い実線は太い実線を  $\pm 2$  dB 平行移動したものである。これらの図から、スパン長さ  $\delta_D$  が長くなるほど流量に対する音圧レベルの勾配が急になること、ほぼ全流量域にわたって音圧レベルが高くなること、予測値と実験値は  $\pm 2$  dB 以内の精度で一致すること、などが分かる。流量が低下すると音圧レベルが減

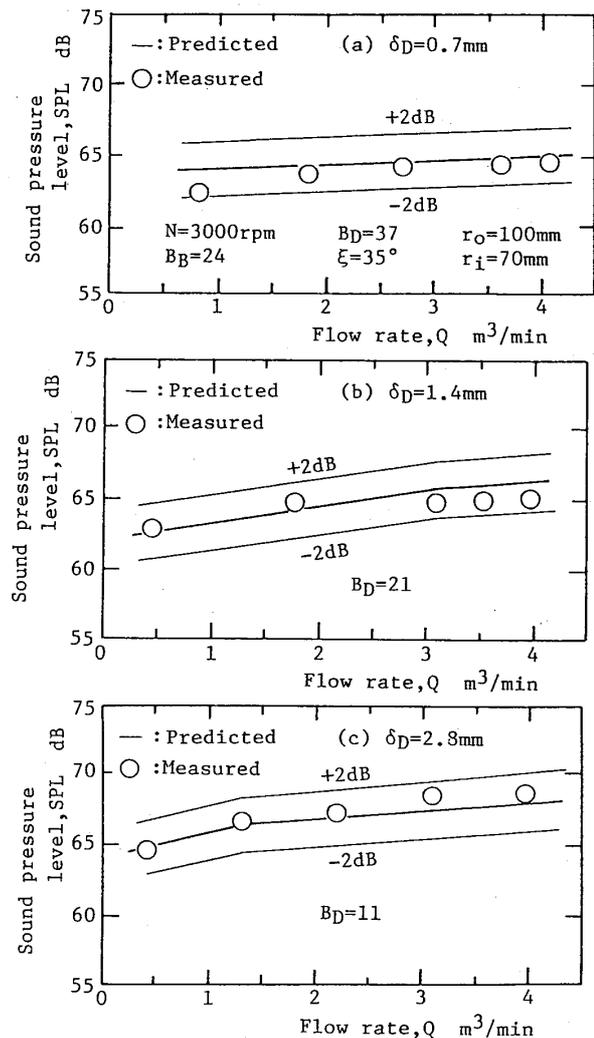


Fig. 13 Effects of span length on the turbulent noise

少するのは、主として相対速度が低下することによってである。

図14(a)~(c)は翼枚数  $B_B$  が乱流騒音に与える影響を示したものである。 $B_B=12$ と24とを比較すれば、いずれの流量域においても後者がほぼ3 dB高い。このことは両者の場合、各翼は独立した音源であることを意味している。この法則が成立すれば、 $B_B=36$ になると翼枚数が12枚の3倍、音圧レベルでは約5 dB増加するはずであるが、増加量はそれより小さい。このことは、翼同士が互いに干渉していることを示唆している。また、いずれの実験値も予測値より低い、全般的には、実験値と予測値とはほぼ±2 dB以内の精度で合っている。この精度を許容値とすれば、翼間で互いに干渉が始まる36枚の場合が予測式を適用できる限界といえる。

図15は取付角 $\xi$ が乱流騒音に及ぼす影響を示したものである。 $\xi$ が増加するにしたがって騒音が増加するがこれは主として後流の幅の増加に因っている。計算

に基づけば、 $\xi=25^\circ, 35^\circ$ および $90^\circ$ に対する後流の幅  $D$ の値はそれぞれ4.0mm, 12.8mmおよび17.0mmとなる。この場合にも音圧レベルの実験値と予測値とは良好な一致を示している。

図16は羽根車内径が騒音に及ぼす影響を最高効率点について示したもので、図中の○印は実験値を、太い実線は計算値を連ねたものである。この図から、内半径  $r_1$ が70mm近傍に音圧レベルの極小値が生じていることが判る。予測値も同様の傾向を示している。これは主として後流の幅に因っている。 $r_1=50$ mm, 70mm, 80mmに対する後流の幅の計算値はそれぞれ15mm, 12.8mm, 16mmとなり、 $r_1=70$ mmの場合が最も小さい。このことより乱流騒音に関して、最適値が  $r_1=70$ mm近傍に存在することが判る。また、流体力学的特性もこの内半径の場合が最も良好である<sup>2)</sup>。

図17は翼付き多層円板ファンの乱流騒音について、本実験で行った全ての異なる条件の場合に対して実験値と予測値の比較を行ったものである。45°の太い実

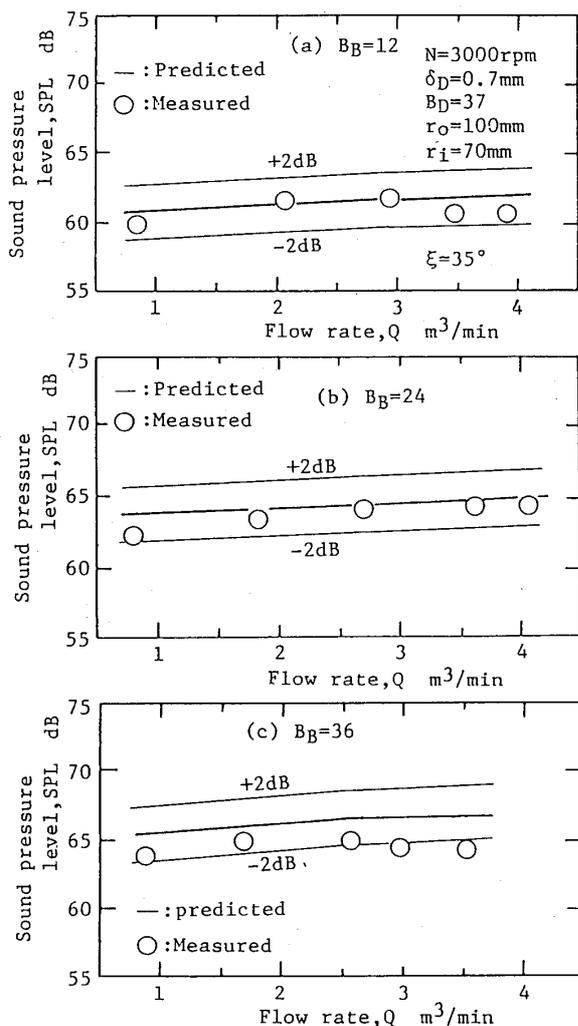


Fig. 14 Effects of number of the blades on the turbulent noise

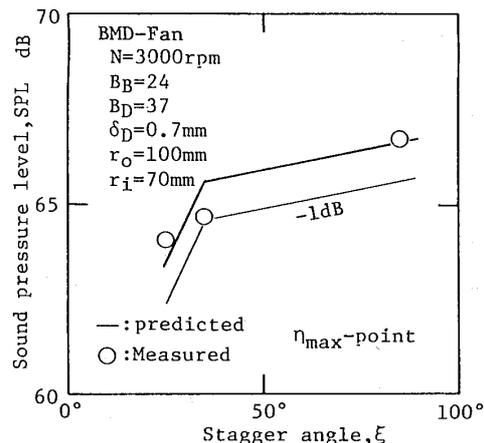


Fig. 15 Effects of setting angle of the blade on the turbulent noise

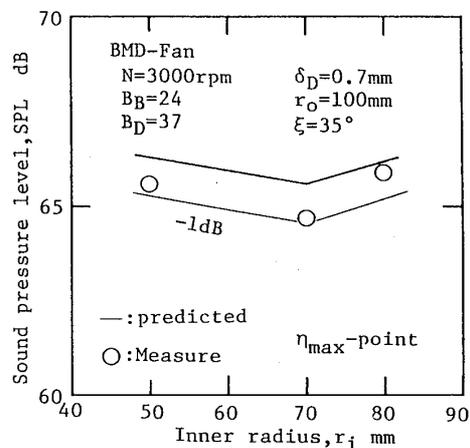


Fig. 16 Effect of inner radius of the impeller on the turbulent noise

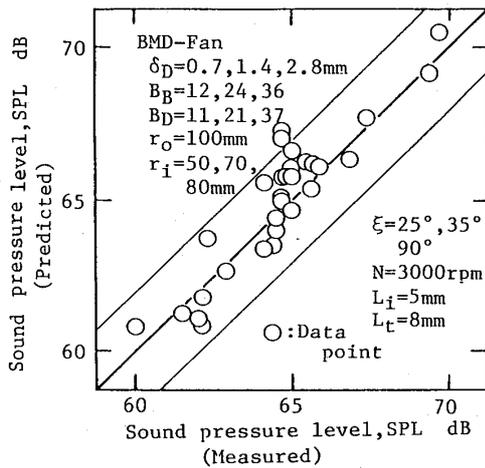


Fig17 Comparison of predicted and measured sound pressure level of the turbulent noise

線は実験値と予測値とが一致していることを表している。細い実線は太い実線を $\pm 2$ dB平行移動させたものを表している。実験値と予測値はほとんど $\pm 2$ dB以内の精度で一致している。このことは、本研究は誘導した翼付き多層円板ファンの乱流騒音の予測式(3)の妥当性を示すものである。

## 6. 結 論

本研究では翼付き多層円板ファンに関して、翼スパン、翼枚数、羽根車内径および翼取付角が乱流騒音に与える影響を実験的に調べるとともに乱流騒音の予測式の誘導を行い、式の妥当性を検討した。その結果、以下の結論を得た。

(1) 翼付き多層円板ファンの乱流騒音の音響出力は、本研究で提案した算定方法を用いて予測した後流の幅

に基づいて算出される渦放出による音響出力と円板面上に発達する乱流境界層に因る音響出力との和と考えて、ファンの乱流騒音の予測を行えば、騒音に及ぼす因子を大幅に変えても、本実験範囲内では $\pm 2$ dB以内の精度で乱流騒音を予測することができる。

(2) 流量が減少すると後流の幅は増加するが、相対速度が減少するため、乱流騒音は低下する。

(3) 翼付き多層円板ファンに関しては、翼後縁から放出される渦に基づく騒音が支配的であるが、円板面上に発達する乱流境界層の影響も翼枚数が少ない場合に無視できない。この場合、特に流量が大きくなるとその影響は大きくなる。

(4) 後流の幅は流出角 $\beta_2$ が小さくなるにつれて増加する。

(5) 本研究で提案した後流の幅の算出法は妥当であると思われる。

## 参 考 文 献

- (1) 濱田・他5名, 機論, 59-567, B (1993), 3422-3429.
- (2) 濱田・他5名, 機論, 59-567, B (1993), 3430-3437.
- (3) 児玉・他3名, 機論, 61-581, B (1995), 56-63.
- (4) 深野・他2名, 機論, 41-345 (1975), 1479-1488.
- (5) 児玉・深野, 機論, 53-492, B (1987), 2514-2520.
- (6) 児玉・深野, 機論, 54-500, B (1988), 883-889.
- (7) Breiter, C. L. and Pohlhausen, K., A.R.L. Rep., No. ARL62-318 (1962), 1-49.