

## チューブラー遠心送風機の入口偏流による騒音への影響

児玉 好雄\*・林 秀千人\*・淵上真一郎\*\*\*  
三村雄次郎\*\*・脇山 卓哉\*\*\*\*

## Noise Generated by Inlet Distortion Flow of Tubular Centrifugal Fan

by

Yoshio KODAMA\*, Hidechito HAYASHI\*, Shinichirou FUCHIGAMI\*\*\*  
Yujirou MIMURA\*\*, and Takuya WAKIYAMA\*\*\*\*

The discrete frequency noise generated from a tubular centrifugal fan was investigated in relation to the resonance with the inlet duct, the interaction with the stator and the inlet distortion flow experimentally. The following results are obtained. It was shown that the length of the inlet duct makes a great influence to the resonance of the discrete frequency noise. At the tubular fans, the wake flow from the rotor diffuses rapidly, then the interaction of it with the stators does not occur. By the way there is the large distortion flow inlet distortion flow and the rotor makes the discrete frequency noise, the interaction noise. That is, it was cleared that the discrete frequency noise is not caused by the interaction with the stators and rotor, but by the inlet distortion flow and rotor. And it was indicated the method to reduce the level of the inlet noise by using the honeycomb in the bellmouth. The noise level can be reduced about 9 dB.

### 1. はじめに

チューブラー遠心送風機は円筒形のケーシングに遠心羽根車を取り付けた構造をしており、通常の遠心送風機と比較し、低騒音の遠心送風機として開発されたものである。この送風機には舌部がなく、ケーシングが軸対象な形状をしているために、干渉による離散周波数騒音の発生がないと考えられる。しかし、実機においては音圧レベルの高い、離散周波数騒音が発生しており、それが全帯域騒音の増大を招いている<sup>(1)(2)</sup>。そして、この離散周波数騒音の発生原因はわかっていないのが現状である。

本研究では、離散周波数騒音の発生原因について、羽根車と下流静翼の関係、ベルマウス長さ、口金隙間、ベルマウス形状を変化させ検討し、さらに騒音の低減法についても実験的な検討を行った。

### 2. おもな記号

$a_0$  : 空気中の音速 m/s  
 $B$  : 動翼枚数  
 $d$  : ベルマウス出口直径 mm  
 $D_2$  : 羽根車外径 m  
 $f$  : 周波数 Hz  
 $H$  : ベルマウスの全長 mm  
 $k$  : 任意の整数  
 $L$  : 電動機入力 kW  
 $m$  : ロブ数  
 $M_m$  : 羽根車の外周速度のマッハ数  
 $M_m^*$  : 臨界先端マッハ数  
 $n$  : 高調波の次数  
 $N$  : 回転数 rpm  
 $p$  : 管状部長さ mm

平成11年10月26日受理

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

\*\*松下精工株式会社 (Matsushita Seikou Co.,Ltd.)

\*\*\*大学院海洋生産科学研究科 (Graduate Student, Marine Science and Engineering)

\*\*\*\*大学院修士課程機械システム工学専攻 (Graduate Student, Department of Mechanical Systems Engineering)

- $P_T$  : 全圧 Pa
- $Q$  : 流量  $m^3/s$
- $R_o$  : 羽根車の外半径 m
- $T$  : ハニカムのセル厚さ mm
- $U_t$  : 羽根車外縁の周速度 m/s
- $V$  : 静翼枚数
- $W$  : ハニカムのセルサイズ mm
- $\delta_m$  : 口金隙間 mm
- $\eta$  : 送風機と電動機の総合効率
- $\lambda$  : 波長 mm
- $\rho$  : 空気の密度  $kg/m^3$
- $\phi$  : 流量係数
- $\psi$  : 圧力係数
- $\Omega$  : 羽根車の角速度 rad/s

3. 実験装置および方法

図1は、チューブラー遠心送風機の実験装置の概要を示したものである。実験装置全長は約11mで吸い込み口にはベルマウス、吐出管にはJISに従って流量測定用オリフィス、静圧孔及び整流格子が設置されている。流量の調整は管の出口に設けられているダンパで行った。供試送風機と吐出管とは円筒の連結管で連結されている。

図2は、チューブラー遠心送風機の概要を示したものである。空気は送風機の左中央のベルマウスより流入し、遠心羽根車によって半径方向に90°転向され、加圧されながら流出する。その後、ケーシング壁面に衝突し、回転軸方向に転向され、ハブとケーシング壁面の間を通過しつつ、静翼によって旋回速度成分が圧力上昇に変えられ、管出口へと流出される。静翼枚数については11枚、12枚、15枚について実験を行った。また、羽根車は12枚の平板翼を有し、外径は475mm、内径は326mmで、羽根高さは羽根車出口においては120mm、羽根車入口においては145.8mmである。

本研究において、流入条件を変化させるために使用した3種類のベルマウスの詳細を図3に示す。(a)は市販品のベルマウスAであり、全長Hは135mmで直

管部は存在しない。(b)は、ベルマウスAに115mmの直管部を設けたベルマウスBで、Hは250mmとなる。(c)は、ベルマウスAに285mmの直管部を設けたベルマウスCであり、Hは420mmとなる。

図4は、ベルマウスと羽根車との口金隙間  $\delta_m$  について図示している。通常の取り付けの状態である(a)では、 $\delta_m = 2mm$ となり、ベルマウスを回転軸方向の上流側にずらし、 $\delta_m = 25mm$ にした場合である(b)についても、周方向の速度分布を測定した。 $\theta$ はケーシングを上流側から見て真上の位置を0°とし、時計回りの角度を表している。測定断面については半径方向位置は  $R = 70mm$ で、回転軸方向位置は羽根高さのほぼ中央となる  $Z = -70mm$ である。なお、図中に示すように動翼先端を  $Z = 0$ として、回転軸方向の上流側を正とした座標を定めた。

また、ベルマウス内の流れに対する影響を調べるために、サイズの異なる2種類のハニカムをベルマウスBおよびベルマウスC内に設置して実験を行った。図

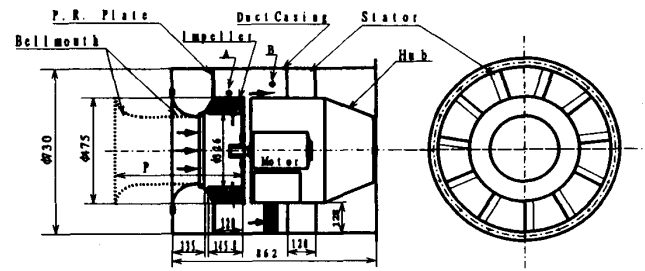


Fig. 2 Schematic diagram of tubular fan.

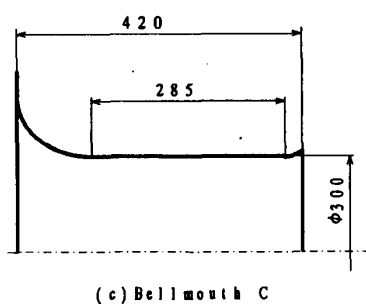
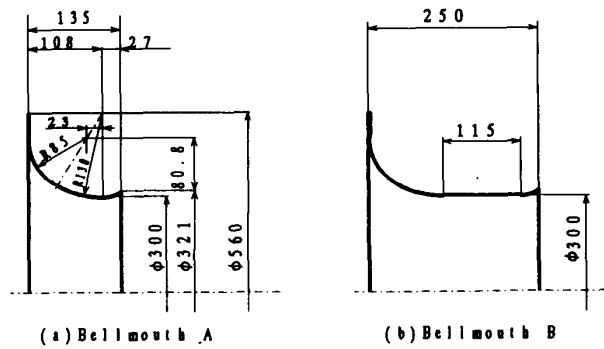


Fig. 3 Detail of bellmouth.

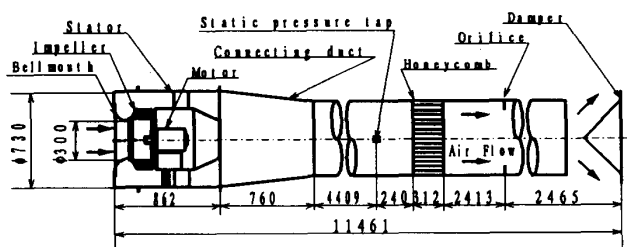


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

5は、ハニカムを設置した状態を表している。ハニカムのセルサイズ  $W$  は (a) の8mmのものと、(b) の20 mmのものがあり、セル厚さ  $T$  はセルサイズ  $W$  の5倍とした。Z軸方向の設置位置については、ベルマウス内において、上流側や下流側にずらして実験を行い、ハニカム後縁までの距離を  $Z$  で示した。

騒音の測定は、羽根車回転軸上のベルマウス上流1.5mの位置において、B & K社製の精密騒音計を用いて行った。また、ベルマウス内の騒音減衰特性は、マイクロフォンを半径130mmで軸方向に移動させて騒音を計測した。流動様相は、図2中にA点で示す羽根車出口と、B点で示す静翼前方において、熱線流速計による速度変動を調べた。

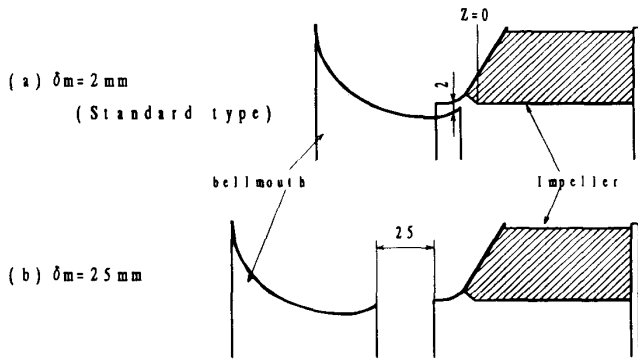


Fig. 4 Detail diagram of  $\delta_m$ .

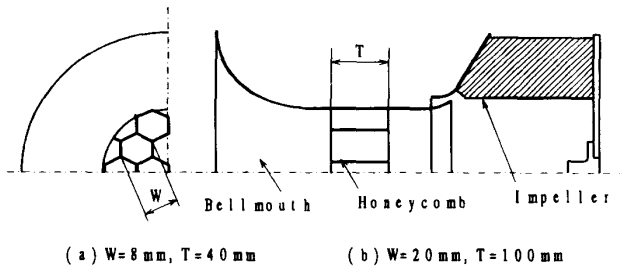


Fig. 5 Detail of honeycomb.

4. 実験結果および考察

4.1 離散周波数騒音の管内気柱共鳴

$f = 360\text{Hz}$ における離散周波数騒音の音圧レベルが高い原因として、ファン入口における管内気柱振動による共鳴が考えられる。図2に示すように、実機において、羽根車の後面シュラウドからベルマウス直管部の端までの長さ  $p$  が共鳴管とみなせるため、ベルマウスA, B, Cの3種類を使用することによって  $p$  を変化させ、実験した。

一端が開放、他端が固体壁の長さ  $p$ 、直径  $d$  の管内気柱振動によって共鳴する条件は、共鳴周波数  $f$  と音速  $a_0$  から次式 (1) により与えられる。また、式(2)

により  $\lambda$  は与えられる。

$$p + \alpha d = n\lambda/4 \tag{1}$$

$$\lambda = a_0/f \tag{2}$$

式 (1) の左辺第2項は開口端補正量であり、 $\alpha$  は波長と管直径により決まる係数である<sup>(3)</sup>。また、 $n$  は奇数を取る。

$f = 360\text{Hz}$ における  $n = 1, 3, 5, \dots$ での音波の状態と、その長さを表1に示す。

次に、各ベルマウスを取り付けた場合における  $p$ 、および  $f = 360\text{Hz}$  の開口端補正量を考慮した  $p + \alpha d$  の値を表2に示す。

表1, 2により、ベルマウスAとベルマウスCの場合での  $p + \alpha d$  の値は、それぞれ離散周波数騒音が気柱共鳴する、 $\lambda/4$  と  $3\lambda/4$  の長さに近く、ベルマウスBにおいては、気柱共鳴しないことがわかる。

図6はベルマウスの違いによる騒音のスペクトル分布の違いを示している。この図において、 $n = 1$  で示した  $f = 360\text{Hz}$  の離散周波数騒音の、それぞれの場合における音圧レベルを矢印で示している。ベルマウスBの場合はベルマウスA, Cの場合と比較して、約10dB下がるために、全帯域騒音は約5dB低減した。これにより、ベルマウスA及びCにおいては、離散

Table 1 Parameter of sound wave by  $n$

$n$	1	3	5
State	$\lambda/4$	$3\lambda/4$	$5\lambda/4$
length mm	236	708	1180

Table 2 Schematic diagram of tubular fan.

ベルマウス	A	B	C
$p$	216	331	501
$p + \alpha d$	276	391	561

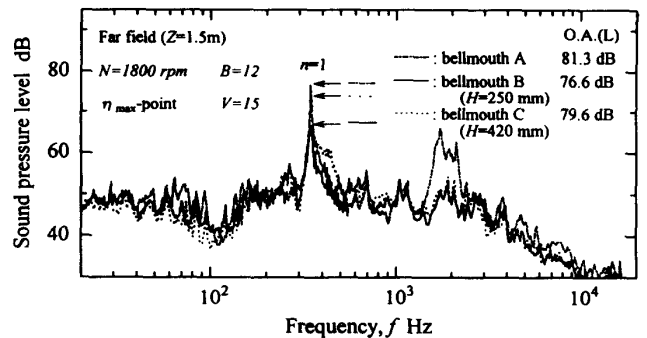


Fig. 6 Spectral distributions of fan noise.

周波数騒音が気柱共鳴するために音圧レベルが高くなっているといえる。また、ベルマウス A の場合において、 $f = 2000\text{Hz}$  付近に音圧レベルの高い騒音が発生しているが、これは管全体の共振によるものであると思われる。従って、ベルマウスの形状が変化しているベルマウス B, C の場合においては発生しておらず、その結果離散周波数騒音の低下があまり見られないベルマウス C の場合においても全帯域騒音は約 2dB 低減している。

4.2 離散周波数騒音の発生原因

本研究で注目している  $f = 360\text{Hz}$  の離散周波数騒音は回転騒音であるために、発生原因は動翼による何らかの干渉であると考えられる。そこで、以下に干渉騒音の発生原因として考えられるものを検討する。

4.2.1 動・静翼間の干渉

干渉騒音の発生原因として、上流側にある翼の後流が下流側の翼と干渉する後流干渉によるものがある。このような動・静翼間の干渉では、動翼と静翼の枚数の組み合わせが重要となるが、本研究では3つのパターンにおいて実験を行った。

図7は動翼と静翼の枚数の組み合わせによる干渉騒音の基本周波数騒音と倍音の Z 軸方向における減衰特性の差異を表したもので、使用したベルマウスは C である。(a), (b), (c), それぞれのパターンにおける管内の減衰特性は、Tylar と Sofrin<sup>(4)</sup> によって、次式 (3) で表される。

$$\frac{\Delta dB}{\Delta x} = 8.69 \frac{|m|}{R_0} \sqrt{M_m^{*2} - M_m^2} \quad (3)$$

ここで、 $R_0$  は羽根車の外半径、 $M_2^*$  は臨界先端マッハ数、 $M_m$  は羽根車の外周速度のマッハ数である。また、 $m$  は干渉騒音の周方向の圧力モードを示すもので、ロブ数と呼ばれ動翼枚数  $B$  と静翼枚数  $V$  によって次式で表せられる。

$$m = nB + kV \quad (4)$$

ここで、 $n$  は高調波の次数、 $k$  は任意の整数でロブ数が絶対値で最小となる値を選択する。これらの式はロブ数の値により、式 (3) の減衰量である  $\frac{\Delta dB}{\Delta x}$  が決まるため、その値は主として  $m$  に依存することを示している。

式 (3) による減衰量は表3に示される。

いずれにおいても、翼前縁からベルマウス端までは、山なりの分布をしており、ベルマウスを出ると自由空

間への広がりによる減少が生じている。

また、ベルマウス内の山なりの分布は、羽根車から出た音が上流へ伝播する過程でベルマウスによる集中が生じたものである。

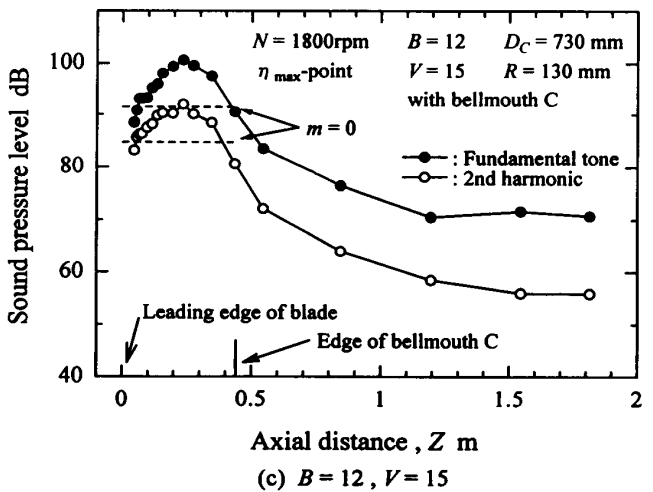
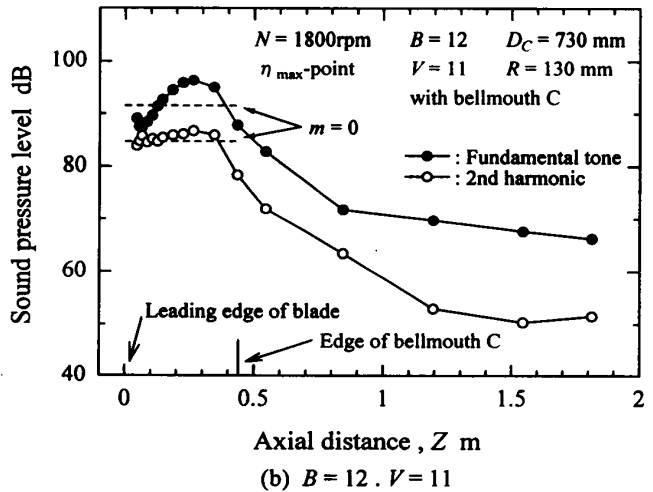
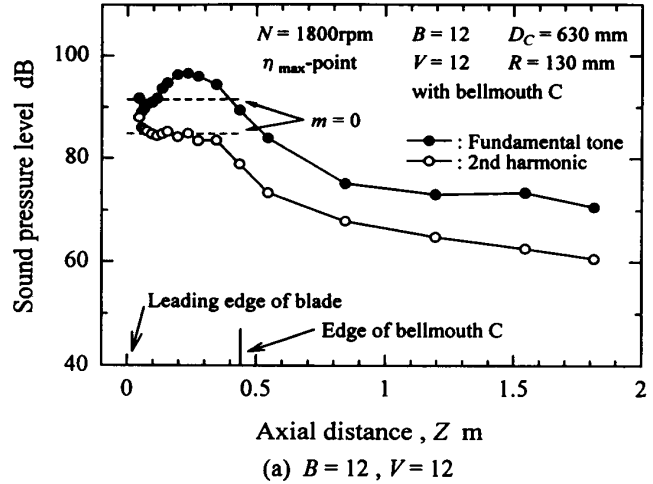


Fig. 7 Radiating characteristics of harmonic noise.

Table 3 Radiating of harmonic noise at patterns

パターン	$n$	$m$	$\frac{\Delta dB}{\Delta x}$
(a) B=12, V=12	1	0	0
	2	0	0
(b) B=12, V=11	1	1	61
	2	2	112
(c) B=12, V=15	1	3	156
	2	6	276

これらを考慮して考えると、動翼と静翼の枚数が同数である(a)では、管内において干渉騒音は基本周波数騒音と倍音共に減衰しておらず、表3の減衰量と一致する結果が得られた。しかし、動翼と静翼の枚数が異なる(b)(c)でも管内において、(a)と同様に  $m=0$  によって得られる干渉騒音が減衰しない特性を示しており、表3の減衰量が当てはまらないことがわかる。

図8は熱線流速計によって測定した速度変動波形を示している。羽根車出口における速度変動波形では後流がはっきりと表れた周期的な変動波形となっている。一方、静翼前方の速度変動波形からは、後流の存在を確認することはできない。このことは、動翼の後流はケーシングに衝突して転向する間に混合が進み、下流側の静翼に到達することなく拡散していることを示している。

以上の実験結果より実機において、動・静翼間の干渉騒音は発生していないことがわかる。

4.2.2 偏流と動翼の干渉

この干渉騒音の発生源として、ダクトの歪みや障害物、あるいはモーターの設置位置の軸対称性の消失によって、送風機入口で生じる周方向の速度の不均一性

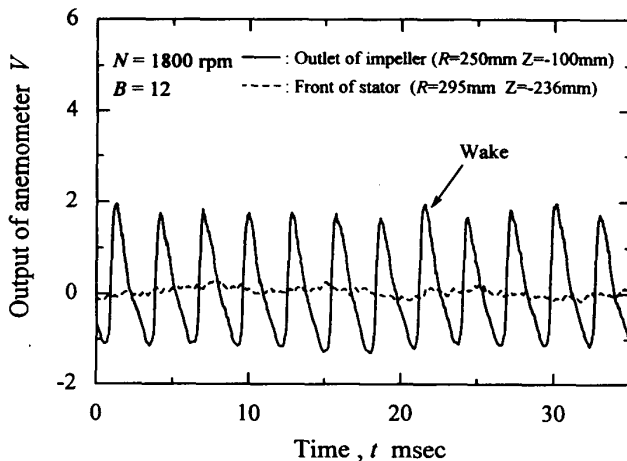


Fig. 8 Fluctuation velocity

がある。

図9は口金隙間  $\delta_m$  の違いによる羽根車に流入する流れの周方向の速度分布の差異を示している。 $\delta_m=2$  mmの場合、 $\theta=90^\circ$  付近の値と  $\theta=240^\circ$  付近の値を比較すると速度の不均一性が大きく、偏流が存在している事がわかる。そして、この周方向に生じた流れの偏りに基づき、動翼まわりの循環が、羽根車の回転と共に変動し、圧力変動が生じる。その結果干渉騒音が発生していると考えられる。また、 $\delta_m=25$  mmの場合においては、速度の不均一性が減少している。これは口金隙間を広げたことにより、口金隙間からの乱れた流れが羽根車へ流入し、偏流を押さえたものと考えられる。

図10に異なる口金隙間における、騒音スペクトル分布の差異を示す。 $\delta_m=25$  mmの場合では偏流が減少するために図中の  $n=1$  で示す干渉騒音の音圧レベルが約10dB下がっている。従って、実機において偏流による干渉騒音が発生していることがわかる。また、口金隙間を広げた場合では乱流騒音が増大するために、オーバーオールでは約2dBの増加に至った。

ここで上述した干渉騒音の管内減衰特性の式を用いると、この偏流は静翼と同等に置き換えられ、 $\theta =$

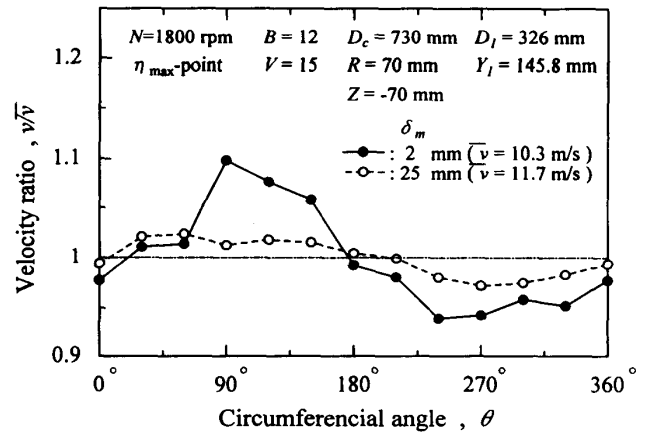


Fig. 9 Distribution of inlet velocity ratio.

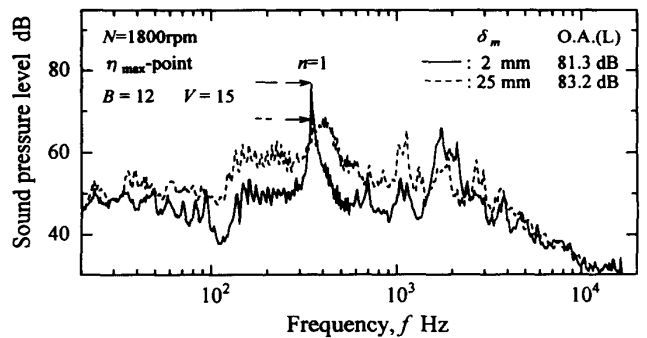


Fig. 10 Spectral distributions of fan noise.

90°付近に1箇所のみ流速の速い流域が存在するので  $V=1$  となる。よって式(4)より、

$$m=1 \times 12 - 12 \times 1 = 0$$

次にこの  $m$  を式(3)に代入して、 $\Delta dB/\Delta x = 0$  となる。すなわち、偏流による干涉騒音は管内において減衰しないことがわかる。

以上の実験結果より、離散周波数騒音の発生原因は、入口偏流が、動翼に流れ込むことによる干涉騒音の発生であることが示された。

### 4.3 干涉騒音の低減法

図11にベルマウスBの場合とベルマウスBにセルサイズ  $W$  の異なる2種類のハニカムを設置した場合における、騒音のスペクトル分布の違いを示している。この図より、ベルマウスBにハニカムを設置した場合には、干涉騒音が発生していない事がわかる。この場合、ハニカムの設置により、ベルマウス入口において存在している偏流がハニカムを通過した後、羽根車に流れ込むことになる。その際に、ハニカムによる整流作用、つまり流速を均一にしようとする働きによって偏流が減少すると考えられる。また、 $W$  の違いによる騒音低減の效果に差はあまりなく、全帯域騒音はハニカムによって約4dB低減したため、ベルマウスAの場合と比較すると約9dBの低減となる。

図12はベルマウスCの場合と、ベルマウスCに  $W=8\text{mm}$  のハニカムを、位置を変えて設置した場合における騒音スペクトル分布の違いを示している。この図より、ベルマウスCの場合における干涉騒音が、ハニカムを  $Z=70\text{mm}$  の下流側に設置した場合には約8dB下がるのに対して  $Z=210\text{mm}$  の上流側に設置した場合には約17dB下がっていることがわかる。これは、ベルマウス内における偏流の度合が  $Z$  軸方向で異なっているために、ハニカムの設置位置によって偏流の減少効果に違いがあり、干涉騒音に対する影響に差が出

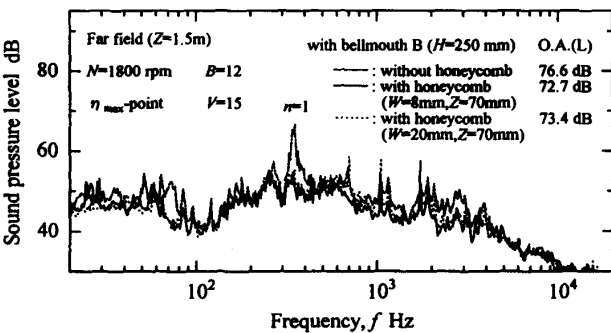


Fig.11 Spectral distributions of fan noise.

ていると考えられる。この結果は、ハニカムを設置する位置についての、考慮の必要性を示すものであるが、全帯域騒音と比較すると、ハニカムを設置した場合は設置位置に関わらず約6dB低減しており、ベルマウスBにハニカムを設置した場合と同程度の騒音低減効果が得られる。

図13はベルマウスBの場合とベルマウスBに  $W$  の異なる2種類のハニカムを設置した場合における流力特性の違いを示した図である。図中の  $\phi$  は圧力係数を、 $\lambda$  は流量係数を、 $\eta$  は送風機効率を示しており、これらは次式で定義される。

$$\begin{aligned} \phi &= 2P_T/(\rho U_t^2), & \phi &= 4Q/(\pi D_2^2 U_t) \\ \lambda &= 8L/(\rho \pi D_2^2 U_t^3), & \eta &= \phi\lambda \end{aligned} \quad (4)$$

ここで  $P_T$  は全圧 (Pa),  $\rho$  は空気密度 ( $\text{kg/m}^3$ ),  $U_t$  は羽根車直径 (m),  $L$  は電動機入力 (W) である。

この図より、ベルマウスBの場合では最高効率が68%であり、ベルマウスAと同等(図省略)なのに対して、ハニカムを設置した場合には最高効率が62%に低下している。これは、ハニカム内を流れが通過することによって圧力損失が生じているためであり、

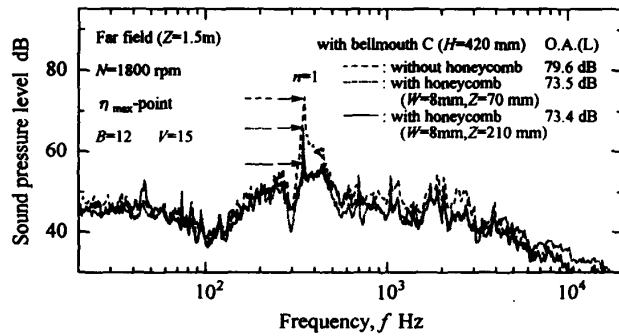


Fig.12 Spectral distributions of fan noise.

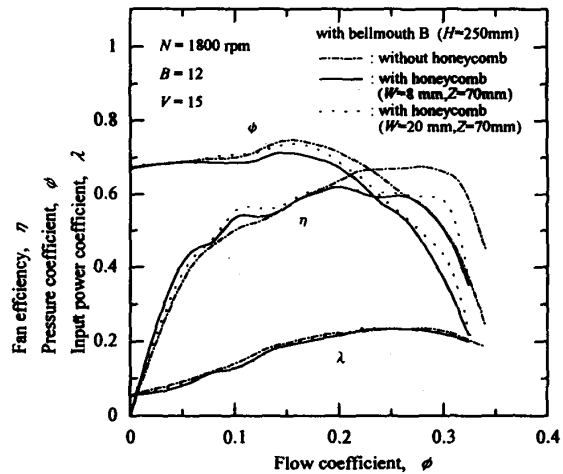


Fig.13 Characteristics curves.

$W$ の違いによる空力特性の差異はあまり生じていない。また、最高効率における流量点が、ベルマウスAとベルマウスBの場合では $\phi = 0.27$ であるのに、ハニカムを設置することによって $\phi = 0.20$ の低流量側へ移っていることがわかる。

図14はベルマウスCの場合と、ベルマウスCに $W = 8\text{mm}$ のハニカムを、位置を変えて設置した場合の空力特性に及ぼす影響を示した図である。この図より、ベルマウスCの場合では最高効率が69%であるのに対して、ハニカムを設置した場合では、設置位置に関わらず63%にまで低下しており、最高効率における流量点は $\phi = 0.28$ から $\phi = 0.20$ に下がっていることがわかる。この結果、干渉騒音の低減効果には差があったハニカムの設置位置は、空力特性に関しては、影響に差がないことが示された。

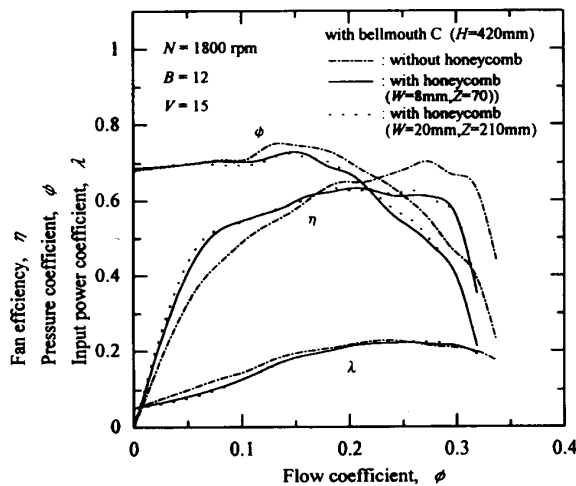


Fig.14 Characteristics curves.

## 5. 結論

1. チューブロー遠心送風機における $f = 360\text{Hz}$ の離散周波数騒音は、管内気柱共鳴を引き起こさないように、ベルマウスに直管部を設けることによって約10dB下がり、全帯域騒音は約5dB低減した。
2. 離散周波数騒音の発生原因は、入口偏流と動翼による干渉騒音である。
3. ベルマウスBにハニカムを設置した場合、干渉騒音の発生を押さえることができ、全帯域騒音はハニカムの効果で約4dB低減した。従って、市販品のベルマウスに適当な直管部を設け、ハニカムを設置することにより全帯域騒音を約9dB低減させることができる。
4. ハニカムについて、セルサイズの違いによる、騒音と空力特性に対する影響の差はないが、設置位置については、ベルマウス入口に近い方が干渉騒音を下げる効果は大きい。しかし、全帯域騒音で比較すれば、設置位置の違いによる効果の差は生じない。

## 参考文献

- (1) 淵上・児玉, チューブロー遠心送風機の空力特性と騒音特性の実験的研究, ターボ機械第27巻, 第8号, (1999), pp478-485
- (2) Y. Kodama S. Fuchigami, "Characteristics of Aerodynamic and Noise for Tubular Centrifugal Fan", Reports of the Faculty of Engineering, Nagasaki University, Vol. 29, (1999), No. 53.
- (3) 日本音響材料協会編, 騒音対策ハンドブック, 技報堂, pp385-386.
- (4) Tyler, J.M., Sofrin, T.D., SAE Trans., 70 (1962), pp309.