

ジェットファンの離散周波数騒音に関する研究 (第2報：羽根枚数およびダクト長さの影響)

児玉 好雄*・林 秀千人*・木下 朋行**
村山 将***・近藤 重樹***・山口 英告***

Study on Discrete Frequency Noise Generated by a Jet Fan (2nd Report: Effects of the number of blades and the length of duct)

by

Yoshio KODAMA*, Hidechito HAYASHI*, Tomoyuki KINOSHITA**,
Masaru MURAYAMA***, Shigeki KONDOU*** and Hidetsugu YAMAGUCHI***,

The discrete frequency noise is the dominant of a jet fan noise. It is possible to describe at least three mechanisms by such interactions might be set up. One form is the interaction due to the impeller blades of the front and rear impeller. Another form is the interaction due to the impeller and the struts supported hub. These interaction noises can be controlled by proper selection of the front impeller blades and the rear impeller blades, and the number of impeller blades and the number of struts. The third form is the interaction of the distorted incoming flow with the blades of the impeller. This interaction noise does not decay in the duct. The sound pressure level of which changes with the length of duct. It is due to reason that the frequency of interaction noise coincident with the frequency of air column of duct, that is, the resonance of the air column occur.

1. はじめに

送風機騒音は、特定の周波数に騒音のピークを有する離散周波数騒音と広い周波数帯域にわたって音圧レベルが、比較的なだらかに分布している広帯域騒音(流れの乱れに起因している場合は乱流騒音と呼ばれている)とに大別される。ジェットファンはいずれの騒音も高いが、特に離散周波数騒音が耳障りである。離散周波数騒音が高い理由としては動翼間の干渉⁽¹⁾⁽²⁾、動翼と支持板との干渉⁽³⁾及び羽根車に流入する偏流と羽根車との干渉⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾、などが挙げられる。渡部らはジェットファンのこのような離散周波数騒音をアクティブ制御法を用いた低減を試みて、騒音の低減を行っている⁽⁷⁾。

第1報では、ハブコーンを保持するために設置されている支持板と動翼との干渉によって、また前段動翼と後段動翼の動翼枚数が同じ場合には動翼間の干渉によって管軸方向に騒音が減衰しない平面波が発生しており、これらが全帯域騒音を大幅に増加させていることを述べるとともにこれらの騒音を低減させる方策について言及した。

本研究では、このような干渉騒音に及ぼす羽根枚数とダクトの長さの影響について実験的に究明した。実験

では前段と後段の動翼枚数の組合せが(3枚-5枚)、(5枚-7枚)、(6枚-6枚)の3種類の送風機、ダクトの長さとしては660mm、1374mm、2088mmの3種類を用いて、干渉騒音の低減について検討を行った。

2. 主な記号

a_0	: 音速	m/s
B	: 羽根枚数	
C	: 翼弦長	m
ΔdB	: 音圧レベルの減衰量	dB
D_1	: 羽根車内径	mまたはmm
D_2	: 羽根車外径	mまたはmm
f	: 周波数	Hz
g	: 重力加速度	m/s ²
k	: 任意の整数	
M_{in}	: 音圧モードの周方向先端マッハ数	
M'_{in}	: 臨界先端マッハ数	
N	: 動翼回転数	rps
''	: 高調波次数	
P_s	: 静圧	Pa
P_T	: 全圧	Pa
Q	: 流量	m ³ /s または m ³ /min

平成12年10月27日受理

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

*** 松下精工 (株) (Matsushita Seikou Co.Ltd.)

- R_o : 動翼外半径 m
- SPL(A) : A特性に基づく音圧レベル dB
- SPL(L) : L特性に基づく音圧レベル dB
- V : 静翼枚数
- V_{ab} : 絶対速度 m/s
- V_a : 軸方向速度 m/s
- x : 軸方向距離 m
- Y : 翼スパン m
- ρ : 空気の密度 kg/m^3
- ω : 角速度 rad/s

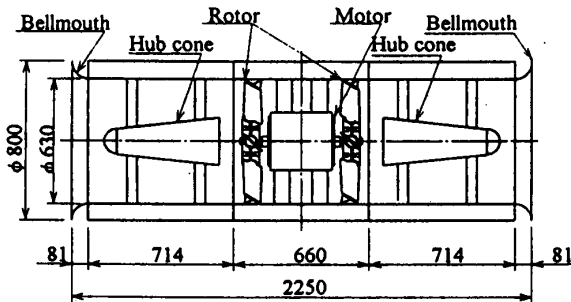


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

3. 実験装置及び方法

図1はジェットファンの概要を示したものである。ジェットファンは全長2250mm、内径630mmの横型双翼軸流送風機である。動翼は電動機の上流側と下流側にそれぞれ1個設けられている。この動翼は正逆どちら場合にも送風機の特徴が同様になるように、上流側と下流側の動翼は逆向きに取り付けられている。電動機は90°間隔に取り付けた幅50mm、厚さ5mmの8枚の平板でダクトの中心と電動機の軸中心が一致するよう固定されている。また、動翼の上流側と下流側には動翼に流入するハブ近傍の流れを改善し、送風機効率

を増加させる目的で、ハブが設置されている。ダクト入口と出口にはベルマウスが設置されている。電動機は4極の三相誘導電動機であり、インバータに接続されている。

図2に羽根車上流と下流における流動様相測定断面の詳細図を示す。測定は図に示すようにA~Gの各断面において、半径方向にダクト内壁からハブ壁面にかけて40mm間隔に、円周方向にはMP1~MP4の4方向を5孔球形ピトー管及び熱線流速計を用いて行った。

騒音測定は通常はベルマウス入り口端から1.5m上流の回転軸中心上で行った。管内における騒音の軸方向減衰特性を計測する場合には、延長コードの先端にマイクロホンを取り付け、これを管内に挿入して行った。測定は送風機の二乗平均半径の位置で、入口側動翼前縁20mm上流からベルマウス入り口端までを30mm間隔で行った。また、騒音計の出力信号はFFTアナライザを用いて周波数分析した。なお、音圧レベルは工学的意味を考慮して聴感補正を施していないL特性と聴感補正を施したA特性で計測した。

図3は供試動翼を示したものである。羽根車は翼枚数が3、5、6、7枚の四種類がある。各羽根車は送風機の特徴が同じになるように、ソリディティと取付角を等しくしている。各羽根車送風機の回転数は約1960rpmである。表1は各動翼の主要諸元を示したものである。

4. 実験結果および考察

4.1 軸流速度分布 図4(a),(b)はそれぞれNo.1送風機(上流、下流の動翼枚数が共に6枚の送風機をこのように呼ぶ)において動翼入口側のA-A断面とB-B断面で計測した軸流速度を示したものである。これらの図から、いずれの場合もMP3(▲印)の速度が他の測定断面比較して遅い。このことは送風機入口において円周方向にモード1の偏流が発生していることを示唆するものであり、動翼上流に1個の障害物があるのと等価である。偏流と動翼が干渉すれば、管軸方向に減衰しない離散周波数騒音(干渉騒音)が発生すること

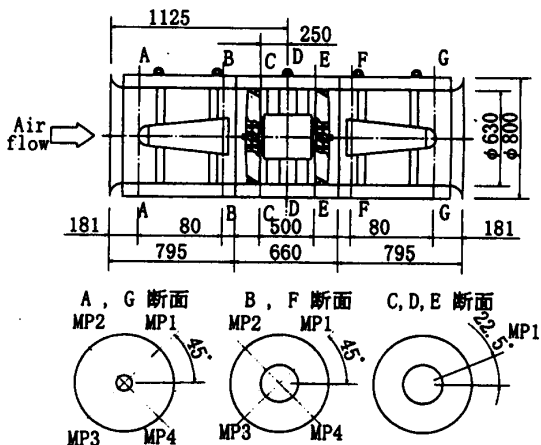
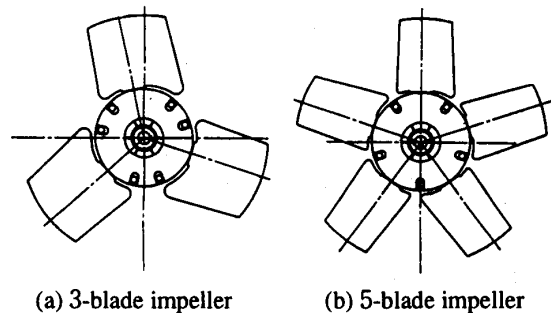


Fig.2 Measuring sections



(a) 3-blade impeller

(b) 5-blade impeller

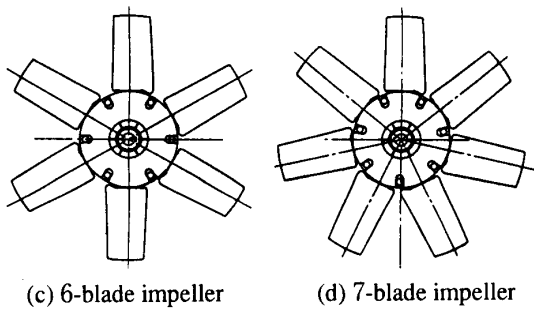
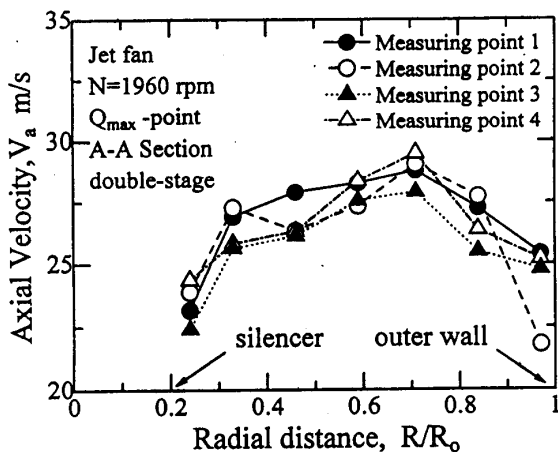


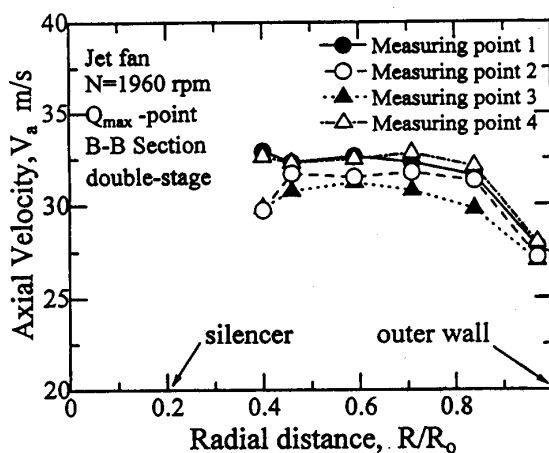
Fig.3 Test impellers in this experiment

Table 1 Main dimensions of the impeller

Number of blades	3	5	6	7
Rotational frequency, N rpm	1960	1960	1960	1960
Diameter of hub, D_h mm	250	250	250	250
Diameter of impeller, D_r mm	624	624	624	624
Span length, Y mm	192.5	193.5	193.5	193.5
Chord length, C mm	217.8	130.7	108.9	93.3
Stagger angle, ξ deg.	46.9	46.9	46.9	46.9



(a)A-A Section



(b)B-B Section

Fig.4 Distribution of the axial velocity (6-6 blade two-stage fan)

が懸念される。

図5は単段の場合の速度の円周方向の分布を動翼から下流側の距離をパラメータとして示したものである。この図から明らかなように、どの軸方向距離においても速度は右上がりの分布をしており、図4と同様にモード1の偏流が起こっていることが予想される。

図6は図5で示した偏流のモードの解析を行ったものである。この解析結果からモード1の変動が一番大きい。したがって、この偏流と羽根車との干渉が起これば、管軸方向に減衰しない騒音が発生するといえる。

4.2 全圧分布 図7(a),(b)はそれぞれNo.1送風機の図4と同じ断面における全圧を示したものである。全圧では測定断面における差異は大きくないが、 R/R_0 が0.5近傍でMP2 (○印) の圧力が若干低い。

4.3 騒音のスペクトル

図8は動翼6枚の二段送風機(実線)と動翼6枚の単段(破線)の騒音のスペクトル分布を示したものである。この図に見られるようにいずれの送風機においても高調波 ($n=1, 2, \dots$) に離散周波数騒音の発生が見られる。この結果は、これらの騒音が単に動翼間の干渉のみで発生していないことを意味するものである。つまり、動翼、支持板、偏流との干渉によって生じていることを示唆している。

動翼-動翼あるいは動翼-静翼の干渉によって発生する干渉騒音のモード m は式(2)で、一方軸方向減衰量 ΔdB は式(3)によって表される⁽⁸⁾。

$$m = nB + kV \tag{2}$$

$$\Delta dB / \Delta x = 8.69m[(M_m^*)^2 - M_m^2]^{1/2} / R_0 \tag{3}$$

ここで m はモード数、 n は高調波の次数、 B は動翼枚数、

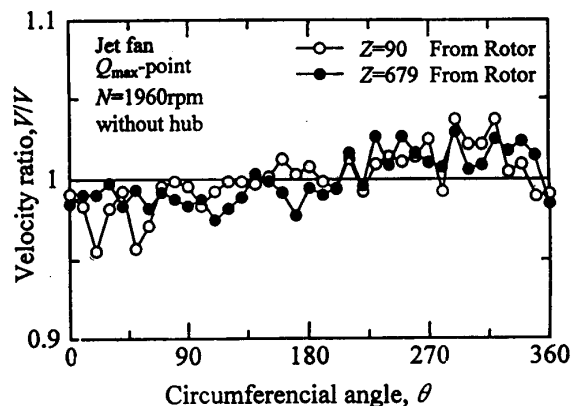


Fig.5 Circumferential distribution of velocity (6 blade single-stage fan)

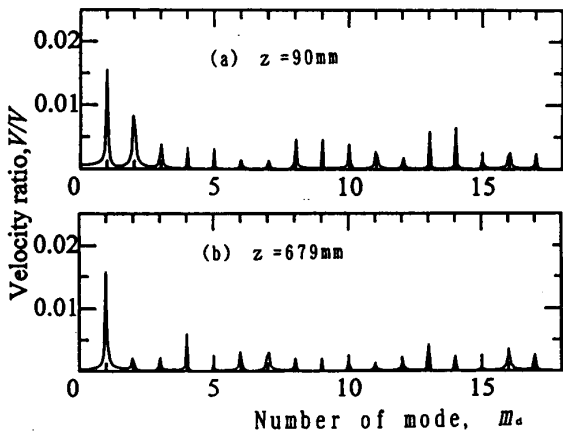


Fig.6 Number of modes for the distortion flow (6 blade single-stage fan)

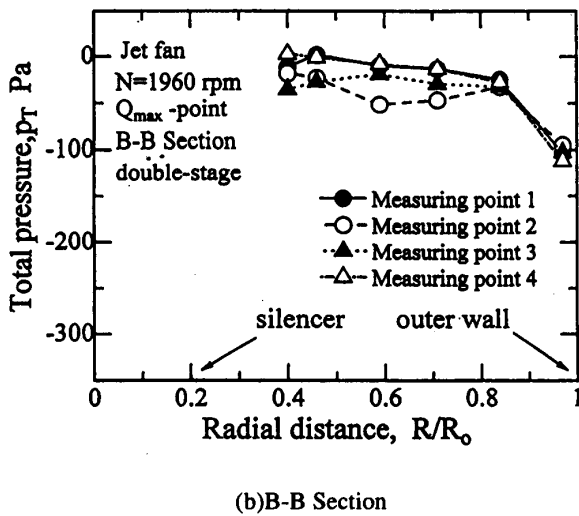
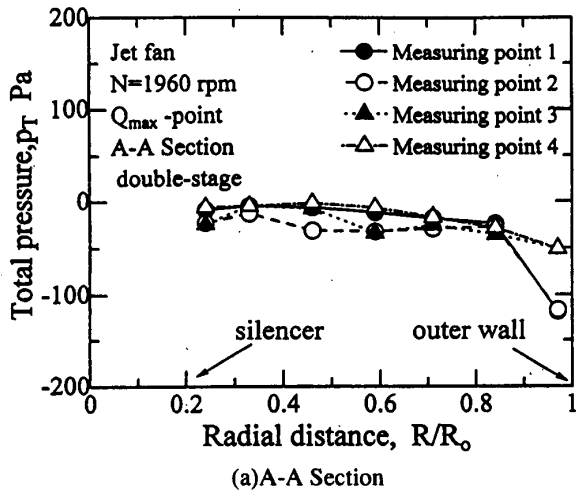


Fig.7 Distribution of the total pressure (6-6 blade two-stage fan)

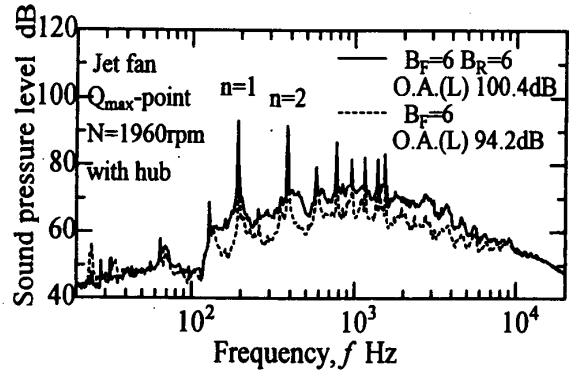


Fig.8 Spectral distribution of the fan noise (6-6 blade two-stage fan and 6 blade single-stage fan)

k は任意の整数、 V は静翼または下流側動翼枚数、 Δ dBは騒音の減衰量、 Δx は軸方向の距離、 M_m^* は臨界先端マッハ数、 M_m はモードの先端マッハ数、 R_0 は動翼半径である。式(2)から前段と後段の動翼枚数が同じ場合には、どの高調波においても常に m が零となるので音は管内を減衰せずに管外へ放射される。

図9は動翼二段で前段動翼枚数が7枚、後段動翼枚数が5枚の場合の結果である。この場合も図8と同様にいずれの高調波においても離散周波数騒音の発生が見られるものの、動翼間の干渉によって $m=0$ の干渉騒音が発生しないので、その分離散周波数騒音は低いようである。

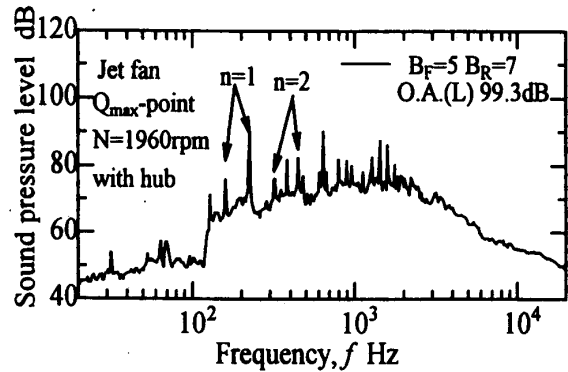


Fig.9 Spectral distribution of the fan noise (5-7 blade two-stage fan)

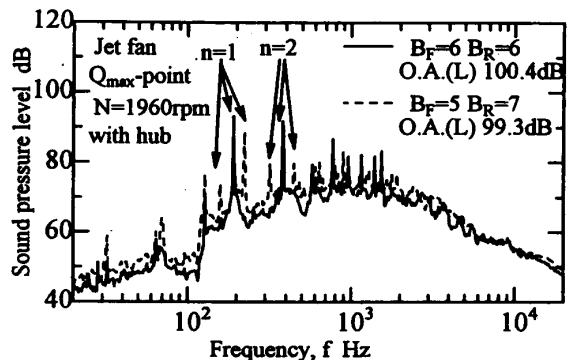


Fig.10 Effects of number of the blades on the fan noise (6-6 blade and 5-7 blade two-stage fan)

図10は二段の送風機における枚数の組合せが離散周波数騒音に及ぼす影響を示したものである。この図に見られるように動翼の枚数の組合せを変えただけで、離散周波数騒音がかなり低下することが分かる。つまり、前段と後段の動翼枚数を同じにすれば、動翼間の干渉によって軸方向に減衰しない離散周波数騒音が発生するので、組合せには十分配慮する必要がある。

図11はハブが5-7翼二段送風機の騒音のスペクトル分布に及ぼす影響を示したものである。図中の実線はハブを取り外した場合を、破線はハブが付いている場合の結果である。両者を比較すれば、653Hzの音の変化が大きいことが分かる。これはハブの支持板枚数が4枚であり、動翼枚数は上流側の動翼が5枚であることにより、支持板の後流を5枚羽根動翼が切断するために生じた動翼と支持板との干渉に因ると考えられる。つまり、653Hzは5枚羽根動翼の4次の高調波である。式(2)に $n=4$ 、 $B=5$ 、 $V=4$ 、 $k=-5$ を代入すれば、 $m=0$ となるから、4次の高調波は管内で減衰しないで伝播することになる。一方、ハブを取り外した場合には、支持板がないので、これと動翼との干渉騒音は発生しないことになる。

4.4 離散周波数騒音の軸方向減衰特性

図12(a),(b)はそれぞれ動翼枚数が6枚の二段と単段送風機の離散周波数騒音の軸方向減衰特性を示したものである。式(2)から分かるように上流側と下流側の動翼枚数がいずれも6枚の場合にはいずれの高調波においても動翼間の干渉による騒音のモード m は零となるので管内では軸方向には減衰しないでベルマウス端から放射されることになる。一方、単段の場合には支持板(4枚)との干渉騒音が発生するが一次の高調波においては、干渉モード m の最小値は2となる。したがって、管軸方向に減衰するはずであるが、実際は $m=$

0のモードが発生している。この $m=0$ のモードの干渉騒音は翼に流入する偏流(図5参照)と羽根車との干渉によって生じたものである。この偏流がどのようにして発生するかはまだ不明であるが、ダクト壁面上に発達する境界層の厚さが円周方向に分布をもっていることや地面があるため完全に軸対称な流れが羽根に流入しないことなどが考えられる。

4.5 ダクトの長さが基本周波数騒音に及ぼす影響

図13は前段翼枚数が3枚($B_F=3$)、後段翼枚数が5枚の二段送風機において、ダクト長さが騒音のスペクトル分布に及ぼす影響の一例を示したものである。図中の点線と実線はそれぞれダクト長さが660mmと1374mmの場合である。この図から、乱流騒音は両者においてほとんど差がないが、全帯域騒音ではL特性でもA特性でも両者の差は約2dBで、後者の方が騒音は高い。これは離散周波数騒音(干渉騒音)が後者が高いためである。つまり、離散周波数騒音の音圧レベル

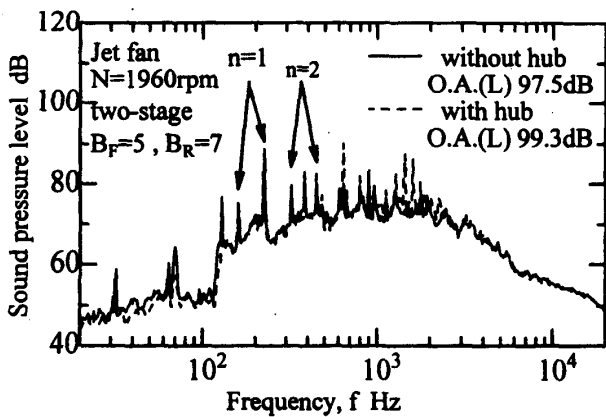
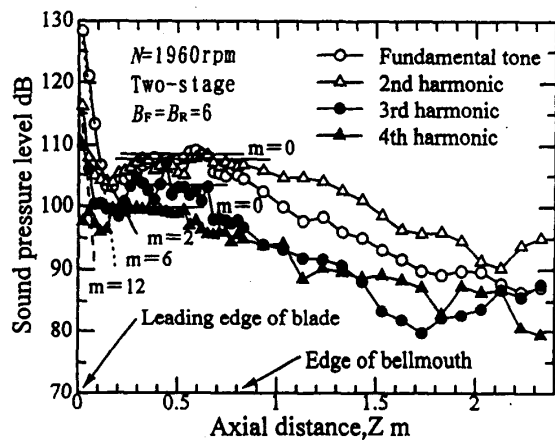
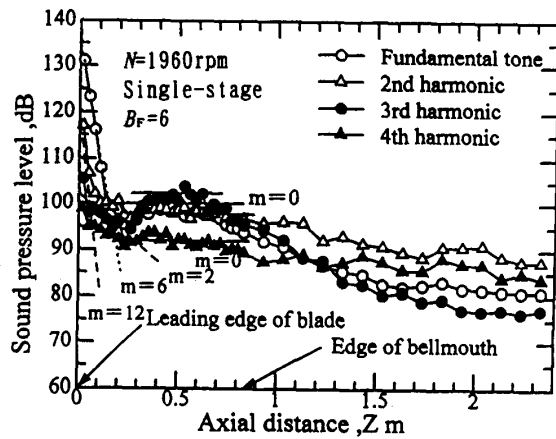


Fig.11 Effects of hub cone on the fan noise (5-7 blade two-stage fan)



(a) 6-6 blade two-stage fan



(b) 6 blade single-stage fan

Fig.12 Decay of the rotating noise

はダクト長さに依存していると言える。このダクト長さ
と離散周波数騒音の関係はいずれの送風機の場合に
も存在している。ダクト長さを変えれば、離散周波数
騒音の音圧レベルが変わることの原因として気柱共鳴
が考えられる。

図14はダクト長さと離散周波数騒音の音圧レベルと
の関係を示したもので、図14(a)は羽根枚数が5、6、
7は枚の単段送風機、(b)は羽根枚数が6-6、5-7
枚二段送風機における比較である。図14(a)中の○印で
示される5枚翼単断送風機の場合にはダクト長さが長
くなるほど基本周波数 ($n=1$) の音圧レベルの低下
が著しい。これは表2と表3から明らかなように、5
枚翼送風機の回転騒音の基本周波数がダクト長さが
660mmの場合の気柱共鳴周波数に一致するが、ダクト
長さが長くなるにしたがって共鳴周波数からずれてく
るためである。倍音 ($n=2$) の●印ではダクト長さ
が1300mm近傍に音圧レベルの最小値をもつことが分
かる。このように平面波である干渉騒音の音圧レベル
はダクト長さとも密接に関係している。

図14(b)は二段送風機の結果である。この場合には前
段と後段の羽根枚数が異なれば、共鳴周波数も異なる
ので、両者を考慮した適切なダクトの長さを選択しな
ければならない。6-6 ($B_F=B_R=6$) 送風機の場合には
基本周波数 ($n=1$) はダクト長さが660mmのときが
音圧レベルは最小であるが、倍音の場合には2088mmが
最小になる。両者を考慮すれば、本実験範囲では最適
長さは2088mmといえる。一方5-7送風機の場合の最
適ダクト長さは1374mmである。

以上のことは、図13及び図14(a),(b)のいずれの場合
にも言える。すなわち、回転騒音(離散周波数騒音)
の音圧レベルがダクト長さによって変わるのは、回転
騒音のモードが零の平面波であるために、管内気柱共鳴
が生じたことに因っている。つまり、同じ周波数であ

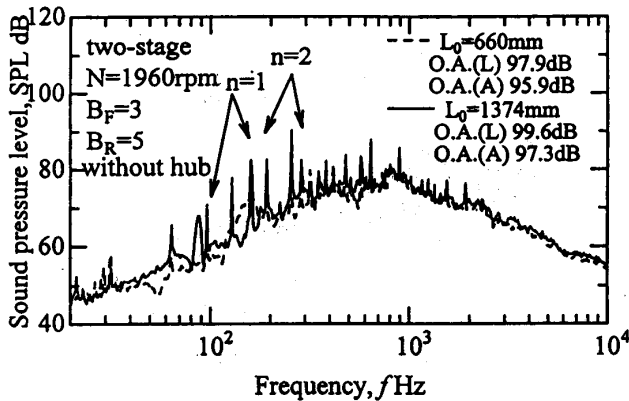
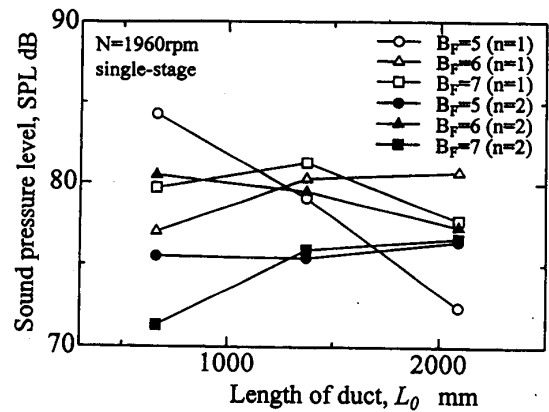


Fig.13 Effects of the length of duct on the fan noise(3-5 two stage fan)

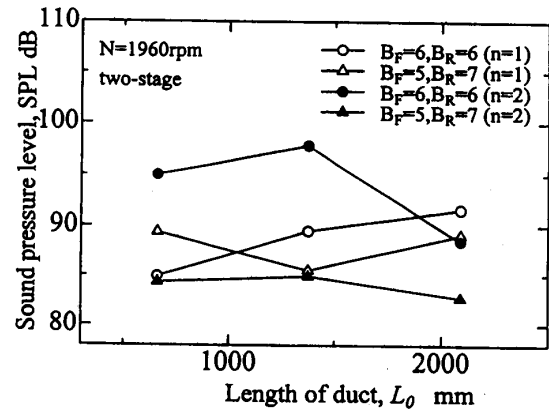
っても、ダクトの長さによっては共鳴しない場合もあ
る。この場合には離散周波数騒音の音圧レベルは低く
なるが、気柱共鳴周波数と離散周波数とが近い場合に
は共鳴現象が生じ、離散周波数騒音の音圧レベルは高
くなるのである。

ジェットファンは両管端が開いているから、開管に
おける管内気柱共鳴を考えればよい。このような場合
の気柱共鳴騒音の周波数 f は次式で与えられる。

$$f = ma_0/2L \tag{2}$$



(a) Single-stage fan



(b) two-stage fan

Fig.14 Comparison of the rotating noise

ここで m は正の整数、 a_0 は音速、 L は管端補正を施し
た場合のダクトの長さである。実際のダクトの長さを
 L_0 、ダクトの半径を R_0 とすれば、 L は式(3)で与えら
れる。

$$L = L_0 + 2 \times 0.613 R_0 = L_0 + 1.226 R_0 \tag{3}$$

各ダクト長さにおける気柱共鳴騒音の周波数 f は表
2に示す通りである。

一方、回転数 N が1960rpmの場合の回転騒音(離散

Table 2 Resonant frequency of the air column

L_0 mm	L mm	f Hz					
		m=1	m=2	m=3	m=4	m=5	m=6
660	1046	163	325	488	650	813	975
800	1186	143	287	430	573	717	860
1000	1386	123	245	368	491	613	736
1374	1760	97	193	290	386	483	580
2088	2475	69	137	206	275	344	412

Table 3 Blade passage frequency and harmonics

B	f Hz					
	n=1	n=2	n=3	n=4	n=5	n=6
3	98	196	294	392	490	588
5	163	327	490	653	817	980
6	196	392	588	784	980	1176
7	229	457	686	915	1143	1372

周波数騒音)の基本周波数 ($n = 1$) および高調波は表3で表される。これらの周波数が気柱共鳴騒音の周波数と一致するか非常に近い場合には、騒音の音圧レベルが高くなるので注意を要する。たとえば、5枚羽根の送風機の場合にはダクト長さ L_0 を660mmとすると気柱共鳴騒音の周波数は m が1のとき $f = 163\text{Hz}$ となり、基本周波数 ($n = 1$) $f = 163\text{Hz}$ と一致するので、一致しないようにダクトの長さを変える必要がある。

6. 結 論

本研究では、ジェットファンの離散周波数騒音の発生原因を動翼枚数の異なる四種類の動翼を用いて二段と単段の送風機で実験的に究明した。得られた結論は以下の通りである。

- (1) 二段方式送風機の場合、上流側と下流側の動翼の枚数が等しい場合には、動翼間の干渉によって、管軸方向に減衰しない $m = 0$ のモードの干渉騒音が発生する。したがって、上流側と下流側の動翼枚数は等しくなく、枚数の差が出来るだけ大きい方がよい。また、奇数枚数と偶数枚数の組合せが望ましい。
- (2) 本研究の場合には、円周方向に一次のモードを持つ偏流が上流側羽根車の上流側で発生している。このような場合には、偏流と羽根車が干渉して、動翼枚数にかかわらず、いかなる高調波においても $m = 0$ となる干渉騒音が発生する。この騒音のレベルは偏

流の大きさ(振幅)に関係するので、偏流を制御する必要がある。

- (3) 干渉騒音の周波数とダクトの気柱振動数とが一致した場合にはレベルの高い騒音が発生する。したがって、騒音低減の面からは干渉騒音の周波数と気柱振動数とが一致しないように、ダクトの長さに配慮が必要である。
- (4) 回転騒音より低い周波数域に離散周波数騒音の発生が見られる。これは羽根車の固有振動数によるものである。
- (5) 平面波の干渉騒音が発生する場合、その周波数が気柱共鳴騒音周波数に一致した場合には騒音が増幅されるので、両周波数が一致しない工夫が必要である。すなわち、騒音が最低になる最適ダクト長さを計算から算出する必要がある。

参 考 文 献

- (1) 児玉好雄・他3名、二重反転式軸流送風機の流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究(第1報、軸間距離、電動機の支持形態の影響)、機論(B)、60-576(1994)、2764-2771.
- (2) 児玉好雄・他3名、二重反転式軸流送風機の流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究(第2報、動翼枚数の組合せ、ソリディティおよび翼先端すきまの影響)、機論(B)、60-576(1994)、2772-2775.
- (3) 妹尾泰利・児玉好雄、低圧軸流送風機の騒音に関する研究、機論、30-320(1963)、1246-1254.
- (4) 深野徹・児玉好雄・高松康生、低圧軸流送風機の騒音に与える翼先端すきまの影響、機論、51-463(1985)、820-828.
- (5) 児玉好雄・他3名、二重反転式軸流送風機の流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究(第1報、軸間距離、電動機の支持形態の影響)、機論(B)、60-576(1994)、2764-2771.
- (6) 児玉好雄・他4名、チューブラー遠心送風機の空力特性と騒音に関する実験的研究(ケーシング形状および逆流防止板の影響)、ターボ機械、28-6(2000)、334-341.
- (7) 渡部真徳・他4名、ジェットファン騒音に対するアクティブノイズコントロールの検討、機構論、No.00-7(2000)、45-48.
- (8) J.M.Tyler and T.G.Sofrin,"Axial Flow Compressor Noise Studies", SAE Transaction, Vol.70(1962),309-332.45-48.