

621.6 : 534.83

低圧軸流送風機騒音の流量特性*

(第 1 報, 共鳴騒音)

深野 徹**, 児玉好雄**, 高松康生**, 妹尾泰利***

1. 緒 言

冷暖房や換気装置の発達に伴って, これらから発生する騒音が重要な問題となってきたが, この騒音は主として送風機に起因する。従来, 流体機械に対する評価はおもに流体力学的な特性値から行われてきたが, このように, 騒音が日常生活の上で大きな問題となった今日では, 騒音も考慮に入れた設計が望まれるようになってきた。

低圧の送風機の場合, 回転騒音は羽根車近傍でただちに減衰してしまうので⁽¹⁾⁽²⁾, この種の低圧送風機で問題となるのは乱流騒音である。この騒音は設計点における通常の使用状態では主として羽根後縁から放出されるうずに基づいている。既に著者らはこのような場合の騒音に関しては詳細に調査し, さらに, モデル解析から騒音の音圧レベルを予測する理論式を導入し, それが実験結果と良好な一致を示すことを確かめた⁽³⁾⁽⁴⁾。一方, 送風機は必ずしも最高効率点でのみ運転されるとは限らないので, 発生する騒音と流量との関連性を明らかにすることも必要であると考える。

本報で著者らは以下の 2 点に関して検討した。その 1 では送風機騒音の流量による変化を調べ, それを羽根車近傍の流動状態と関連付けて考察した。その結果, 羽根車によってはある流量で音圧レベルが極大となり, この近傍の流量範囲では回転騒音と異なる性質の離散周波数騒音が発生することが明らかとなった。その 2 ではこの騒音の性質を調べた。この種の騒音に関してはサージングに起因するものや⁽⁵⁾⁽⁶⁾, 旋回失速によるもの⁽⁷⁾などが知られているが, 本実験で観察されたものはこれらのいずれとも異なっているようである。

2. 記 号 表

- a : 空気中の音速 m/s
- B : 羽根枚数

* 昭和 48 年 8 月 29 日 第 833 回講演会および昭和 50 年 4 月 1 日 第 52 期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 50 年 10 月 8 日。

** 正員, 九州大学工学部 (福岡市東区箱崎 6-10-1)。

*** 正員, 九州大学生産科学研究所。

- c_m : 二乗平均半径における弦長 mm
- f : 周波数 1/s
- i : 翼への流れの入射角 度
- N : 毎秒当たりの回転数 1/s
- $P = \omega^2(\bar{w}^2)^2 \text{ m}^4/\text{s}^6$
- P_T : 全圧 kg/m²
- Q : 流量 m³/s または m³/min
- Q_{\max} : 最大流量 m³/s または m³/min
- Q_N : 標準状態に換算した流量 m³/min
- R : 軸からの半径方向の距離 mm または相関係数
- r : 音源と観測点との距離 m
- $\sqrt{w^2}$: 速度の乱流成分の強さ m/s
- γ : 空気の単位体積の重さ kg/m³
- δ : 翼出口での流れの偏差角 度
- θ : 2 本の熱線のなす中心角 度
- θ_m : 二乗平均半径における翼のそり角 度
- ξ_m : 羽根の取付け角 度
- τ : 遅れ時間 s
- ϕ : 流量係数
- ω : 角周波数 rad/s

3. 実験装置および方法

図 1 は実験装置の概要を示したものである。装置の全長は約 13 m で, ベルマウスの下流側 0.5 m のところに口径 624 mm の低圧軸流送風機が取付けられている。この送風機の電動機は 3 本の支持板で支えられており, 羽根車は電動機の上流側に直結されている。動翼の後縁と支持板前縁の距離は最も近い長コー

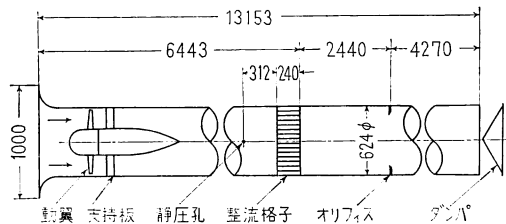


図 1 実験装置の概要

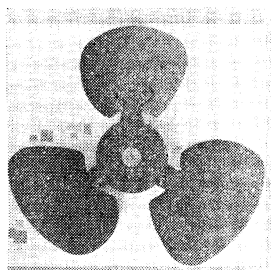
ド翼の場合に 77 mm, 最も遠い翼形翼の場合に 145 mm であるが, いずれの場合も動翼と支持板とによる干渉騒音は無視できる. また, 送風機の下流側にある長さ約 12.5 m の直管部には, JIS 規格に従って整流格子と流量測定用のオリフィスが取付けられており, 管の出口には流量調整用のダンパが設置されている.

供試羽根車は図 2(a) に示す扇形をした平板からなる扇形翼羽根車 [弦長が長いもの (100% 弦長) とその 60% の弦長を持つもの (60% 弦長) の 2 種類], 図 2(b) に示す翼断面が翼形をした羽根車 (翼形翼羽根車), および図 2(c) に示す弦長の長い羽根車 (長コード翼羽根車) である. このほかに, そりの影響を調べるためのものとして 60% 弦長扇形翼羽根車と弦長が同じで, 全半径位置で同じ曲率半径を持つように曲げた円弧翼羽根車がある. これらの羽根車のボス比は電動機をボスとみなすと 0.39 である.

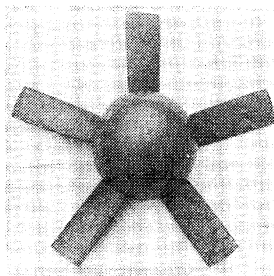
なお, 扇形翼と円弧翼の二乗平均半径における取付け角はいずれも同じにしてある. 表 1 はこれらの羽根形状を持つ供試羽根車の羽根枚数を示したもので, 表中の θ_m , c_m および ξ_m はそれぞれ二乗平均半径におけるそり角, 弦長および取付け角を表している. これらの羽根車は約 1180 rpm で駆動される. また, 最大流量点は羽根車によって異なるが, だいたい 140~170 m³/min の範囲にある.

表 1 供試羽根車

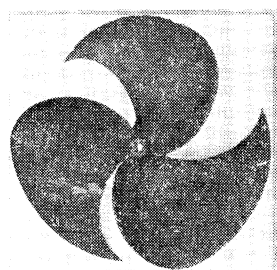
羽 根 車		羽 根 枚 数	弦 長 c_m mm	取 付 け 角 ξ_m
扇形翼	100% 弦長	2, 3, 4, 5, 6	338	62.5°
	60% 弦長		203	
翼 形 翼		2, 3, 4, 5, 6, 8	85	72°
長コード翼		3	387	65°
円弧翼	$\theta_m = 10^\circ, 30^\circ, 40^\circ$	5	203	62.5°
	$\theta_m = 20^\circ$			



(a) 扇形翼



(b) 翼形翼



(c) 長コード翼

図 2 羽根車の形状

すべての騒音測定は, 送風機の軸中心上でベルマウス端から 1.5 m 上流の点で行った. また, 風管内の音圧分布はマイクロホンの先端につけたピトー管形のプローブを, 管壁から管内にそう入して測定した.

4. 実験結果および考察

4.1 全帯域騒音の流量特性

4.1.1 羽根枚数と形状が騒音の流量特性に及ぼす影響 図 3 は翼形翼羽根車について, 流量の変化に対する全帯域騒音の変化を実線で, 静圧の変化を破線で示したものである. パラメータは羽根枚数である. いずれの羽根車とも Q/Q_{max} が 1 の近傍に最高効率点がある. ここでは羽根枚数が多くなる程, 騒音は高くなっているが, このレベルは既に著者らが報告した理論式を用いて算出した結果とよく一致する. また, 流量に関する全体的傾向については羽根枚数にかかわらず次のことがいえる. すなわち, 最高効率点近傍で音圧レベルは最も低く, 流量が減少するに従って次第に増加し, Q/Q_{max} が 0.55~0.7 で最大となる. さらに流量を絞れば, 逆に低くなり, 極小点をとって締め切り状態に近づくにつれ再び上昇する.

一方, 静圧は音圧レベルの極大点近傍の流量範囲で, そのこう配がやや平たんになる傾向にはあるが,

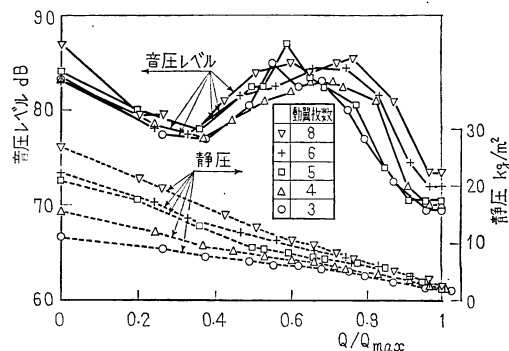


図 3 送風機騒音の流量特性 (翼形翼)

全体的には流量を絞るにつれてほぼ単調に増加する。したがって、これらの羽根車において、サージングが起きているとは考えられない。また、このような特性は扇形翼についても同様にいえることが確かめられた。

図 4 は騒音に与える羽根形状の影響を示したもので、すべて羽根枚数は 3 枚である。騒音の流量特性は翼形が類似した二つの扇形翼の場合は同様な傾向を示す。また、翼形が異なっても、 $Q/Q_{max}=0.5\sim 0.85$ の範囲で音圧レベルが大きくなる傾向を示しているが、その量はたとえば長コード翼にみられるように翼形状によってかなり異なっている。

4.1.2 騒音レベルと流動状態の関連性

図 5 は図 3 の代表例として動翼枚数が 5 の場合を示したもので、図中の A は最高効率点、B と C はそれぞれ音圧レベルの極大と極小点である。これらの点における騒音のスペクトル分布を図 6 に示す。A 点のスペクトル分布が 0.16~4 kHz にわたってほぼ平坦な分布をしているのに対して、B と C 点では低周波数の場合に高く、高周波数になるに従って減少する。また、B 点においては中心周波数 160 Hz の帯域に顕著なピークがみられる。

この離散周波数騒音をここでは一応乱流騒音とは別種の騒音であるとして、その効果を全帯域騒音レベル

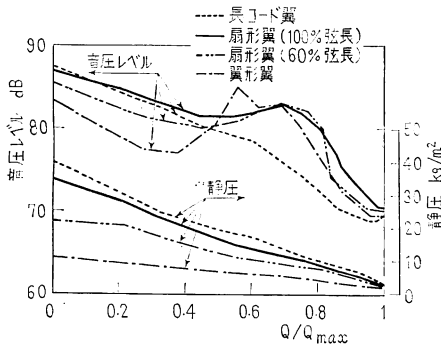


図 4 送風機騒音の流量特性 (3 枚羽根)

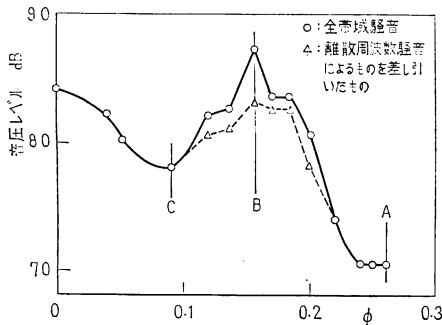


図 5 送風機騒音の流量特性 (5 枚羽根翼形翼)

から差し引くと、いわゆる乱流騒音のスペクトル分布が得られる。これを図示したのが図 5 の破線 (Δ 印) である。この図にみられるように、 ϕ が 0.12~0.2 で、乱流騒音が A 点に比べて著しく増加している。これは以下に示すように羽根のまわりの流れが羽根にそって、うまく流れているかどうかによって異なるものである。

図 7 (a)~(c) はそれぞれ図 5 の A, B および C 点における流動状態をタフト法およびピトー管によって観察した例である。写真はベルマウス入口側から管内に向かって 2 秒の露出時間で撮影したもので、3 本のタフトの列は向かって左側から順にそれぞれ羽根後縁から 23, 72 および 132 mm 下流の断面におかれている。また、ピトー管の場合は子午面内の流れの平均速度と向きを、羽根前縁から 55 および 200 mm 上流の断面と羽根後縁から 25, 72 および 132 mm 下流の断面で測定したものをベクトル表示している。

これらの図から次のことがいえる。最高効率点近傍の A 点 [図 7 (a)] では、羽根先端直後で糸の振動がやや激しい以外は全体として糸の振動は少なく、流れも全体的に流路にそって流れている。音圧レベルが最大となる B 点 [図 7 (b)] では、羽根先端側で流速が非常に小さくなり、先端から 1/3 程度まで糸は激しく振動する。

さらに、音圧レベルが極小となる C 点 [図 7 (c)] では糸の向きは全体として横向きとなり正味の流量が減少したことを示しているが、遠心効果によって流体が羽根先端側へ向けられ、羽根入口側は羽根先端、出口側ではボス近くで逆流がみられるものの、羽根先端の出口の軸方向速度は音圧レベルが最大となる B 点よりむしろ増加している。また、糸の振動は羽根先端では B 点よりも少なく、激しい振動の部分はボス側へ移動している。

以上のような羽根近傍の流動状態の良否の一つの目安として、ピトー管によって測定した時間平均の流動

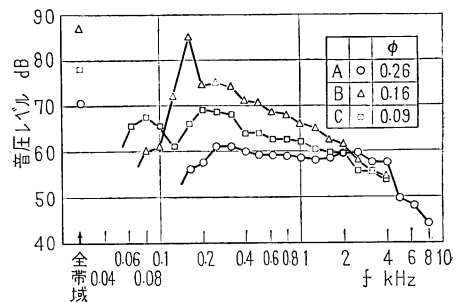


図 6 スペクトル密度分布

として示してある。このほか、翼形翼と円弧翼についても同様の測定がなされたが、これらの結果から共鳴騒音が流量、羽根枚数、弦長およびそりなどによってどのように影響されるかを検討する。

(イ) 弦長の影響 表2の○印と●印は弦長が100%と60%の羽根車についてのものである。この比較から、羽根枚数が同じならば周波数、音圧レベルおよび発生する流量域はともに同様の傾向を示しており、共鳴騒音は弦長にはあまり影響されないといえる。

(ロ) 羽根枚数の影響 羽根枚数を変えると共鳴騒音の周波数が変わる。これらの周波数と回転騒音の周波数との関連性は明らかではないが、5枚羽根翼形翼羽根車に限って言えば(図10参照)、共鳴騒音の周波数が回転騒音の周波数のほぼ80%程度になっている。

(ハ) そりの影響 表2中に△印で5枚羽根円弧翼のうち、そり角30°の結果を示した。そりがかなり大きいにもかかわらず、共鳴騒音はあまり変化を受けていない。

(ニ) 流量および翼形の影響 図10は羽根形状の異なる羽根車について、共鳴騒音の流量特性を比較したもので、(a)は羽根枚数が3枚、(b)は5枚の場合である。パラメータは周波数であるが、記号の付いていない線は全帯域騒音レベルである。これらの図から共鳴騒音の周波数と音圧レベルは、流量と密接な関連性を持つことがわかる。たとえば(b)の翼形翼についていえば、 Q/Q_{max} が0.6近傍では、160 Hz

帯域のレベルが非常に高いが、流量を増せば急激に減少し、新たに250 Hzのものが顕著になる。逆に流量を減少させれば160, 250 Hzのものは急激に減少し、新たに80 Hzのものが顕著になる。

この図から共鳴騒音が発生しない長コード翼(破線)の場合を除けば、羽根枚数のいかにかわらず翼形の影響として一般的に次のようにいえる。羽根枚数が同じであっても、発生する騒音の周波数は全く一致するわけではない。また、その音圧レベルも違っており、共鳴騒音の音圧レベルと周波数はいずれも翼形と密接な関係がある。

4.2.3 共鳴騒音の発生機構 本実験内の最も顕著な共鳴騒音は5枚羽根翼形翼羽根車に発生する160 Hz帯域のものであるが、これをデジタル周波数分析器を用いて周波数分析してみると、実は149 Hzであることがわかる。以下では主としてこの騒音を対象として発生機構を議論する。

前述したように共鳴騒音は流量によってそのレベルが変わるが、その変化の原因として、(1)流量調整用ダンパの位置の変化による音響インピーダンスの変化、(2)羽根後流の乱れなどの励起力の変化の2点から考える必要があろう。まず、第1点に関して実物の約1/12の模型を用いて無響室内で調べた。その際、波長比を模型寸法比と合わせた。この結果、共鳴騒音の音圧レベルはダンパの位置にはほとんど関係していないことがわかった。したがって、共鳴騒音の音圧レベルの流量による変化を議論する際には、第2点の励起力のみを考慮しておけばよいと思われる。以下にはこのことについて検討する。

図9に示すように共鳴騒音の音圧レベルは羽根車直後の所で最大となる。このことを考慮して、羽根後縁から下流側10 mmの同一断面で、半径方向距離が290 mmの点に2本の熱線プローブを中心角60°だけ離して設置して、後流の乱れを観察した。図11はそのうちの1本の熱線からの出力をオシロスコープ上で再現した例である。(a)は最高効率点($\phi=0.26$)、(b)は149 Hzの共鳴騒音が最高となる $\phi=0.16$ の場合である。前者の場合には、5枚羽根のために1回転あたり五つの山がめいりょうにみられるが、後者の場合には翼間の流れが識別し難いほど乱れている。また、このような変動波形の再現性もないようである。

図12は2本の熱線からの出力と全騒音について、それぞれの変動波形の成分のうち共鳴周波数(149 Hz)のみを狭帯域フィルタを用いて抽出して観察した例である。この図から明らかなように、149 Hzに限っても音、乱れともに時間的にかなり変動してい

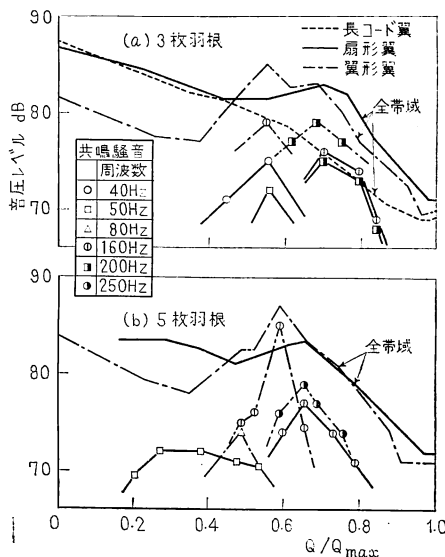


図10 共鳴騒音の流量特性

る。また、同一時刻で音と乱れとを比較してみると、音の振幅が大きい時はどちらかの点の乱れの振幅が大きくなっている確率が高いようである。

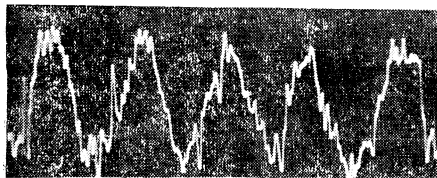
図 13 は図 12 に示した 149 Hz の騒音と、一つの熱線の出力との相関を示したものである。縦軸に相関係数 $R(\tau, r)$ を、横軸に遅れ時間 τ をとって示している。いま、羽根からマイクロホンまでの距離を r 、音速を a とすると羽根後縁の圧力変動がマイクロホンまでに到達する時間は $\tau=r/a$ で表される。本実験の場合、 $\tau=5.9$ ms となり、これは図 13 に示される相関係数が最大のピークを持つ点の遅れ時間 τ_{max} (5.8 ms) とよく一致する。これは共鳴騒音が羽根流後の乱れに起因していることを示すものである。

また、図 14 は図 12 に示した 2 本の熱線で得られた乱れについての、周方向の相互相関の一例を示したものである。図中の τ_{max} の値は実際には時間的にかなり変動している。すなわち、音と乱れの信号をオシロスコープで同時に観察したとき、音と乱れのいずれか一方、あるいはいずれも振幅が小さいときは τ_{max} は必ずしも零とはならず、時間的にかなり激しく変化

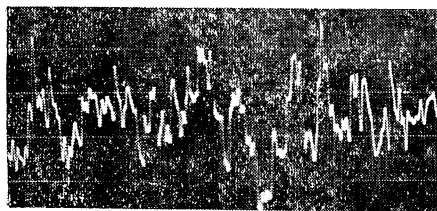
するが、音と 2 点での乱れの振幅が共に大きいときはこの図で示されるように、2 点間の時間遅れ τ_{max} の値は零となる傾向が強い。これは 2 本の熱線プローブの角度を 30° にしたときも同様である。これらのことから、共鳴騒音の音圧レベルが高いときは乱れも大きく、軸に直角な断面全体が同じ変動の状態にあり、定常な旋回失速は起こっていないと考えられる。

さて、共鳴騒音の詳細な発生機構は現在のところまだ明らかではないが、双極子音源の場合は、乱れによる音響出力が、 $\omega^2(\bar{w}^2)$ (ω : 角周波数, w : 流れの乱流成分) に比例することを考慮して、試みとしてこの量と共鳴騒音の音圧レベルを比較した。以下では簡単のため $\omega^2(\bar{w}^2)$ を P と表す。

図 15 (a) は P をデシベル表示したものを、(b) は音圧レベルを周波数について示したもので、パラメータは流量である。 ϕ が 0.16 のとき 149 Hz の音が高いが、このとき P も非常に大きい。また $\phi=0.09$ のとき、75 Hz と 149 Hz で P も音もピークを持っている。この対応は $\phi=0.2$ のときもいえる。つまり、各流量における P と音圧レベルの周波数による

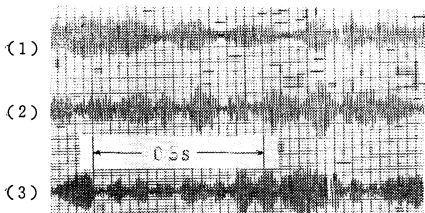


(a) $\phi=0.26$



(b) $\phi=0.16$

図 11 後流の速度変動波形



(1) 音, (2) および (3) 速度変動 ($R=295$ mm)

図 12 速度変動成分および音の 149 Hz 帯域の時間変動

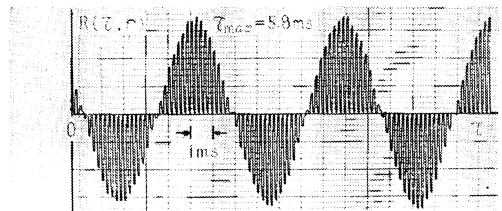
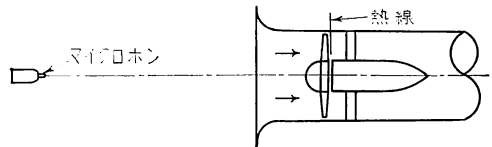


図 13 音と速度変動成分の相関係数 (149 Hz)

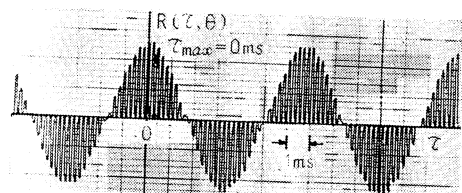
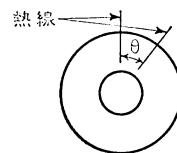


図 14 速度変動成分 (149 Hz) の周方向の相関係数 ($\theta=60^\circ$)

変化は定性的によく一致している。乱れにみられるこれらのピークの成分は図 11 (b) からわかるように流量が減少すると、後流の幅が大きくなり、ついには後流が互いに干渉して生じたものであろう。このことから共鳴騒音の周波数も回転騒音と同様に、その周波数は羽根枚数に関係することが予測されるが、これは実験結果の示すとおりである (4.2.2 項)。

前述のように共鳴騒音が観察される場合には風胴内に定在波ができています (図 9)。図 16 は風胴の長さを変えて 149 Hz が共鳴周波数である場合 (○印) と、そうでない場合 (△印) の P と音圧レベルのスペクトル分布を比較したものである。 P の分布は定量的にも両者はほぼ同じであり、いずれも共鳴周波数の 149 Hz に鋭いピークを持つ。一方音圧レベルはこの周波数が風胴の共鳴周波数に一致したときは、一致しない場合より約 11 dB も高くなっている。

図 17 は同様のことについて、5 枚羽根翼形翼と共鳴騒音が観測されなかった長コード翼とを比較したものである。前述したように翼形翼の場合には 149 Hz に P の顕著なピークがあり、それに対応して音圧レベルにも顕著なピークがみられる。これに対して長コード翼の場合 (□印) は、149 Hz にピークはみられず、全体的になめらかな分布をしている。また、音圧

レベルにもピークがなくなりがって共鳴騒音は観察されてないが、この理由としては (1) 音のエネルギーが小さすぎて共鳴するまでに至らなかった、(2) 図 15 や 17 から共鳴騒音が観測されたときは、その大小の差はあってもいずれも P にピークがみられるが、長コード翼の場合にはみられない、などが考えられる。

以上のことから甲藤による共鳴サージの場合には、

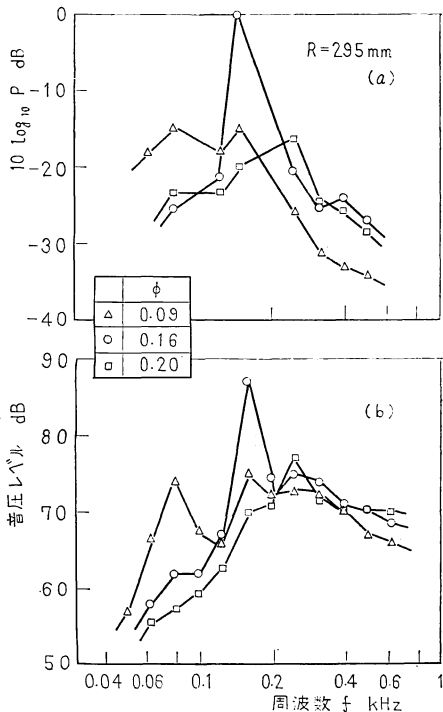


図 15 騒音と P のスペクトル密度分布

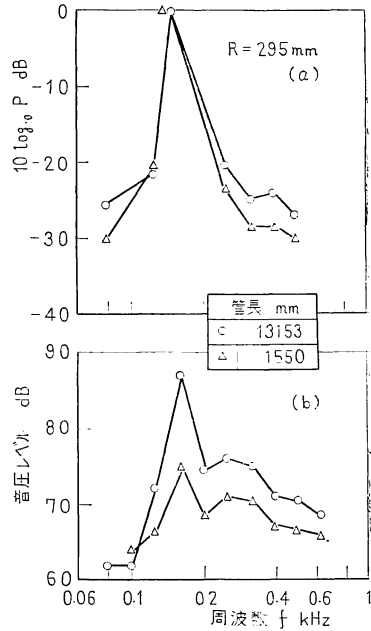


図 16 騒音と P のスペクトル密度分布

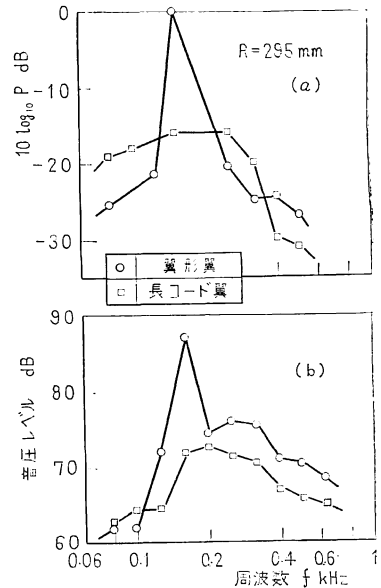


図 17 騒音と P のスペクトル密度分布

サージングがその励起力となって発生したものであるのに対し、本報で述べた共鳴騒音は乱れによる音のエネルギーが十分に大きく、それが系の共鳴周波数に一致したとき生じたものであるといえる。なお、詳細な共鳴騒音の発生機構については今後さらに検討の予定である。

5. 結 論

直径 624 mm の低圧軸流送風機から発生する騒音の流量による変化を、羽根車近傍の流動状態と関連付けて考察した結果と流量を絞った場合に発生する共鳴騒音に関する実験結果から次の結論を得た。

(1) 送風機から発生する騒音と羽根近傍の流動状態とは密接な関連性がある。すなわち、最高効率点では羽根のまわりを比較的滑らかに流れていたものが、流量の減少に従って羽根先端が失速し騒音が増加する。これからさらに流量を絞ると遠心効果によって、羽根先端近傍の流れはむしろ改善され騒音は減少する。

(2) 羽根の後流の乱れ成分と管系の共振によって、離散周波数を持つ共鳴騒音が発生することがある。

(3) 共鳴騒音の発生とその音圧レベルは翼形によ

って異なる。また、本実験の場合その周波数は羽根枚数によって変わるが、弦長およびそり角には依存していない。

(4) 共鳴騒音が発生するためには羽根後流の速度変動による音のエネルギーが大きくなければならない。共鳴周波数は羽根車の羽根枚数に関連しているが、この周波数が送風機を含む装置の共鳴周波数と一致したとき高いレベルの共鳴騒音となる。

おわりに本実験の装置製作に協力していただいた坂井則明、黒木章技官ならびに実験に協力していただいた当時九州大学学生の広津秀(東レエンジニアリング)、宮内輝幸(荏原製作所)の諸氏に深く感謝する。また、本研究の一部は昭和 48 年度(課題番号 875 091)と 49 年度(課題番号 975 085)の科学研究費によることを記して謝意を表する。

文 献

- (1) 妹尾・児玉, 機論, 39-320 (昭 48-4), 1246.
- (2) Tyler, J.M. and Sofrin, T.G., *SAE Trans.*, 70 (1962), 309.
- (3) 深野・ほか 2 名, 機論, 41-345 (昭 50-5), 1479.
- (4) 深野・ほか 2 名, 機講論, No. 750-8 (昭 50-8), 229.
- (5) 甲藤, 機論, 26-162 (昭 35-2), 256.
- (6) 甲藤, 文献 (5) の 265 ページ.
- (7) 草間・ほか 3 名, 機講論, No. 754-3 (昭 50-3), 76.

討 論

〔質問〕 梶 昭次郎 (東京大学工学部)

(1) 結論 (4) の後半は、共鳴周波数が送風機を含む装置の共鳴周波数と一致したときうんぬん と読める。最初の共鳴周波数とは何か。また装置の共鳴周波数とは何か。装置の共鳴周波数がオルガンパイプとしての共鳴周波数ならば、管が 13 m の場合、13 Hz おきにはほとんど連続して存在することになる。一方表 2 の周波数はずいぶんとびとびである。正確な測定を行えば他の成分も出るのではないか。

(2) 2205 ページ左欄 12 行めに共鳴騒音が羽根後流の乱れに起因しているとのあるが、この場合の乱れとは乱流のように不規則な乱れを指すのか、それともカルマンうずのように比較的周期性の良い速度変動を指すのか。前者の場合には図 16 に示されるように特定周波数の速度変動が大きくなる説明が必要であろう。

(3) 図 10 の説明で流量により共鳴周波数が変化しているが、代表断面の翼に沿う速度と周波数の間に一定の関係は無いのか。

(4) 結論の (3) で周波数は弦長およびそり角に依

存していないとあるが、長コード翼では発生していない。翼まわりの詳細な流れ場がわからないときに結論づけられることであろうか。

(5) 2206 ページ左欄 8 行めに、共鳴騒音の場合に定在波ができているとのあるが、管の中に音源があって管端で反射があればどんな周波数成分の音でも定在波を生じる。あたかも共鳴騒音の成分だけが定在波を生じているかのように述べている意味がわからない。

(6) 図 16 で速度変動の 149 Hz 成分のレベルは、管長の違いにかかわらずみごとに一致している。このことは音響管系から速度変動へのフィードバックは無いと考えて良いのか。この図と 2205 ページ右欄 5 行めにある「共鳴騒音の音圧レベルが高いときは乱れも大きく」という記述とは矛盾しないのか。

(7) 2204 ページ左欄 14 行めに共鳴騒音の周波数が回転騒音の周波数のほぼ 80% という記述があるが、共鳴騒音の周波数は絞りにより大幅に変化しているのに対し、2200 ページ左欄下から 3 行めに羽根車は約 1180 rpm で駆動されるとあるから、回転騒音

の周波数は一定と理解される。とすればこの記述はいったい何を意味するのだろうか。

(8) 2205 ページ右欄9行めに、双極子音源の場合には乱れによる音響出力がうんぬんとあるが、これはどんなモデルを考えておられるのか。 $\omega^2(\overline{w^2})^2$ に比例するという点も説明願いたい。一方結論の(4)では、羽根後流の速度変動による音のエネルギーとあり音響四極子の音源を連想させる。記述が不明確である。

〔回答〕 本論文の共鳴騒音に関する部分は、その存在と性質に関する実験結果を述べたもので、発生機構の詳細な点については本文末尾にも書いているように現在検討中であるため、ご質問に対して明確に答えられない部分があることをあらかじめおことわりしておく。

(1) 本文中のこの周波数というのは、羽根車の後流に基づく励起力の周波数という意味で、表現があいまいであったと思う。また、装置の共鳴周波数とは基本的にはオルガンパイプの周波数を考えている。しかしながら、狭帯域の周波数分析器やデジタル形の分析器で調査したが、表2に示すほど明確なものはほかにみられなかった。これは励起力のスペクトル分布に関連していると思われる。

(2) 本論文でいう羽根後流の乱れとは、一貫して絶対座標系で観察した場合の羽根車後流を指している。したがって観測点では主流と羽根の後流とが交互に通過するので、一般に羽根通過周波数とその倍音が高いピークとして観察される。図15や16の実験に関していえば、 P のスペクトル分布には羽根通過周波数である100 Hzとその倍音のピークが実際にはあるが、図ではこれらを除いている。このほかに、これらと同程度の高いレベルのピークが149 Hzにみられ、これが共鳴騒音の周波数と一致しているわけである。このような乱れにみられる高いピークが、どのようにして形成されるかについては現在検討中である。

(3) ほとんどない。

(4) 半径方向の弦長分布を長コード翼のそれと全く同じにして、翼弦の中心を連ねた線が半径方向であ

るものと、回転方向に前傾したものおよび後退したものの、3種類の翼外形を持つ平板から成る羽根を用いて調査したところ、共鳴騒音の発生のし方がかなり異なっていることが後に行った実験から明らかになっている。同様の結果は弦長の影響を調べた扇形翼を変形させた場合についても確かめられている。このことも含めて考えると結論に書いているように、共鳴騒音は翼弦長やそりよりも上述の意味での翼の外形に強く依存していると思われる。これは翼まわりの流れ場と、それに付随する後流の差異にあると思われる。

(5) 定在波の生成についてはご指摘のとおりである。しかし、もし音源(励起源)の位置が時間的に相当に変化するものであれば、図9に示すような測定結果は得られないと思う。このようなことを考慮して、音源の位置が本実験の場合には羽根車直後という固定された所にあるのではないかとすることを推察したわけである。ご質問の点は、このような意味での定在波の存在を指摘したものである。

(6) 音響管系と速度変動との間のフィードバック関係については、共鳴騒音の発生機構の一つのモデルとしてその後検討を進めているが、まだ若干問題点があり、現段階ではこれを述べることはひかえる。また、オシロスコープで観察したものは瞬間的な変動状態についてのものであり、図16で示したのはその長時間の平均的値であるから矛盾しないと考える。

(7) 回転騒音の基本周波数はこの場合100 Hzで、その倍音は200, 300…Hzである。一方、このとき観察されている共鳴騒音の周波数は流量によって異なるが、80, 160, 250 Hzである。つまり、後者は前者のそれぞれの場合の約80%になっている。

(8) P と音圧レベルとに関する部分の議論は、明確なモデルのもとに行なったものではなく、共鳴騒音の持つ性質を調べた結果を述べたものである。むしろこれらの結果を基にして、理に合うモデルを設定したいと考えている。なお $\omega^2(\overline{w^2})^2$ は、双極子形の音響パワーが $(\partial P/\partial t)^2$ に比例するから、 $\partial/\partial t$ を ω とおきかつ $P \propto \omega^2$ として算出したものである。