

二重反転式軸流送風機の乱流騒音に及ぼす吸音ダクトの影響

児玉好雄* ・ 林 秀千人*
三村雄次郎** ・ 岩崎浩史***
田中清裕* ・ 山口英告**

Effects of absorbing duct on turbulent noise of CR-fan

by

Yoshio KODAMA*, Hidechito HAYASHI*, Yujirou MIMURA**,
Kohji IWASAKI***, Kiyohiro TANAKA* and Hidetsugu YAMAGUTI**

We made an experimental and theoretical investigations on turbulent noise reduction of the counter rotating axial flow fan. The fan had the absorbing systems which was consisted of the absorbing duct and iron duct partly. The absorption coefficient of the whole duct system was obtained in consideration of the respective absorption coefficient of the absorbing duct and iron duct. In this paper, it was examined the effects of three parameters, such as the length of absorbing duct, the arrangement of absorbing duct, and the thickness of the absorbing material, on the aerodynamic characteristics and the turbulent noise. Moreover, the comparison between the predicted and the measured values was tried for radiated noise from fan. The agreement between the predicted and measured values was satisfactory.

1. はじめに

二重反転式軸流送風機は一对の動翼が互いに反対方向に回転する構造を有するもので、通常の二段式軸流送風機に比較して圧力や効率が低いという長所を有するが、騒音が非常に高いという欠点がある。騒音が高い原因の一つに前段と後段の動翼間の干渉によって管軸方向に音が減衰しない離散周波数騒音が発生していることを著者らは突き止めた。これらの音は前段動翼と後段動翼の枚数の組み合わせを適切にすることによって低減可能である^{1),2)}。したがって、この種の送風機で問題となるのは乱流騒音である。

この騒音に関する二重反転式軸流送風機の音源は主として翼後縁から放出される渦と後段動翼に流入する前段動翼の乱れであり、それぞれの音圧レベルを著者

らは理論的に求めた。その結果、最高効率点以上の流量域では渦放出によるものが、低流量域では後段動翼に流入する前段動翼の乱れに起因するものが支配的であり、両動翼で比較すれば、後段動翼の乱流騒音が支配的であることを明らかにした³⁾。しかし、この騒音を低減させることは容易ではない。

本研究では、二重反転式軸流送風機の乱流騒音の低減を、音源に関してではなく、吸音材を内張りした吸音ダクトを用いた方法を提案した。そして、ダクト系の一部に吸音ダクトを設けた場合に、送風機の流体力学的特性および騒音特性が吸音ダクトの長さや配置とどのように関係するかを実験的に調べ、考察した。さらにダクト系がすべて吸音ダクトと仮定した場合について吸音材の厚さと騒音の吸音量との関係について理

平成7年9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.)

*** 三菱重工株式会社 (Mitubishi Heavy Industries, Ltd.)

論的予測を行った。

2. おもな記号

a_o	: 音速 m/s
D_R	: 動翼直径 m, mm
d	: ダクト直径 m, mm
E	: 音響出力 W
E_d	: ダクト内の音響エネルギー密度 J/m ³
g	: 重力加速度 m/s ²
$K_s(L)$: L 特性における比騒音レベル dB
L	: 軸動力 kW
L_{ad}	: 下流側吸音ダクトの長さ m, mm
L_{af}	: 送風機本体における吸音ダクトの長さ m, mm
L_{au}	: 上流側吸音ダクトの長さ m, mm
P_t	: ファン全圧 Pa
Q	: 流量 m ³ /min, m ³ /s
R_o	: 動翼半径 m, mm
S	: 吸音部の表面積 m ²
S_A	: 背面空気層の厚さ m, mm
$SPL(L)$: L 特性における全帯域音圧レベル dB
T_a	: 吸音材の厚さ m, mm
U_o	: 動翼先端周速度 m/s
z	: 音源と観測点との距離 m
α_a	: 吸音ダクトの吸音率
α_m	: ダクト系の平均吸音率
α_s	: 鉄製ダクトの吸音率
η	: 電動機と送風機の総合効率
λ	: 動力係数
ν	: ハブ比
ρ	: 空気の密度 kg/m ³
ϕ	: 流量係数
ψ	: 圧力係数

3. 吸音率

音の強さは音の進行方向に直角な断面を1秒間に通過する平均エネルギーである。したがって、音がある材料に入射した場合、空気とその材料の粘性のためにエネルギー損失が生じる。吸音とは、この粘性によるエネルギー損失を積極的に行い、音響エネルギーを低減させることにより騒音の低減を図ることである。この音の吸収の効率を示すものとして吸音率がある。吸音率は材料に入射した音響エネルギーと吸収されるエネルギーとの割合で表され、その値は入射する音の周波数によって異なる。内壁の表面積 S_s 、単位面積当たりの平均吸音率 α_s の鉄製の管内に音響出力 E の音源がある場合、管内の音響エネルギー密度 E_d は次式で表される⁴⁾。

$$E_d = 4E / (S_s a_o \alpha_s) \quad (1)$$

ここで a_o は音速である。

この鉄製の吸込管あるいは吐出管に吸音ダクトを設置した場合、それらの管系の平均吸音率が α_m に変わり、管内の音響エネルギー密度が E_d から E_d' に変化すると仮定する。吸音管設置前後の管系の表面積を S_s 、 S_m とすれば式(2)の関係が成り立つ。したがって、この変化に伴う音圧レベルの減衰量 ΔSPL は式(3)となる。

$$E_d / E_d' = (\alpha_m S_m / \alpha_s S_s) \quad (2)$$

$$\Delta SPL = 10 \log_{10} (\alpha_m S_m / \alpha_s S_s) \quad (3)$$

ここで α_m は管系の平均吸音率である。

本研究で使用した75mm厚さのグラスウールと25mmの背面空気層を持つ吸音ダクトの吸音率 α_a は既に知られているが、厚さ1.6mmの鉄製の吸音率 α_s は判らない。したがって、今回はこの α_s の周波数分布を、吸音材の施していない長さ600mmの鉄製のダクトの場合とそのダクトの代わりに同じ長さのダクトを取付けた場合の放射騒音の各周波数の音圧レベルの差を式(3)の左辺に代入して求めた。吸音ダクトは後述するように音源を中心として上流側へ放射される音に対しては上流側に設置した吸音ダクト、下流側に放射される音に対しては下流側に設置した吸音ダクトのみが有効である。したがって、たとえば上流側に放射される音を議論する場合の平均吸音率は吸込管系の平均吸音率 α_m は式(4)で表される。

$$\alpha_m = \sum \alpha_i S_i / \sum S_i \quad (4)$$

ここで α_i と S_i はそれぞれ各部分の吸音率とダクト内側の表面積を示している。すなわち、吸音ダクトと鉄製のダクトの吸音率 α_a 、 α_s 、表面積をそれぞれ S_1 、 S_2 とすれば α_m は式(5)で表される。

$$\alpha_m = (\alpha_a S_1 + \alpha_s S_2) / (S_1 + S_2) \quad (5)$$

一方、単位面積当たりの吸音率 α_m で構成されたダクト系の場合には管内の音響エネルギー密度と表面積との関係は式(1)で与えられるから、単位面積 S_o から S へ面積が変わる場合、吸音量 ΔSPL は式(6)となる。また、ダクトの内径が一定の場合にはダクト長さを L_o 、 L とすれば式(7)で表される。

$$\Delta SPL = 10 \log_{10} (S / S_o) \quad (6)$$

$$\Delta SPL = 10 \log_{10} (L / L_o) \quad (7)$$

4. 実験装置および方法

Fig. 1 は二重反転式軸流送風機の上流側に長さ 0.3m の吸音ダクトを取り付けた場合の実験装置の概要を示したものである。装置の全長は約 11.7m で吸込口にはベルマウスが、吐出口には流量調整用のダンパが設置されている。また、送風機下流側にある内径 624mm の円管には整流格子、流量測定用オリフィスおよび静圧孔が JIS 規格に従って設置されており、この円管はテーパ管で送風機と連結されている。

Fig. 2 は吸音ダクトの概要を示したものである。ダクトは二重管構造になっており、内側の管の内径は 624mm で、直径 8mm のパンチホールが開口率 42% で開けられている。このダクトの外側には 100mm の空洞部があり、厚さ 75mm のグラスウール製の、表面をグラスクロス張りした吸音材 (T_a と略記) が挿入されている。残りの 25mm は背面空気層 (S_a) である。これらの吸音ダクトは送風機の上流側や下流側に設置された。送風機のケーシングには吸音材を施したものと施さない場合 ($L_{af}=0$) の二種類がある。吸音材を施した場合にはパンチホールが送風機の圧力損失に及ぼす影響を少なくするために動翼先端上のダクト壁は翼前縁より 33mm 上流までと後縁より下流側へ 33mm の合計 140mm にわたってパンチホールは開けられていない。したがって、ケーシング部の吸音ダクトの全

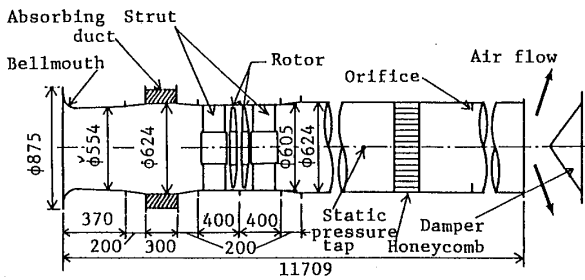


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

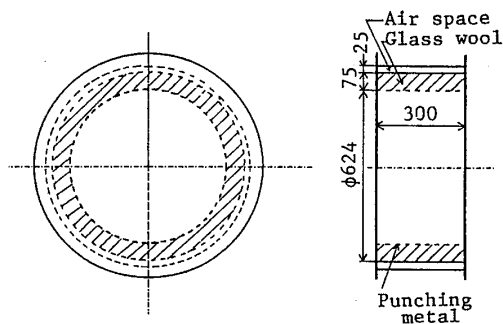


Fig. 2 Absorbing duct.

長は 520mm である。また、吸音ダクトには長さ L_a が 300mm, 600mm, 900mm, 1200mm の 4 種類がある。一方、動翼は電動機に直結されており、その電動機は 4 枚の支持板で対称に支持された厚さ 5mm, 直径 340mm 長さ 215mm の円筒の中に固定されている。ケーシングの内径は 605mm, 長さは 800mm である。

Fig. 3 は本研究で用いた厚さ 75mm のグラスウール吸音材 (○印) および 3 章で述べた方法で求めた鉄製ダクト (□印) の吸音率を示したものである。この鉄製ダクトの吸音率は 3mm 厚さのガラスとほぼ同等である。吸音ダクトが空気層を有している場合には、吸音率は空気層の厚さによって変わる。すなわち、その厚さが厚いほど低周波数の吸音効果は大きくなる。本研究では実験装置の制限上空気層は 25mm としたが、旭ファイバーグラス社のカタログに基づけば、この場合には空気層がない場合に比較して 125~2000Hz で吸音量音が約 0.5~1dB 大きくなっている。

Fig. 4 は本実験で用いた供試羽根車を示したものである。前段動翼枚数は 9 枚、後段動翼枚数は 7 枚であり、両動翼のソリディティは同じにしているため翼弦長は後段動翼が長くなっている。これは動翼間の干渉騒音を低減させるためと効率および圧力を高め比騒音

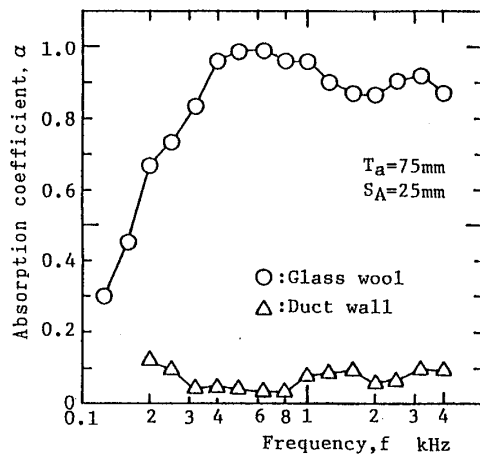


Fig. 3 Absorption coefficient of materials.

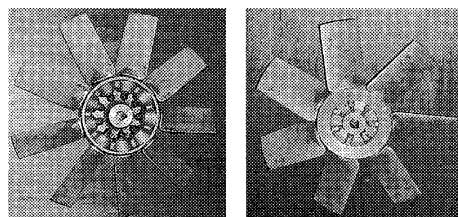


Fig. 4 Rotors used in this experiment.

Table 1 Dimensions of the blades
(9 blade impeller)

	Tip	Mean	Hub
Radius mm	300	227	115
Stagger angle	60°	53°	42.5°
Blade inlet angle	67.5°	60.5°	50°
Blade outlet angle	56.5°	49.5°	39°
Chord length mm	86	96.5	76.3
Pitch mm	209.4	158.6	80.3
Solidity	0.41	0.61	0.95

レベルを低減させるためである²⁾。これらの動翼はアルミニウム合金で造られており、外径は600mmでハブ比は0.38である。翼形はクラークY形に近い形をしており、翼は任意に取付角を変えることができるが、本研究では一定としている。すなわち翼先端で前段動翼が60°、後段動翼が64°(軸方向から測定)である。

Table 1は前段動翼の主要諸元を示したものである。表中の角度はいずれも軸方向から測定した値である。

騒音測定は主として送風機の軸中心上のベルマウス端から1.5m上流の点に設置した1/2インチコンデンサマイクロホン付き精密騒音計で行い、その出力信号はFFTアナライザで周波数分析された。

5. 実験結果および考察

5.1 空力特性

Fig. 5は送風機本体に施した吸音材が二重反転式軸流送風機の本機特性曲線に及ぼす影響を回転数 N が1500rpmについて示したものである。図中の ψ は圧力係数、 ϕ は流量係数、 λ は動力係数、 η は電動機と送風機の総合効率であり、これらは次式で示される。

$$\begin{aligned} \psi &= 2P_t / (\rho U_o^2), \quad \phi = 4Q / [\pi(1-\nu^2)D_R^2 U_o] \\ \lambda &= 8L / [\pi(1-\nu^2)D_R^2 U_o^3], \quad \eta = \psi\phi / \lambda \end{aligned} \quad (8)$$

ここで P_t は送風機全圧(Pa)、 ρ は空気の密度(kg/m³)、 Q は流量(m³/s)、 ν はハブ比、 D_R は動翼直径(m)、 L は軸動力(W)、 U_o は動翼先端の周速度で約47.1m/sである。

図中の○印は送風機本体に吸音材を施していない場合($L_{af}=0$)であり、△印は送風機本体のみに長さ520mmにわたって吸音材を施した場合($L_{af}=520$ mm)である。この場合、送風機の上流側のダクト(L_{au})および下流側のダクト(L_{ad})には吸音材は施していない。この図から本体に吸音材を施した場合

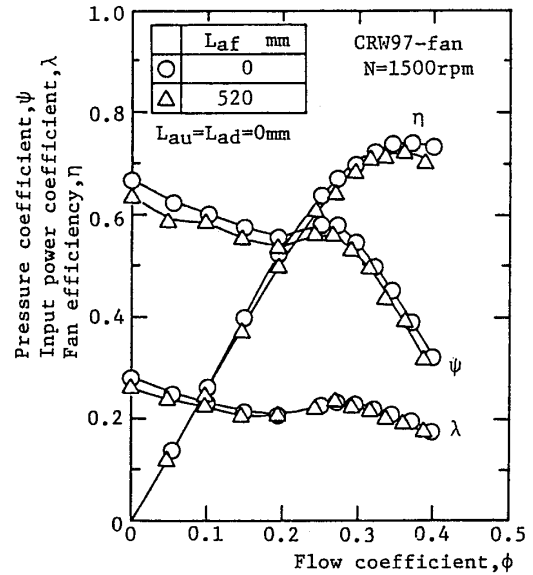


Fig. 5 Characteristic curves (Effects of with and without absorbing casing).

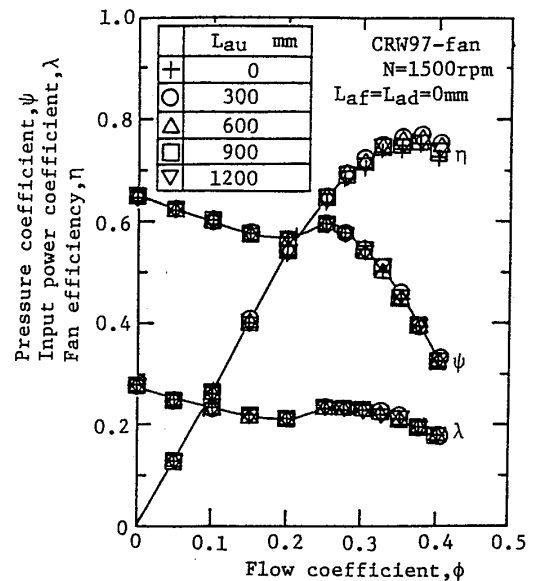


Fig. 6 Characteristic curves (Effects of length of absorbing duct).

(△印)は吸音材を施さない通常の場合(○印)よりもわずかに圧力が低くなり、これに伴って送風機効率も若干低下する。この原因として(1)吸音材を施したダクト内面には直径8mmのパンチホールの処理が施してあり、この部分が抵抗となること、(2)平均翼先端すきまは、後者は約3.5mmであるのに対して前者は2.5mmであり、後者が多少広く、翼先端での流れによる抵抗が大きくなること、などが考えられるが、Fig. 6を参照すれば、(2)の影響が大きいと思われる。このため最大流量にもわずかながら差が現れている。

Fig. 6 は送風機本体には吸音材を施さず ($L_{af}=0$) に、送風機の入口側のダクト (L_{au}) のみに吸音材を施し、その長さが送風機の実験特性曲線に及ぼす影響を示したものである。吸音ダクト長さにかかわらず圧力係数、効率はほとんど変わらないことが、この図よりうかがえる。このことは吸音ダクトの摩擦損失などの圧力損失がダクト系および動翼の圧力損失に比べて非常に小さいことを示唆している。以上の結果から送風機の上流側に設置した吸音ダクトが送風機の流体力学的特性に与える影響はかなり小さいといえる。

5. 2 騒音特性

5. 2. 1 騒音のスペクトル分布

Fig. 7 (a), (b), (c) は送風機の上流側に設置した吸

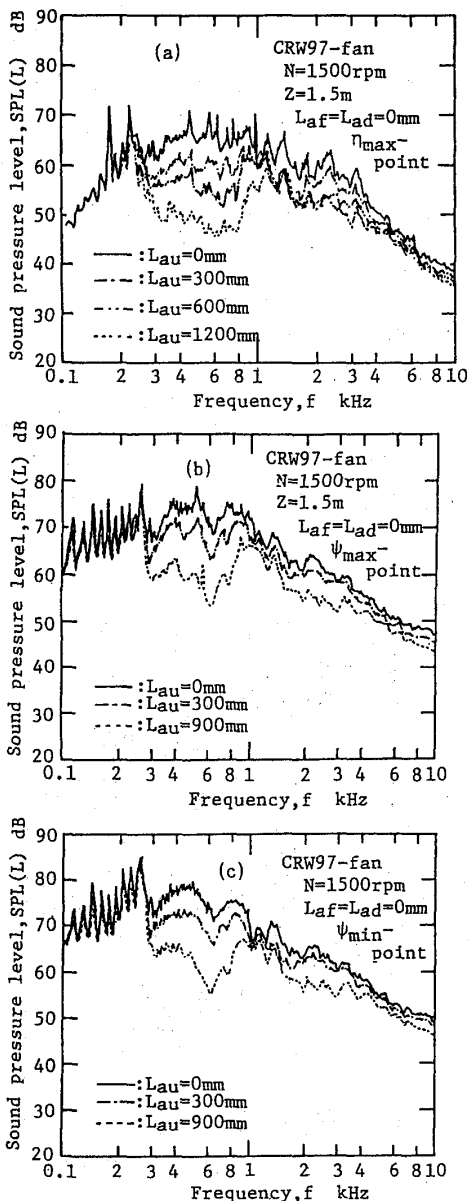


Fig. 7 Spectrum distributions of fan noise.

音ダクトの長さ (L_{au}) が放射騒音におよぼす影響を最高効率点、圧力係数極大点および圧力係数極小点について示したものである。図中の実線は吸音ダクトが無い場合を、一点鎖線、二点鎖線は長さ 300mm および 600mm の吸音ダクトを付けた場合を、破線は 900mm または 1200mm の吸音ダクトを付けた場合を示している。最高効率点近傍、圧力係数極大点、圧力係数極小点のいずれの場合にも吸音材を施すことにより 0.2~20kHz の幅広い周波数にわたって音圧レベルが低下しており、特に 0.25~0.9kHz の低下量が大きいことが判る。これは吸音材料の吸音率の周波数特性に基づくものであり、Fig. 3 に示したように本研究で用いた吸音材料の吸音率がこの周波数帯域で大きいことを示唆している。また、吸音ダクトの長さが長いほど前述した周波数帯域での音圧レベルの低下が大きく吸音効果が現れている。

図中の 175Hz や 225Hz などに見られる音圧レベルのピークは動翼とダクト壁あるいは流入する流れの偏流と動翼との干渉による騒音である^{2),5)}。

5. 2. 2 全帯域騒音と比騒音レベル

Fig. 8 に送風機本体における吸音材の有無が全帯域音圧レベル ($SPL(L)$) と比騒音レベル ($K_s(L)$) の流量特性におよぼす影響を示す。音圧レベルの計測は聴感補正を施した A 特性 ($SPL(A)$ と略記) と補正のない L 特性 ($SPL(L)$) で行ったが、傾向はよく似ているので以下では L 特性でのみで議論する。比騒音レベルは送風機の良否を騒音に圧力と流量を加味した量で比較したもので、このレベルが低いほど良好な送風機と

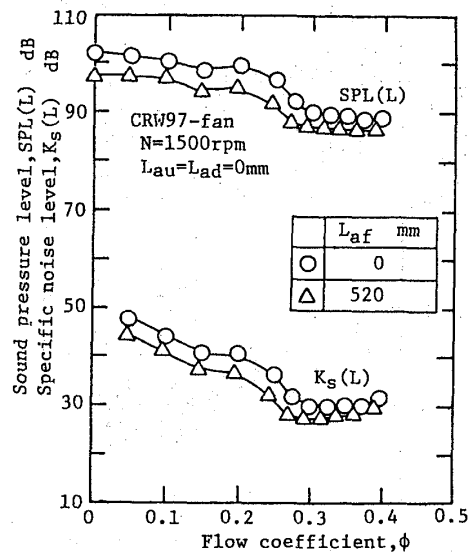


Fig. 8 Effects of with and without absorbing casing on $SPL(L)$ and $K_s(L)$.

されている。比騒音レベルは式(9)で与えられる。

$$K_s = SPL - 10 \log_{10}(QP_i^2) + 20 \quad (9)$$

ここで Q は流量 (m^3/min)、 P_i は送風機全圧 (Pa) である。この図から送風機本体に吸音材を施せば、流量係数 ϕ が約0.25以上の流量域で約3dB, 0.25以下で約5dBの音圧レベルの低減が得られることが判る。Fig. 7に示したように流量係数が0.25以上の流量が多いところでは離散周波数騒音のレベルが高く、低流量域ではそれらの離散周波数騒音より吸音率の大きい0.3~1kHzの乱流騒音レベルが高い。この傾向は本体のみに吸音管を用いた場合も同様である。このことが高流量より低流量の方が吸音量が大きくなる原因であると思われる。比騒音レベルで比較すれば、流量係数 ϕ が約0.25以上の流量域で約2dB, 0.25以下で約4dBの比騒音レベルの低減が得られる。音圧レベルの場合より両者の差が小さくなったのはFig. 5で示したように吸音材を施した方が圧力が低くなるためである。

Fig. 9に上流側の吸音ダクトの長さが全帯域騒音と比騒音レベルの流量特性におよぼす影響を示す。この場合は、送風機本体と下流側ダクトには吸音材は施されていない。各吸音ダクトの長さに関して、音圧レベルの差をとってその影響を調べてみれば、吸音ダクトの長さが0.3m~0.9m (○印, △印, □印)の範囲ではダクトの長さが0.3m増えるごとに騒音は約2dB低下するが、1.2m (▽印)なれば、その吸音量は0.9mに比較して1~1.5dBとなる。これは騒音の吸音量は対数で表されるためである (Fig. 15参照)。このことはダ

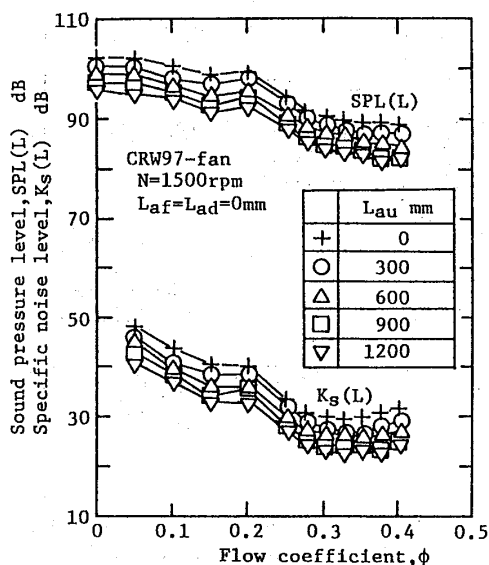


Fig. 9 Effects of length of absorbing duct on SPL (L) and K_s (L).

クトをあまり長くしても長さに比例した吸音にはならないことを示唆している。以上の結果より、送風機の上流に長さ1.2mの吸音ダクトを設置した場合には、5~6dBの音圧レベルおよび比騒音レベルの低減が得られる。

Fig. 10は吸音ダクトの設置位置による吸音効果の差異を示したものである。図中の○印は、ケーシングに吸音材は施されて無く、上流側および下流側にも吸音ダクトが無い場合である。○印以外はケーシングに吸音材が施されている。△印は上流側および下流側に吸音ダクトが無い場合を、□印は長さ1200mmの吸音ダクトを上流側に、▽印は下流側に1200mmの吸音ダクトを設置した場合である。○印と△印の比較から送風機本体(ケーシング)に吸音材を施せば約3.5~5.5dBの音圧レベルの低減が得られることが判る。△印と□印を比較すれば上流側に1200mmの吸音ダクトを設置することにより、さらに4~6.5dBの音圧レベルの低減が得られるが、下流側に吸音ダクトを設置した場合(▽印)は△印と音圧レベルの流量特性は全く同じである。このことは下流側に設置した吸音ダクトは上流側へ放射される音にはほとんど貢献しないことを意味している。しかしながら、下流側に1200mmの吸音ダクトを付けて、下流側で騒音を測定すれば、△印に比較して3~4dBの音圧レベルの低減が得られるが、上流側で計測した場合は△印と全く同じ音圧レベルになる(図省略)。以上のことより、上流側に設置した吸音ダクトは上流側への放射騒音に、下流側に設置した吸音ダクトは下流側への放射される騒音に効果があると

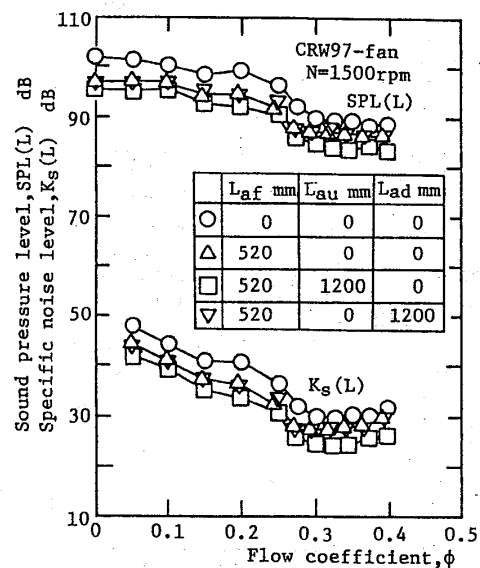


Fig. 10 Effects of location of absorbing duct on SPL (L) and K_s (L).

いえる。一方、比騒音レベル $K_s(L)$ はほぼ全帯域騒音の音圧レベル $SPL(L)$ とほぼ同様の傾向を示し、吸音ダクトを設置すれば、そのレベルは低減する。このことは、吸音ダクトを設置すれば送風機特性の改善が得られることを意味する。

5. 3 吸音ダクトによる騒音減衰量の予測

Fig. 11 は式(5)と式(3)とから算出した各周波数における音圧レベルの減衰量と吸音ダクトの長さとの関係を示したものである。ダクトの長さが長くなるにつれて吸音量は大きくなるが、第3章で述べたように吸音量は対数表示であるので、長さに比例した量にはなっていない。また、この吸音ダクトの場合には400Hz~800Hzの周波数域で吸音量が大きい。

騒音のスペクトル分布の予測値は以下のようにして求めた。まず、Fig. 3の各周波数における吸音率を式

(5) に代入して各周波数の平均吸音率 α_m を算出する。次に各周波数ごとにこの α_m と鉄製ダクトの吸音率 α_s および表面積を式(3)に代入する。このようにすれば鉄製のダクトから一部を吸音ダクトに代えた場合の各周波数の吸音量が求められる。これらの値を吸音ダクトを設置しない場合の騒音から差し引き、これらの値を線で結んだものが理論的な騒音のスペクトル分布である。Fig. 12 は予測値(破線)と実測値(実線)との比較を行ったものである。なお、吸音ダクトの長さは0.3mで、流量係数 ϕ は0.37(最高効率点)である。この図より各周波数帯域における音圧レベルの実験値と予測値とはかなりよく一致していることが判る。

Fig. 13 は Fig. 12 と同様な操作をして得られる全帯域騒音の予測値と実測値とを比較したものである。図中の白抜き記号は実測値を、黒塗りの記号は予測値

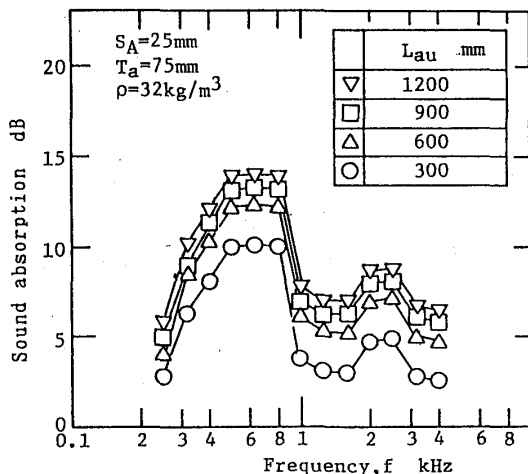


Fig. 11 Sound absorption with duct length.

を示している。ここで全帯域騒音の予測値は各周波数における予測値を全帯域にわたってエネルギー的に加えたものから算出した音圧レベルを示している。実測値と予測値は流量が大幅に変わってもよく一致している。また、図にみられるように送風機騒音はいずれの場合にも流量が減少するに伴って増加している。これは流量の減少に伴って翼に対する相対速度が増加すること、境界層が発達し、後流の幅が増加することに因っている。

Fig. 14 は流量や吸音ダクトの長さなどを変えた場合の全帯域騒音の実測値と予測値の比較を行ったものである。太い45°の実線は実測値と予測値とが一致していることを示している。細い実線はこの線より±2dB平行移動した線である。この図から、実測値と予測値

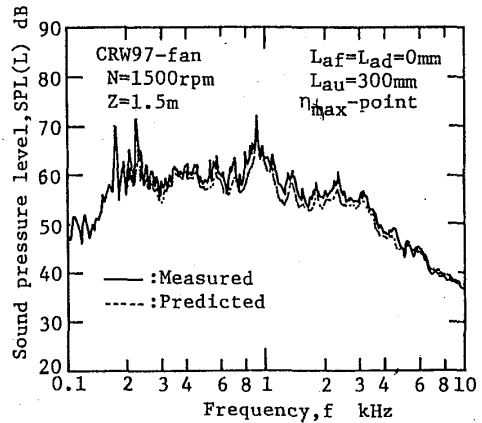


Fig. 12 Comparison of predicted and measured spectrum distribution of SPL.

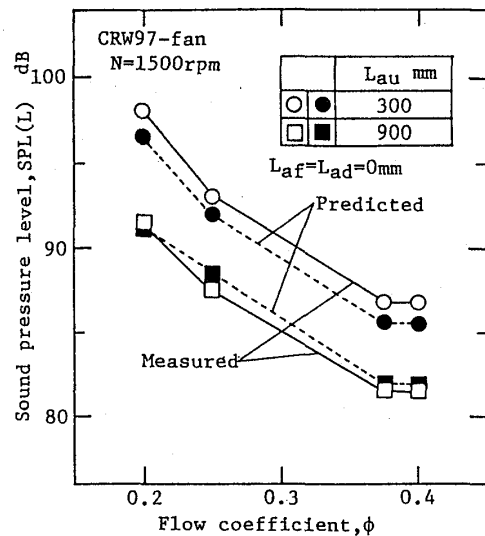


Fig. 13 Variation of overall sound pressure level with flow rate.

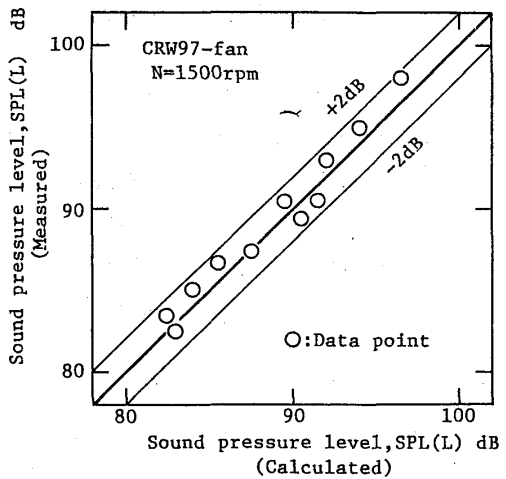


Fig. 14 Comparison of predicted and measured overall sound pressure level.

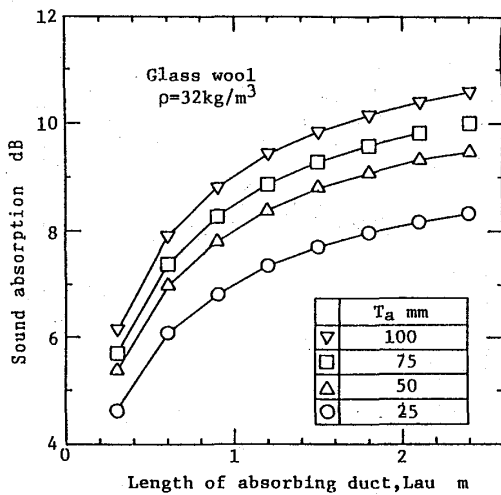


Fig. 15 Predicted absorption of overall sound pressure level with duct length.

は流量や吸音ダクトの長さが大幅に変わっても ± 2 dBの精度内で騒音を予測することが出来る。

Fig. 15はダクト系全体が吸音ダクトと仮定した場合に、吸音材の厚さと吸音ダクトの長さが吸音量に及ぼす影響を式(7)を用いて算出したものである。吸音材はグラスウールとし、各厚さに対する吸音率は旭ファイバーグラス社のカタログを参照した。この図から全帯域騒音の吸音量は吸音材料の厚さが厚いほどダクトの長さが長いほど大きくなること、吸音勾配は吸音ダクト長さが長くなるにつれて緩やかになることなどが判る。

6. 結 論

本研究では二重反転式軸流送風機の騒音を低減する

方法として吸音材料を施した吸音ダクトを用いる方法を提案し、これが送風機の流体力学的特性および騒音特性におよぼす影響について実験を行うとともに吸音材の厚さおよび長さとおよび全帯域騒音の吸音量との関係について理論的に検討した。その結果以下の結論を得た。

- (1) 本研究で採用した吸音ダクトを送風機の上流に設置した場合、送風機の流体力学的特性をほとんど損なうことなく、騒音を低減できる。
- (2) 騒音の吸音量は吸音ダクトの長さが長いほど、吸音材の厚さが厚いほど大きい。吸音量の勾配は長さが長くなるほどゆるやかになる。
- (3) 送風機のケーシングに吸音材を施した場合には、施さない場合に比べ、放射騒音は低減するが、圧力および効率が多少低下する。したがって、その長さに相当する吸音ダクトを送風機の上流と下流に設けた方が製作費や流体力学的特性の面から有利である。
- (4) 上流側へ放射される音の吸音は上流側に設置した吸音ダクトのみによって行われ、下流側に設置した吸音ダクトには無関係である。また、下流側に設けた場合にはその逆になる。したがって、上流側および下流側へ放射される音を吸音するためには要求する吸音量に相当する吸音ダクトを送風機の上流側と下流側に設けなければならない。

おわりに本研究に協力していただいた当時長崎大学学生の石田大輔氏に謝意を表す。また、本研究費の一部は原田記念財団の研究助成金(平成7年度)によったことを記して謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) 児玉・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, 電動機支持形態の影響), 機論, 60-576, B(1994), 2764-2771.
- 2) 児玉・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, 60-576, B(1994), 2772-2779.
- 3) 児玉・他4名, 二重反転式軸流送風機の乱流騒音に関する研究, 機構論, No. 940-53(1994), 19-20.
- 4) 五十嵐, 音響と振動, 共立出版(株)(1990), 209.
- 5) 児玉・深野, 低圧軸流送風機の乱流騒音の流量特性とその音圧レベル予測, 機論, 53-492, B(1987), 2514-2520.