

〔論文〕

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）

児玉好雄*¹ 林秀千人*¹ 淵上真一郎*²
 脇山卓哉*² 三村雄次郎*³

1. はじめに

遠心送風機のスクロールケーシングの代わりに円筒形のケーシングを用いた遠心送風機はチューブラー遠心送風機と呼ばれており、著者らは前報⁽¹⁾において通常のスクロールケーシング付き遠心送風機との比較を空力特性と騒音特性について調べた。その結果、通常の遠心送風機はチューブラー遠心送風機より、空力特性において効率が4%程度高いが比騒音レベルはほとんどかわらないこと、また、ほぼ同等の流量と圧力を有する斜流送風機との比較により、全流量域においてチューブラー遠心送風機の方が比騒音レベルが低いこと、さらに、チューブラー遠心送風機の羽根車の形状について、羽根車入口面積と出口面積との比が1に近いもの程最高効率は高く、比騒音レベルは低いこと、などを明らかにした。

チューブラー遠心送風機が通常の遠心送風機（スクロールケーシング付き遠心送風機）よりも効率や圧力が低い理由として流れがケーシング壁面に衝突する際に流線が90°曲げられることに基づく曲がり損失が考えられる。この損失を低減させる方法としてダクトの径を大きくし

たり、翼を管軸方向に傾斜させることなどが考えられる。羽根車から出た流れは自由渦運動を考えると考えれば、ケーシングの直径が大きくなるほど、ケーシング壁面における速度は小さくなるので、曲がりによる圧力損失は押さえられる。しかしながら、その間の減速による混合損失の増大があり、両者のバランスが問題である。

また、チューブラー遠心送風機では、羽根車から出た流れの一部が吸い込み管側へ向かうために、通常の遠心送風機より空力特性は悪くなる。この流れを防止するために羽根車出口とケーシングとの間に逆流を防止する板を設置してみた。この時、この板による摩擦損失が発生して損失の増加を招く恐れがあり、逆流の防止による性能の向上と摩擦による低下とを勘案することが必要である。

上述の背景に立脚して、本研究ではケーシング形状と逆流防止板が送風機の空力特性と騒音特性に及ぼす影響について実験的に究明した。

2. おもな記号

A_r : 羽根車入口/出口面積比
 B : 動翼枚数
 C : 翼弦長 m, mm
 C_f : 摩擦係数
 D_c : ケーシング直径 m, mm

* 1 長崎大学 工学部

* 2 長崎大学 大学院

* 3 松下精工(株)

原稿受付日 平成11年9月29日

- D_0 : 羽根車口径 m, mm
- D_1 : 羽根車内径 m, mm
- D_2 : 羽根車外径 m, mm
- f : 周波数 Hz
- g : 重力加速度 m/s^2
- $K_s(A)$: A特性における比騒音レベル dB
- L : 電動機入力 W
- l : ケーシング円周長さ m, mm
- n : 高調波の次数
- N : 回転数 rpm, rps
- P_T : 全圧 Pa
- Q : 流量 $m^3/min, m^3/s$
- Q_b : 逆流流量 $m^3/min, m^3/s$
- R : 半径方向の距離 m, mm
- R_c : ケーシング半径 m, mm
- S_r : 半径rでの流路断面積 m^2
- S_2 : 羽根車出口での流路断面積 m^2
- $SPL(A)$: A特性における音圧レベル dB
- U_i : 羽根車外縁の周速度 m/s
- V_a : 絶対速度の軸方向成分 m/s
- V_b : ケーシングにおける逆流速度 m/s
- V_r : 絶対速度の半径方向成分 m/s
- V_u : 絶対速度の周方向成分 m/s
- X : 逆流防止板と羽根前縁間の距離 mm
- Y_1 : 動翼入口における翼のスパン長さ mm
- Y_2 : 動翼出口における翼のスパン長さ mm
- β_2 : 羽根車出口における相対流出角 deg
- ΔP : ケーシングにおける全損失 Pa
- ΔP_b : ケーシングにおける曲がり損失 Pa
- ΔP_f : ケーシング壁面での摩擦損失 Pa
- ΔP_{PR} : 逆流防止板での摩擦損失 Pa
- ΔP_d : ケーシングでの減速による拡散損失 Pa

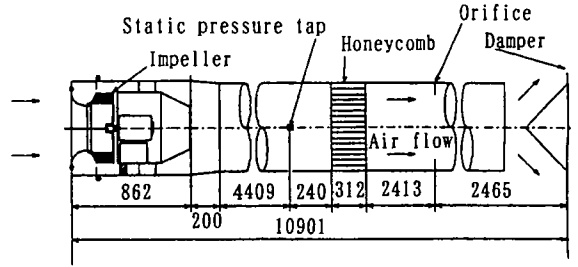


図1 実験装置の概要

- ζ : 曲がり損失係数
 - η : 送風機と電動機の総合効率
 - θ : ケーシングでの流れの曲がり角 deg
 - λ : 動力係数
 - ξ : 翼取付角 deg
 - ρ : 空気の密度 kg/m^3
 - ϕ : 流量係数 $(= 4Q/\pi D_2^2 U_i)$
 - φ : 圧力係数 $(= 2P_T/PU_i^2)$
- [添字]

- 1 : 動翼入口
- 2 : 動翼出口

3. 実験装置および方法

チューブラー遠心送風機の実験装置の概要を図1に示す。実験装置の全長は約11mあり、吸込口にはベルマウスが付けられている。また、吐出管にはJIS規格に従って流量測定用オリフィス、静圧孔および整流格子が設けられている。流量の調整は管の出口に設けられているダンパを開閉することによって行った。なお、供試送風機と吐出管とは狭まり角 6° の円筒形のディフューザで連結されている。

図2は送風機の概要図である。主軸は12枚または15枚の円弧静翼で固定された直径460mmの円筒の中心に設置されている。また、羽根車から出た流れの逆流を防止するために逆流防止板を設置し、これが流体力学的特性と騒音に及ぼす影響を羽根車との距離を変えて調べ

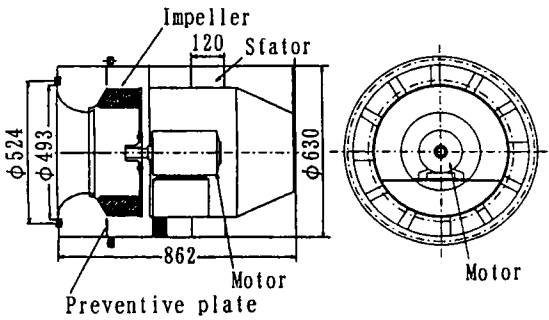
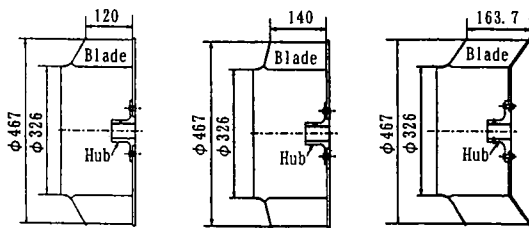


図2 供試送風機の概要

表1 羽根車の主要諸元

Impeller	No.2	No.3	No.4
<i>B</i>	12	12	12
<i>D</i> ₁ mm	326	326	326
<i>D</i> ₂ mm	467	467	467
<i>D</i> ₀ mm	326	326	326
<i>Y</i> ₁ mm	145.8	145.8	145.8
<i>Y</i> ₂ mm	120	141	163.7
<i>C</i> mm	140.8	140.8	140.8
ξ deg.	44.6	44.6	44.6
<i>A</i> _r	0.474	0.406	0.335



(a) No.2羽根車 (b) No.3羽根車 (c) No.4羽根車

図3 供試羽根車

た。逆流防止板はドーナツ形状をしており、その内半径は羽根車外半径より10mm大きい。

図3は供試羽根車の概要を示したものである。羽根車は通常の遠心送風機に用いられるものを基本としている。図3(a)は主板が回転軸に垂直で、側板が回転軸と62°の傾斜角を持ち、羽根車の入口面積と出口面積の比 A_r が0.47の平板の12枚の翼からなる羽根車（No.2羽根車と呼ぶ）である。図3(b)は平板製の翼からなる羽根車で主板が回転軸に垂直であり、側板が回転軸と75°の角度を有する羽根車（No.3羽根車）で、この羽根車の A_r は0.41である。図3(c)は、側板の傾斜角はNo.2羽根車と同じであり、主板にも同様の傾斜角が付けられている（No.4羽根車）。これにより、No.3羽根車ではほぼ垂直にケーシングへ衝突していた流れがNo.4羽根車では傾斜して当たることになる。この羽根車の流れに直角方向の出口断面面積はNo.3羽根車とほぼ

同じである。これらの羽根車は4極の誘導電動機によって約1800rpmで駆動される。以下ではNo.2、No.3、No.4羽根車を有する送風機をそれぞれNo.2、No.3およびNo.4送風機と呼ぶことにする。表1にこれらの主要諸元を示す。

4. 実験結果および考察

4-1 壁面近傍半径方向速度と逆流速度

羽根車出口からの流れは自由渦運動と考えることができる。また、羽根車の前面シュラウド（側板）側と後面シュラウド（主板）側に逆流防止板がない場合は、羽根車出口から流出する流れは拡散しながら流れ、その角度を8°と仮定する。羽根車出口の流量を Q とすれば、次式が成り立つ。

$$\begin{aligned}
 Q &= V_{r2} \cdot S_2 = V_r \cdot S_r \\
 S_2 &= 2\pi R_2 Y_2 \\
 S_r &= 2\pi R \{2(R - R_2) \tan(8^\circ)\}
 \end{aligned} \quad \dots(1)$$

上式により、実測ではNo.2送風機の最高効率点における羽根車出口の半径方向速度 V_{r2} が11.6m/sであり、これをもとに各半径での速度が計算される。

一方、羽根車出口から吸い込み管側へ流入する逆流速度 V_b は吸い込み管側への流れの広がり分に相当すると考えると式(2)で、従って逆流流量 Q_b は式(3)で与えられる。

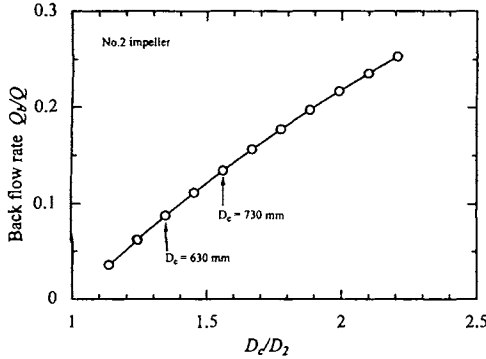


図4 ケーシング径による逆流流量の変化

$$V_b = V_r \tan(8^\circ) \quad \dots(2)$$

$$Q_b = V_b \cdot 2\pi R dR \quad \dots(3)$$

No.2送風機について、上式に基づく逆流流量をケーシング径比 D_c/D_2 に対して図4に示す。この見積もりによるとケーシング径が大きくなるにつれて逆流流量が増えている。ケーシング径 $D_c = 630\text{mm}$ の時は、流量の約9%が漏れ流量となっており、 $D_c = 730\text{mm}$ にすると約15%が漏れ流量となる。したがって、逆流防止板を設置することによって、前者で約9%、後者で約15%の流量の増加と送風機効率の上昇が期待できる。

4-2 圧力損失

Bambachによれば、流線の曲がりに基づく損失係数 ζ は式(4)で与えられる⁽⁵⁾。したがってケーシング壁面近傍で流れが曲げられるために生じる圧力損失 ΔP_b は式(5)で、ダクト壁での摩擦損失 ΔP_f は式(6)で表される。逆流防止板による摩擦損失 ΔP_{Rb} は式(7)で評価される。また、羽根車から出た流れがケーシング全体へ広がる際に噴流として拡散すると、拡散による損失 ΔP_d は式(8)で評価される。

$$\zeta = 9.5 \sin^2(\theta/4) \quad \dots(4)$$

$$\Delta P_b = \zeta \cdot \rho \frac{V_r^2}{2} \quad \dots(5)$$

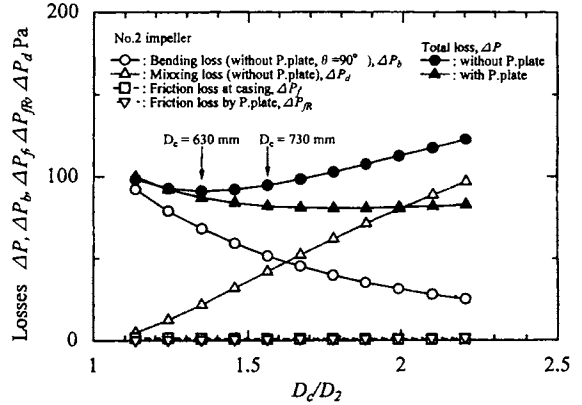


図5 ケーシング径による各圧力損失の変化

$$\Delta P_f = C_f \cdot 1 \cdot \rho \frac{V_u^2 + V_a^2}{2} \quad \dots(6)$$

$$\Delta P_{Rb} = C_f \cdot 2\pi R dR \cdot \rho \frac{V_u^2 + V_r^2}{2} \quad \dots(7)$$

$$\Delta P_d = \left(1 - \frac{R_2}{R}\right)^2 \cdot \rho \frac{V_u^2 + V_a^2 + V_r^2}{2} \quad \dots(8)$$

以上から、ケーシング部における全損失 ΔP は式(9)から得られる。

$$\Delta P = \Delta P_b + \Delta P_f + \Delta P_{Rb} + \Delta P_d \quad \dots(9)$$

図5に、No.2羽根車について見積もった各損失を示している。図中の記号□と▽はそれぞれケーシングと逆流防止板における摩擦損失であり、○と△はそれぞれ曲がり損失と、拡散損失である。この場合、摩擦損失(□と▽印)は非常に小さく、ほとんど無視できる程度であることがわかる。曲がり損失(○印)は、ケーシング径が小さい時は、 V_r が大きいためにかなり大きく、径の増加とともに減少している。それに対して拡散損失(△印)は径が大きくなるにつれて減速が著しくなるので増加している。したがって、両者のバランスが全体の損失を決定する。逆流防止板がないとき(●印)は径の増加につれて曲がり損失は低下する一方で拡散損失が増加する。そのため、 $D_c/D_2 = 1.35$ 付近まで減少した後、径の増加とともに全損失は増加す

る。この場合は $D_c/D_2 = 1.35$ すなわち $D_c = 630\text{mm}$ 付近が最適のケーシング径となる。一方、逆流防止板がある場合（▲印）には、羽根車から出た流れが逆流防止板に沿って流れるために、ここでは流れの拡散損失が半分押しえらる。したがって、逆流が減少した分 V_r は多少増加するものの、全損失は小さくなる。この場合は、全損失は径の増加とともに $D_c/D_2 = 1.65$ 付近までは低下し、それより径が大きくなると損失がほとんど低下しなくなっている。即ち、逆流防止板がある場合には $D_c/D_2 = 1.65$ すなわち $D_c = 730\text{mm}$ 付近が最適のケーシング径となる。

4-3 空力特性

チューブラー遠心送風機の特性曲線に及ぼす諸因子影響を調べるために、以下においては式(10)により定義される無次元量を用いた。

$$\begin{aligned} \phi &= 2Pr / (\rho U_i^2), & \phi &= 4Q / (\pi D_c^2 U_i) \\ \lambda &= 8L / (\rho \pi D_c^2 U_i^3), & \eta &= \phi / \lambda \end{aligned} \quad \dots(10)$$

4-3-1 ケーシング径の影響

図6はケーシングの径が空力特性に及ぼす影響を示したもので、図6(a)、(b)はそれぞれケーシングの直径が630mmと730mmの場合である。図中の実線は逆流防止板が無い場合である。両図の実線を比較すると $D_c = 630\text{mm}$ の方が最高効率が5%高い。これは4-2節で述べたように、逆流防止板が無い時は $D_c = 630\text{mm}$ 付近でケーシング損失が最小となり、 D_c が730mmになると混合損失の増加によって、全損失が増大するためである。また、最大流量が4.5%、前者が後者に比べて高い。これは4-1節で述べたように主として逆流流量が後者が前者より大いいためである。

4-3-2 逆流防止板の影響

逆流防止板をつけてその相対位置が特性曲線に及ぼす影響を示したものが図6中の点線（ $X = 0\text{mm}$ ）と二点鎖線（ $X = 20\text{mm}$ ）である。図6

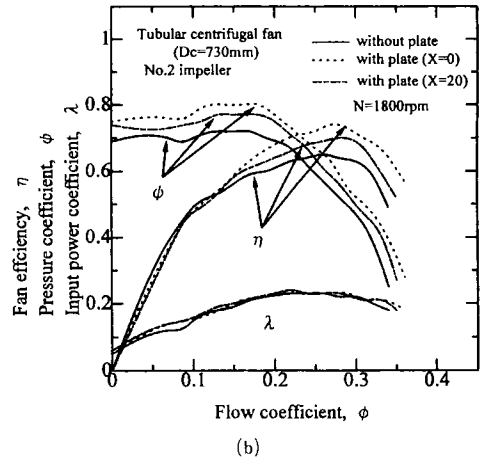
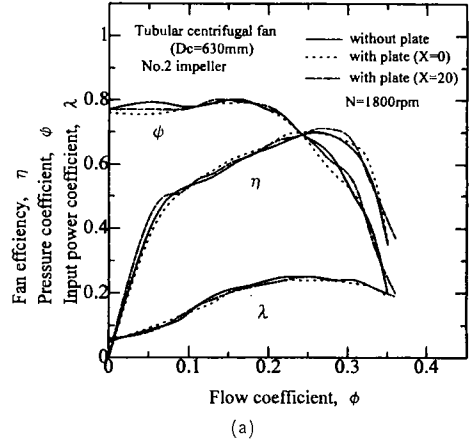


図6 二つのケーシング径について特性曲線に及ぼす逆流防止板の影響

(a)のケーシングの直径が630mm（羽根車との直径比：1.349）の場合（ $D_c = 630\text{mm}$ と記載）は逆流防止板の設置位置による差異はほとんど見られない。これは、図5において $D_c = 630\text{mm}$ では、逆流防止板を付けた時とそうでない時とで損失がほぼ変わらないためである。一方、図6(b)に示されるように直径が730mm（羽根車との直径比：1.563）の場合（ $D_c = 730$ ）は相対位置が羽根車に近づくにしたがって送風機効率、最大流量ともに高くなる。このことはケーシングの直径が大きくなるにつれて逆流が多くなるの

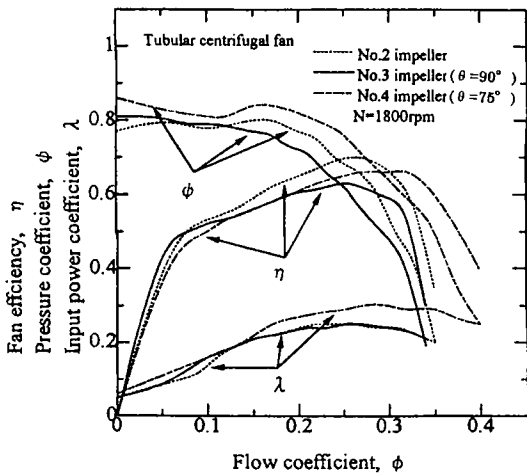


図7 特性曲線に及ぼす羽根車の傾斜の影響

であるが、逆流防止板を付けることで、逆流が減るとともに、図5で述べたように、混合損失が少なくなることによる。また、点線 (X=0) の逆流防止板が羽根車の極近傍に設置された場合に関して、ケーシングの直径が730mmと630mmを比較すれば、前者が後者より最高効率で4%、最大流量で3%ほど高い。

4-3-3 翼の傾斜の影響

図7において入口/出口面積比がほぼ同じ大きさのNo.3とNo.4の二台の送風機を比較することによって羽根車の傾斜角が送風機特性に及ぼす影響が議論できる。傾斜角を持つNo.4送風機（二点鎖線）は傾斜角のほとんどないNo.3送風機（実線）よりも最高効率が6%高く、最大流量も流量係数も多い。この主たる原因としては、流れが全体に下流側に傾くことによって、羽根車出口から羽根車入口へ向かう逆流が大幅に減少すること、第二に流れが壁面に衝突する際の角度が小さくなるため、壁面近傍での曲がり損失が低減することが考えられる。4-2節により全損失を見積もると、翼の傾斜により逆流防止板を取り付けた場合と同程度の損失の低下が得られた。

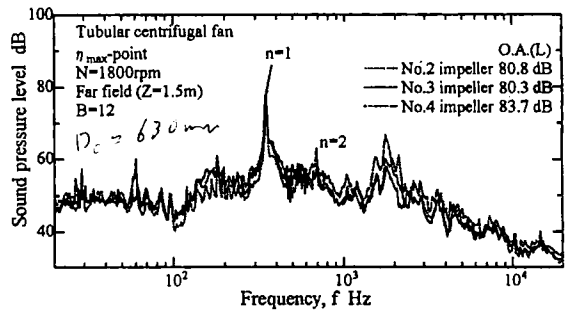


図8 騒音のスペクトル分布（羽根車による比較）

4-4 騒音のスペクトル密度分布

図8は最高効率点における騒音のスペクトル分布を示したものである。図中の $n=1$ と $n=2$ に音圧レベルのピークが見られるが、これは回転騒音であり、まず第一に静翼と動翼との干渉によって生じることが考えられる。このことについて以下に触れる。TylerとSofrinは動翼と静翼との干渉によって発生する騒音のモード m を次式で示している⁽²⁾。

$$m = nB + kV \quad \dots(11)$$

ここで n は正の整数 ($n=1, 2, 3, \dots$)、 B は動翼枚数、 k は自然数 ($\dots -3, -2, -1, 0, 1, 2, \dots$)、 V は静翼枚数である。この式に置いて m が零になれば、干渉騒音は減衰せずに管内を伝播する⁽³⁾⁽⁴⁾。この場合は動翼枚数、静翼枚数ともに12枚であるからこれらの値を式(11)に代入すれば、いずれの高調波においても m は零となり、音は減衰しないで伝播する。しかしながら、羽根車後縁と静翼前縁間の距離が約400mmと広く、羽根車を出た流れはケーシングの壁面に衝突することによって羽根車後流は静翼に至る前に拡散する。そのため、動翼と静翼の干渉とは考えにくい。したがって、この騒音の発生原因は羽根車に流入する偏流などに因ることも考えられる。全帯域騒音（図中のO.A.(L)）はNo.2送風機とNo.3送風機では大差はないが、No.4送風機は前

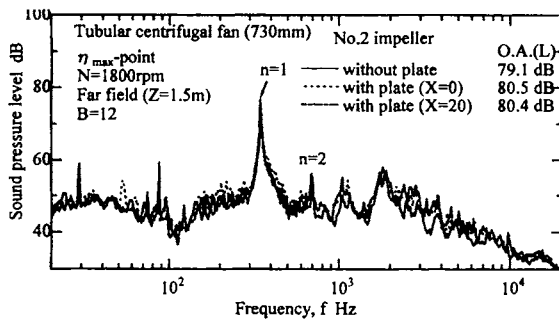


図9 騒音のスペクトル分布
(逆流防止板による比較)

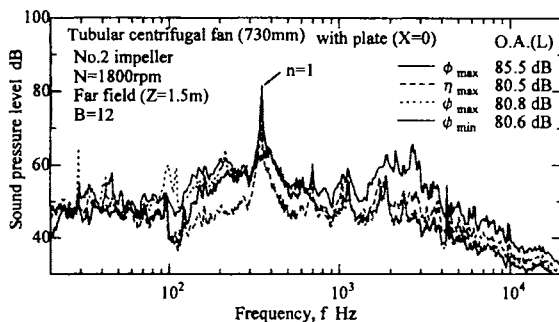


図10 騒音のスペクトル分布
(流量による変化)

二者より3dBほど高い。

4-4-1 逆流防止板の影響

逆流防止板の位置が最高効率点の騒音に及ぼす影響を示したものが図9である。図中のL特性における全帯域騒音の音圧レベル [O.A.(L)] から、逆流防止板が無い場合はある場合より約1.3dB低い。これは干渉騒音の影響によるもので、乱流騒音はほぼ全周波数帯域において影響が見られない。

4-4-2 流量の影響

図10は流量が騒音のスペクトル分布に及ぼす影響を直径730mmのケーシング付きのNo.2送風機について示したものである。広周波数帯域にわたる乱流騒音は最大流量点 (ϕ_{max}) が最も高く、流量が低下するにしたがって減少すること、全帯域騒音に干渉騒音が大きく貢献し

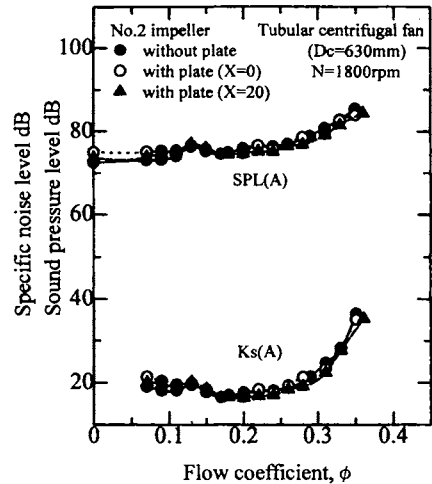


図11 全帯域騒音と比騒音レベルに及ぼす逆流防止板の影響 ($D_c=630\text{mm}$)

ていること、干渉騒音は圧力係数が極大点 (ϕ_{max}) と極小点 (ϕ_{min}) では動翼の後流が減衰するため多少減少すること、などが分かる。しかし、これらの流量における騒音を全帯域騒音で比較すれば、流量係数が最大の点を除けばほとんど変わらない。

4-5 全帯域騒音及び比騒音レベル

送風機騒音を評価する方法の一つに比騒音レベル K_s がある。これは騒音に圧力と流量を加味した量で式(12)で与えられる。この値が低いほど良好な送風機あるいは静音の送風機とされている。

$$K_s = SPL - 10 \log_{10}(QPr^2) + 20 \quad \dots(12)$$

ここで SPL は音圧レベル (dB) を、 Q は流量 (m^3/min)、 Pr は全圧 (Pa) の単位が用いられる。

図11と図12は逆流防止板が全帯域騒音と比騒音レベルに及ぼす影響をケーシング直径が630mmと730mmについて示したものである。

図11では全帯域音圧レベルは逆流防止板の位置が動翼上 ($X=0$) の場合に他の位置の時よりも約1dB程度高く、このため比騒音レベルも

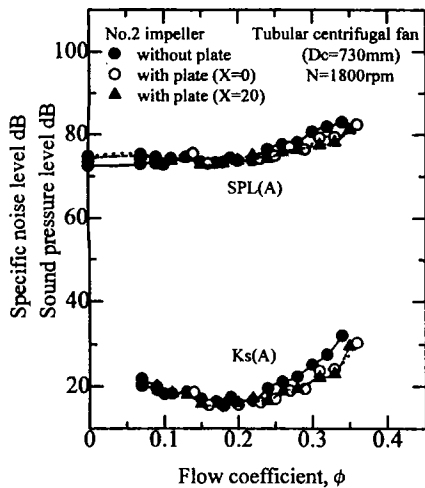


図12 全帯域騒音と比騒音レベルに及ぼす逆流防止板の影響 ($D_c=730\text{mm}$)

同程度高くなっている。図12のケーシングの直径が730mmの場合には逆流防止板を動翼前縁 ($X=0$) に設置すれば (○印)、逆流防止板を付けない場合 (●印) に比較して、比騒音レベルや全帯域騒音レベルは1~2dB低下する。このレベルは通常のスクロールケーシング付きの遠心送風機に比較して遜色無い値である⁽¹⁾⁽⁶⁾。

5. 結論

本研究では3種類の遠心羽根車を用いて、翼の傾斜、ケーシングの大きさおよび逆流防止板が送風機の流体力学的特性と騒音特性に及ぼす影響を実験的に調べた。その結果、以下の結論を得た。

- ① ケーシングの直径が大きいほど、羽根車出口から吸い込み管側へ向かう逆流は増加する。しかしながら、ケーシング壁面近くの速度は減少するので、ケーシング近傍の流線の曲がりによる圧力損失は低下する。一方、羽根車からの吐き出し流れの混合損

失が増大するので、両者のバランスが重要である。

- ② 逆流防止板を設置すれば、その位置が羽根車に近づくほど、ケーシング径が大きいほど送風機効率、圧力、最大流量は高くなる。本研究の場合は、ケーシングの直径が羽根車直径の約1.7倍までは効率上昇が期待できる。
- ③ 羽根車に傾斜角を付けると、曲がり損失や逆流流量が低減するので、圧力や送風機効率が増加する。
- ④ 逆流防止板を設置した場合、ケーシング径が大きいと、全帯域騒音及び、比騒音レベルはともに低下する。一方、ケーシング径が小さい場合には、騒音特性においても、その効果はほとんど表われない。

6. おわりに

本実験に協力された当時長崎大学院学生の永松秀規、学部学生の岩下博城、岩津陽一郎、片岡雅樹および実験装置製作に協力された松下精工(株)の近藤重樹、鈴木保彦の諸氏に謝意を表す。

(参考文献)

- (1) 淵上・児玉・林・三村・脇山, チューブラー遠心送風機の空力特性と騒音特性の実験的研究(羽根車入口と出口面積比の影響), ターボ機械, 27-8 (1999), 478.
- (2) J. M. Tyller and T. G. Sofrin, "Axial Flow Compressor Noise Studies", SAET ransactions, Vol. 70 (1962), 309-332.
- (3) 妹尾・児玉, 低圧軸流送風機の騒音に関する研究, 機論, 39-320 (1963), 1246.
- (4) 深野・児玉・高松, 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(B), 51-463 (1985), 820.
- (5) 木本・国清・長尾, 水力学, 森北出版 (1984), 133.
- (6) 福田・奥田, 騒音対策と消音設計, 共立出版 (1979), 73.