日本機械学会論文集(B編)
71巻701号(2005-1)

論文 No. 04-0278

多翼シロッコファンの空力特性に及ぼす混合損失の影響*

佐々木 壮一*1, 児玉 好雄*1, 畠山 真*2

Influence of the Mixing Losses on the Aerodynamic Characteristics of a Multi-Blade Sirocco Fan

Souichi SASAKI*3, Yoshio KODAMA and Makoto HATAKEYAMA

*3 Department of Mechanical Systems Engineering, Nagasaki University,
1-14 Bunkyo-machi, Nagasaki-shi Nagasaki, 852-8521 Japan

The nonuniformity flow in the meridional section of a multi-blade sirocco fan has been represented as two domains. In the one domain, the air accompanied with the wake flows out to outside of impeller, and the vortex flow exists in another domain. In this study, the slip factor and the four pressure losses have been estimated. A pressure loss arose at the upstream side rather than the measurement point, and other losses were produced by the expansion of the scroll casing, mixing of the wake and the mixing of the vortex flow. As a result of analysis of the internal flow of the fan, it became clear that aerodynamic characteristics of the fan are influenced of the pressure loss produced in the process in which substantial channel reduced by the vortex flow carries out sudden expansion. When the effect on the mixing losses proposed in this study was applied to the estimate of the total pressure coefficient of the fan, the coefficient was able to be estimated within 6% errors.

Key Words: Vortex, Wake, Turbomachinery, Blade, Internal Flow

1. 緒　　言

多翼シロッコファンは家庭用の空調機器や業務用の衛生機器などで使われており，このような用途のファンは高圧，高風量かつ低騒音であることが要求されている．このファンは設置面積の制約から小型に設計されることも多く，これに伴って羽根車の子午面の流れは非一様な速度分布になる．

Kind ら[(1)]は，前傾翼からなる羽根車による多翼ファンの入口側にははく離領域が形成され，羽根車の羽根幅と内径の比が $4b/D_1=1.0$ よりも大きな羽根車の出口側では子午面の速度分布が非一様になることを示している．また，山崎ら[(2)]は，このはく離領域によって狭められる羽根幅のせばまり率をブロッケージファクタとして整理し，羽根幅と外径の比が $b/D_2=0.4$ のとき，この係数が最も小さくなることを明らかにした．しかし，装置の小型化が要求されるファンの羽根車は，必ずしも実験で確認さている最適な寸法比の条件を満足することが出来ないことも多い．この場合，実機のファンの空力特性は一次元理論に基づいた理論全圧だけでは見積もることができず，非一様な流れを前提としたファンの設計理論が必要になる．このような流れの非一様性によって生じる圧力損失がファンの空力特性に及ぼす影響ついて定量的に解析された研究は少なく，子午面の非一様な流れを前提としたファンの設計理論についてはまだ十分な議論が必要である．

本研究は子午面の非一様な流れを外向きに流出する領域と渦流が存在する領域に分割し，羽根車出口での圧力低下とスクロールケーシング内部で生じる諸損失がファンの空力特性に及ぼす影響について解析したものである．全圧の低下量については滑り速度によって生じる圧力低下に加えて，測定点よりも上流側で生じる圧力損失，後流の混合損失[(3)]，スクロールケーシングの拡大に伴う流動損失および子午面に形成される渦流によって生じる混合損失が評価されている．内外径比の異なる羽根車による多翼シロッコファンの内部流動を解析した結果，このファンの空力特性は渦流によって狭められたスクロールケーシング内部の実質的な流路が急拡大する過程で生じる圧力損失の影響を受けることが明らかになった．

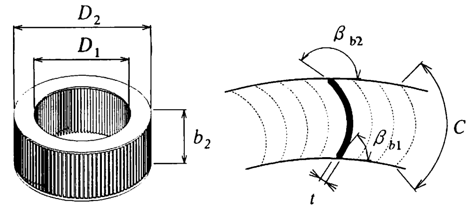
* 原稿受付　2004年3月19日．
*1 正員，長崎大学工学部(〒852-8521 長崎市文教町1-14)．
*2 正員，東陶機器(株)(〒253-8577 茅ヶ崎市本村2-8-1)．
E-mail : souichi@net.nagasaki-u.ac.jp

2. おもな記号

A：流路面積　mm^2
B：羽根枚数
b：羽根幅　mm
C：翼弦長　mm
c_{sl}：滑り速度　m/s
D：羽根車と測定位置の直径　mm
e：羽根車の内外径比($=D_1/D_2$)
H：スクロールケーシングの高さ　mm
K_b：羽根幅に対する流路閉塞率
K_w：翼間に対する流路閉塞率
k：滑り係数
N：羽根車の回転数　rpm
Q：流量　m^3/min
W：スクロールケーシングの幅　mm
u：周速度　m/s
v：絶対速度　m/s
v_r：絶対速度の半径方向成分　m/s
v_θ：絶対速度の周方向成分　m/s
w：相対速度　m/s
β：相対流出角　deg.
β_b：羽根車の設計角　deg.
θ：スクロールケーシング周りの角度　deg.
θ_v：ボリュート角　deg.
ϕ：流量係数
ψ_t：ファンの全圧係数
$\psi_{th\infty}$：羽根枚数無限大の理論全圧係数
ψ_{th}：理論全圧係数($=\psi_{th\infty}-2k_2$)
$\Delta\psi_{US}$：測定点よりも上流側の圧力損失係数
$\Delta\psi_{SC}$：スクロールケーシングの流動損失係数
$\Delta\psi_{JD}$：後流による混合損失係数
$\Delta\psi_{VF}$：渦流による混合損失係数
δ：出口偏差角　deg.
λ：動力係数
η：効率
添え字
1：羽根車入口
2：羽根車出口
m：測定位置
$\overline{\quad}$：主流部の平均値

3. 実験装置および実験方法

図1は供試羽根車の外観と寸法記号の関係を示したものである．表1にはその主要寸法がまとめられている．羽根車は前傾の円弧翼によって構成されており，実験には内径 D_1 の異なる二種類の羽根車が用いられている．羽根枚数は全て100枚であり，これは通常の多翼シロッコファンの2倍から3倍の羽根枚数に相当する．新原ら[(4)]は，多翼ラジアルファンの羽根車の羽根枚数を120枚にすると，設計条件次第でファンの空力特性と騒音特性が向上することを明らかにしている．供試羽根車の羽根枚数が100枚であることは，ファンの空力特性の向上を考慮して決定されたものである．以下の説明では，これら二種類の羽根車によるファンがSC77，SC99と表記されている．



(a) Impeller　(b) Blade
Fig.1 Impeller of the multi-blade sirocco fan

Table 1 Main dimensions of the impeller

Impeller	SC77	SC99
Inner diameter, D_1 (mm)	77	99
Outer diameter, D_2 (mm)	125	
D_1/D_2 ratio, e	0.616	0.792
Chord length, C (mm)	27.3	14.7
Inlet angle, β_{b1} (deg.)	64.3	53.2
Outlet angle, β_{b2} (deg.)	144.5	
Number of blade, B	100	
Span length, b_2 (mm)	50	
Thickness, t (mm)	1	

図2はスクロールケーシングの形状と羽根車出口側での流動様相の測定位置を示したものである．スクロールケーシングの主要寸法は表2に示される通りである．後流の流動様相の測定位置はMP1からMP4の4点であり，各測定位置でのスパン方向の分布には5mm間隔の9点が採用されている．実測値の流動様相は羽根車外径 D_2 よりも10mm外側の直径 D_m の位置で5孔球形ピトー管によって計測されたものである．

図3にはファンの空力特性を計測するための実験装置の概略図が示されている．スクロールケーシングの吐出し口には，全長1700mm，一辺が500mmのプレナム室が取り付けられている．この装置は流量調整用のダンパーと補助ファンによって流量を任意に調整することができる．ファンの静圧はスクロールケーシングの吐出し口から250mm後方に設置された静圧孔

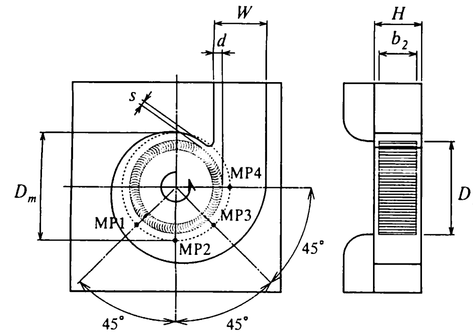


Fig.2 Scroll casing and measuring point

Table 2 Main dimensions of the scroll casing

Volute angle , θ_v (deg.)	6.0
Projection ratio , d/D_2	0.09
Clearance , s (mm)	6.0
Duct size , W (mm) × H (mm)	70 × 63

で計測される．ファンの空力特性は式(1)によって整理されている．

$$\phi = \frac{Q}{60\pi D_2 b_2 u_2}, \psi_t = \frac{2P_t}{\rho {u_2}^2}$$
$$\lambda = \frac{2L}{\pi \rho D_2 b_2 {u_2}^3}, \eta = \frac{\phi \psi_t}{\lambda} \qquad (1)$$

ここで，ϕは流量係数，ψ_tは全圧係数，λは動力係数，ηは効率である．ファンの空力特性の測定時にはモーターの回転数が 1400rpm に保たれている．このとき，羽根車外径での周速度 u_2は 9.16m/s である．設計点の流量係数はϕ=0.23 とした．

4. 流 動 解 析

4・1 子午面の流動モデル　図4はスクロールケーシング内部の子午面（r-z 断面）の流動モデルを示したものである．川口ら[5]の実験では，流量係数が比較的大きな作動域では，羽根車を通過した流れがスクロールケーシングの内部で渦流を形成することが確認されている．本研究の子午面の流動モデルは，スクロールケーシングのベルマウス側で渦流を伴う流れの領域（以下，渦流部と略称）とハブ側に偏流した外向きに流出する領域（以下，主流部と略称）の二つの領域に分割して表したものである．主流部の流れはスパン方向に一様な外向き流れとし，渦流部での流れは子午面全体の流量を考慮して外向きの流れがないものとして取り扱う．渦流部が羽根幅b_2に占める割合，即ち羽根幅に対する流路閉塞率K_bは実測値の半径方向速度の排除厚さを用いて式(2)のように評価した[6]．

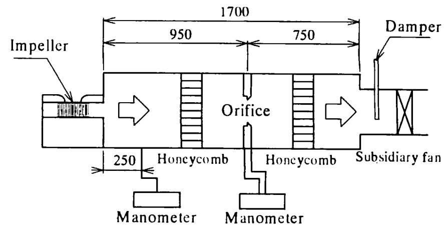


Fig.3 Experimental apparatus for measuring the aerodynamic characteristics

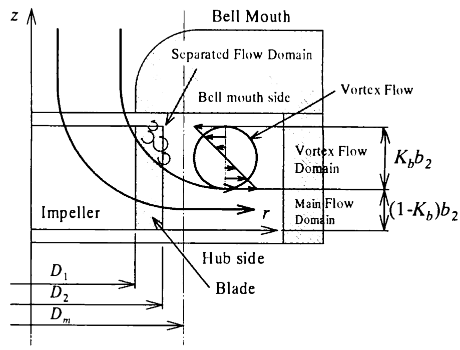


Fig.4 Schematic view of the flow in the meridional section

$$K_b = \frac{1}{b_2}\int_0^{b_2}\left(1 - \frac{v_{rm}(z)}{\overline{v_{rm}}}\right)dz \qquad (2)$$

ここで，v_{rm} は測定位置での半径方向速度であり，$\overline{}$は主流部の平均値であることを意味する．

4・2 滑り係数　図5には主流部での円弧翼の入口側と出口側の速度三角形が示されている．翼の入口側の流れには予旋回がないとした．また，翼間の流れは圧力面側（P.S.側）では境界層を形成しながら翼表面に沿って流れ，負圧面側（S.S.側）では前縁側ではく離した流れがせん断層を形成し，これが翼間の実質的な流路を狭めるとした．

翼後縁での出口偏差角δ_2は，実測値からなる速度三角形によって算出されたものである．このとき，翼後縁での滑り速度 c_{sl2} と理論全圧係数ψ_{th}の関係は式(3)となる[7]．

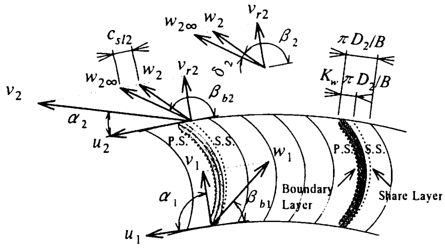


Fig.5 Velocity triangles at inlet and outlet of blade

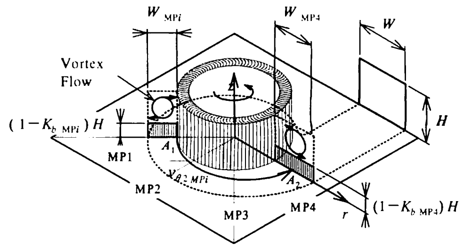


Fig.6 Schematic view of the inside of scroll casing

$$c_{sl2}=\sqrt{w_{2\infty}^{2}+w_2^{2}-2w_{2\infty}w_2\cos\delta_2} \qquad (3)$$
$$\psi_{th}=\psi_{th\infty}-2c_{sl2}/u_2=\psi_{th\infty}-2k_2$$

ここで，$w_{2\infty}$は羽根枚数無限大の羽根車から流出する流れの相対速度，w_2は実際の羽根車から流出する流れの相対速度，$\psi_{th\infty}$は羽根枚数無限大の羽根車の理論全圧係数，またk_2は滑り係数である．式(3)による整理では滑り速度c_{sl2}によって生じる全圧の低下量は$2k_2$として見積もることができる．

4・3　後流による混合損失　主流部での後流による混合損失には，Johnston と Dean[3]によって提案されている，式(4)の損失ヘッドを用いた．

$$\Delta h_{JD}=\left(\frac{K_w}{1-K_w}\right)^2\frac{\overline{v_{r2}}^{2}_{MPi}}{2g} \qquad (4)$$

ここで，K_wは翼間に対する流路閉塞率であり，MP iは任意の測定位置を意味する．半径方向速度v_{r2}には実測値($=v_{rm}$)が与えられている．流量係数がϕに設定された場合の主流部の翼間に対する流路閉塞率K_wは，実測値の半径方向速度v_{rm}から式(5)のようにして見積もられている．

$$\overline{v_{rm}}(1-K_w)(\pi D_m/B)(1-K_b)b_2=\phi u_2(\pi D_2/B)b_2 \qquad (5)$$
$$\therefore K_w=1-\frac{1}{1-K_b}\frac{\phi u_2}{\overline{v_{rm}}}\frac{D_2}{D_m}$$

4・4　スクロールケーシングの流動損失　図6はスクロールケーシング内部の流動モデルを示したものである．スクロールケーシング内部で生じる流動損失Δh_{SC}には，ボリュート角θ_vで広がる拡大管の損失ヘッドが適用されている[8]．

$$\Delta h_{SC}\approx\xi\left(1-\frac{A_1}{A_2}\right)^2\frac{\overline{v_{\theta 2}}^{2}_{MPi}}{2g} \qquad (6)$$

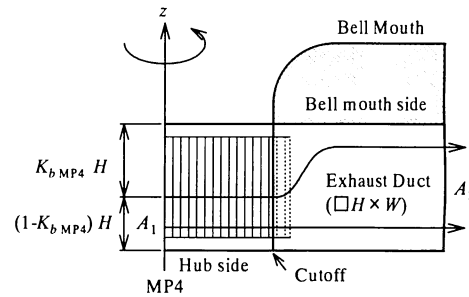


Fig.7 Schematic view of the sudden expansion of the flow in the main flow domain

ここで，$v_{\theta 2}$はMP iでの実測値の絶対速度の周方向成分とした．損失係数ξには文献(8)を参考にして$\xi=0.011\,\theta_v^{1.22}$が与えられている．

各測定位置でのスクロールケーシング内部の有効な流路面積A_1とA_2は，式(7)とした．

$$A_1=(1-K_{b\,\mathrm{MP}\,i})\,H\,W_{\mathrm{MP}\,i}$$
$$A_2=(1-K_{b\,\mathrm{MP4}})\,H\,W_{\mathrm{MP4}} \qquad (7)$$

ここで，Wはスクロールケーシングの幅，Hはスクロールケーシングの高さである．各測定断面での$W_{\mathrm{MP}i}$の寸法には，CAD データから測長された値が採用されている．

4・5　渦流による混合損失　図 7 は測定位置 MP4 からファンの吐出し口までの流動モデルを示したものである．渦流部の流れが舌部によってファンの排気ダクトの方向へ強制的に変えられると，主流部の流れは渦流部の流れと混合拡散する．本研究では，渦流部によって閉塞されたスクロールケーシング内部の実質的な流路がファンの吐出し口へ至るまでに急拡大することで生じる混合損失を，急拡大管の損失ヘッドΔh_{VF}として見積もった．この場合，Δh_{VF}は式(6)の係数を$\xi=1.0$として評価することができる[8]．MP4

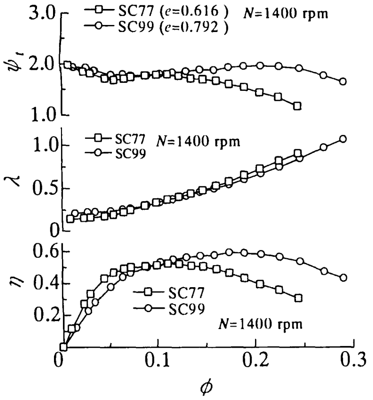


Fig.8 Aerodynamic Characteristics of the fan

とファン吐出し口での有効な流路面積 A_1 と A_2 は式(8)とした.

$$A_1 = (1-K_{b\,\mathrm{MP4}})\,HW_{\mathrm{MP4}}$$
$$A_2 = HW \tag{8}$$

このとき，MP4 でのスクロールケーシングの幅 W_{MP4} と吐出し口の幅 W の寸法差が小さい場合，Δh_{VF} は式(9)のように整理することができる.

$$\Delta h_{VF} \approx K_b{}^2{}_{MP4}\,\frac{\overline{v_{\theta 2\ MP4}}^{\,2}}{2g} \tag{9}$$

以上の損失を考慮すると，ファンの全圧係数 ψ_t は式(10)として見積もられる.

$$\psi_t = \psi_{th} - \frac{\Delta h_{US} + \Delta h_{JD} + \Delta h_{SC} + \Delta h_{VF}}{u_2{}^2/2g}$$
$$= \psi_{th\infty} - 2k_2 - \Delta\psi_{US} - \Delta\psi_{JD} - \Delta\psi_{SC} - \Delta\psi_{VF} \tag{10}$$

ここで，$\Delta\psi$ は無次元化された損失係数である．また，$\Delta\psi_{US}$ はピトー管による測定位置よりも上流側で生じる損失係数である．$\Delta\psi_{US}$ については，5・3 節での実験結果を整理することで見積もった.

5. 結果および考察

5・1 ファンの空力特性　図 8 は二種類の多翼シロッコファンの空力特性を比較したものである．図中の e は羽根車の内外径比($=D_1/D_2$)である．流量係数が ϕ=0.10 よりも高い流量の範囲では，SC99 の全圧係数が SC77 よりも高く，内外径比の大きな羽根車によるファンの全圧係数が高くなった．動力係数 λ の傾向には両者のファンでほとんど差が生じておらず，同じ流量係数でのファン効率 η は全圧係数によって左右される．SC99 の効率 η の最大値は SC77 よりも高流量側になった．このことから，内外径比が大きな羽根車によるファンほど，高圧の作動点を高流量側に設計できることがわかる.

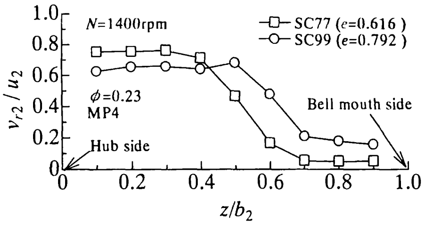


Fig.9 Distributions of the radial velocity

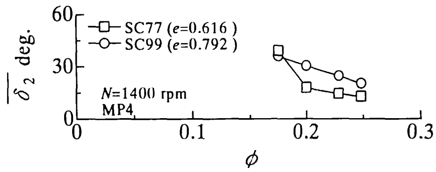
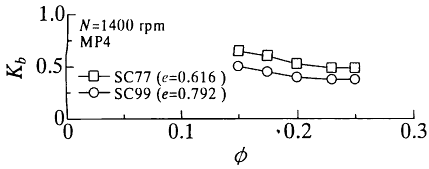


Fig.10 Relationship between flow rate coefficient and the derivation angle

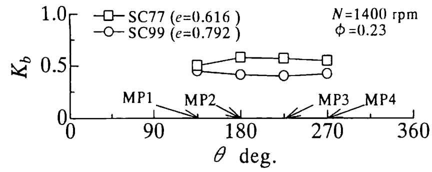
5・2 内部流動の解析　図 9 は半径方向速度 v_{r2}/u_2 のスパン方向の分布を示したものである．スクロールケーシングの測定位置は MP4 であり，流量係数は ϕ=0.23 である．半径方向速度の分布はハブ側の値が大きく，羽根車の後方の流れはハブ側に偏流していることがわかる．図 4 の流動モデルの主流部は，この偏流した流れの領域である．主流部は内外径比が大きな羽根車によるファンほどスパン方向へ広がった.

図 10 は主流部での出口偏差角 δ_2 の流量特性を示したものである．設計点（ϕ=0.23）での SC99 の出口偏差角は SC77 よりも大きくなった．これは内外径比が大きな羽根車ほど負圧面側のせん断層が広がることを示すものであり，SC99 の滑り係数 k_2 が SC77 よりも大きくなることを類推することができる．流量係数が ϕ=0.175 未満の出口偏差角は 30deg.を大きく上回り，本実験で用いられた 5 孔球形ピトー管の検定曲線からは有効なデータが得られないことになる.

図 11 は式(2)によって整理された羽根幅に対する流路閉塞率 K_b の変化を示したものである．図(a)の流量

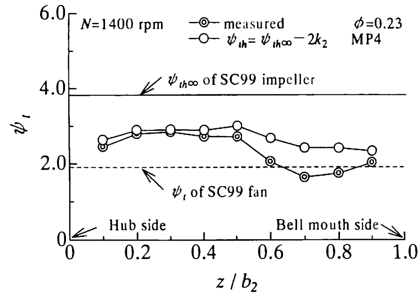


(a) ϕ − K_b

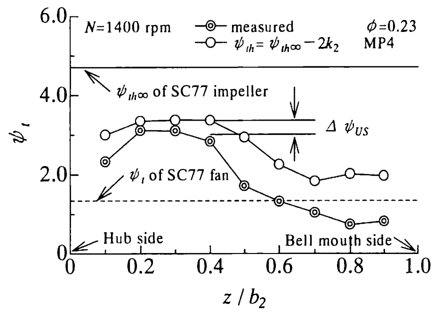


(b) θ − K_b

Fig.11 Variation of the blockage factor K_b



(a) SC99



(b) SC77

Fig.12 Distributions of the total pressure coefficient

係数ϕに対するK_bの変化はSC77がSC99よりも大きな値に整理された．これが，図4の渦流部の大きさに対応するものである．流量係数が0.2よりも小さい流量の範囲ではK_bが流量係数の増加とともに減少するが，それよりも高流量側では流量係数に対するK_bの変化の割合が小さくなった．このことから，高流量側の子午面に形成される渦流部の大きさは，スクロールケーシングの内部で一定の領域を占めることがわかる．図(b)の横軸の角度θは，図2のスクロールケーシングの12時の方向を基準とした反時計回りの回転角度である．本研究で測定した範囲では，羽根幅に対する流路閉塞率K_bはスクロールケーシングの円周方向にわたって大きく変化しなかった．

5・3 圧力損失の解析　図12には，設計点（ϕ=0.23）でのスパン方向の全圧係数ψ_tの分布が示されている．図(a)のSC99のハブ側の実測値の全圧係数（◎印）はベルマウス側よりも高く，これはハブ側に偏流した主流部の流れによって動圧が上昇したことによるものである．一方，ベルマウス側の全圧係数はハブ側の全圧よりも低く，これは渦流部での動圧が低下するためである．滑り係数を考慮した主流部の理論全圧係数ψ_{th}（○印）は，実測値の全圧係数よりもやや大きくなった．しかし，主流部での全圧係数は図8で示されたファンの全圧係数（図中の破線）のおよそ1.5倍になる．これは，測定位置MP4以降の流れがスクロールケーシングの内部で大きな流動損失を被ることを示すものである．一方，図(b)のSC77の主流部の実測値の全圧係数と理論全圧係数との差は，SC99よりも拡大した．両者の差は，流量係数が大きくなるとさらに大きくなる．本研究ではこれらの圧力差が，羽根車入口側での流れの衝突や翼間の摩擦損失など，ピトー管による測定点よりも上流側で生じる流動損失$\Delta\psi_{US}$によるものであるとして整理した．

図13には，流量係数ϕと全圧係数の低下量の関係がまとめられている．ここで，図(a)は滑り係数$2k_2$，図(b)はピトー管の測定点よりも上流側での流動損失係数$\Delta\psi_{US}$，図(c)は後流による混合損失係数$\Delta\psi_{JD}$，図(d)は渦流による混合損失係数$\Delta\psi_{VF}$をそれぞれ示したものである．また，図中の破線はこれらの諸損失係数を流量係数ϕの二次関数として最小二乗法により近似した曲線である．図(a)のSC99のすべり係数$2k_2$は，出口偏差角δ_2の影響でSC77よりも大きくなった．図(b)では，翼弦長の長いSC77の流動損失係数$\Delta\psi_{US}$がSC99よりも大きくなった．図(c)の後流による混合損失係数$\Delta\psi_{JD}$の大きさには，羽根車の違いによる差は生じなか

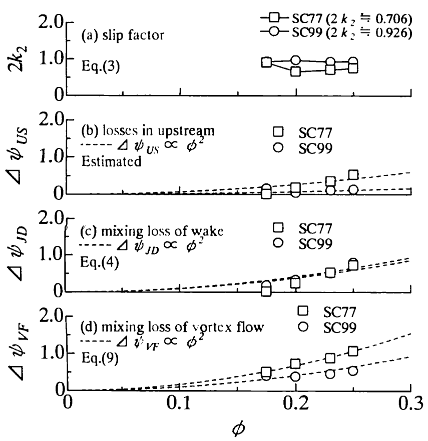
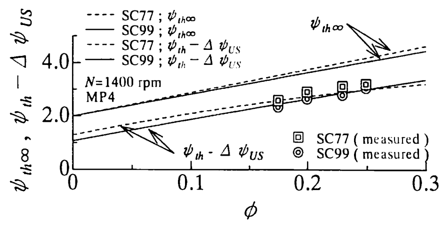
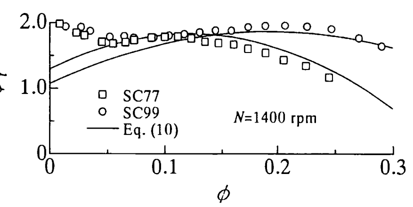


Fig.13 Relationship between flow rate coefficient and the pressure losses of the fan



(a) Theoretical total pressure coefficient



(b) Total pressure coefficient of the fans

Fig.14 Relationship between flow rate coefficient and the total pressure coefficient

った．図(d)の SC77 の渦流による混合損失係数 $\Delta\psi_{VF}$ は SC99 よりも大きくなった．これは，内外径比の小さな SC77 の羽根幅に対する流路閉塞率 K_b が SC99 よりも大きくなるために，子午面の主流部の絶対速度が増加したことによる．渦流による混合損失 $\Delta\psi_{VF}$ が設計点(ϕ=0.23)で図 13 の全損失係数に占める割合は，SC99 が 22.9%，SC77 が 35.8%であった．

図 14 はファンの流量係数 ϕ と全圧係数の関係を示したものである．図(a)には羽根枚数無限大の理論全圧係数 $\psi_{th\infty}$，$\psi_{th}-\Delta\psi_{US}$ （$=\psi_{th\infty}-2k_2-\Delta\psi_{US}$）とした全圧係数，およびピトー管によって計測された主流部の全圧係数が示されている．作動点が異なる場合においても，$\psi_{th}-\Delta\psi_{US}$ の全圧係数と実測値の全圧係数は一致することがわかる．また，$\psi_{th}-\Delta\psi_{US}$ の全圧係数は，いずれのファンも前傾翼特有の右上がり特性となった．図(b)は図 8 のファンの PQ 特性と式(10)によって見積もられた全圧係数を合わせて示したものである．例えば，ϕ=0.23 でのファンの全圧係数は SC99 が SC77 よりも高くなった．また，二つのファンは高流量側で運転されるほど全圧係数が減衰した．式(10)で見積もられたファンの全圧特性は，このようなファンの PQ 特性の傾向を表すことができた．しかし，低流量側では，式(10)で見積もられた全圧係数は実測値の傾向と一致しなかった．これは，低流量側でのファン内部の流れは，必ずしも図 4 や図 5 で示された流動モデルに準じた流れではないためと考えられる．

Table 3 Summary of the error of the estimated total pressure coefficient of the fan (ϕ=0.23)

Impeller	ψ_t^* Eq.(10)	ψ_t Fig. 8	Error $\lvert\psi_t^*-\psi_t\rvert/\psi_t\times100$ (%)
SC77	1.42	1.34	5.61
SC99	1.84	1.94	5.30

ここで，羽根車直後の全圧特性が右上がりであることを勘案すれば（図 14 (a)参照），最高効率点よりも高流量側の全圧係数の低下は後流による混合損失と渦流による混合損失の影響を被ることがわかる．また，高流量側での羽根車の内外径比の違いによる全圧係数の差は，渦流による混合損失の影響で生じるもと考えられる．表 3 には，設計点（ϕ=0.23）でのファンの全圧係数の見積もり誤差が示されている．渦流による混合損失 $\Delta\psi_{VF}$ の影響を考慮した実測値に対する全圧係数の見積もり誤差は 6%以下であった．

図 15 には，全圧係数 ψ_t のスクロールケーシングの円周方向の分布が示されている．式(10)による全圧係数は，実機のファンの全圧係数をスクロールケーシングの MP1 から MP4 の範囲において，表 3 で示された誤差と同程度に見積ることができた．表 4 は，式

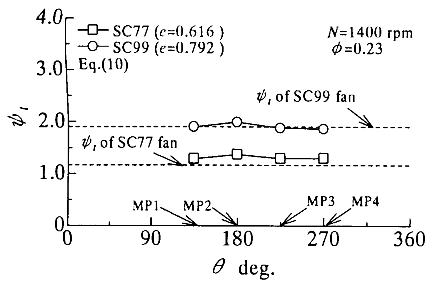


Fig.15 Estimated total pressure coefficient around the scroll casing

Table 4 Summary of the pressure loss in the scroll casing (MP1 , ϕ=0.23)

Impeller	$\Delta\psi_{SC}$ Eq. (6)	ψ_t Fig.8	$\Delta\psi_{SC}/\psi_t\times 100$ (%)
SC77	0.0350	1.34	2.61
SC99	0.0471	1.94	2.43

(6)によって見積もられたスクロールケーシングの流動損失$\Delta\psi_{SC}$がファンの全圧係数ψ_tに占める割合をまとめたものである．式(6)で見積もられたスクロールケーシング内部の流動損失がファンの全圧係数に占める割合は3%以下であった．

6. 結　言

内外径比の異なる二種類の多翼シロッコファンの内部で生じる流動損失と空力特性の関係を解析した結果，以下の結論を得た．

(1) 本実験の範囲では，内外径比が大きな羽根車の多翼シロッコファンほど，高圧の作動点を高流量側に設計できることがわかった．

(2) 多翼シロッコファンの空力特性は，渦流によって狭められたスクロールケーシング内部の実質的な流路がファンの吐出し口に至るまでに急拡大することで生じる混合損失の影響を受けることが明らかになった．

(3) 最高効率点よりも高い流量の範囲で，ファンの全圧係数は後流による混合損失と渦流による混合損失の影響で低下した．

(4) 内外径比の小さな羽根車によるファンの全圧係数が高流量側で他方のファンよりも減衰することは，渦流による混合損失の影響であることがわかった．

(5) 本研究で提案された混合損失の影響がファンの全圧係数の見積もりに適用されると，実機のファンの全圧係数を 6%以下の誤差で見積もることができた．また，この全圧係数はスクロールケーシング周りの任意の位置で同程度に見積もられた．

おわりに，本研究に協力された平成15年度長崎大学大学院生産科学研究科大学院生の志賀亮太君へ紙面を借り，ここに謝意を表す．

参　考　文　献

(1) R. J. Kind, M. G. Tobin, Flow in a Centrifugal Fan of the Squirrel-Cage Type, *Trans. ASME, J. Turbomachinery*, Vol. 112 (1990), 84-90

(2) 山崎進，佐藤良次，多翼送風機の空力特性に関する研究（第1報，送風機内部流れの測定），機論，52－484，B（昭61-12），3987-3992

(3) J. P. Johnston, R. C. Dean, Jr., Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps, *Trans. ASME, J. Eng. for Powers*, 88-1, (1966), 49-62

(4) 新原登，児玉好雄，林秀千人，畠山真，多翼ラジアルファンの流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究（流体力学的特性および騒音特性に及ぼす羽根車内径，羽根枚数の影響），機論，62－602，B(1996), 3642-3648

(5) 川口清司，門田茂，鈴木昌彦，松井数馬，菊山功嗣他，多翼ファン低騒音化の研究（第2報，ファン翼間流れと圧力変動），機論，60－570，B(1994)，458-463

(6) 志賀亮太，佐々木壮一，児玉好雄，畠山真，二重翼列遠心ファンの空力特性と騒音特性に関する実験的研究，機講論，No.038-1(2003-3)，67-68

(7) 生井武文，井上雅弘，ターボ送風機と圧縮機，(1988)，153，コロナ社

(8) 日本機械学会編，機械工学便覧 A5 流体工学，(1986)，77-78，日本機械学会