

# クロスフローファンの入口予旋回流れと その制御

平成 26 年 1 月 14 日

徳島大学大学院 先端技術科学教育部  
知的力学システム工学専攻  
機械創造システム工学コース 博士後期課程  
中村 怜

# 記号

$A$	: 送風機吐出し口面積	[m <sup>2</sup> ]
$A_n$	: オリフィス板の円孔面積	[m <sup>2</sup> ]
$B$	: 羽根幅	[m]
$c$	: 翼の弦長	[m]
$D$	: 測定管路内径	[mm]
$d$	: オリフィス板の絞りの孔径	[mm]
$D_1$	: 羽根車外径	[mm]
$D_2$	: 羽根車内径	[mm]
$g$	: 重力加速度	[m/s <sup>2</sup> ]
$H_n$	: オリフィス板の直前直後の圧力差	[Pa]
$L$	: 軸動力	[kW]
$L_t$	: 全圧空気動力	[kW]
$n$	: 回転数	[rpm]
$P_1, P_2, P_3$	: 単孔ピトー管の三方向圧力	[Pa]
$P_A$	: 大気圧	[mmHg]
$P_t$	: 送風機全圧	[Pa]
$P_{t1}$	: 吸込み口全圧	[Pa]
$P_{t5}$	: 吐出し口全圧	[Pa]
$\overline{P_{t2}}$	: 羽根車出口の流量平均全圧	[Pa]
$P_s$	: 送風機静圧	[Pa]
$P_{s1}$	: 吸込み口静圧	[Pa]
$P_{s5}$	: 吐出し口静圧	[Pa]
$P_{s4}$	: 羽根車出口の流量平均静圧	[Pa]
$P_{d5}$	: 吐出し口動圧	[Pa]
$Q$	: 空気流量	[m <sup>3</sup> /s]
$r$	: 羽根車半径	[m]
$r_1$	: 羽根車内周半径	[m]
$r_2$	: 羽根車外周半径	[m]
$s$	: 翼のピッチ	[m]
$S$	: ディフューザ流路幅	[m]
$S_0$	: ディフューザのど部流路幅	[m]
$T$	: 羽根厚み	[mm]

$T_1$	:	測定トルク	[kg・m]
$T_0$	:	空転トルク	[kg・m]
$t$	:	気温	[°C]
$U$	:	羽根車の周速度	[m/s]
$V$	:	送風機吐出し口での平均速度	[m/s]
$v_0$	:	のど部を流れる流体の平均速度	[m/s]
$V_0$	:	羽根車外周の絶対流速	[m/s]
$V_1$	:	羽根車吐出し面を流れる流体の平均流速	[m/s]
$V_r$	:	半径方向流速	[m/s]
$V_t$	:	周方向流速	[m/s]
$X$	:	方向係数	
$Y$	:	動圧係数	
$Z$	:	静圧係数	
$z$	:	羽根枚数	
$\alpha$	:	羽根車外周の絶対流れ角	[degree]
$\alpha_n$	:	オリフィス板の流量係数	
$\beta$	:	相対角	[degree]
$\beta_1$	:	羽根車外周角	[degree]
$\beta_2$	:	羽根車内周角	[degree]
$\gamma$	:	入口ガイドベーン取り付け角度	[degree]
$\delta$	:	のど部中心と羽根車中心を結ぶ線が ディフューザ中心線となす角	[degree]
$\varepsilon$	:	空気の膨張による修正係数	
$\Delta\varepsilon$	:	流れの方向角	[degree]
$\eta$	:	全圧効率	
$\eta_h$	:	水力効率	
$\theta$	:	ピトー管測定位置角度	[degree]
$\theta_d$	:	吐出し開口角	[degree]
$\theta_s$	:	吸込み開口角	[degree]
$\lambda$	:	動力係数	
$\rho$	:	空気密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\phi$	:	流量係数	
$\psi$	:	圧力係数	
$\omega$	:	回転角速度	[rad/s]

# 目次

記号

第1章	緒言	
1-1	本研究の背景	1
1-2	クロスフローファンの課題	2
1-3	本論文の構成	3
第2章	本研究の基礎事項	
2-1	送風機の性能試験	4
2-1-1	送風機全圧及び送風機静圧の算出	4
2-1-2	空気流量の算出	5
2-1-3	全圧効率	7
2-1-4	圧力係数、流量係数、動力係数の算出	8
2-1-5	羽根車レイノルズ数の算出	8
2-1-6	絶対角 $\alpha$ 、相対角 $\beta$ の取り方	9
2-1-7	羽根車外周の半径方向流速、周方向流速の算出	10
2-1-8	ファン吸込み側での相対角 $\beta$ の算出	10
2-2	送風機の試験装置	11
第3章	実験装置と実験方法	
3-1	概要	12
3-2	各実験装置	14
3-2-1	ケーシング	14
3-2-2	スクロール	15
3-2-3	舌部	16
3-2-4	羽根車	17
3-2-5	駆動系	19

3-2-6	直流電動モーター及びインバータ	20
3-2-7	オリフィス板	21
3-2-8	補助送風機	21
3-3	測定装置及び測定方法	22
3-3-1	トルク検出器及び電磁ピックアップ	22
3-3-2	デジタルトルクメータ及び回転計	22
3-3-3	微差圧変換器	23
3-3-4	計装用コンディショナ	24
3-3-5	単孔ピトー管	25
3-3-6	スモークワイヤー法による吸込み入口流れの可視化	29
3-3-7	タフト法による羽根車内部流れの可視化	29
第4章	流れ解析の方法および諸条件	
4-1	流れ解析の基礎事項	30
4-2	基礎式	31
4-1-1	質量保存方程式	31
4-1-2	運動量保存方程式	31
4-1-3	$k-\omega$ モデル	32
4-1-4	<i>SIMPLE(Semi-Implicit-Method for Pressure Linked Equation)法</i>	34
4-3	壁面近傍条件	36
4-4	二次精度風上差分法	37
4-5	残差	38
4-6	計算格子及び境界条件	38
4-6-1	座標系	38
4-6-2	計算格子	38
第5章	結果および考察	
5-1	本章の構成	40
5-2	羽根車とレイノルズ数の関係	41
5-2-1	装置概要	41

5-2-2	効率に及ぼす羽根車レイノルズ数の影響	42
5-2-3	実験による羽根車レイノルズ数の検討	42
5-3	羽根車直径による影響	45
5-3-1	羽根車直径の違いによる性能特性 (D200・D100・D50の比較)	46
5-4	クロスフローファンの偏心渦について	48
5-4-1	流量変化に伴う偏心渦の位置と強さ	48
5-4-2	偏心渦が吸込み入口流れに及ぼす影響	51
5-4-3	吸込み入口流れと偏心渦の検証	53
5-5	偏心渦の制御	54
5-5-1	舌部ガイドベーン(GV)について	54
5-5-2	スクロールガイドベーン(Scroll GV)について	56
5-5-3	舌部ガイドベーン(GV)の長さについて	58
5-6	羽根車内部流動状態	60
5-6-1	低流量時( $\phi=0.10$ )の入口流動状態	60
5-6-2	大流量時( $\phi=0.31$ )の入口流動状態	62
5-6-3	数値解析による流れの可視化	66
5-7	中間GVの影響について	69
第6章	結言	73
	謝辞	75
	参考文献	76

# 第 1 章

## 緒言

### 1-1 本研究の背景

近年、科学技術の発達は著しく、電子機器の更なる高性能化や薄型化を追求する傾向にある。しかしこの傾向は従来まで必要とされてこなかった分野にまで放熱技術が必要となり始めた。例えば本県の重点的産業の一つであるLEDが挙げられる。現在LEDは高出力・高電力化の一途を辿っており、白熱電球や蛍光灯に変わる次世代照明として利用が進んでいる。従来、光源は熱を光に変換する放電式発光であったため、照明に放熱技術が必要とはされてこなかった。しかしながらLEDは半導体の一種で有るため、熱によって大きく性能・寿命が左右される不安定な光源である。また従来光源は出力により光源サイズが決まっていたため電子機器の小型化には大きな制限があった。LEDは高出力を維持しながらサイズを任意で変えることができるため薄型テレビや携帯電話などのバックライト、さらには自動車のヘッドライトまで利用が進んでいるが、同時に大きな発熱量が問題として発生してきた。

このような背景の中、従来通りの自然冷却だけでは冷却しきれず、電子機器の強制冷却(ファン)が必要不可欠なものになっていくと考えられる。それに伴いファン自体の性能向上や省スペースにも対応可能な冷却構造の確立が必要となるため、ファン自体の高性能化や小型化、さらには流れの制御方法の確立が望まれている。

このような状況に鑑み、本研究ではクロスフローファンに着目した。クロスフローファンとは流体が前向き羽根をもつ羽根車を貫流して流れるためクロスフローファン、貫流ファンとも呼ばれ、空気調和機器用や高電力電子機器の冷却用送風機として用いられる。羽根車形状は内外径比0.70~0.85、周方向から測った外周羽根角 $20^{\circ}$ ~ $30^{\circ}$ 、内周羽根角 $80^{\circ}$ ~ $100^{\circ}$ で節弦比は0.8~1.0程度である(1)。流れが二次元的で軸方向長さを変えることで風量を制御でき、また、羽根車翼列を二度通過するために圧力係数が高いなどの特徴を持つ。しかし、羽根車内部に偏心した強い循環渦が形成されること、および羽根と舌部との干渉に基づく騒音の

関係で大きい周速度を取ることができないため、圧力上昇は数十Pa程度である。流れ場が軸対称でないうえに性能に及ぼす設計パラメータが多く、いまだ一般的な設計方法が確立されていない。空気調和機器用では静音化が必要で、回転速度( $n$ )と羽根枚数( $z$ )の積に基づく $nz$ 音を低減させるため千鳥配列、スキュー、ランダムピッチ羽根をもつ羽根車が使用される<sup>(2)</sup>。

性能曲線に関しては流量係数 $\phi = Q/(u_2 D_2 B)$ 、圧力係数 $\phi_t = P_t/(\rho u_2^2/2)$  ( $D_2$ : 羽根車外径,  $u_2$ : 羽根車周速度,  $B$ : 羽根車軸方向長さ)が大きく、同一風量を得るのに他のファンより小型、薄型にできるが、効率 $\eta$ は低い。圧力係数はケーシング形状にもよるが一般に流量に対して前向き羽根特有の右上がり特性を示す。また、動力係数 $\lambda = (L/D_2 B \rho u_2^3/2)$ は流量とともに増大する。臨界羽根車レイノルズ数( $1.0 \sim 1.4 \times 10^4$ )以上の送風機でも性能、騒音特性に一般的な相似則は成り立たず、その特性に羽根車寸法の影響が現れる<sup>(3)(4)</sup>。

## 1-2 クロスフローファンの課題

最近では内部偏心渦の生成メカニズムの解明、舌部の干渉音の低減化、性能および騒音特性に及ぼす寸法効果<sup>(5),(6)</sup>などが研究されており、徐々に内部流動や性能<sup>(7)-(10)</sup>および騒音特性<sup>(11)</sup>が明らかにされてきている<sup>(12)-(14)</sup>。しかしながら依然として以下のような解決すべき課題がある<sup>(15)(16)</sup>。

(1) クロスフローファンは、前述のように全圧係数が高いが、騒音のために高い周速度がとれず圧力上昇が小さいのが実状である。

(2) クロスフローファンは、吸込翼列入口がそのまま吐出し翼列出口になるため、入口・出口流れがそれぞれ最適化されておらずファン性能が低下している可能性がある。

(3) 入口予旋回量 $V_{\Omega}$ が決まらなると、オイラーヘッドに基づくファンの圧力上昇が見積もれないが、これまでクロスフローファンの予旋回量は明らかにされておらず、これがファン設計の難しさの一因となっている。

特に、クロスフローファンの入口流れの予旋回は、内部流れおよびファン性能に大きな影響を及ぼす。しかし、クロスフローファンでは、ケーシング形状に関わ



る設計パラメータが多く取扱いが難しいため、入口吸込流れの予旋回発生原因の解明やその大きさの見積もりについてこれまで明らかにはされてこなかった。

本研究は、クロスフローファンの入口流れにおける予旋回の発生原因について検討するとともに、入口ガイドベーンによってこの予旋回流れを制御することによってファンの高性能化を図ったものである。

### 1-3 本論文の構成

本論文は全6章より構成されている。以下にこれらの章の概略構成について示す。

すでに述べてきたように第1章は緒言として本研究の背景とクロスフローファンの概要、課題について概説したものである。

第2章は本研究に記載するクロスフローファンを含む送風機の基礎理論とJISに定められた試験装置略図を概説したものである。

第3章は本研究で用いた実験装置および測定方法について概説したものである。

第4章は本研究で用いた流れ解析の基礎事項と解析条件について概説したものである。

第5章はクロスフローファンの性能を実験的に調査し、小型化も含めて内部流れについて調査した研究報告である。また後半はクロスフローファンの予旋回流れに着目し、ガイドベーンを用いることで偏心渦を含めた内部流れの制御を行った研究報告である。

第6章は、第1章から第5章までに述べた内容を総括して、結言とする。

## 第 2 章

### 本研究の基礎事項

#### 2-1 送風機の性能試験

##### 2-1-1 送風機全圧及び送風機静圧の算出

送風機全圧 $P_t$ 及び送風機静圧 $P_s$ は、次の式によって算出する。

$$P_t = P_{t5} - P_{t1} = (P_{s5} + P_{d5}) - (P_{s1} + P_{d1})$$

$$P_s = P_t - P_{d5} = P_{s5} - (P_{s1} + P_{d1})$$

本送風機の場合は、使用状態で吐出し管と吸入管との両方をもっておらず、送風機の吸込み口が大気に開口しているので送風機全圧は、吐出し口静圧と吐出し口動圧との和となり、送風機静圧は、吐出し口静圧となる。

$$P_{t1} = 0$$

$$P_t = P_{t5} = P_{s5} + P_{d5}$$

$$P_s = P_{t5} - P_{d5} = P_{s5}$$

ここで、

$P_t$  : 送風機全圧

$P_{t1}$  : 吸込み口全圧

$P_{t5}$  : 吐出し口全圧

$P_s$  : 送風機静圧

$P_{s1}$  : 吸込み口静圧

$P_{s5}$  : 吐出し口静圧

$P_{d1}$  : 吸込み口動圧

$P_{d5}$  : 吐出し口動圧

である。

## 2-1-2 空気流量の算出

空気流量の算出は次の式による.

$$Q = \alpha_n \times \varepsilon \times A_n \times \sqrt{\frac{2 \times H_n}{\rho}} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

ここで,

$\alpha_n$  : オリフィス板の流量係数

$\varepsilon$  : 空気の膨張による修正係数

$A_n$  : オリフィス板の円孔面積  $[\text{m}^2]$

$H_n$  : オリフィス板直前直後の圧力差  $[\text{Pa}]$

$\rho$  : 空気密度  $[\text{kg}/\text{m}^3]$

である. また, 空気密度は気温, 気圧により変化するので次式により算出する.

$$\rho = \frac{1.293}{1 + 0.00367 \times t} \times \frac{P_A}{760} \quad [\text{Kg}/\text{m}^3]$$

ここで,

$t$  : 気温  $[\text{°C}]$

$P_A$  : 大気圧  $[\text{m mHg}]$

である.

オリフィス板の流量係数 $\alpha_n$ は、絞り面積比 $\beta^2=(d/D)^2=(47/147)^2=0.102$ より図2-1を参照して $\alpha_n=0.603$ を得る。

ただし

$d$  : 絞りの孔径 [mm]

$D$  : 測定管路内径 [mm]

である。

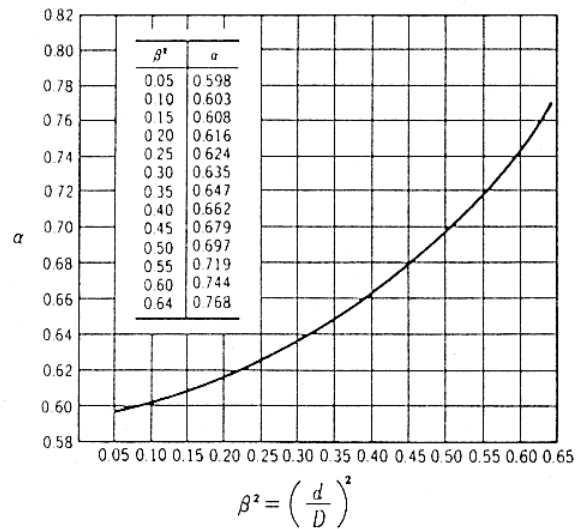


図2-1 オリフィス板の流量係数

空気の膨張による修正係数 $\varepsilon$ のオリフィス板直前及び直後の圧力比 $P_2/P_1$ に対する値を図2-2に示す。

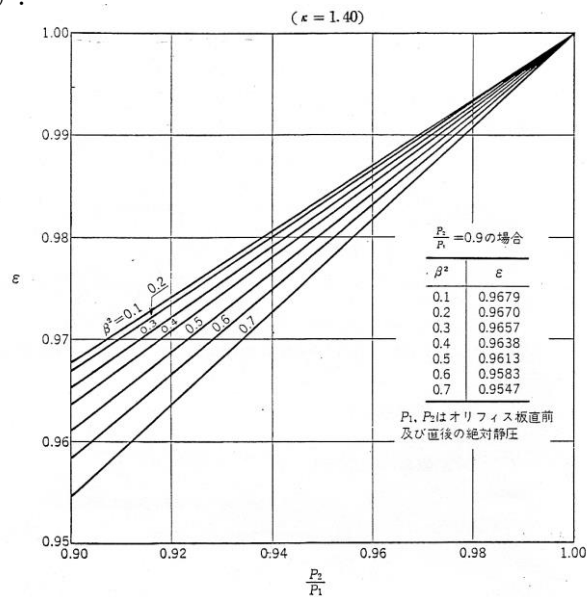


図2-2 オリフィス板の修正係数

### 2-1-3 全圧効率

全圧効率の算出は次の式による。

$$\eta = \frac{L_t [kW]}{L [kW]} \times 100 \quad [%]$$

ここで、 $L_t$ は全圧空気動力、 $L$ は軸動力のことでありそれぞれ次の式で算出される。

$$L_t = \frac{QP_t}{1000} \quad [kW]$$

$$L = \frac{\omega(T_1 - T_0)}{102} \quad [kW]$$

ここで、 $\omega$ は回転角速度、 $P_t$ は全圧ヘッドのことでありそれぞれ次の式で算出される。

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad [\text{rad/s}]$$

$$P_t = \frac{\rho V^2}{2} + P_s \quad [\text{Pa}]$$

$$V = \frac{Q}{A} \quad [\text{m/s}]$$

ここで、

$\eta$  : 全圧効率 [%]

$\rho$  : 空気密度 [ $\text{kg/m}^3$ ]

$Q$  : 空気流量 [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$P_s$  : 送風機静圧 [Pa]

$N$  : 回転数 [rpm]

$V$  : 送風機吐出し口での平均流速 [m/s]

$A$  : 送風機吐出し口面積 [ $\text{m}^2$ ]

$T_1$  : 測定トルク [ $\text{kg}\cdot\text{m}$ ]

$T_0$  : 空転トルク [ $\text{kg}\cdot\text{m}$ ]

である。

#### 2-1-4 圧力係数，流量係数，動力係数の算出

圧力係数 $\psi$ ，流量係数 $\phi$ ，動力係数 $\lambda$ の算出は次の式による。

$$\psi = \frac{2P_t}{\rho U_1^2}$$

$$\phi = \frac{Q}{2\pi r B U_1}$$

$$\lambda = \frac{L}{\pi r B U_1^3}$$

ここで $U_1$ は羽根車の周速度のことであり次の式で算出される。

$$U_1 = \frac{2\pi r N}{60} \quad [\text{m/s}]$$

ここで，

$P_t$	： 送風機全圧	[Pa]
$\rho$	： 空気密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$Q$	： 空気流量	[m <sup>3</sup> /s]
$r$	： 羽根車半径	[m]
$B$	： 羽根幅	[m]
$N$	： 回転数	[rpm]
$L$	： 軸動力	[kW]

である。

#### 2-1-5 羽根車レイノルズ数の算出

羽根車レイノルズ数は以下の式より算出する。

$$Re = \frac{U_1 c}{\nu}$$

ここで，

$U_1$	： 羽根車周速度	[m/s]
$c$	： 翼弦長	[m]
$\nu$	： 空気動粘性係数	[m <sup>2</sup> /s]

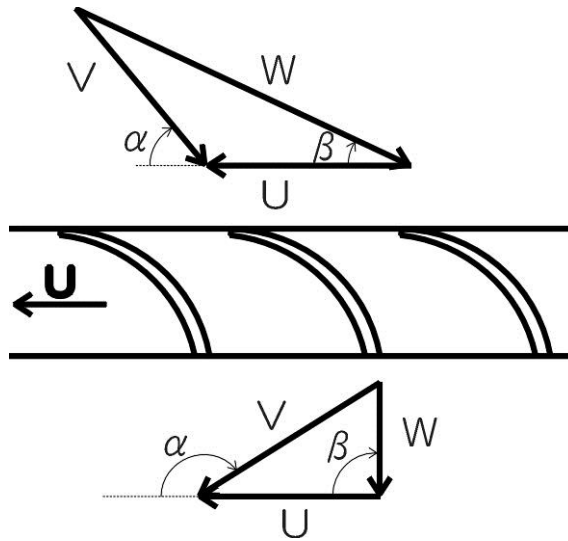
である。

### 2-1-6 絶対角 $\alpha$ , 相対角 $\beta$ の取り方

本研究では絶対角 $\alpha$ , 相対角 $\beta$ を図 2-3 のように定めた.

角度 $\alpha$ ,  $\beta$ はそれぞれ速度ベクトルの終点に羽根車周速度ベクトル $U$ の始点を合わせ, 羽根車周方向速度ベクトルの交点を中心にして各速度ベクトルまで時計回りに回転させる事により得られる.

(吸い込み翼列)



(吐出し翼列)

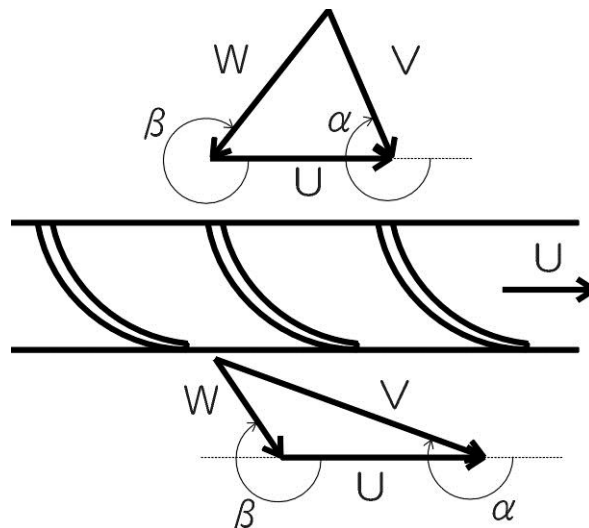


図2-3 絶対角, 相対角測定方向

### 2-1-7 羽根車外周の半径方向流速，周方向流速の算出

半径方向流速 $V_r$ ，周方向流速 $V_t$ の算出は次の式による．

$$V_r = V_0 \sin \alpha$$

$$V_t = V_0 \cos \alpha$$

ここで，

$\alpha$  : 羽根車外周の絶対流れ角 [degree]

$V_0$  : 羽根車外周の絶対流速 [m/s]

である．

### 2-1-8 ファン吸込み側での相対流れ角 $\beta$ の算出

空気流量 $Q$  [m<sup>3</sup>/s]は

$$Q = \phi \times 2\pi r B U_0$$

である．ここで，

$\phi$  : 流量係数

$r$  : 羽根車外半径 [mm]

$B$  : 羽根車幅 [mm]

$U_0$  : 羽根車周速度 [m/s]

である．

ファン吸込み側で流体が均一に吸い込まれると仮定すると，吸込み面積は，

$r \left[ \frac{\theta_s}{180} \pi \right] B$  である．ここで $\theta_s$ は吸込み開口角で $120^\circ$  である．

ゆえに，吸込み側での半径方向速度 $V_r$ は，

$$V_r = \frac{Q}{r \left[ \frac{\theta_s}{180} \pi \right] B} = \frac{2\pi r B U_0 \phi}{r \left[ \frac{\theta_s}{180} \pi \right] B} = \frac{360 U_0}{\theta_s} \phi$$

図2-4より，案内羽根角度 $\gamma$ [deg.]を設定すると，必然的に相対流れ角 $\beta$ [deg.]は以下の式で求まる．



$$\beta = \frac{180}{\pi} \tan^{-1} \left[ \frac{V_r}{U_0 + V_r \tan \left[ \frac{\pi}{180} \gamma \right]} \right] = \frac{180}{\pi} \tan^{-1} \left[ \frac{360\phi}{\theta_s + 360\phi \tan \left[ \frac{\pi}{180} \gamma \right]} \right]$$

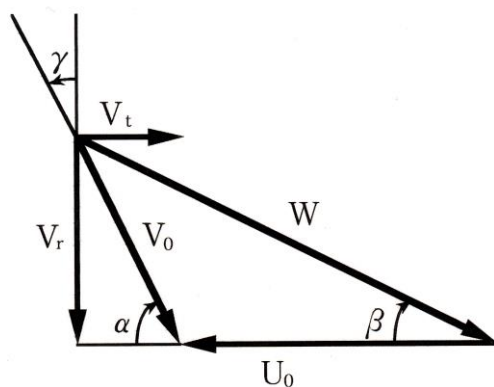


図2-4 ファン吸込み側における速度三角形

## 2-2 送風機の試験装置

送風機の試験装置及び測定装置の配置は、JIS B 8330-1981によって下図のように定める。

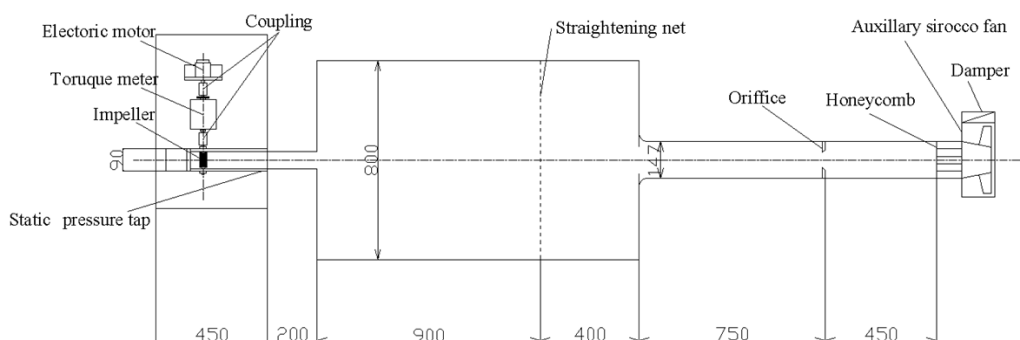


図2-5 試験装置

# 第3章 実験装置と測定方法

## 3-1 概要

羽根車の軸端に直結された直流電動モータが回転することにより、ケーシング上部から空気が流入し、羽根車、送風機吐出し流路、空気槽、測定管路、補助送風機の順で通過し、大気中に放出される。空気そうでは静圧を、測定管路ではオリフィス板前後の圧力差をゲッチングマンノメータにより測定した。

本実験で用いた実験装置とその概略図を図3-1-1,図3-1-2に示す。



図3-1-1 装置全体図

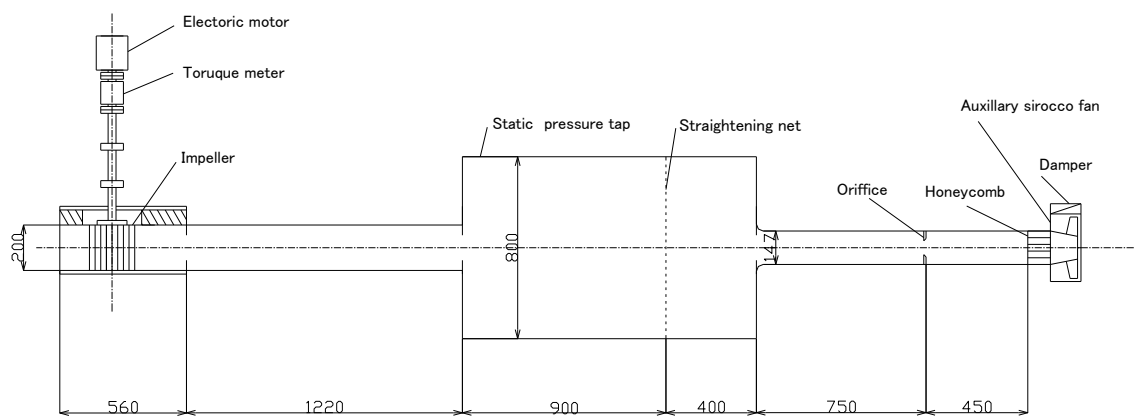


図3-1-2 装置概略図

測定方法はJIS の送風機試験方法に基づき、ファンの後方に、800mm×800mm×1300mm の空気槽および管径150mm の測定用管路を設けた。空気槽には静圧測定用タップ、整流金網を取り付け、測定用管路には整流格子、流量測定用オリフィスおよび補助送風機を取り付けた。

流量は、オリフィス板前後の圧力差より算出する。羽根車回転数は、羽根車軸端に取り付けられた電磁ピックアップから電気信号をデジタルメータに送り、デジタル表示して測定した。軸トルクは、軸端に取り付けられたトーションバー形式のトルク検出器から軸回転によって生じた軸歪みをパルス信号に交換してデジタルトルクメータでデジタル表示して測定した。また、羽根車吸込み側、吐出し側及び内部の流動状態の測定には、単孔ピトー管及び一次元レーザー流速計を用いた。単孔ピトー管を用いた測定には圧力変換器を用い、圧力変換器からの出力電圧をデジタルメータでデジタル表示して大気圧との差圧を測定した。

## 3-2 各実験装置

### 3-2-1 ケーシング

ケーシングは、塩化ビニル製の両側板と、羽根車を取り囲むように配置された発泡スチロール製のスクロール及び舌部から構成される。

本実験で用いたケーシングとその概略図を示す。

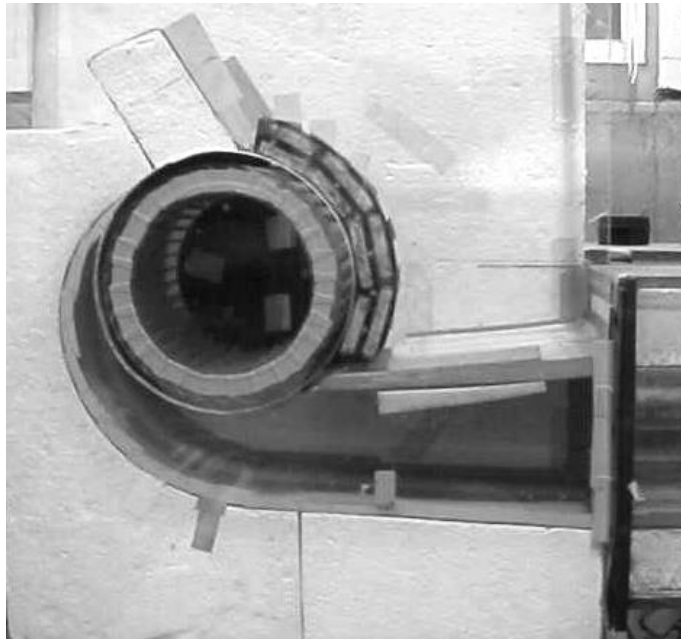


図3-2-1 ケーシング全体図

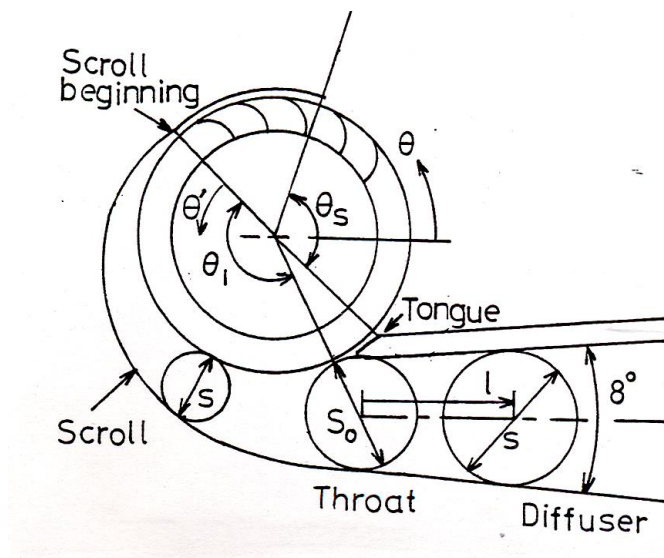


図3-2-2 ケーシング概略図

### 3-2-2 スクロール

スクロールの形状は、図3-2-3のように流路面積の広がりか直線分布、二次曲線分布の物、またのど部面積 $S_0$ を羽根車吐出し面積 $r\theta_1$ で割った無次元値 $S_0/r\theta_1$ が0.208, 0.258, 0.306, 0.364の物の組合せでスクロールを決定し、表3-2-1の様に分類した。

本実験は、これらのスクロールのうち大流量に適した $S_0/r\theta_1=0.364$ を用いて実験を行った。

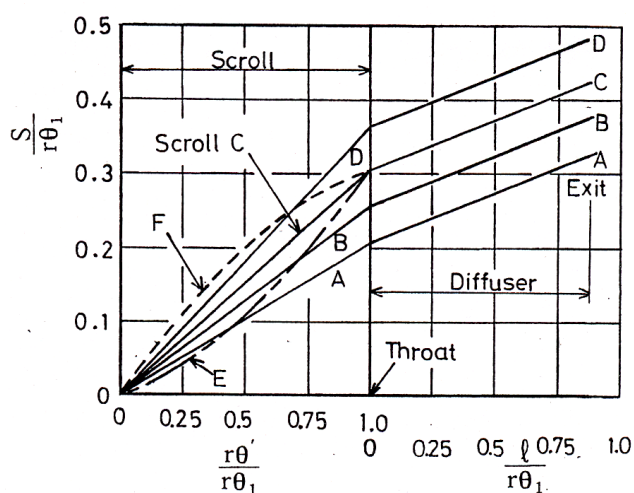


表3-2-1 各スクロールの流路幅の変化

スクロールの形状を決定する諸元は、 $(\theta_1, \theta_s, \delta, S, r)$ の5個である。

ここで、

- $\theta_1$  : 吐出し開口角
- $\theta_s$  : 吸込み開口角
- $\delta$  : のど部中心と羽根車中心を結ぶ線がディフューザ中心線となす角
- $S$  : 流路幅
- $r$  : 羽根車半径(100mm)

である。

$S$ を $\theta_1$ の関数として、スクロールの形状を決定した。

今年度は、スクロールの形状を決定する諸元を $\theta_1=170^\circ$  ,  $\theta_s=120^\circ$  ,  $\delta=114^\circ$ と一定とした。

表3-2-1 スクロール諸元

	$S_0 / r\theta_l$	形状	$\theta_l$	$\delta$	$\theta_s$
A	0.208	直線分布	170°	114°	120°
B	0.258	直線分布	170°	114°	120°
C	0.306	直線分布	170°	114°	120°
<u>◎D</u>	<u>0.364</u>	<u>直線分布</u>	<u>170°</u>	<u>114°</u>	<u>120°</u>
E	0.306	2次曲線分布	170°	114°	120°
F	0.306	2次曲線分布	170°	114°	120°
G	0.306	2次曲線分布	170°	114°	120°

### 3-2-3 舌部

図3-2-4に舌部の概略図を示す。舌部形状は簡単な直線形状とした。

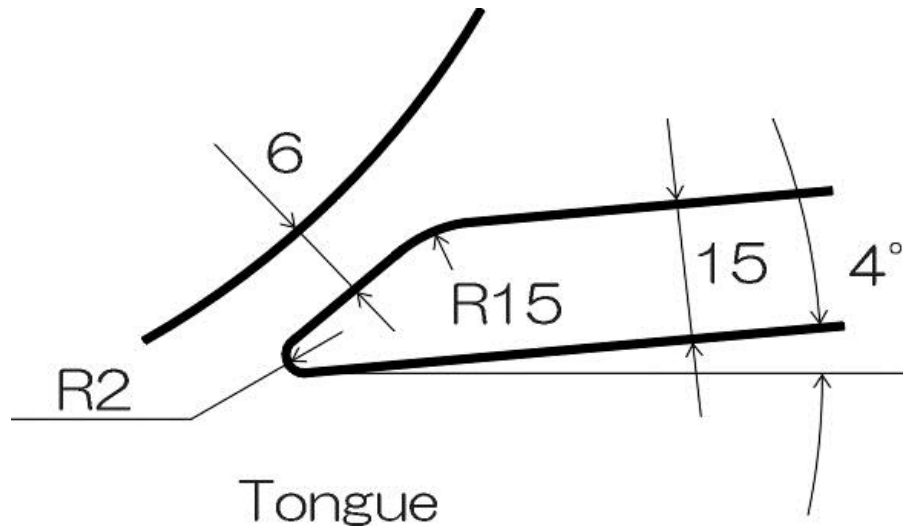


図3-2-4 舌部概略図

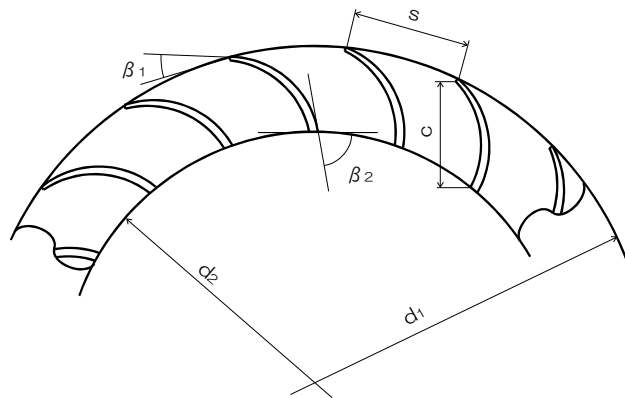
### 3-2-4 羽根車

本実験で用いた羽根車とその概略図を図3-2-5に示す。また、羽根車の構成緒元は表3-2-2に示す通りである。



図3-2-5 上 羽根車外観

図3-2-5 下 羽根車D200とD50の比較



- $\beta_1$  : 外周羽根角
- $\beta_2$  : 内周羽根角
- $d_1$  : 羽根車外径
- $d_2$  : 羽根車内径
- $s$  : 翼ピッチ
- $c$  : 翼弦長

図3-2-6 羽根車概略図

表3-2-2 羽根車諸元表

羽根車名	外径 (mm)	内径 (mm)	幅 (mm)	$\beta_1$ (deg)	$\beta_2$ (deg)	羽根厚 t (mm)	枚数 Z (-)	節弦比 s/c (-)
D200	200	149	200	20	90	1	36	0.53
D100	100	74.5	200	20	90	0.5	36	0.53
D50	50	37.5	60	20	90	0.3	36	0.53



### 3-2-5 駆動系

本実験で用いた駆動系装置とその概略図を示す。直流モータとトルク検出器をたわみ継手により接続し、トルク検出器のもう一方と主軸をたわみ継手により接続している。主軸は二つの軸受により支えている。

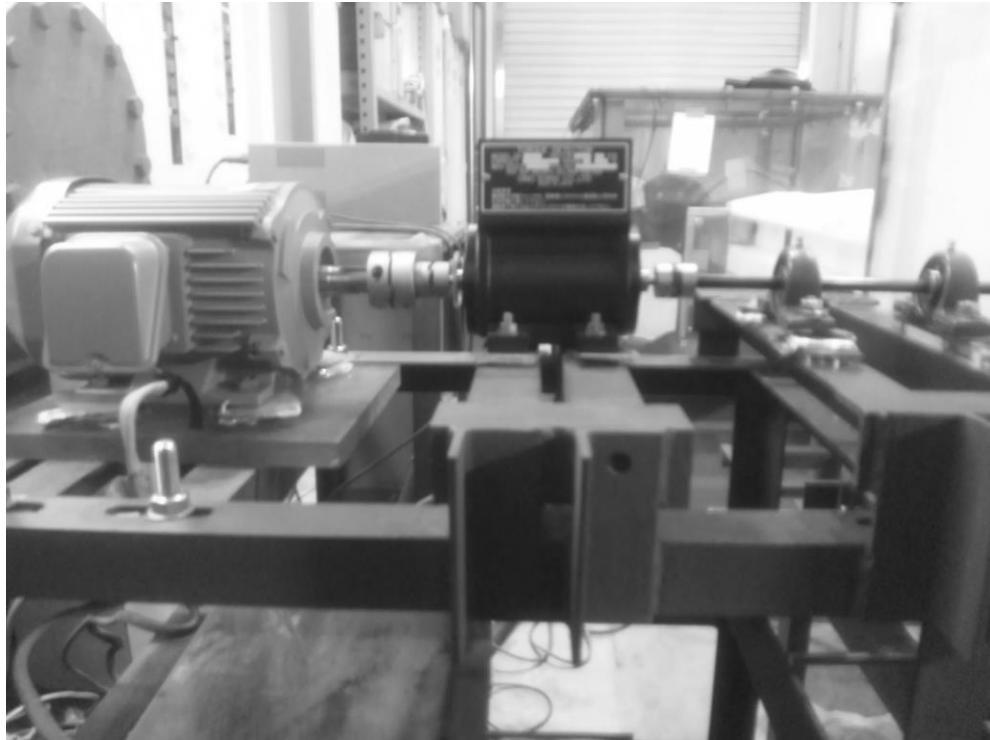


図3-2-9 駆動系装置

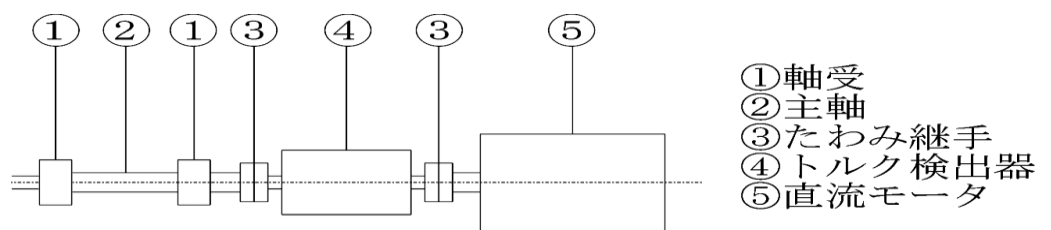


図3-2-10 駆動系装置概略図

### 3-2-6 直流電動モータ及びインバータ

本実験に用いた電動モータを図3-2-11, その諸性能を表3-2-3に示す. モータは回転数の制御が容易に行える直流モータを使用した. またインバータを図3-2-11に示す. 直流電動モータの回転数は, インバータで周波数を変えることにより制御した.



図3-2-11 3相直流電動モータ

図3-2-12 直流モータ用インバータ

株式会社 日立産機システム

1.5kW 2POLES

表3-2-3

電圧[V]	周波数[Hz]	電流[A]	回転数[rpm]
200	50	6.2	2880
200	60	5.8	3450
220	60	5.4	3480

### 3-2-7 オリフィス板

オリフィス板の寸法は，測定管路の内径が147mm，絞り面積比  $\beta^2=(d/D)^2=(47/147)^2=0.102$ のものを用いた．

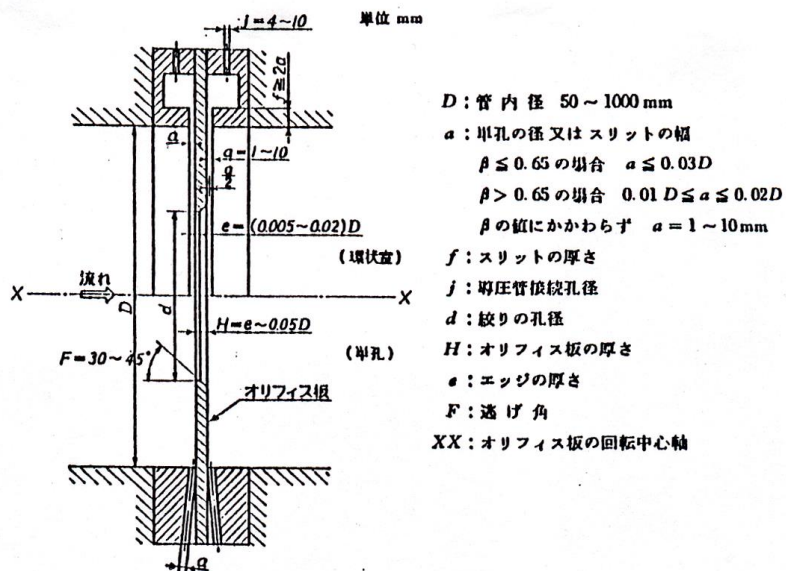


図3-2-13 オリフィス板

### 3-2-8 補助送風機

本実験では流量を変化させるために，補助送風機としてシロッコファンを用いた．シロッコファンの回転数の変化は，シロッコファン駆動用モータの回転数をインバータで周波数を変えることによって行った．実験に用いたシロッコファン及びインバータを図3-2-14,図3-2-15に示す．



図3-2-14 シロッコファン



図3-2-15 インバータ

### 3-3 測定装置及び測定方法

#### 3-3-1 トルク検出器及び電磁ピックアップ

羽根車軸端に電磁ピックアップを取り付け、更に軸端をカップリングでトルク検出器に接続する。

トルク検出器は、羽根車軸端にカップリングで連結されている。トルク検出器では、軸に取り付けられた外歯歯車と、中空胴に取り付けられた内歯歯車の間に相対的回転が生じると、各々の検出コイルに誘導起電圧が発生する。これを電気信号として、ねじれ部の両端につけられた2組の検出器の信号の位相差を検出する。これをパルス信号に変換し、トルクメータでトルク値に変換して、デジタル表示する。トルクメータに表示されたトルク値はベアリングとメカニカルシールによる摩擦トルク（空転トルク）を含んでおり、実際のトルク値は、表示トルク値から摩擦トルク値を差し引かなければならない。ここで、摩擦トルク値は回転数によって異なる。

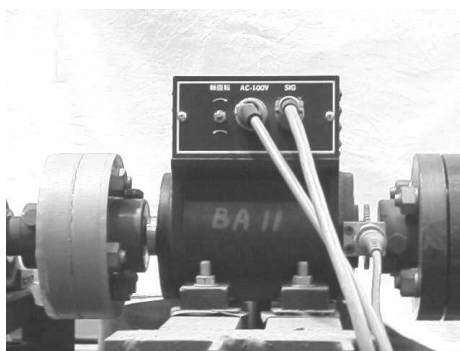


図3-3-1 トルク検出器

#### 3-3-2 デジタルトルクメータおよび回転計

軸端における電磁ピックアップが電気信号を読み取り、回転計がそれをデジタル表示する。図3-3-2にデジタルトルクメータを示す。



メーカー	小野測器(株)
形式	TS-2600
FACTOR	8452
RANGE	2

図3-3-2 デジタルトルクメータ

### 3-3-3 微差圧変換器

本実験において、送風機出口動圧及び静圧の測定値をコンピュータでサンプリングし、平均化処理を行った。その際に使用した微差圧変換器を図 3-3-3 に示す。微差圧変換器（共和電業製 型式 PDS-10GA, PDS-20GA）は、シリコンダイアフラム上に拡散型半導体ひずみゲ-ジを形成し、圧力を抵抗値変化として捉え、電気信号に変換する微差圧センサである。

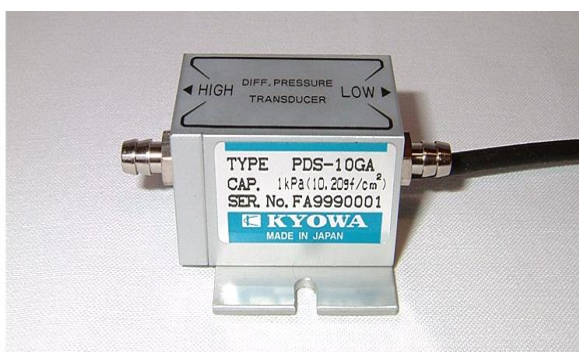


図 3-3-3 微差圧変換器

メーカー	共和電業	許容過負荷	600 [%]
型式	PDS-10GA	定格出力	9.93 [mV]
定格容量	1 [kPa]		
メーカー	共和電業	許容過負荷	600 [%]
型式	PDS-25GA	定格出力	20.85 [mV]
定格容量	2.5 [kPa]		

### 3-3-4 計装用コンディショナ

図 3-3-4 に圧力測定のスプリングで使用した計装用コンディショナ（共和電業製 型式 WGA-670B）を示す。圧力変換器と組み合わせることで、高速スプリングで圧力などの物理量を直読値で表示ができる。本実験においては、計装用コンディショナから微差圧変換器に一定電圧を供給し、微差圧変換器からの圧力信号をセンサインタフェースに伝達する役割をしている。



図 3-3-4 計装用コンディショナ

型式 . . . . WGA-670B-0                      ブリッジ供給電源電圧 . . . . 10 [V]

### 3-3-5 単孔ピトー管

本実験に使用した単孔ピトー管を図3-3-5(a), (b)に示す。ピトー管外径で、羽根車外周吐出し流れ及び吸込み流れに影響を与えない程度に細くするため外径を3.2mmとし、先端から10mmの位置に直径0.3mmの圧力導入孔を一個あけてある(49°が基準方向)。測定に際しては、この単孔ピトー管を±30°回転させて、三孔ピトー管の代用とした。

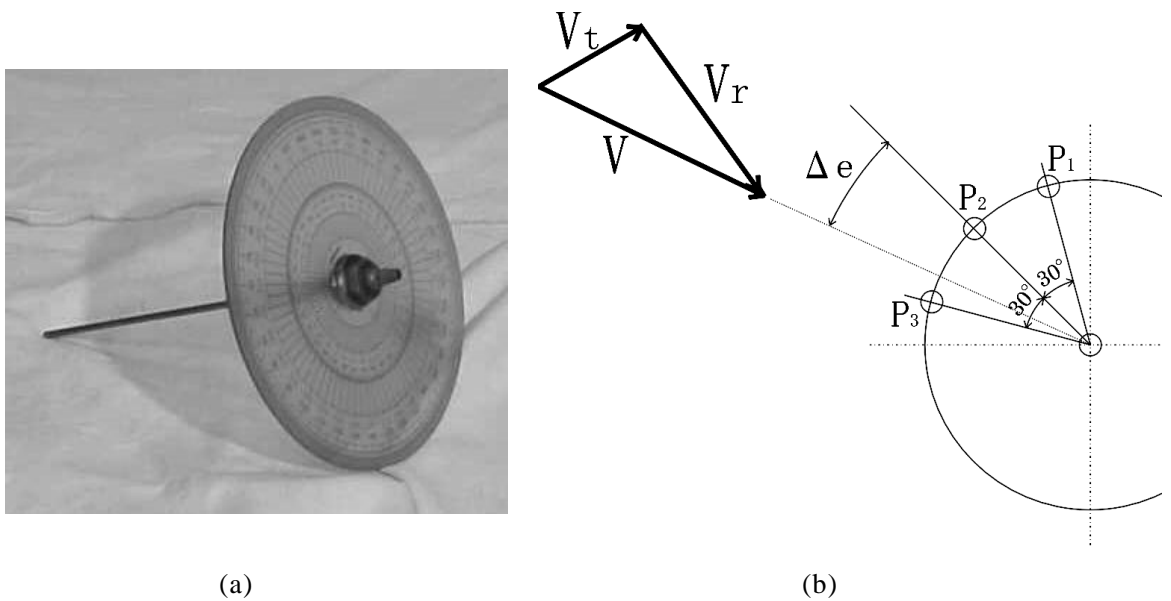


図3-3-5 単孔ピトー管

図3-3-6に使用した単孔ピトー管の検定曲線を示す。ここで方向係数 $X$ 、動圧係数 $Y$ 、静圧係数 $Z$ は図3-3-5(b)に示す三点の圧力 $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$  ( $P_3$ 、 $P_1$ は $P_2$ を測定した位置より圧力導入孔をそれぞれ±30°回転させた位置での圧力を示す)及び動圧 $P_d$ 、静圧 $P_s$ を用いて、それぞれ以下の式で表される無次元数であり、流れの方向角 $\Delta e$ の関数である。

$$X = (P_1 - P_3) / (2 \times P_2 - P_1 - P_3) \quad \text{-----(3-1)}$$

$$Y = P_d / (2 \times P_2 - P_1 - P_3) \quad \text{-----(3-2)}$$

$$Z = (P_2 - P_s) / P_d \quad \text{-----(3-3)}$$

$$P_d = \rho \times V^2 / 2 \quad \text{-----(3-4)}$$

$$P_t = P_d + P_s \quad \text{-----(3-5)}$$

なお単孔ピトー管の検定は風洞を利用して以下の手順で行った。まず、単孔ピトー管にあけた直径0.3mmの圧力導入孔の中心軸を正しく流れの方向（基準方向）に向ける。そのためにはピトー管を回転させて、圧力導入孔からの流体圧 $P_2$ がほぼ最大になる方向を見つける粗調整を行った後、ピトー管を $\pm 30^\circ$ 回転させてそのときの圧力 $P_1$ 、 $P_3$ が等しくなるまで更にピトー管を回転させて微調整を完了する。次にこの基準方向を中心に、 $-30^\circ \sim +30^\circ$ まで順に $5^\circ$ 刻みに $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ の計測を行う。なおこの検定は、風速が約30m/sで行った。

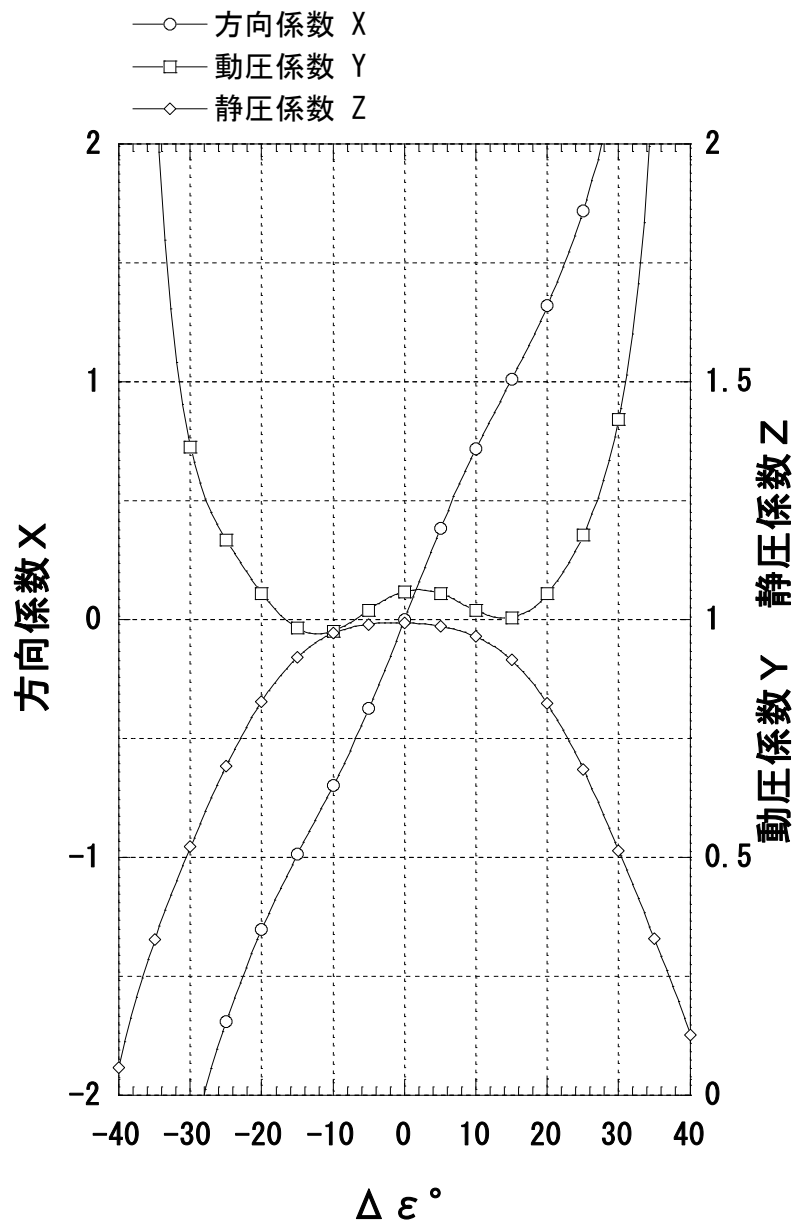


図3-3-6 単孔ピトー管検定曲線



次に，検定曲線から得た方向係数*X*，動圧係数*Y*，静圧係数*Z*の関数を示す．

$$X = a(\Delta \varepsilon)^9 + b(\Delta \varepsilon)^8 + c(\Delta \varepsilon)^7 + d(\Delta \varepsilon)^6 + e(\Delta \varepsilon)^5 + f(\Delta \varepsilon)^4 + g(\Delta \varepsilon)^3 + h(\Delta \varepsilon)^2 + i(\Delta \varepsilon) + j$$

$a = 1.0578e-13$	$f = -8.3287e-7$
$b = -6.1422e-13$	$g = -8.9413e-5$
$c = -2.3592e-10$	$h = 0.00018321$
$d = 1.3036e-9$	$i = 0.077754$
$e = 2.2478e-7$	$j = -5.5692e-5$

$$Y = a(\Delta \varepsilon)^8 + b(\Delta \varepsilon)^7 + c(\Delta \varepsilon)^6 + d(\Delta \varepsilon)^5 + e(\Delta \varepsilon)^4 + f(\Delta \varepsilon)^3 + g(\Delta \varepsilon)^2 + h(\Delta \varepsilon) + i$$

$a = 2.3282e-12$	$f = -2.1526e-5$
$b = -1.6705e-11$	$g = -0.00096064$
$c = -4.8201e-9$	$h = 0.0039972$
$d = 3.5209e-8$	$i = 1.059$
$e = 3.9292e-6$	

$$Z = a(\Delta \varepsilon)^8 + b(\Delta \varepsilon)^7 + c(\Delta \varepsilon)^6 + d(\Delta \varepsilon)^5 + e(\Delta \varepsilon)^4 + f(\Delta \varepsilon)^3 + g(\Delta \varepsilon)^2 + h(\Delta \varepsilon) + i$$

$a = -1.7882e-13$	$f = 1.7658e-6$
$b = 1.4037e-12$	$g = -0.00017957$
$c = 6.5765e-10$	$h = -0.00046233$
$d = -2.8407e-9$	$i = 0.99325$
$e = -8.3406e-7$	

次に、単孔ピトー管及び圧力変換器による流動状態の測定について図3-3-7に示すように、羽根車外周から5mm離れた位置（羽根車中心からの距離105mmの位置）に羽根車外周に沿って10° 刻みにあけられたピトー管測定孔へ単孔ピトー管を挿入し、その位置でピトー管を360° 回転させて図3-3-5(b)に示した導入孔から取り出す圧力 $P_2$ が最大となる方向を見つけ、その位置でピトー管を±30° 回転させて圧力 $P_1$ 、 $P_3$ を測定する。これら3方向の圧力 $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ は圧力変換器により電圧として出力されデジタル電圧計で表示させ測定する。

3方向の圧力 $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ が与えられると式(3-1)より方向係数 $X$ が求まる。ここで、 $X$ は流れの方向角 $\Delta \varepsilon$ の3次関数なので、 $\Delta \varepsilon$ が一意的に決定され羽根車外周の絶対流れ角 $\alpha$ が求まる。したがって、そのときの $Y$ 、 $Z$ も決定することができるので絶対流速 $V_0$ は動圧 $P_d$ より次式で求めることができ、半径方向流速 $V_r$ 及び周方向流速 $V_t$ も求めることができる。ただし、 $\rho$ は空気密度である。

$$V_0 = \sqrt{2 \times P_d / \rho}$$

$$V_r = V_0 \times \sin \alpha$$

$$V_t = V_0 \times \cos \alpha$$

なお、 $V_r$ は流れが羽根車より流出する方向を正、 $V_t$ は羽根車の回転方向を正としている。

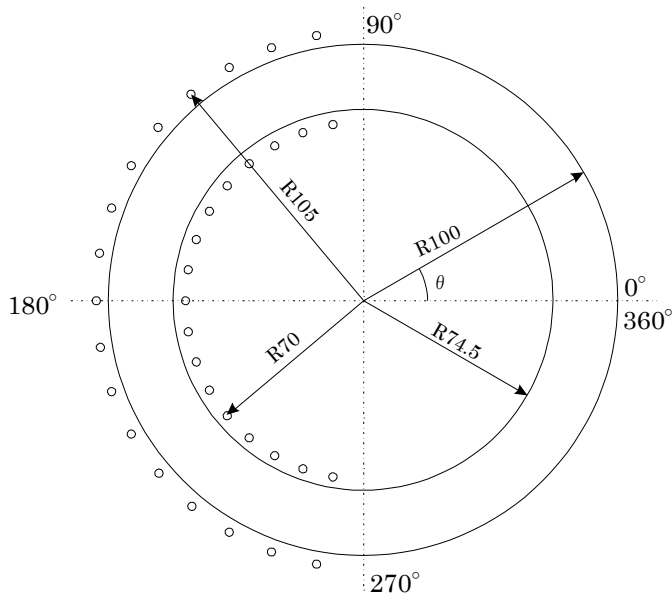


図3-3-7 ピトー管測定位置

### 3-3-6 スモークワイヤー法による吸込み入口流れの可視化

本実験で用いた可変抵抗を図 3-3-8 に、光源機を図 3-3-9 に示す。これにより空気の流入状態を可視化し、循環渦の発生や予旋回について調べる。

可視化方法は流動パラフィン塗ったニクロム線に電流を流し、ニクロム線に対して平行に光を当てることでスモークワイヤー法を行った。

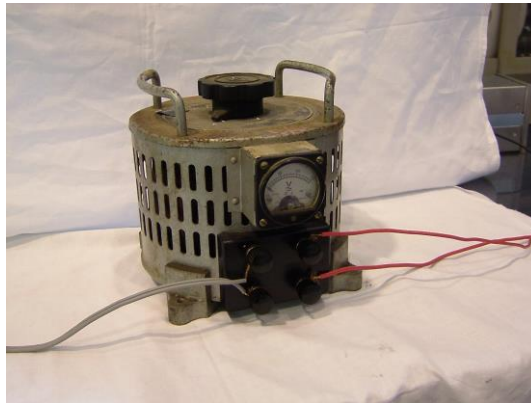


図 3-3-8 可変抵抗

YAMABISHI  
SLIDER  
TYPE 130-10  
CPA



図 3-3-9 光源機

KANOMAX  
MME-250

### 3-3-7 タフト法による羽根車内部流れの可視化

本実験で用いたタフトを図 3-3-10 その設置図の一例を図 3-3-11 に示す。これにより、各流量における羽根車内の渦の位置を調べた。

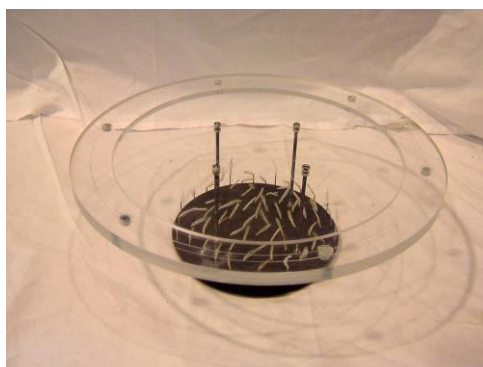


図 3-3-10 タフト

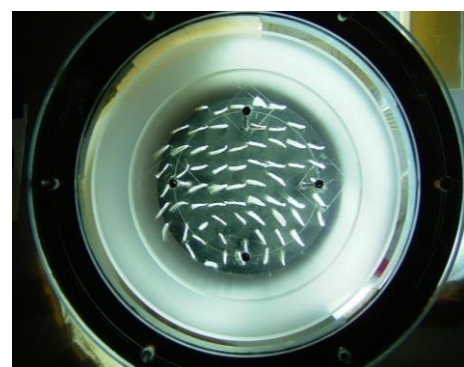


図 3-3-11 設置例

## 第4章 流れ解析の方法及び諸条件

### 4-1 流れ解析の基礎事項

クロスフローファン内部には偏心した強い循環流（偏心渦）が存在し、この渦に沿って空気が移動するため、偏心渦の位置や強度は送風機性能に大きな影響を及ぼす。しかし、実験だけでこの偏心渦を正確に捉えることは困難である。したがって、偏心渦がファン内部流れにどのような影響を与えているかを調べるためにも、クロスフローファン全体を計算領域としシミュレートする必要がある。

流れ解析には市販コードを使用し、2次元でのスライディングメッシュ法による非定常解析を行った。図 4-1-1 に計算領域の全体図を示す。本研究での流れ解析では、ファンに流入する流体は非圧縮性流体でかつ熱の移動を伴わないと仮定し、計算コードでは質量保存、及び運動量保存の方程式を、有限体積法を用いて解いた<sup>(14)</sup>。壁面部分では標準の壁関数を用い、乱流問題を解くためには  $k-\epsilon$  モデルを用いた<sup>(14)</sup>。また羽根車においては **Fluent** のスライディングメッシュ機能を使用して、クロスフローファンの翼列を通過する時間依存性を持つ流れの解析を行う。

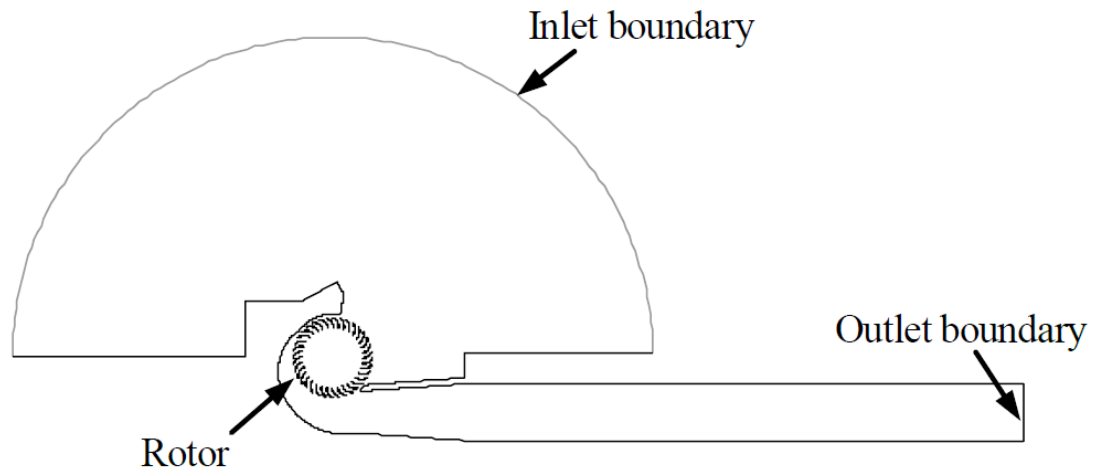


図 4-1-1 計算領域と境界条件

## 4-2 基礎式

### 4-1-1 質量保存則

質量保存方程式（連続の式）は、以下のように表すことができる。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho V) = 0 \quad \Leftrightarrow \quad \frac{d\rho}{dt} + \rho \text{div}(V) = 0 \quad \left( \ominus \frac{D\rho}{Dt} = \frac{d\rho}{dt} + V \text{grad} \rho = 0 \right) \cdots (1)$$

非圧縮性流体に対しては  $\partial \rho / \partial t \equiv 0$  であるから、

$$\text{div} V = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

2次元の場合は下式となる。

$$\text{div} V = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \cdots (2)$$

### 4-1-2 運動量保存方程式

$$\frac{DV}{Dt} = F - \frac{1}{\rho} \text{grad} p + \nu \nabla^2 V + \frac{1}{3} \nu \text{grad}(\text{div} V) \cdots (3)$$

非圧縮流体の場合、連続の式より  $\text{div} V = 0$  より

$$\frac{DV}{Dt} = F - \frac{1}{\rho} \text{grad} p + \nu \nabla^2 V \cdots (4)$$

また外力が働かない場合  $F = 0$  より

$$\frac{DV}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \text{grad} p + \nu \nabla^2 V$$

2次元の場合の成分表示は

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right)$$

上式を無次元化すると

$$\frac{\partial u^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \right)$$

$$\frac{\partial v^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial y^*} + \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} \right)$$

$$\text{但し } x^* = \frac{x}{L}, y^* = \frac{y}{L}, u^* = \frac{u}{U}, v^* = \frac{v}{U}, t^* = \frac{tU}{L}, p^* = \frac{p}{\rho U^2}$$

### 4-1-3 k-ε モデル

本研究では解析に用いる乱流モデルとして、標準 k-εモデルを使用した。標準 k-εモデルは、乱流運動エネルギー  $k$  とその散逸率  $\varepsilon$  によって表される半経験的モデルである。標準 k-εモデルの導出に当たっては、流れは完全に発達した乱流であり、分子粘度の影響は無視できるものと仮定されている。以下にその誘導を示す。

今  $u_i$ ,  $p_i$  を時間平均成分と変動成分で表すと、

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (\bar{u}_i : \text{時間平均成分}, u_i' : \text{変動成分})$$

$$p_i = \bar{p}_i + p_i' \quad (\bar{p}_i : \text{時間平均成分}, p_i' : \text{変動成分})$$

これらの式を連続の式及び運動方程式に代入し、時間平均化すると下式が得られる。

(連続の式)

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = \mathbf{0} \quad \text{二次元の場合} \quad \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial x} \cdots (5)$$

(運動方程式)

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_j \bar{u}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \nu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u_i' u_j'} \right) \right\} \cdots (6)$$

上式中の未知量  $\overline{u_i' u_j'}$  ( $\rho \overline{u_i' u_j'}$  : レイノルズ応力) を、粘性による応力が速度のひずみに比例する事実を利用し、レイノルズ応力を平均速度のひずみ量に比例すると仮定して以下のように近似する。(ブシネスク近似)

$$-\overline{u_i' u_j'} = \nu_t \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \cdot \cdot \cdot (7)$$

ここで  $\nu_t$  は渦粘性係数,  $k$  は乱流エネルギーである. ここで渦粘性係数及び乱流エネルギーは下式のように定義される.

$$\nu_t = C_u \frac{k^2}{\varepsilon} \cdot \cdot \cdot (8)$$

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u_1^2} + \overline{u_2^2} + \overline{u_3^2}) \cdot \cdot \cdot (9)$$

ここで,  $\varepsilon$  は粘性消散率もしくは散逸率と呼び  $\varepsilon = \left( \nu \frac{\partial \overline{u_i'}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u_i'}}{\partial x_k} \right)$  で表される.  $C_u (=$

0.09) は経験定数である.

レイノルズ応力の近似式を時間平均化した運動方程式に代入すると以下の式が得られる.

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \frac{\partial (\overline{u_j u_i})}{\partial x_j} = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\nu + \nu_t) \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \right\}$$

但し,  $\overline{p}$  は  $\frac{2}{3} k \delta_{ij}$  を加えたものとして新たに定義している.

この段階で, 新たな未知数は  $k$ ,  $\varepsilon$  の 2 つになる. したがって 2 つの方程式を作れば方程式系を閉じさせることが出来る.  $k$  及び  $\varepsilon$  の輸送方程式をたて, それらの式の中の係数を物理的な考察によりモデル化すると, 以下の方程式が得られる.

$$\frac{Dk}{Dt} = D_k + P_k - \varepsilon$$

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = D_\varepsilon + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon)$$

$$P_k = -\overline{u_i' u_j'} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} = \frac{1}{2} \nu_t \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right)^2$$

$$D_k = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right)$$

$$D_\varepsilon = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right)$$

$$C_u : 0.09 \quad \sigma_k : 1.0 \quad \sigma_\varepsilon : 1.3 \quad C_\varepsilon : 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} : 1.92 \quad (\text{経験的定数})$$

#### 4-1-4 SIMPLE(Semi-Implicit-Method for Pressure Linked Equation)法

有限体積法に基づく計算アルゴリズムとして、Patankar-Spalding(1972)によって考案された SIMPLE 法(Patankar,1980)がある。この方法は連続の式及び2つの運動方程式に対しておのおの異なる検査面で離散化を行うものである。検査面で連続の式(5)を離散化すると

$$(u_{i,j}^{n+1} - u_{i-1,j}^{n+1})\Delta y + (v_{i,j}^{n+1} - v_{i,j-1}^{n+1})\Delta x = 0 \cdots (10)$$

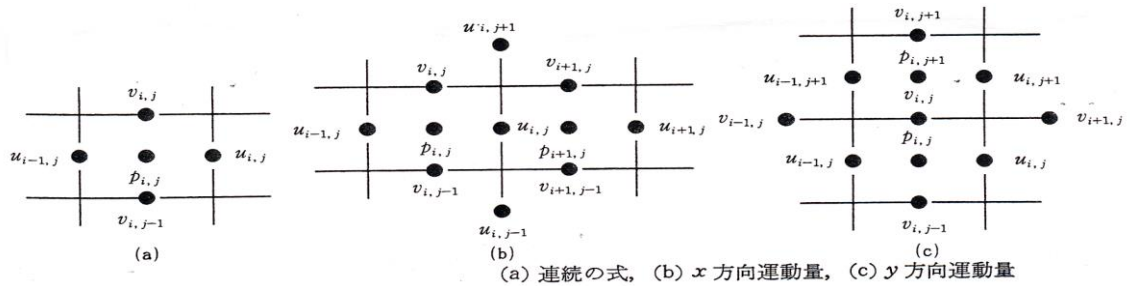


図 4-1-2 SIMPLE 法による検査面

が得られる。x 方向運動方程式から検査面で離散化を行うと

$$\frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} (u_{i,j}^{n+1} - u_{i,j}^n) + (F_{i+1/2,j}^{(1)} - F_{i-1/2,j}^{(1)})\Delta y + (G_{i,j+1/2}^{(1)} - G_{i,j-1/2}^{(1)})\Delta x + (p_{i+1,j}^{n+1} - p_{i,j}^{n+1})\Delta y = 0 \cdots (11)$$

となる。ここで、 $F^{(1)}$  および  $G^{(1)}$  は

$$F^{(1)} = u^2 - \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{\partial u}{\partial x}, G^{(1)} = uv - \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \cdots (12)$$

すなわち

$$F_{i+1/2,j}^{(1)} = (u_{i,j} + u_{i+1,j})^2 / 4 - \frac{1}{\text{Re}} \frac{u_{i+1,j} - u_{i,j}}{\Delta x} \cdots (13)$$



$$G_{i,j+1/2}^{(1)} = (v_{i,j} + v_{i,j+1})(u_{i,j} + u_{i,j+1})/4 - \frac{1}{\text{Re}} \frac{u_{i,j+1} - u_{i,j}}{\Delta y} \cdot \cdot \cdot (14)$$

となり，結局，式(11)は

$$\left( \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} + a_{i,j}^u \right) u_{i,j}^{n+1} + \sum a_{nb}^u u_{nb}^{n+1} + b^u + \Delta y (p_{i+1,j}^{n+1} - p_{i,j}^{n+1}) = 0 \cdot \cdot \cdot (15)$$

のように書く事ができる．同様に y 方向の運動方程式を検査面で離散化することにより

$$\left( \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} + a_{i,j}^u \right) u_{i,j}^{n+1} + \sum a_{nb}^u u_{nb}^{n+1} + b^u + \Delta y (p_{i+1,j}^{n+1} - p_{i,j}^{n+1}) = 0 \cdot \cdot \cdot (16)$$

が得られる．式(15)，(16)から得られる速度場  $u^*, v^*$  は連続の式(10)を満足しないために，時刻  $n+1$  における真の速度場および圧力場との差を

$$U^c \left( \overline{U^{n+1}} = \overline{U^*} + \overline{U^c} \right) \text{ および } \delta p (= p^{n+1} - p^n) \text{ とすると， } u^c \text{ に対する方程式}$$

$$\left( \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} + a_{i,j}^u \right) u_{i,j}^c = - \sum a_{nb}^u u_{nb}^c - \Delta y (\delta p_{i+1,j} - \delta p_{i,j}) \cdot \cdot \cdot (17)$$

を得ることができる． $v^c$  に関しても同様の方程式を導く事ができる．SIMPLE 法においては式(17)の右辺第 1 項を省略し，速度と圧力の修正量を関連付ける．したがって，式(17)は以下のように変形される．

$$u_{i,j}^c = d_{i,j} (\delta p_{i,j} - \delta p_{i+1,j}) \cdot \cdot \cdot (18)$$

ここで， $d_{i,j}$  は

$$d_{i,j} = E \Delta y / \{ (1 + E) a_{i,j}^u \} \cdot \cdot \cdot (19)$$

$$E = \Delta t a_{i,j}^u / \Delta x \Delta y$$

で与えられる． $v^c$  に関しても同様の関係式が得られる．これらの関係を連続の式(10)に用いる事により，圧力の修正量に関する陽的なアルゴリズム

$$a_{i,j}^p \delta p_{i,j} = \sum a_{nb}^p \delta p_{nb} + b^p \cdot \cdot \cdot (20)$$

が得られる．ただし， $b^p$  は

$$b^p = -(u_{i,j}^* - u_{i-1,j}^*) \Delta y - (v_{i,j}^* - v_{i,j-1}^*) \Delta x$$

で定義される．この式(20)は圧力の修正量に対するポアソン方程式と等価な方程式となる．以上をまとめると SIMPLE 法の計算過程は，式(15)，(16)により速度の近似値  $u^*, v^*$  を求める．(式中の  $u^{n+1}$  および  $v^{n+1}$  を  $u^*, v^*$  にする) 式(20)を用いて

圧力の修正量を求め、式(18)により速度の修正量を求める。最後に次時刻の速度場及び圧力場を

$$\vec{U}^{n+1} = \vec{U}^* + \vec{U}^c, p^{n+1} = p^n + \alpha_p \delta p \dots (21)$$

により決定する。 $\alpha_p$ は緩和パラメータであり、通常1より小さい値を用いる。

### 4-3 壁面近傍条件

本研究で使用した乱流モデルが適応できるのは主に乱流のコア領域の流れについてである。それゆえ壁近傍については扱いを変えなければならない。壁近傍の扱い方にはいくつか方法があるが本研究では標準の壁関数を用いた。壁関数は粘度の影響が無視できない内側の領域（粘性底層と緩衝層）をメッシュ分解せず、その代わりに壁関数と呼ばれる半経験的方程式を用いる事によって壁と完全に発達した乱流領域との間の橋渡しをする。壁関数を適用することによって乱流モデルを変更することなく流れ場の中に壁の存在を取り込むことができる。また、壁近傍についてメッシュ分解をする必要がないため計算負荷の軽減にも貢献する。

以下に標準壁関数を示す。

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) \dots (1)$$

ここで

$$U^* = \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_\omega / \rho} \dots (2)$$

$$y^* \equiv \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\mu} \dots (3)$$

$\kappa$  : カルマン定数(=0.42)

$E$  : 経験値(=9.81)

$U_p$  : 点 P における平均流速

$k_p$  : 点 P における乱流運動エネルギー

$y_p$  : 点 P から壁面までの距離

$\mu$  : 流体の動粘度

#### 4-4 二次精度風上差分法

支配方程式の離散化のひとつとして二次精度風上差分法を示す。以下に離散型方程式を示す。スカラー量  $\phi$  の輸送方程式に関する定常状態方程式において、任意のコントロールボリューム  $V$  については以下の積分方程式が成立する。

$$\oint \rho \phi v \cdot dA = \oint \Gamma \phi \nabla \phi \cdot dA + \int_V S_\phi dV \dots (1)$$

ただし、

- $V$  : 速度ベクトル
- $\rho \phi$  :  $\phi$  の拡散係数
- $\nabla \phi$  :  $\phi$  の勾配
- $S_\phi$  : 単位面積あたりの  $\phi$  のソース項

式(1)は、計算領域内の各コントロールボリューム、つまりセルに適用される。あるセルに関して式(1)を離散化すると、次式が得られる。

$$\sum_f^{N_{faces}} v_f \phi_f A_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\phi (\nabla \phi)_n A_f + S_\phi V \dots (2)$$

ただし、

- $N_{faces}$ : あるセルを取り囲むフェイス数
- $\phi_f$ : フェイス  $f$  を通過して伝達される  $\phi$  の値
- $v_f$ : フェイスを通過する質量流束
- $A_f$ : フェイス  $f$  の面積
- $(\nabla \phi)_n$ : フェイス  $f$  に垂直な  $\nabla \phi$  の大きさ

ここで使用した市販コードでは、スカラー量  $\phi$  の離散値をセル中心において格納する。このとき式(2)対流項では  $\phi_f$  のフェイスが必要であるため、格納されたセル中心値から補間する必要がある。ここで二次精度風上差分法を適用する。二次精度風上差分法では、セルフェイスにおけるフィールド変数値は、多次元線形再構築アプローチにより算出する。この手法ではセル中心における解析値をセル重心についてテーラー級数展開することにより、セルフェイスにおいて高次の精度を得る。このときフェイス値  $\phi_f$  は、以下の式を用いて算出される。

$$\phi_f = \phi + \nabla\phi \cdot \Delta s$$

ここで、 $\phi$ 及び $\nabla\phi$ は上流セルにおけるセル中心値の勾配であり、 $\Delta s$ は上流セルの重心からフェイス重心への変移ベクトルである。この場合、勾配 $\nabla\phi$ を各セルについて求める必要がある。この勾配は次式の発散定理より求める。

$$\nabla\phi = \frac{1}{V} \sum_f^{N_{faces}} \tilde{\phi}_f A$$

ここで、フェイス値 $\tilde{\phi}_f$ は、フェイス近傍の2つのセルにおける $\phi$ の平均である。

#### 4-5 残差

本研究に用いた計算コードにおいて圧力、速度、温度、化学種の各原子変数に対する補正量と、現在の反復におけるこれらの原始変数に対する補正量の変化速度（すなわち残差）を解の収束の目安として用いる。補正量とは現在の反復と直前の反復との間における変数の変化量のことであり、残差とはセルの補正量をタイムステップで割った値である。個々の変数についてのトータルの残差は、オイラー数、粘性、散逸の各寄与分の総和である。散逸成分は流束のような、フェイススペースの散逸作用素のベクトル成分である。

### 4-6 計算格子及び境界条件

#### 4-6-1 座標系

本研究では絶対座標系の他に回転運動するファン領域について、羽根車と共に回転運動する領域を、スライディングメッシュ法を用いて回転させることで、非定常解析を行う。計算は、実験と同様にファン内部の流れが軸方向に一様性が高いことと、計算容量の増大を防ぐため2次元で行った。

#### 4-6-2 計算格子

計算格子は全流体領域で約12万要素あり、スライディングメッシュ領域であるファンの翼部分が約4万要素、ファンの内部領域が約2万要素である。計算格子は、計算格子のひずみが少ない領域においては、複雑な形状においても比較的

精度のよい格子を作成するのに適した，非構造四角形格子を用いているが，大部分は非構造三角格子を使用した．図 4-6-1 に本研究で使用したファン近傍における計算格子を示す．羽根壁面を黒，メッシュを緑，スライディングメッシュの境界であるインターフェイスを黄で表現する．

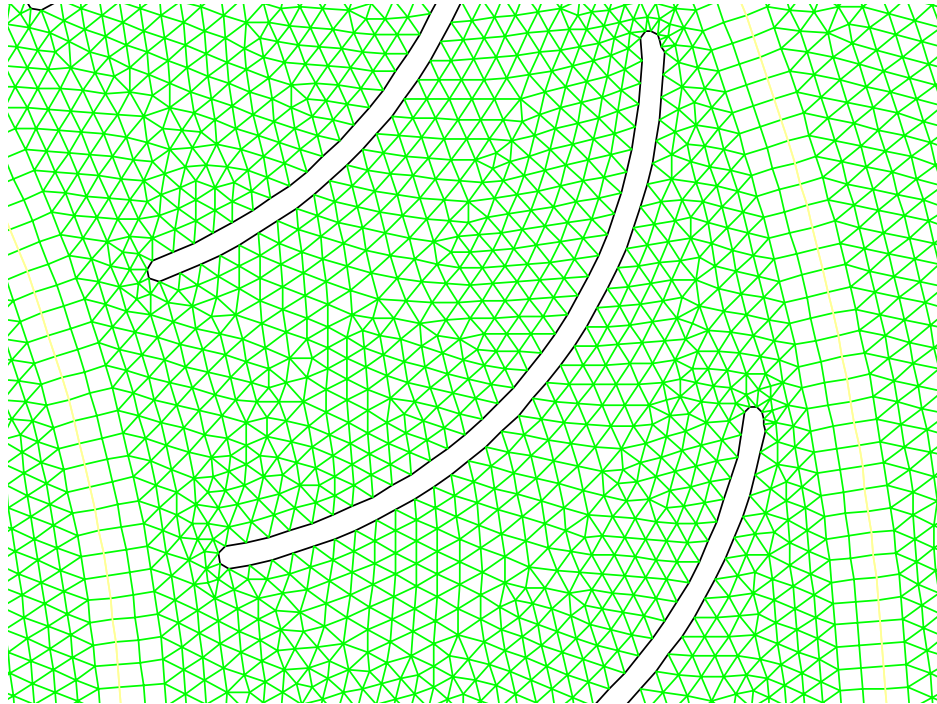


図 4-6-1 羽根車翼列付近での計算格子

# 第 5 章

## 結果および考察

### 5-1 本章の構成

本章は様々な測定の結果，その結果の考察および数値解析をつかって測定では捉えること出来ない部分の結果を考察する．そのため内容を記載する前に本章の構成を記載する．

5-2 ではファンの重要なパラメータである羽根車レイノルズ数による影響について論述する 5-3 ではレイノルズ数を一定にして羽根車直径を変化させた場合のファン性能について論述する

5-4 ではクロスフローファン自体の性能低下について偏心渦に注目し，偏心渦の位置，強さからファン性能の低下原因について論述する

5-5 ではガイドベーンを使うことで予旋回流れを取り入れたクロスフローファン性能の上昇について論述する

5-6 では前項 5-5 での性能上昇の原因と偏心渦を含む内部の流動状態を明らかにし，論述する．さらに数値解析を使って羽根車への流れや逆流の可視化を行う

5-7 では更なる性能上昇を図るためにガイドベーンを複数とし，結果と内部流れを論述する

以上の 7 項で構成されている

## 5-2 羽根車とレイノルズ数の関係

### 5-2-1 装置概要

本研究で用いたクロスフローファンの概略図を図 5-1 に示す。羽根車形状およびスクロール形状は、一般的に用いられる形状である。吸込み開口角  $\theta_s = 120[\text{deg}]$ 、吐出し開口角  $\theta_d = 170[\text{deg}]$  のスクロールを採用した。のど部より下流の流路の広がり角は  $8[\text{deg}]$  である。のど部面積  $S_0$  を羽根車吐出し面積  $r\theta_d$  で除した無次元値  $S_0/r\theta_d$  は大流量に適した  $S_0/r\theta_d = 0.364$  で一定とした<sup>(12)</sup>。また、スクロール巻始めからのど部までの流路幅の広がり分布は直線的に増加し、のど部より下流の流路の広がり角は  $8[\text{deg}]$  である。舌部は簡単な直線形状とし、羽根車外周と舌部との隙間は  $6[\text{mm}]$  である。

図 5-2 に羽根車の概略図を示す。羽根車形状は、外径  $D_1 = 200\text{mm}$ 、内径  $D_2 = 149\text{mm}$ 、幅  $B = 200\text{mm}$ 、羽根枚数  $z = 36$  枚で、羽根は円弧形状で羽根入口角  $\beta_1 = 20^\circ$ 、羽根出口角  $\beta_2 = 90^\circ$  であり、羽根厚さは  $t = 1\text{mm}$  である。翼ピッチ  $s$  を翼弦長  $c$  で除した値の節弦比は  $0.53$  である。

羽根車回転数  $N$  は電磁式ピックアップにより、駆動トルク  $T$  はトーシオンバー形式のトルク検出器によってそれぞれ測定した。羽根車外周における流動状態の測定には、外径  $3.2\text{mm}$  の単孔ピトー管を用い、 $\pm 30^\circ$  振らせることで三孔ピトー管の代用とした。ピトー管による測定位置は、羽根車外周から外側へ  $5\text{mm}$  の位置である。また本章では送風機性能は以下の式による無次元数を用いて全て記載する。

$$\text{圧力係数} \quad \psi = 2Pt / (\rho U^2) \quad \text{流量係数} \quad \phi = Q / (\pi D_1 B U_1)$$

$$\text{動力係数} \quad \lambda = 2L / (\pi \rho D_1 B U_1^3) \quad \text{送風機効率} \quad \eta = QPt / L$$

$$\text{羽根車レイノルズ数} \quad \text{Re} = U_1 C / \nu$$

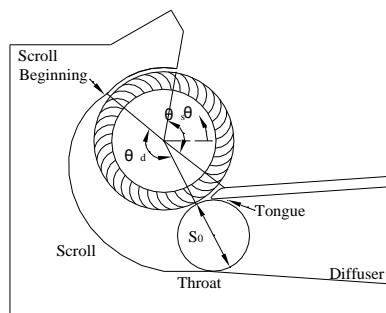


図 5-1 クロスフローファンの概略図

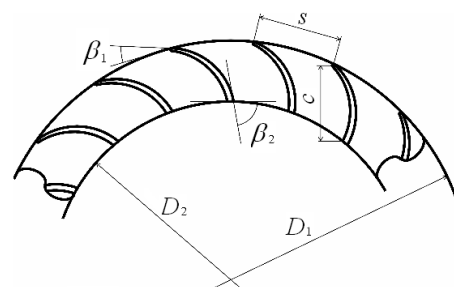


図 5-2 羽根車概略図

## 5-2-2 効率に及ぼす羽根車レイノルズ数の影響

クロスフローファンの性能には羽根車レイノルズ数が大きく影響することがわかっている<sup>(17)</sup>。羽根車には臨界レイノルズ数と呼ばれる層流から乱流に遷移する臨界値が存在し、臨界レイノルズ数の前後ではファン効率に現れる粘性の影響の大きさが異なる。そのため臨界レイノルズ数以上での運転が望ましい。羽根車回転数を変化させることによって羽根車レイノルズ数を変化させ、羽根車レイノルズ数が性能および内部流れに及ぼす影響について検討を行う。

効率に及ぼす臨界レイノルズ数の影響を図 5-3 に示す。グラフは羽根車レイノルズ数の対数を横軸に、損失を表す  $1-\eta$  を縦軸としている。流れの損失は層流および乱流の場合にそれぞれレイノルズ数の  $-1/2$  乗および  $-1/5$  乗に比例するため、一般的に図 5-3 のようなグラフとなる<sup>(18)</sup>。

以上から実験により本供試羽根車の臨界羽根車レイノルズ数を検討する。

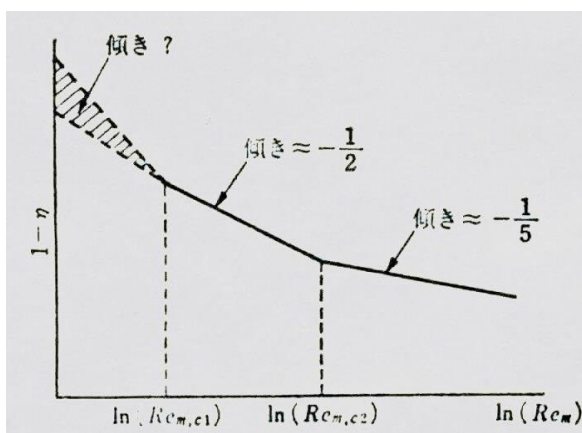


図 5-3 効率に及ぼす臨界レイノルズ数の影響

## 5-2-3 実験による羽根車レイノルズ数の検討

後述するサイズが違う羽根車が数種類有り、混同を防ぐために羽根車の直径に関連した名前を付ける。本羽根車は  $D_1=200\text{mm}$  のため  $D200$  とする。羽根車回転数を  $300[\text{rpm}]$  から  $800[\text{rpm}]$  まで  $100[\text{rpm}]$  ごとに変化させることで、 $Re=6900\sim 18300$  と広範囲のレイノルズ数において実験を行った。このときの実験結果を図 5-4, 図 5-6, 図 5-7 に示す。

$D200$  を用いたときの効率曲線を図 5-4 に示す。羽根車レイノルズ数が増加するにしたがって効率は上昇しており、また最高効率点が低流量側に移行しているこ



とがわかる．そして回転数 600[rpm] ( $Re=13700$ ) 前後で効率上昇の割合が変化している．これは性能特性に及ぼす羽根車レイノルズ数の影響が少しずつ飽和する兆候が表れており，羽根車の臨界レイノルズ数が 13700 付近に存在するためと考えられる．最大効率に及ぼす羽根車レイノルズ数の影響を図 5-5 に示す．横軸に羽根車レイノルズ数の対数を取り，縦軸に損失係数  $1-\eta_{\max}$  をとる．グラフより，羽根車レイノルズ数  $Re=13700$  付近で傾きが変化していることが確認できる．流れの損失は図 5-3 に示すように層流および乱流の場合にそれぞれ羽根車レイノルズ数の  $-1/2$  乗および  $-1/5$  乗に比例するため，本供試羽根車の臨界レイノルズ数は 13700 付近に存在すると考えられる．一般的に，クロスフローファンの臨界レイノルズ数は 10000~14000 と言われており<sup>(18)</sup>，本実験による結果も妥当であると考えられる．

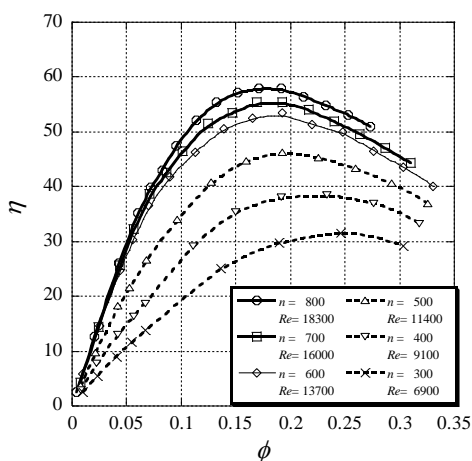


図 5-4 外径 200[mm]の羽根車の効率曲線

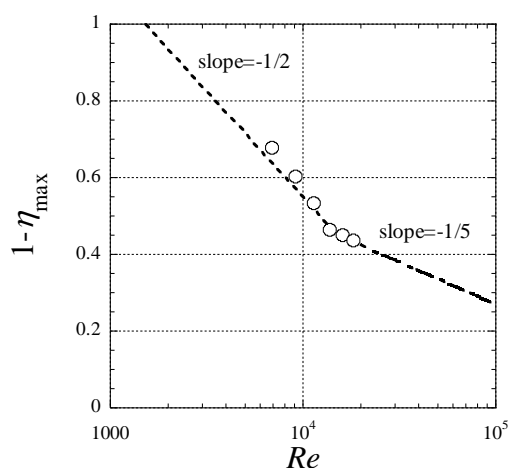


図 5-5 最大効率に及ぼす羽根車レイノルズ数の影響

次に，図 5-6 に示す圧力係数曲線に注目すると，低流量側ではあまり差異は見られないが，高流量側で羽根車レイノルズ数の影響が現れていることがわかる．臨界レイノルズ数以上の運転 ( $n=600$ [rpm]~ $800$ [rpm]) では，一本の線に重なる傾向にあるが，臨界レイノルズ数以下の運転では高流量側で圧力係数の低下が見られる．これは臨界レイノルズ数以下では層流であるため，高流量域では摩擦の影響が大きく現れる．また前向き羽根の羽根車は流体を前に押し出す作用が大きいが，低レイノルズ数では早くはく離が起るため，十分仕事ができずヘッドが

低下したと考えられる。

図 5-7 に示す動力係数曲線に注目すると、臨界レイノルズ数以上の運転ではやはり一本の線に重ねる傾向が見られるが、それ以下ではレイノルズ数の低下に伴って動力係数は増加している。これは羽根車レイノルズ数が減少することで、クロスフローファン内部に発生する偏心渦が発達し、偏心渦動力が増加するためであると考えられる。この内部流動状態の考察は別項で行う。

また、実験装置の羽根車は、羽根と円盤から構成されている。流体中で円盤が中心軸まわりに回転するときは円盤摩擦と呼ばれる摩擦抗力を受けることが知られている。 $M$  を回転に必要なトルク、 $R$  を円盤の半径、 $\omega$  を回転角速度とすれば、

$$M = \frac{1}{2} C_f \rho \omega^2 R^2 = \frac{1}{2g} C_f \gamma \omega^2 R^2$$

で表され、 $Re = \omega R^2 / \nu$  で定義すれば、 $C_f$  は  $Re$  と表面粗さの状態、容器の大小によって異なる。広い空間に流体が満たされている中を回転する場合、境界層が層流つまり羽根車レイノルズ数が臨界値以下なら、

$$C_f = \frac{1.935}{\sqrt{Re}}$$

境界層が乱流つまり羽根車レイノルズ数が臨界値以上なら、

$$C_f = \frac{0.0728}{\sqrt[5]{Re}}$$

で表される。

これより  $C_f$  は層流と乱流によってそれぞれレイノルズ数の $-1/2$ 乗と $-1/5$ 乗に比例することがわかる。つまり、層流の方が円板摩擦は大きくなるので、臨界値以下では動力係数が増加すると考えられる。

以上のことより、臨界レイノルズ数以下では圧力係数が低下し、動力係数が増加することから効率が大きく低下する。しかし、臨界レイノルズ数以上の運転では動力係数はほぼ一定となり、変動の小さい圧力係数の影響が出てくるため効率の上昇が緩やかになると考えられる。クロスフローファンの性能に及ぼす羽根車

レイノルズ数の影響は、レイノルズ数が比較的小さいときは強く現れるが、臨界レイノルズ数を超えるとその影響はほぼ飽和することが明らかになった。

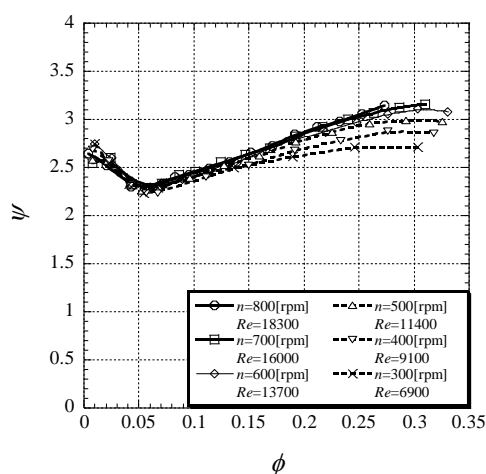


図 5-6 外径 200[mm]羽根車の  
の圧力係数曲線

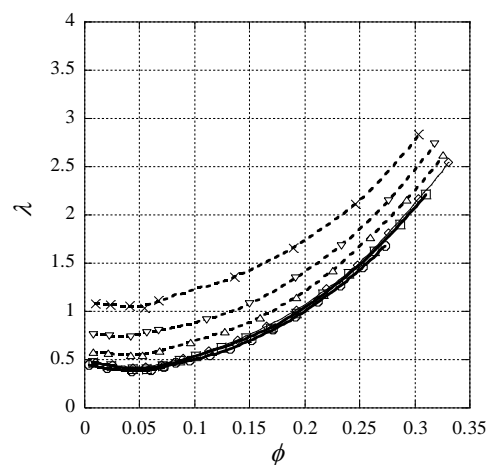


図 5-7 外径 200[mm]羽根車の  
の動力係数曲線

### 5-3 羽根車直径による影響

クロスフローファンにおいてレイノルズ数(羽根車回転数)が性能に大きな影響を及ぼすことが明らかになると共に臨界レイノルズ数は 13700 付近に存在することが明らかとなった。それを踏まえた上で羽根車の小型化による影響を明らかにする。理由として近年の傾向として小型で高出力のファンへの要求は高まっている。クロスフローファンは流量係数と圧力係数が大きく、他の形式のファンより小型で薄型にできるが、小型化による影響を論じた研究は数少ない。そこで本項ではレイノルズ数による影響を考えた上で羽根車直径による影響について記載する。

羽根車レイノルズ数のパラメータは翼弦長に依存するため、寸法効果による影響が大きく羽根車直径が性能に及ぼす影響が現れる。外径 100[mm](D100 と記載)、50[mm](D50 と記載)の羽根車において臨界レイノルズ数以上で運転させるためには羽根車回転数を  $n=2400$ [rpm],  $9600$ [rpm]にする必要があり、D50 の様な極めて小型である羽根車では臨界羽根車レイノルズ数以上の運転は実用上不可能に近い。そのため羽根車直径による影響の測定は層流とはいえ、レイノルズ数を一定にすることで影響を明らかにすることとした。

### 5-3-1 羽根車直径の違いによる性能特性 (D200・D100・D50 の比較)

羽根車直径の違いによる影響を調査するために、羽根車レイノルズ数が一定となるように性能試験を行った。最初に D200 と D100 を比較する。このときの運転条件は D200 のとき  $n=300[\text{rpm}]$ 、D100 のとき  $n=1200[\text{rpm}]$  とし、羽根車レイノルズ数は 6900 とした。その性能試験結果を図 5-8、図 5-9、図 5-10 に示す。

まず効率曲線を見ると、羽根車直径の大きい方が効率は高く、また最高効率点は低流量側に移行している。圧力係数曲線を見ると、羽根車直径の大きい方が高流量側で圧力が大きくなっている。このグラフより、D200 の方が低流量側からより大きな仕事をしており、D100 の方は高流量域になると圧力が低下しており、高流量域では摩擦などによる損失が大きいと考えられる。動力係数曲線については D100 の方が動力係数は大きい、高流量域になるとその差は小さくなる。次に D100 と D50 を比較する。D50 の羽根車は動力が小さく、機械的な損失トルクが大型と比較して相対的に大きくなるため<sup>(19)</sup>、羽根車のトルクを測定することは本実験装置では困難である。従って、圧力係数曲線のみ記載する。また回転機構の制限上、約 3480[rpm] が限度であるため、D100 のとき  $n=800[\text{rpm}]$ 、D50 のとき  $n=3200[\text{rpm}]$  とし、羽根車レイノルズ数は 4600 とした。結果を図 5-11 に示す。

図 5-11 より D50 が全体的に低い圧力係数となっている。特に高流量域でその差は大きく、D200 と D100 と同様の傾向が見て取れる。さらに羽根車直径の減少により圧力係数の最大値をとる点が低流量側に移動していることも同様に確認できる。

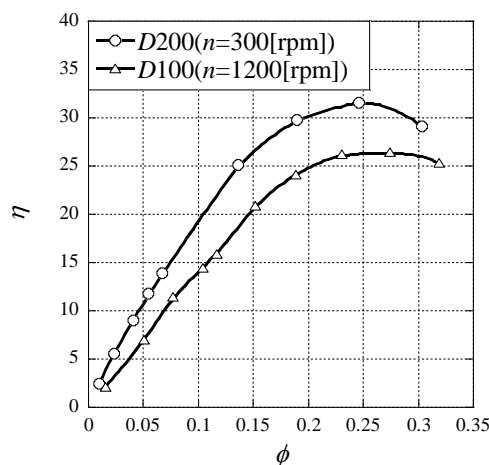


図 5-8 同レイノルズ数の効率曲線  
( $Re=6900$ )

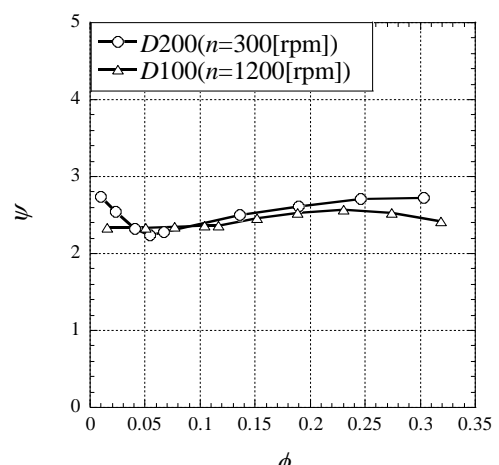


図 5-9 同レイノルズ数の圧力計数  
( $Re=6900$ )

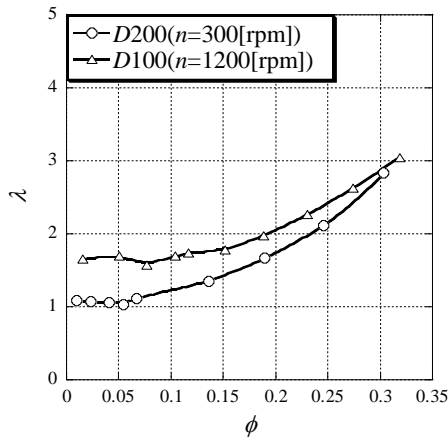


図 5-10 同レイノルズ数の動力計数

( $Re=6900$ )

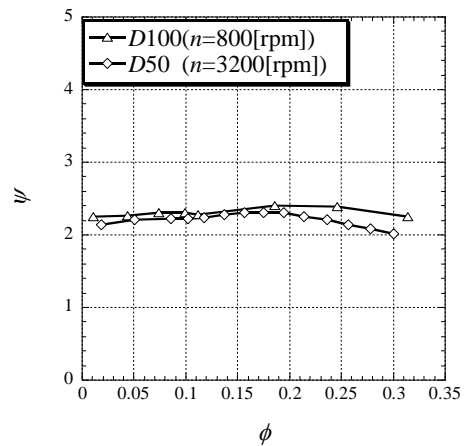


図 5-11 同レイノルズ数の圧力計数

( $Re=4600$ )

図 5-12 は羽根車幅方向中央断面での羽根車内周付近の全圧係数分布を示す．実験結果にはピトー管による全圧測定値をプロットしている．この際の流量係数は中流量 $\phi=0.19$ である． $D200$ と $D50$ の比較により，羽根車直径や羽根車レイノルズ数が大きく異なるにも関わらず，全圧係数分布にあまり差が見られないことがわかる．図より， $260[\text{deg}]$ から $280[\text{deg}]$ 付近において全圧が大きく下がっている点が存在し，この位置が偏心渦中心位置である．小型化に伴う内部流れへの影響として $D50$ の実験結果は $D200$ の結果に比べて偏心渦が相対的に大きくなっており，偏心渦中心位置がスクロール巻始め側に移動していることがわかる．

以上より，羽根車直径の違いによる性能特性とは幾何学的相似形状の羽根車を用いて羽根車レイノルズ数を等しくしても性能特性に差が表れ相似則が成り立たず，羽根車直径の違いによる影響があることが言える．

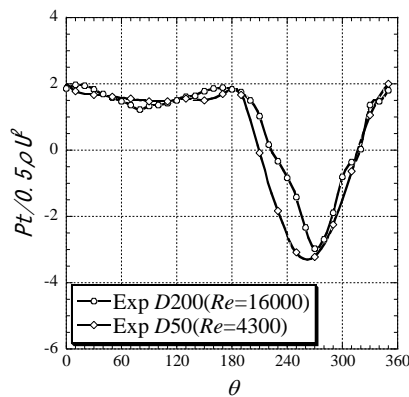


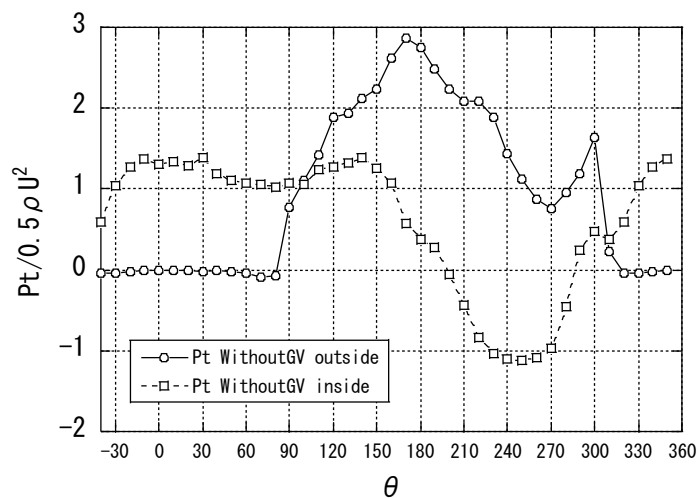
図 5-12 同一羽根車レイノルズ数における全圧係数分布( $\phi=0.19$ )

## 5-4 クロスフローファンの偏心渦について

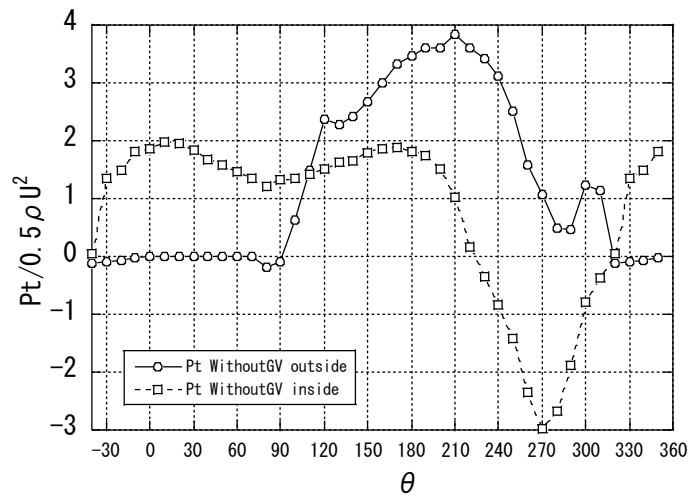
### 5-4-1 流量変化に伴う偏心渦の位置と強さ

前項のクロスフローファン自体の性能低下は偏心渦の位置，強さが何らかの影響を及ぼしていると考えられる。第一章の緒言に記載したとおりクロスフローファンは偏心渦の挙動が流れに極めて重要な影響を与える。本項では偏心渦について重点的に述べる。羽根車は D200 のみを使用し，レイノルズ数  $Re=16000$  (700rpm) 一定で流量を変化させて測定した。図 5-13(a)(b) (c)に 3 種類の流量による羽根車外周，内周の全圧分布を示すが，後述する内容にガイドベーン(GV)があり，混同をふせぐために前述の条件を【without GV】と記載する。羽根車内部に形成される偏心渦は，羽根車内周付近に中心を持つことが知られているが<sup>(20)</sup>，図において羽根車内周の全圧が最小値を示す位置付近に偏心渦がある。低流量域では，渦中心が  $\theta$  (図 5-1 参照) の小さい位置，すなわち舌部から離れた位置にあり，低圧である渦領域が広いが，羽根の仕事量が小さいため負圧の値は小さく偏心渦の強さは弱い。流量が増大するにつれて渦の中心位置は  $\theta$  が大きい位置，すなわち舌部に近づくとともに渦は領域が狭く，強くなる。特に高流量になると急激に負圧の値が大きく渦が強くなることを示している。

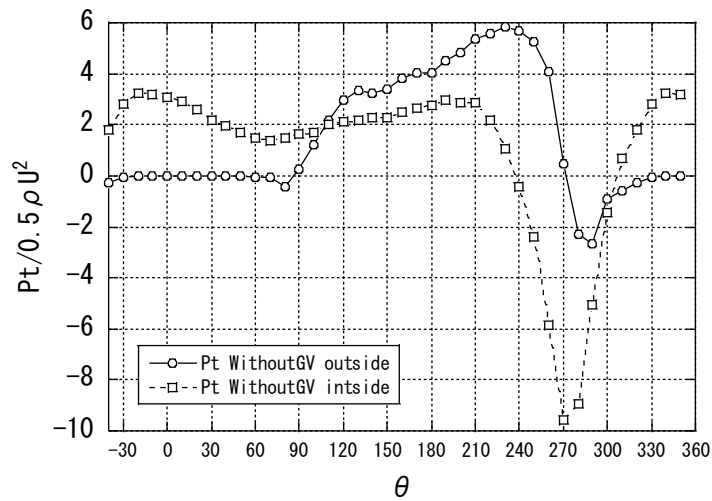
第一段吸込み翼列と第二段吐出し翼列の仕事の比は流量係数に関わらずほぼ 1:1 となっている。一般に言われている第一段と第二段の仕事比率に比べ，第一段の比率が高いが，これは本実験において羽根車入口の回転方向と逆方向の予旋回が大きいことによるものである。



(a)低流量( $\phi=0.10$ )



(b) 中流量 ( $\phi = 0.19$ )



(c) 高流量 ( $\phi = 0.31$ )

図 5-13 羽根車内周，外周の全圧分布

クロスフローファンの内部流れを，タフト法を用いて可視化した結果を図 5-14 に示す．偏心渦中心を○印で示すが，上述したように流量変化とともに偏心渦の位置が移動し，低流量では舌部から離れた羽根車内周付近にあるが，流量の増大とともに舌部に近づくことが確認できる．偏心渦領域と貫流領域の境界は舌部が起点となるが，低流量では羽根車第一段出口の半径方向速度  $V_r$  が小さいため，第一段出口流れの絶対流れ角  $\alpha$  が小さく，羽根車内部を貫流する第二段入口への流れが舌部から離れた位置（図 5-14(a)では左上方）に向かうため偏心渦領域が広が

り，渦中心が舌部から離れた位置となる．流量が増大すると第一段出口流れの半径方向速度  $V_r$  が大きくなるため，絶対流れ角  $\alpha$  が大きくなり，第二段入口への貫流流れが舌部に近い位置（図 5-14(c)では左下方）に向かうため，偏心渦領域が狭く，その中心が舌部に近い位置となる．後述するようにこの渦の移動がファンの圧力上昇および偏心渦動力，そしてその結果としてファン効率に大きな影響を及ぼす．

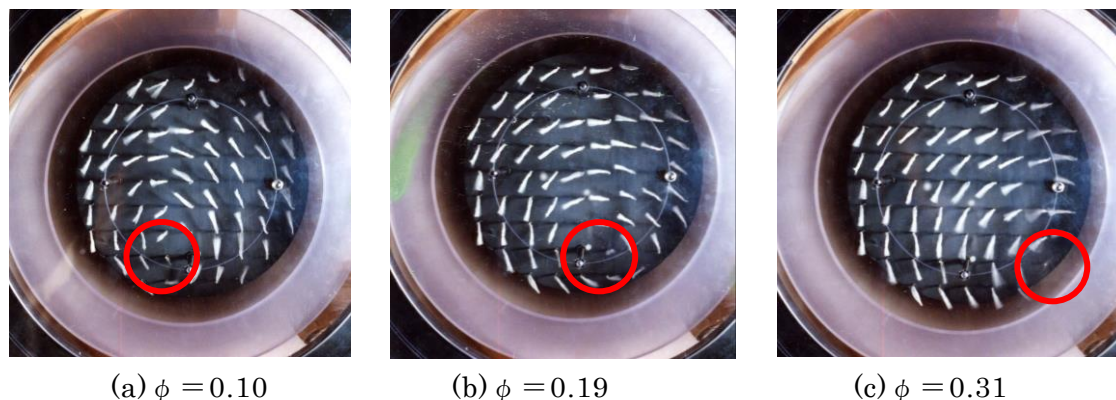


図 5-14 羽根車内部の流れの可視化（タフト法）

図 5-13(b), 図 5-14(b) に示した中流量 ( $\phi = 0.19$ ) は D200 の最高効率点である．本クロスフローファンが最も効率が良い状態に対する第一段と第二段羽根による圧力上昇(羽根仕事量)の比率について調べる． $\phi = 0.19$  における羽根車入口の絶対流れ角  $\alpha$  および半径方向速度  $V_r$  の測定結果を図 5-15 に示す．図 5-1 に示すケーシング形状の入口流れは，半径方向内向きに羽根車に流入する予旋回なしの  $\alpha = 90^\circ$  に対して， $\alpha$  が小さくなっており，羽根車の回転方向と逆方向の大きな予旋回を生じている．また，絶対速度の半径方向成分  $V_r$  は舌部側で大きく，スクロール巻き始め側で小さくなり，羽根車入口流れは周方向に非一様で，舌部側に大きく偏った流れとなっている．羽根車の入口，出口流れの測定結果を用いて，羽根車内の全理論圧力上昇量  $P_{th} = \rho U (V_{t4} - V_{t1})$  を求め，これを入口予旋回成分による理論圧力上昇量  $P_{th1} = \rho U (-V_{t1})$  と予旋回成分以外の理論圧力上昇量  $P_{th4} = \rho U V_{t4}$  に分ける．これらの式において平均値  $V_t$  はそれぞれ周方向に流量平均された値である．予旋回による理論圧力上昇量および予旋回以外の理論圧力上昇量の全理論圧力上昇量に対する比， $(P_{th1}/P_{th})$  および  $(P_{th4}/P_{th})$  を求め，それぞれを図 5-16 に示す．流量の増加とともに入口予旋回による理論圧力上昇が全理論



圧力上昇に占める割合は大きくなり、最高効率点 ( $\phi=0.19$ ) で 21%、大流量時では、28%に達する。これらの結果より、ファンの圧力上昇に及ぼす入口予旋回の影響が大きいと言える。したがって、クロスフローファンの圧力上昇を見積もるためには、予旋回の発生原因の解明とその大きさを知ることが重要である。予旋回流れについては後ほど詳しく記載する。

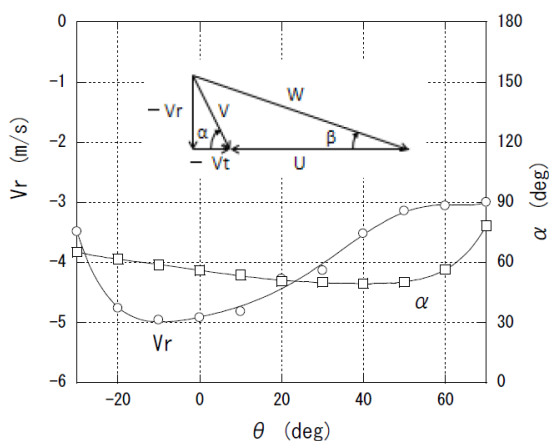


図5-15 羽根車入口の $V_r$ ,  $\alpha$ 分布

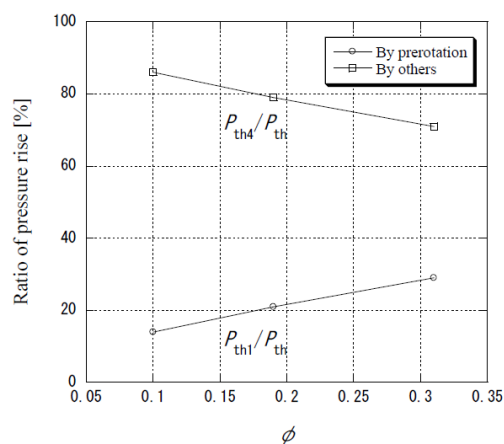


図5-16 圧力上昇比

#### 5-4-2 偏心渦が吸込み入口流れに及ぼす影響

数値解析による非定常解析を行う。図 5-17 に計算領域の全体図を示す。解析には市販コード (Fluent6.3) を使用し、スライディングメッシュ法を用いた二次元非定常解析を行った。ファン形状及びケーシング形状は、本実験で使用した装置を実寸で再現している。解の安定性を図るため、流入境界としてファン直径の 4 倍に相当する吸込み領域を設置した。吐出し領域は境界条件を満たすために吐出し管路を流れの方向に管路幅の 10 倍に相当する長さ延長した。境界条件のうち、流入条件は一様速度を、流出条件は拡散流速が 0 として与え、圧力の基準は、吸込み領域上を大気圧として設定した。計算格子は全解析領域で 12 万要素である。計算において、乱流モデルには標準  $k-\epsilon$  モデルを用い、壁近傍には標準壁関数を適用した。また収束条件は、残差が  $1 \times 10^{-4}$  以下とした。

以上を踏まえ、図 5-18 に羽根車付近を拡大した各流量における流線のシミュレーション結果を示す。図に示すようにクロスフローファンの入口流れは、羽根車内部に生じる強い負圧を示す偏心渦に向かって吸込まれる。偏心渦は、羽根車内周の舌部付近にあるため吸込み入口流れが羽根車の回転と逆方向の予旋回 (図

5-18(c)の  $V_t$  を持つとともに偏心渦に近い舌部側で流れが増速され、羽根車入口流れが周方向に非一様で舌部側に偏った流れとなる。図 5-19 に羽根車入口の半径方向速度分布を示すが、流量の増大とともに偏心渦位置は舌部(-20deg)に近づき、その結果、入口吸込み流れの舌部側での増速が強くなり、それに伴って周方向速度の非一様性が増している。

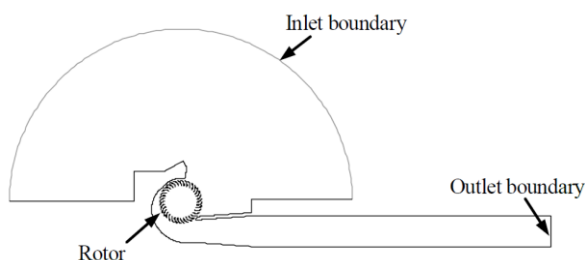


図 5-17 解析領域

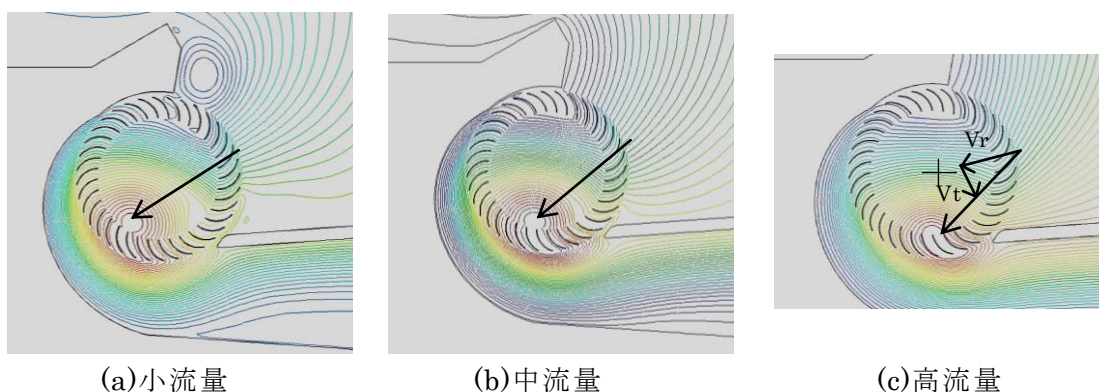


図 5-18 流線図 (数値解析)

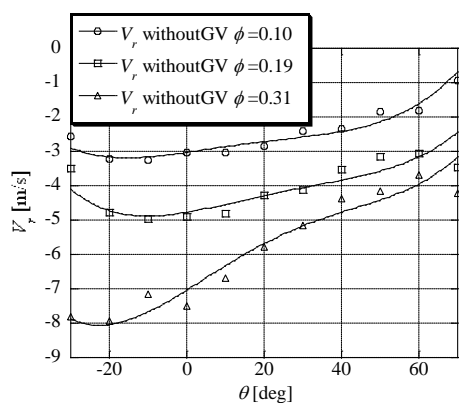


図 5-19 羽根車入口の  $V_r$  分布

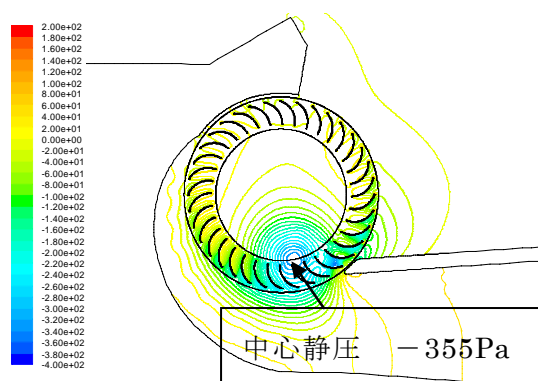


図 5-20 静圧分布 ( $\phi=0.31$ )

図 5-20 は、高流量域である  $\phi = 0.31$  おけるシミュレーション結果の羽根車内の静圧分布を示す。羽根車入口流れは舌部近くに中心を持つ偏心渦に向かって吸い込まれ、流れが加速するため静圧が舌部に向かって急激に低下していると考えられる。この検証は次項で後述する。また、図 5-18 からわかるように、流量の増大とともに羽根車入口において羽根車回転方向と逆方向の予旋回成分が強くなり、ファンの圧力上昇は、前向き羽根本来の流量-圧力曲線の右上がり特性に加えて、この流量の増大に伴う予旋回成分の増大により右上がりの圧力上昇が強くなっている。

### 5-4-3 吸込み入口流れと偏心渦の検証

数値解析を使って、入口流れが偏心渦中心位置に向かって吸込まれることを検証する。羽根車を除いた図 5-17 の解析領域において、偏心渦中心位置に吸込みを置き、入口流れがこの吸込み位置に向かって吸込まれるとして解析を行う（この場合の解析を Model 2 と名づける）。従来通りの羽根車が有り、回転する場合の非定常流れ解析を Model 1 と名づける。これら Model 1 および Model 2 で得られた流れ解析の絶対流れ角  $\alpha$  分布を図 5-21 に示す。羽根車の有無、羽根車の回転や舌部の影響など大きく状況が異なるにもかかわらず、Model 2 の流れ解析結果は、羽根車入口における羽根車回転方向と逆方向の予旋回の発生に関して、Model 1 や実験で得られた予旋回角の平均的な大きさと周方向分布形状を捉えている。

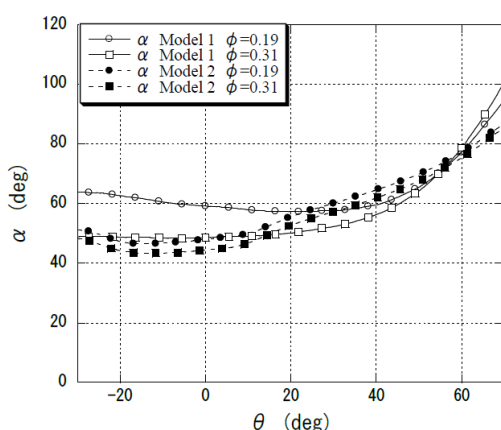


図 5-21 羽根車入口の  $\alpha$  分布

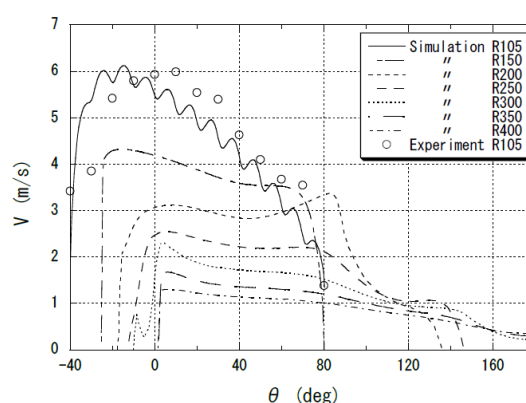


図 5-22 羽根車入口の流速  $V$

次に、羽根車があり回転する場合の吸込み流れの非定常数値解析結果を図 5-22 に示すが、羽根車入口上流で周方向にほぼ一様であった流れが羽根車に近づくにつれて、舌部側で急激に増速する様子が示されている。これは、図 5-18 に示すように偏心渦は舌部近くの羽根車内周付近に形成されるが、吸込み流れが偏心渦中心に向かって吸い込まれるためこの偏心渦中心から羽根車入口までの距離が短い、つまり偏心渦に近い羽根車入口舌部側で流れが増速されたものと考えられる。さらに図 5-22 において R=105mm の数値計算結果 (R105) は、○印の実験結果の傾向を良く捉えている。これらのことより、羽根車入口で予旋回が発生する主たる原因は、入口流れが強い負圧を示す偏心渦に向かって吸い込まれることによるものであり、それによって偏心渦に近い舌部側の流速が大きくなり、羽根車の入口流れが周方向に非一様になっていると言える。

## 5-5 偏心渦の制御

### 5-5-1 舌部ガイドベーン(GV)について

前項までの結果からクロスフローファンの吸込み流れは舌部側に大きく偏った流れとなっており、効率の低下、騒音の増大などの問題が生じていると考えられる。そこでファン入口形状の変更によって舌部側で著しく増速する入口流れを制御し、羽根車周方向速度の一様化を狙うことで偏心渦強さの減少を図ることとした。以上から舌部にガイドベーンを使い、入口吸込み流れの制御を行うことで以下の効果が考えられる<sup>(15)(16)</sup>。

- 1) ガイドベーンを設置することにより、クロスフローファンの吸込み流れを周方向に一様化することでファン性能の向上が期待できる。
- 2) ガイドベーンを設置することにより、羽根車の回転方向と逆方向の更なる予旋回を与えることで、ファンの高圧力化が期待できる。
- 3) ガイドベーンを設置することにより、羽根車入口流れを羽根角に沿うように改善することで、吸込み翼列の効率向上が期待できる。

図 5-23 に舌部ガイドベーン(以下 Tongue GV)をケーシングにおけるファン吸込み側舌部に設置し、どのように変化するか測定する。水平方向 0° を基準とし

て, Tongue GV 角度  $\gamma$  を  $10^\circ$  刻みで変化させた場合を図 5-24 に性能曲線に示す. Tongue GV の長さ  $L$  は 900mm とした.

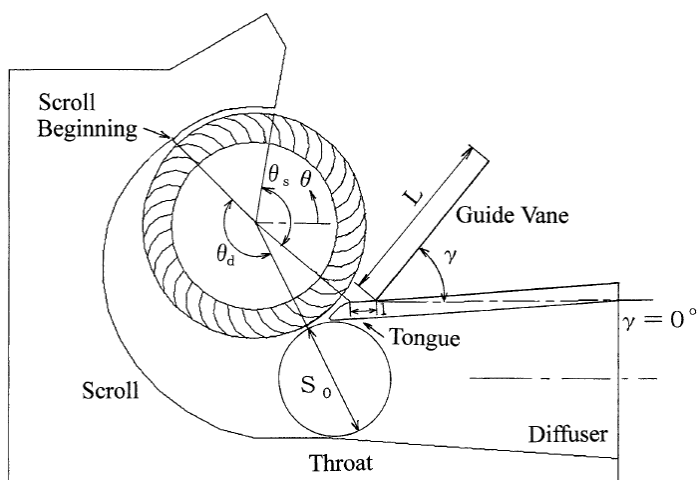


図 5-23 GV 設置の概略図

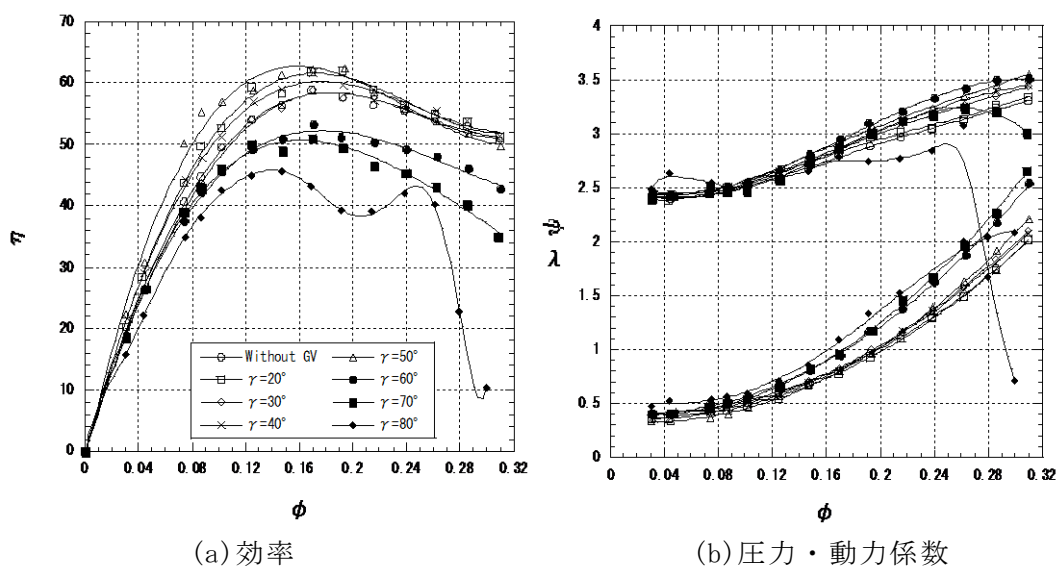


図 5-24 Tongue GV 角度による性能曲線

図 5-24(a)効率は Tongue GV を設置した場合  $\gamma = 20^\circ \sim 50^\circ$  は基準となる Without GV に対して高流量側ではあまり差は見られないものの, 低流量側から中流量付近においては大きな効率上昇が見られる. 図 5-24(b)動力係数に注目すると, Tongue GV を設置した場合, 高流量側では急激な圧力上昇のために全体的に

軸動力が増大するが、 $\gamma=20^\circ \sim 50^\circ$  間の低流量側で Without GV よりも低い値を示す。この低流量側での動力低さが高い効率上昇を生み出す原因となっている。圧力係数も Tongue GV を設置することによって $\gamma$ の増加とともに上昇し、流量係数に対する特性は前向き羽根特有の右上がり特性を示すようになる。特に $\phi=0.31$  など大流量時の圧力係数は $\phi=3.5$ に届くまで大幅な圧力上昇を起こしている。これら Tongue GV を付けることによって起こった性能上昇要因は $\gamma$ の増加とともに流入流れの回転と逆方向流れの旋回成分が大きくなり、それに伴って吸込み翼列仕事が大きくなるために、性能上昇につながってくると考えられる。また、効率、動力・圧力係数共に $\gamma=20^\circ \sim 60^\circ$  付近までは予旋回流れの増大から性能上昇し、この中でも $\gamma=50^\circ$  の時が最も高い効率・圧力係数を示している。しかし、 $\gamma > 60^\circ$  からは効率・圧力係数共に著しい性能低下を起こしている。これは予旋回が強くなり、羽根仕事が増え、軸動力は増大するが、それに見合う圧力上昇が得られず、効率が低下しているものと考えられる。さらに $\gamma=70^\circ, 80^\circ$  は羽根車入口の相対流入角 $\beta$ は羽根角 $20^\circ$  よりかなり小さくなり、羽根背面で剥離が生じ、効率が低下しているものと考えられる。

以上の結果から舌部に GV を Tongue GV  $\gamma=50^\circ$  で固定することにより、従来よりも性能上昇させることができることが分かった。次は吸込み側とは逆方向部分の吸込みロスクロール巻始め側( $\theta=80^\circ$  近辺)からの吸込み流れも予旋回を増やし、性能向上を図ることにした。

### 5-5-2 スクロールガイドベーン(Scroll GV)について

今回の実験は吸込み口に Tongue GV 角度 $\gamma=50^\circ$  で固定させた GV を常に設置し、吸込み口の Tongue GV に加えて、 $\theta=80^\circ$  近辺の吸込みロスクロール巻始め側、図 5-25 のケーシング角 $\gamma$ を GV と見立てて変化させることにより左方向からの流れを羽根車回転と逆方向に旋回させ、さらなる性能向上を図る実験を行った。

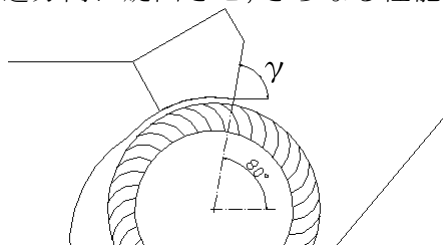


図 5-25 スクロールガイドベーン概略図

スクロールガイドベーン(以下 Scroll GV)角  $\gamma=80^\circ$  は一般的なケーシング形状であり、羽根車外周羽根角に添うようは設計されていない。これでは流入流れの回転と逆方向流れが生まれず、予旋回を多く稼ぐことはできない。そこで  $\gamma=100^\circ$   $120^\circ$   $140^\circ$  と  $20^\circ$  きざみで角度を増やし、測定を行った結果を図 5-26 に示す。

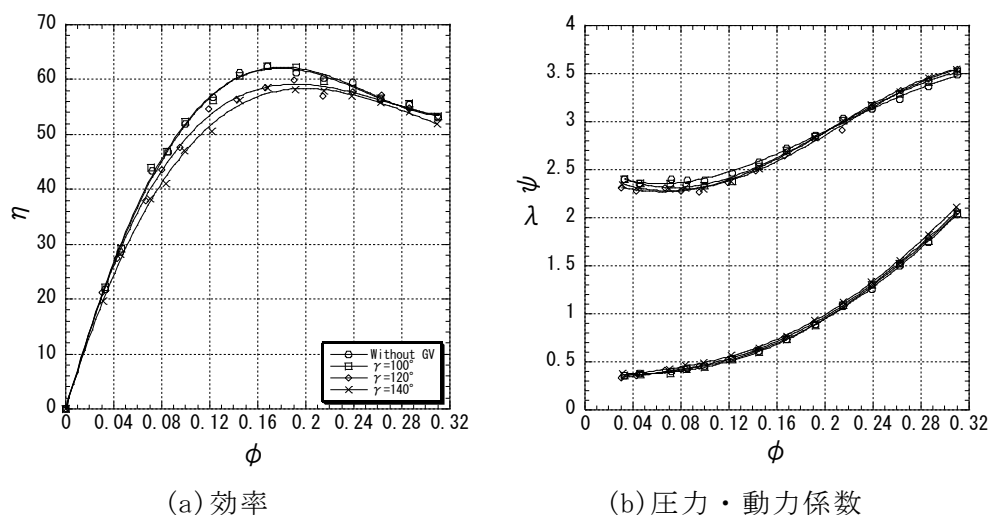


図 5-26 Scroll GV 角度による性能曲線

図 5-26(a)効率は  $\gamma=80^\circ$  と  $\gamma=100^\circ$  は値に変化がないものの、他の 2 つは角度が増えるに従って効率低下をしている。図 5-24(b)圧力・動力係数を見ると大流量では予旋回が効き、圧力は上昇しているものの微々たる数値である。低流量では予旋回の効果よりも、流れによる損失のほうが多く、従来形状よりも圧力が低い。また全体的に動力も高い。

これらのことから左方向からの予旋回を得るために Scroll GV 角  $\gamma$  を大きくしても、舌部の様な著しい性能変化は得られないことがわかる。この原因は実験装置の設計特性で吸込み口スクロール巻始め側の流れが羽根車に沿って流入しておらず、羽根車入口付近で常に逆流しているためではないかと考えられる。逆流流れは圧力変換せず、動力を増やし性能損失となる。この仮説が成り立つならば一般的なケーシング形状である  $\gamma=80^\circ$  は予旋回効果を犠牲にすることで、羽根車から逆流する流れを押さえこんでおり、本実験によって Scroll GV 角度を大きくしたために押さえこんでいた逆流が開放され、逆流が広範囲に拡大し、大きくな

った逆流が吸込み口から逆向きに噴出したのではないかと考えられる。

以上の結果から、吸込み口スクロール巻始め側流れによって性能上昇を望まず、Scroll GV 角度  $80^\circ$  のままで研究を行う。そして右方向の吸込み口に設置した GV の長さを変化させることで、どのような性能結果が出るかを調べる。

### 5-5-3 舌部ガイドベーン(GV)の長さについて

図 5-23 の L (Tongue GV の長さ) について最適な長さを検討する。5-5-1 項で測定した Tongue GV 長さは 900mm であるが、実用を考えるうえで 900mm の長さは現実的ではない。そこで Tongue GV を  $\gamma=50^\circ$  に固定し、長さ L を変えて同性能、または性能向上を図る。L は 900mm を最大長さとし、450mm, 300mm, 150mm, 80mm, 50mm の 6 種類を比較する。基準として Without GV を入れた測定結果を図 5-27 に示す。

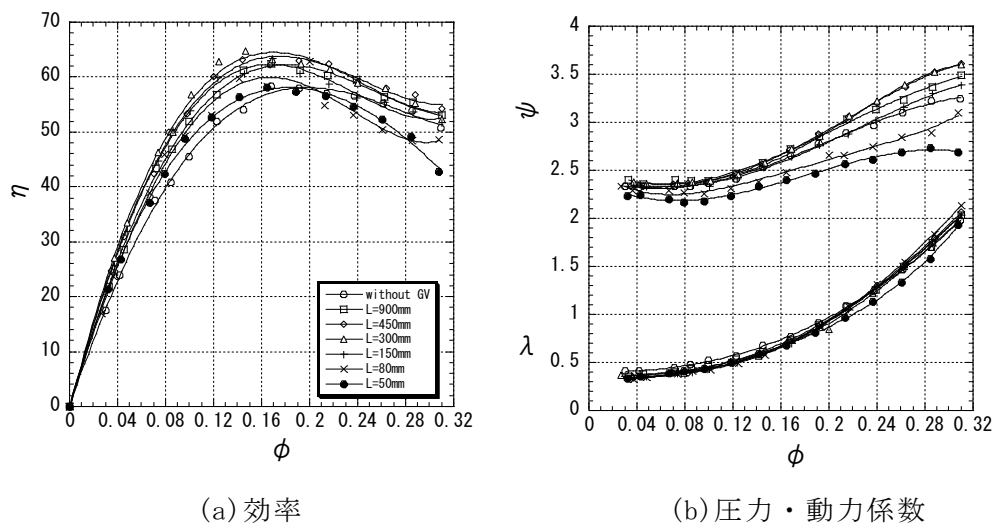


図 5-27 Tongue GV の長さによる性能曲線

図 5-27(a)効率は L=150~450mm にて Without GV よりも値が高く、さらに 300mm・450mm においては 900mm よりも全体的な流量範囲でさらに高い値を産みだすことがわかる。特に低流量から中流量までの効率上昇が大きい。これは 900mm という長い Tongue GV の場合、羽根車回転方向と逆向き流れの予旋回流れが与えられることで効率が上昇するが、流れが Tongue GV 表面上で大きな摩擦損失を起こしており、吸い込み口にいたるまでに流入速度が落ちていると考え



られる．そのため長さ 1/3 の Tongue GV 300mm の場合，表面摩擦損失が 900mm に比べて格段に少なくなり，予旋回効果に関しても同程度，流れに対して与えるため効率が上昇すると考えられる．しかし 300mm 以下の長さ 150・80・50mm の場合，効率が伸びず値は Without GV 以下となっている．これは Tongue GV 長さが短すぎるために流れに対して予旋回を与えられず，逆に舌部に沿って流入する吸込み流れに対しての障害物となっていると考えられる．そのほかには効率曲線の形状も中流量  $\phi=0.19$  のときに最高効率点になるなど，900mm のときと変わらず Tongue GV 長さを変えたことによる性能への基本的特性の大きな変化はないことが分かる．

図 5-27(b) の圧力係数は効率の場合と同様 Tongue GV 長さ 300mm・450mm のときに Without GV や L=900mm よりも全領域で圧力上昇をしている．特に大流量では Tongue GV 効果が大きく影響しており， $\phi=0.32$  では圧力係数 3.5 を超えている．これも効率上昇原因と同様に表面摩擦損失が軽減されたためと，Tongue GV が短くなったことで 900mm に比べ吸込み領域が広がり，多くの流量を吸込みやすくなったため，他に比べてこの二種類が圧力上昇したと考えられる．また 80・50mm などは Without GV 圧の値以下となっており，小さい Tongue GV は圧力に寄与しないことがわかる．動力係数は 300mm・450mm でさらに減少していることがわかる．高流量側では圧力係数 3.5 以上もの圧力高さのために全体的に軸動力が増大するが，低流量側で 900mm よりも低い値を示す．

以上から圧力・動力ともに Tongue GV 長さは長すぎても損失が多く，短すぎても Tongue GV として機能せず，L=300mm 程度が良いことがわかる．また 300mm であれば実用を考えるうえでも問題ない長さと思われる．よって以後 Tongue GV は  $\gamma=50^\circ$  ， L=300mm にて使用することにした．そのため以後の Tongue GV の記載は  $\gamma=50^\circ$  ， L=300mm とする．

## 5-6 羽根車内部流動状態

### 5-6-1 低流量時( $\phi=0.10$ )の入口流動状態

前項の測定からTongue GVを設置することで低流量では効率が、高流量では圧力がそれぞれ上昇することが分かった。性能上昇の原因として考えられる要因は様々なものがあり、それらが組み合わさって全体的な上昇となっていると考えられる。本項ではこれらのTongue GVの効果を羽根車入口の流動状態から考察する。低流量域である $\phi=0.10$ 時の半径方向速度の周方向分布を図5-28に示す。Without GVでは、入口から舌部側で流速が大きく、スクロール巻き始め側に向かって減速し、スクロール巻き始めでは逆流を示している。つまり、吸込み流れが舌部側に偏って流入し、スクロール巻き始め側では一旦羽根車に入った流体が外向きに噴出し、吸込み流れが再循環していることが分かる。一方、舌部GVを設置した場合は、舌部側の半径方向流速が押しえられて小さくなるとともに、スクロール巻き始め側の逆流が消え、羽根車入口で周方向にほぼ一様に吸い込まれている。これらによりTongue GVは、Without GVに比べて、スクロール巻き始め側の循環渦動力が減少することによって動力が減少し、効率が上昇したことが分かる。吸込み入口での圧力上昇の検証のため静圧・全圧係数グラフを図5-29に示す。図5-29(a)は流量が小さいため $P_s \cdot P_t$ ともに値は $\pm 1$ 以内である。全 $\theta$ で値がほとんど変化していないことから正しい値が測れている。次に図5-29(b)に示す静圧・全圧係数を見ると静圧係数は全領域でTongue GVのほうが低いものの、全圧係数はわずかにTongue GVが大きくなっている。つまり全圧上昇は静圧値低さを補って余りある動圧( $P_d$ )から成っていることが見て取れる。低流量でも、GVをつけることにより動圧=速度が大きくなり、全圧上昇に効果あることが分かる。速度増加の理由について説明するために吐出し入口での絶対角度 $\alpha$ を図5-30(a)に示す。Without GVの場合、流れの逆流部以外は $\alpha=51^\circ$ ぐらいだがTongue GVは全体的に $\alpha=51^\circ$ 以下である。この $\alpha$ 角度の浅さが、GVをつけることによって予旋回流れが現れることを証明している。 $\alpha$ 角度が浅ければ相対速度が大きくなり、羽根が行う仕事も大きくなる。さらに $\alpha$ 角度が浅いことから羽根角外周羽角 $\beta_1=20^\circ$ に沿って入ってきやすくなり動力・効率ともに上がる要因の一つとなることが分かる。これらの圧力計数上昇については大流量側が著しい増加が見られるため次項に記載する大流量側でさらに詳しく説明する。

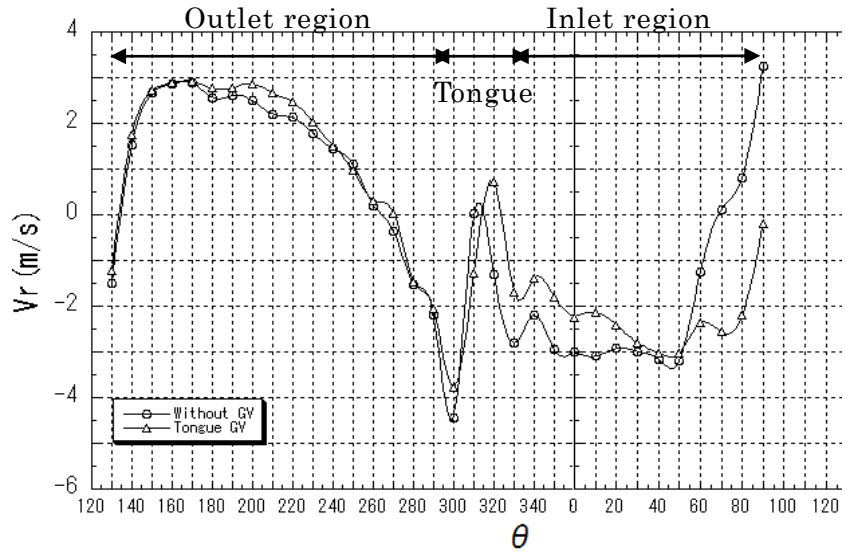
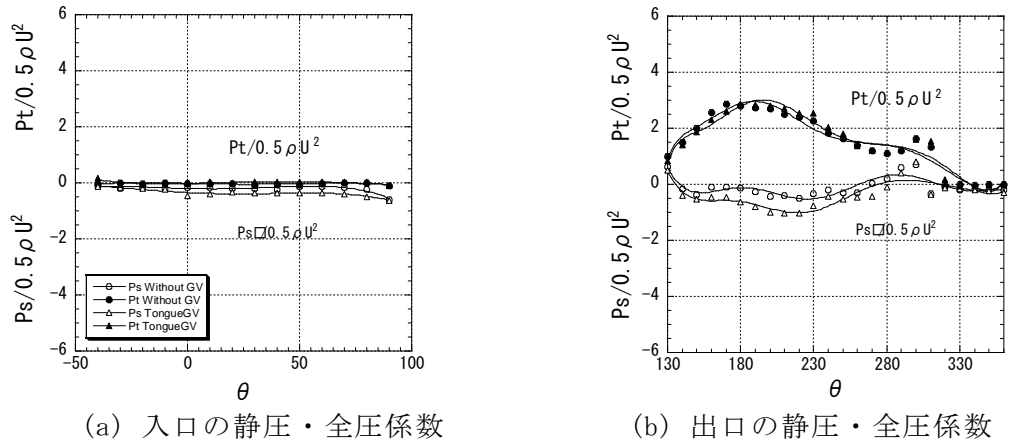


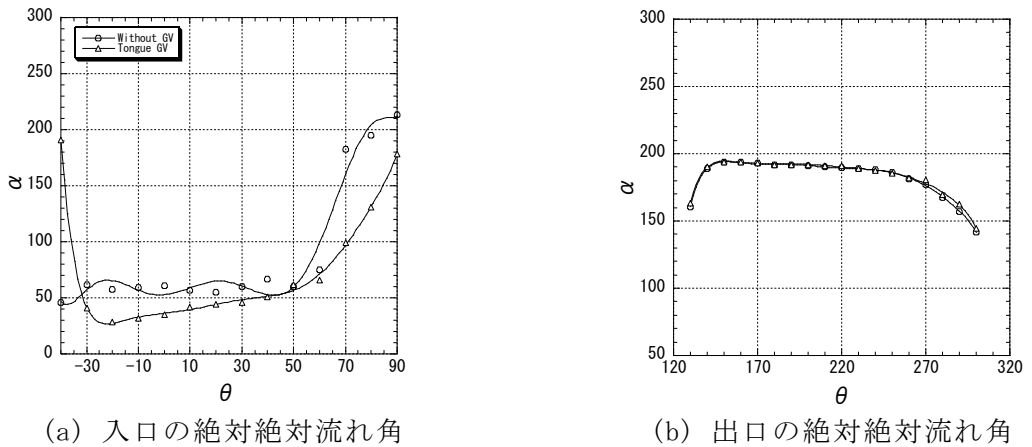
図5-28 羽根車外周の半径方向速度分布 ( $\phi=0.10$ )



(a) 入口の静圧・全圧係数

(b) 出口の静圧・全圧係数

図5-29 羽根車外周の静圧・全圧係数 ( $\phi=0.10$ )



(a) 入口の絶対絶対流れ角

(b) 出口の絶対絶対流れ角

図5-30 羽根車外周の絶対流れ角 ( $\phi=0.10$ )

## 5-6-2 大流量時( $\phi=0.31$ )の入口流動状態

クロスフローファンは緒言に記載したとおり,羽根車翼列を二度通過する特性が他のファンとの相違点で有り,本項では Without GV と Tongue GV の性能比較を羽根車「吸込み翼列(第一段)」・「吐出し翼列(第二段)」前後の流動状態分布を示す.図 5-31 に翼列前後の流動状態分布を示す.吐出し・吸込み共に入口を OPEN 記号, 出口を CLOSE 記号で表す.

吸込み翼列入口の半径方向速度  $V_r$  を考えると,  $\phi=0.10$  と同じように Tongue GV は全域で一定速度  $V_r=4\text{m/s}$  で吸込まれており,吸込み流れのメイン部分でもある  $\theta=10^\circ$  以降は Without GV よりも大きい  $V_r$  が流れ込んでいる.これが吸込み翼列出口  $V_r$  に影響を与え,入口よりも Without GV と Tongue GV の値の差は広がっている.また大流量になっても Without GV は  $\theta=90^\circ$  で逆流が起こっている.このことから GV を取り付けることで,  $\theta=90^\circ$  での全ての流量時の逆流を消す・弱める効果があることが証明された.そして吸込みでの  $V_r$  が吐出し翼列にも影響を与えており,吐出し入口に流入する  $V_r$  速度が大きくなる.クロスフローファンは一般的に羽根車第二段で大きく性能上昇させるため,吐出し入口に流れ込む  $V_r$  が大きいほうが羽根仕事をさせることができ,  $V_r$  の増加が要因となり Tongue GV を取り付けることで圧力計数が著しく上昇する要因になっていると考える.

その  $V_r$  差を図 5-32 に示す吸込み翼列入口の絶対角度  $\alpha$  から考える.  $\alpha$  の形は  $\phi=0.10$  時と同じように GV による予旋回影響のために Tongue GV が浅い角度で流入してきていることが分かる.さらに  $\phi=0.10$  時と違い  $\theta=60^\circ$  まで  $\alpha=35^\circ$  近辺から流入しており,吸込み流れのメイン部分での浅い角度で流入してくる  $V$  が周速度と速度三角形を作り, Without GV より大きい相対速度ベクトルを生み出す.このことが Tongue GV を取り付けることによって羽根車吸込み翼列での仕事を増加させ,圧力係数を高くさせる要因だと言える.相対速度の大きさが Without GV と Tongue GV との羽根が行う仕事量や入口・出口圧力の違いを生み出す.

その圧力計数について図 5-33 に示す.吸込み翼列入口  $P_s$  を見ると Without GV に比べて Tongue GV のほうがかなり値が小さい.これは GV を取付けることで予旋回流れが生まれ,その影響で流速が強まり,静圧が大きく低下する.しかし,

高い  $V_r$  を持つ Tongue GV は羽根車第一段の翼列で大きく仕事をし、そのため出口では急激な静圧上昇をしていることが分かる。さらに、この静圧上昇が吸込み翼列全圧グラフに見られる全圧の上昇値とほぼ等しいことが見て取れる。つまり、吸込み翼列の全圧上昇は Tongue GV を付けることによって発生した高い静圧上昇のためであるということが分かった。吐出し出口静圧は入口ほどの差はないものの、Without GV に比べて静圧上昇は大きく、入口での流れの影響が出口にも及んでいることが分かる。さらに全圧グラフの翼列出口全圧上昇値を見ると翼列入口全圧上昇値よりも大きいことから、全圧上昇は吸込み入口予旋回影響全圧 + 羽根車第二段仕事であると言える。

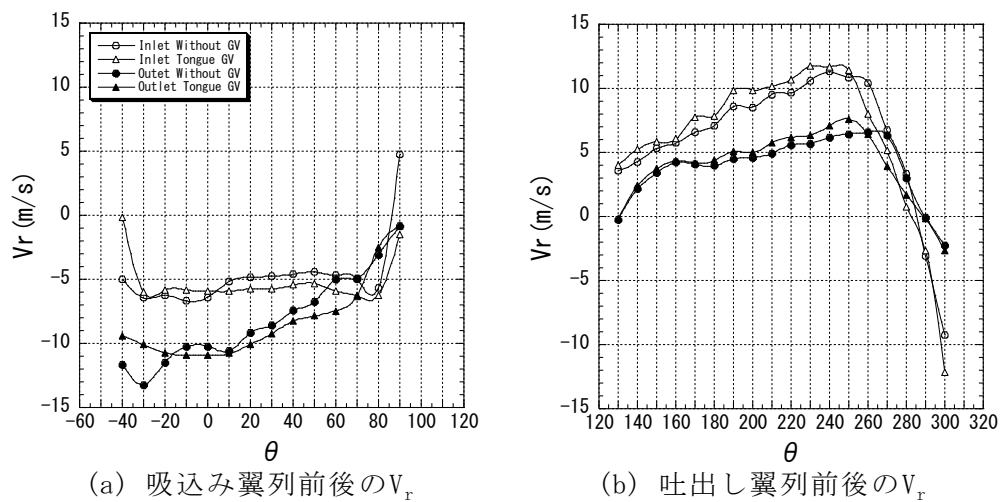


図5-31 羽根車翼列前後の半径方向速度 ( $\phi=0.31$ )

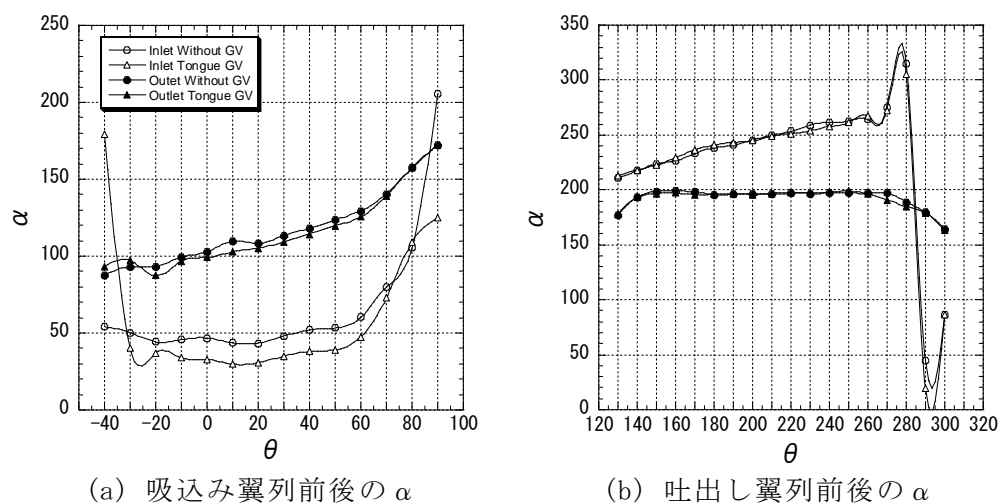
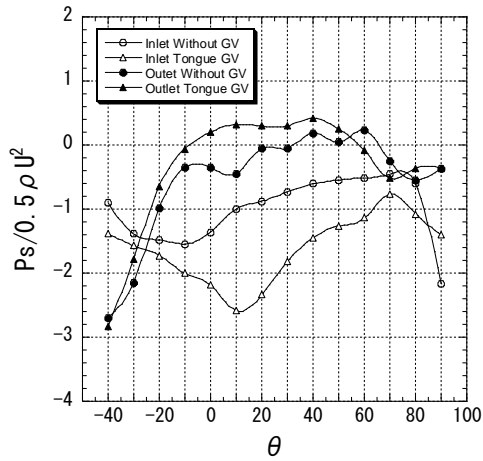
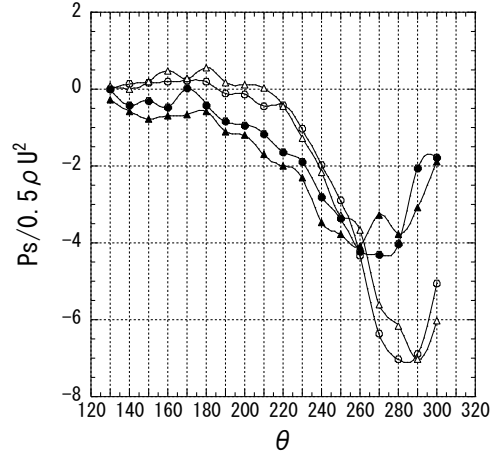


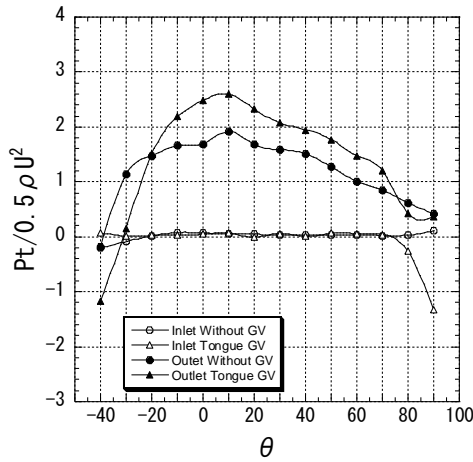
図5-32 羽根車翼列前後の絶対流れ角 ( $\phi=0.31$ )



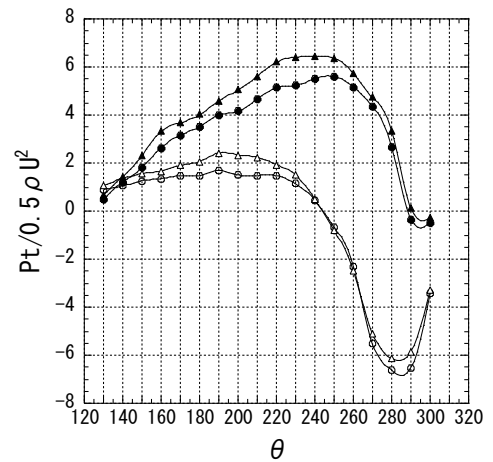
(a) 吸込み翼列前後の $P_s$



(b) 吐出し翼列前後の $P_s$

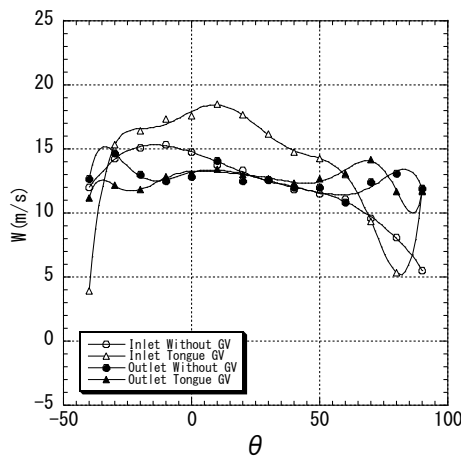


(a) 吸込み翼列前後の $P_t$

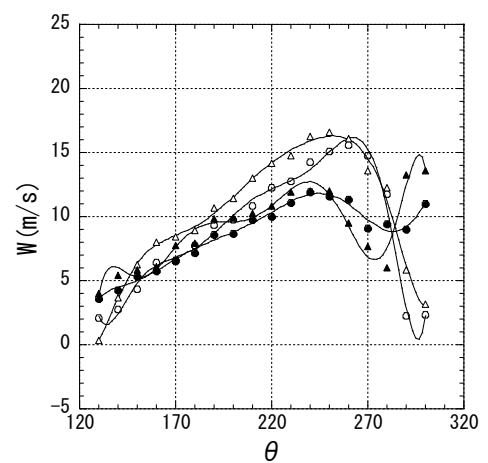


(b) 吐出し翼列前後の $P_t$

図5-33 羽根車翼列前後の静圧・全圧係数 ( $\phi=0.31$ )



(a) 吸込み翼列前後の $W$



(b) 吐出し翼列前後の $W$

図5-34 羽根車翼列前後の相対速度 ( $\phi=0.31$ )

図 5-34 に示す Tongue GV の吸込み翼列入口の相対速度  $W$  は最大で 17m/s もの大きな値を示す。その後羽根を通り、12m/s まで低下する。この落ちた値の理由は  $W$  が羽根で圧力変換されたものであり、このエネルギーが図 5-33 に示す吸込み領域における静圧上昇へと繋がっていく。それに対し Without GV は入口・出口でほとんど値に変化がなく、羽根で圧力変換が少ないことが見て取れる。さらに図 5-34(b)に示す Tongue GV は吸込み翼列での  $W$  大きさと  $V_r$  大きさが吐出し翼列まで効果を及ぼし、吐出し翼列出入口の  $W$  にもその効果が現れているのが見て取れる。GV をつけることで吐出し翼列入口に流入する流量も増え、羽根車二段目での仕事量に影響を与え、翼列出口から吐出される相対速度もさらに大きくなる。

ここまでで確認できた吸込み・吐出し流動状態をもとに、GV による圧力上昇を吐出し翼列での理論ヘッドから考察する。理論ヘッドはオイラーのポンプの式より以下の式で求まる。

$$\begin{aligned}
 H_{th} &= \frac{1}{g}(U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1) \\
 &= \frac{1}{2g}(V_2^2 - V_1^2) + \frac{1}{2g}(U_2^2 - U_1^2) + \frac{1}{2g}(W_1^2 - W_2^2) \\
 H_{th} &= \frac{1}{g}(U_4 V_{r4} \cos \alpha_4 - U_3 V_{r3} \cos \alpha_3) \\
 &= \frac{1}{2g}(V_{r4}^2 - V_{r3}^2) + \frac{1}{2g}(U_4^2 - U_3^2) + \frac{1}{2g}(W_3^2 - W_4^2)
 \end{aligned}$$

ここで  $V_r$ ,  $U$ ,  $W$  はそれぞれ半径方向速度、羽根車集速度、相対速度であり、添え字 3, 4 は吐出し翼列入口、出口を示す。また右辺第 1 項は運動エネルギーを、第 2 項は遠心力による圧力の変化、第 3 項は羽根車の減速によって静圧上昇に変換されるエネルギーである。上の式において、羽根車に流入するまでに損失はないものとする。

図 5-28, 図 5-31 に示した様に GV の有無で比較すると、GV を付ける事で半径方向速度成分差 ( $V_{r4} - V_{r3}$ ) が大きくなる。 $(V_{r4} - V_{r3})$  が大きくなれば  $(W_3 - W_4)$  も当然大きくなる。また、羽根車周方向速度は常に  $U_4 > U_3$  である。流量が増加した場合においても同様の現象が起こる。以上の事から GV を取り付ける事で理論的にも圧力上昇するという事が確かめられた。

### 5-6-3 数値解析による流れの可視化

図 5-18 に示した Without GV の流れ場に対して GV 設置により予旋回影響を含む前項までの内容を改めて実証する。図 5-35 に低流量時 ( $\phi=0.10$ ) の流線を示す。GV の有無による大きな違いは吸込み領域のスクロール巻始め側における逆流の有無である。これは前章のピトー管による測定時に見られた通りの現象であり、測定、考察が正確であったと言える。渦が無い場合 Tongue GV は吸込み領域は広くなることがわかる。この吸込み領域の広さと逆流の余計な動力がないことから低い動力で高い効率を得ることができると言える。また舌部付近の漏れ流れが大きくなっており、舌部付近へ流れ込んでいないことから舌部流速が減る理由が分かる。次に吐出し流れに関して比較すると、Diffuser 以外での大きな変化は見られない。このため Tongue GV の低い動力・高い効率は吐出し流れに違いが出るわけではなく、吸込み領域側に大きく依存していることが分かる。

次に図 5-36 に全圧の等高線を示す。(a)(b)の比較から Without GV における逆流部分の負圧が大きく、損失が大きいことが分かる。また舌部に注目すると Tongue GV は舌部での流速が減るため、漏れ流れ圧力が減っている。しかし、Diffuser での等圧線は Without GV の方が広範囲に涉っており、値も 119Pa と高い。このため低流量時における性能は Without GV の方が圧力上昇するが、吸込み入口での損失が大きく、Tongue GV と変化がない程度まで圧力低下すると考えられる。

図 5-37 に大流量時 ( $\phi=0.31$ ) の GV 有無による流線を示す。図 5-37(b)では GV に沿ってきちんと流れが流入しているのが見て取れる。さらに Without GV の流れに比べて流入角度がたってきているのが見て取れる(絶対角・相対角が小さい)。しかし互いに偏心渦の位置・大きさは変化が見られない。Tongue GV でも偏心渦の位置は羽根車下部の中心付近( $\theta=270^\circ$ )に移動し、吸込み領域、吐出し領域共に羽根仕事を行う最大面積を持つことから高圧力が発生すると考えられる。次に吐出し流れに関して比較すると、両者に大きな変化は見られないことから、吸込み口の流入角度、相対角の大きな違いが高流量における圧力係数の上昇に大きな影響を与えていることが分かる。

図 5-38 に吸込み翼列入口羽根部分を拡大し、相対速度をベクトル表示させたものを比較する。拡大場所は  $\theta=0^\circ \sim 20^\circ$  付近を代表的に取った。Without GV の



場合、速度ベクトルが羽根前縁に当たって強引に流れの向きを変化させられている。そして羽根前縁で腹側の増速流れと背側の減速流れが交わることで羽根間が狭くなり流入している。さらに羽根表面で速度ベクトルが小さくなっている。これはきれいに外周羽根角に流入していないことから羽根表面で速度エネルギーを奪われており、圧力変換へとつながっていない。比べて Tongue GV は高流量での GV による大きな予旋回流れの影響を受けて速度ベクトルが自然に羽根へと入っており前縁での流れの混雑も起きておらず、羽根間と羽根出口できれいな相対速度ベクトルを形成している。さらに羽根表面での速度ベクトルはあまり小さくならず、速度エネルギーは羽根仕事を受け、静圧へと変換されていることが分かる。羽根部分の可視化から  $\phi=0.31$  における吸込み翼列での GV 有無の圧力差に大きな影響を与えていると言える。また図 5-39 に流量  $\phi=0.31$  における GV 有無による全圧の等高線を示す。吸込み入口における Tongue GV の等圧線は Without GV に比べて予旋回流れの影響から圧力範囲が広いことが見られる。さらに Diffuser 部においても等圧線分布幅は広く、遠くまで影響を及ぼしており、全体的に吐出し圧力が高いことが分かる。

以上の結果から本ファン内部の渦の位置・大きさや圧力分布など実験だけでは分からない部分を解明し、視覚的に見ることができた。繰り返しになるが、数値計算結果と実測値において Tongue GV が羽根車にとって良い相対速度ベクトルすなわち予旋回流れを生み出し、羽根表面・羽根間などで最適な流れを持つことが言える。

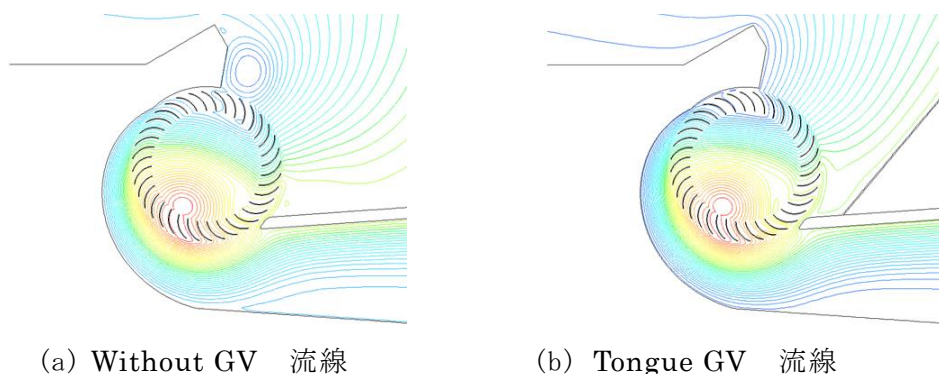


図5-35 小流量時のGVの有無による流線比較 ( $\phi=0.10$ )

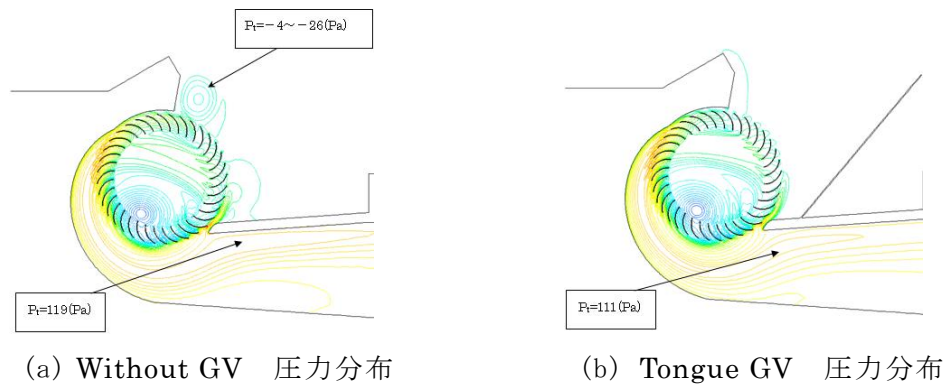


図5-36 小流量時のGVの有無による圧力分布比較 ( $\phi = 0.10$ )

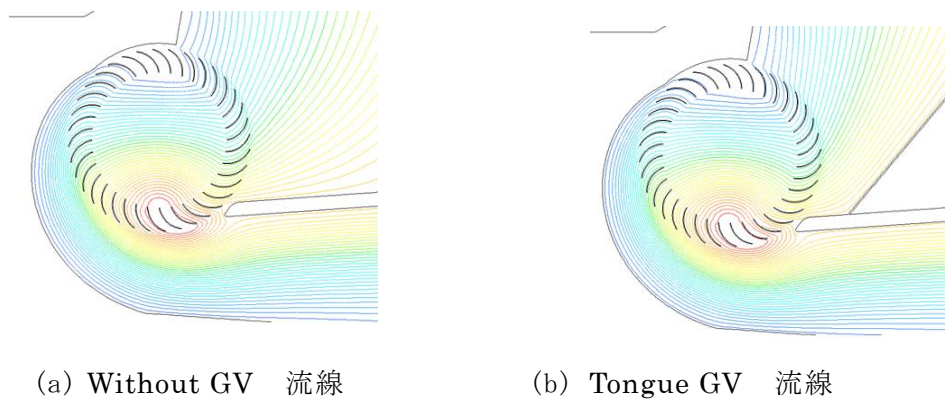


図5-37 大流量時のGVの有無による流線比較 ( $\phi = 0.31$ )

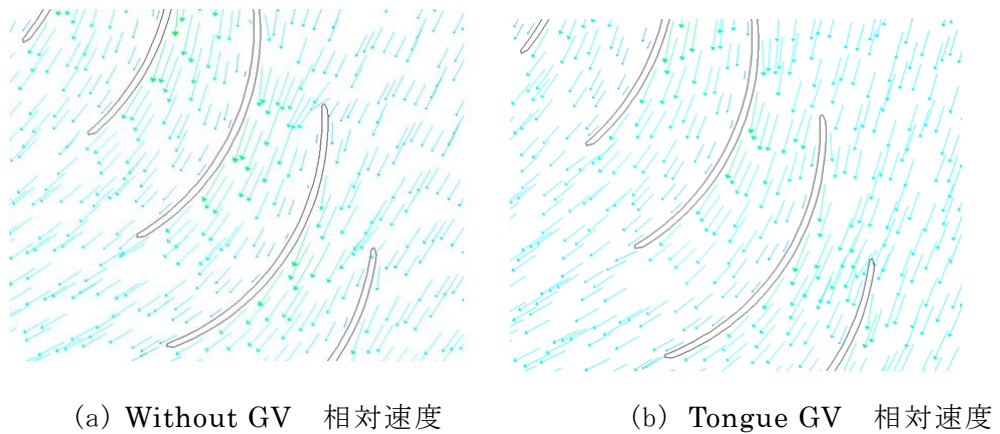
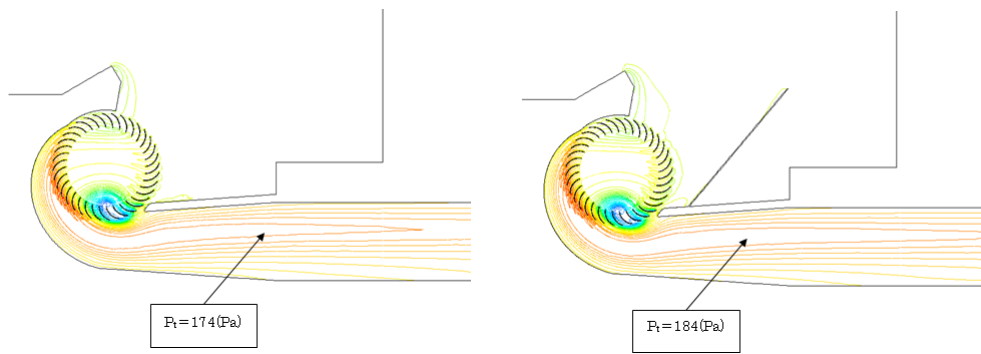


図5-38 大流量時のGVの有無による相対速度ベクトル ( $\phi = 0.31$ )



(a) Without GV 相対速度 (b) Tongue GV 相対速度

図5-39 大流量時のGVの有無による圧力分布比較 ( $\phi=0.31$ )

### 5-7 中間GVの影響について

次に、舌部に設置したGVに加えて中間GVの設置について検討する。Scroll GVの位置へ長さ $L=140\text{mm}$ 、角度 $\gamma=100^\circ$ のGV、さらにScroll GVとTongue GVの中間に長さ $L=200\text{mm}$ 、角度 $\gamma=75^\circ$ を有する3枚羽根ガイドベーン（以後、Guide-Vanes : GVSと記す）の概要を図5-40に示す。性能曲線を図5-41に示す。

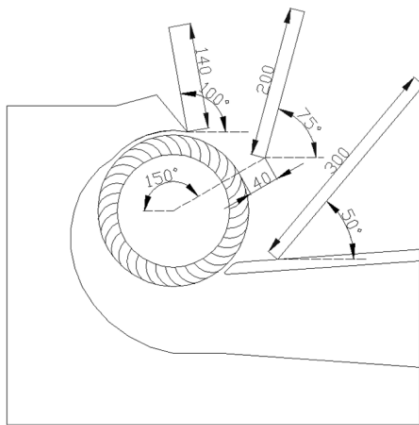


図 5-40 GVS 概要

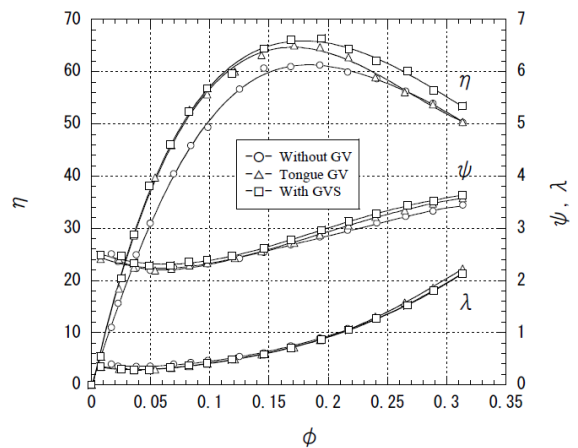
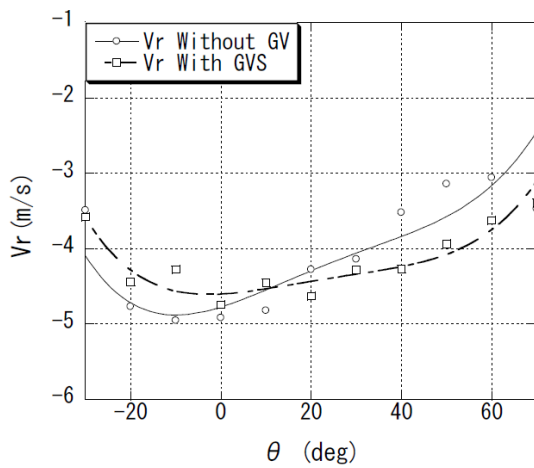


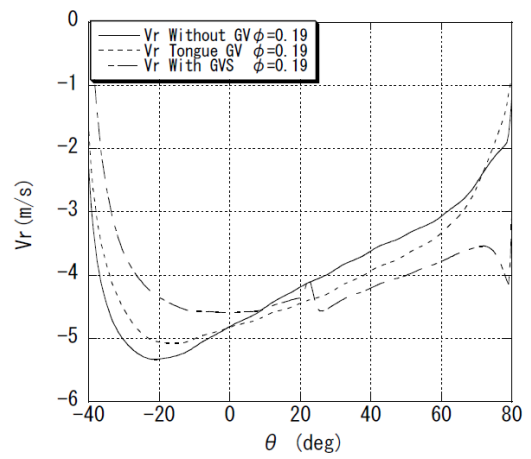
図 5-41 性能曲線比較

効率は、Without GV に対して Tongue GV では最高効率点から低い流量域で高く、GVS では全流量域で高くなり、GV の効果が現れている。圧力係数は、Without GV に対して最高効率点流量から高流量側で、Tongue GV、GVS の順に高くなっ

ている。動力係数については、低流領域において **Without GV** に対して、**Tongue GV**、および **GVS** ともに低くなっている。以上から、これらの **GV** の効果を以下に羽根車内の流動状態から詳しく考察する。図 5-42 にそれぞれ入口の半径方向速度  $V_r$  分布の実験結果とシミュレーション結果を示す。図 5-42(a)においては、**GVS** を設置することによって **Without GV** に対して舌部側の  $V_r$  が押さえられ、周方向  $V_r$  分布の一様性が良くなっている。また数値解析結果である図 5-42(b) においては同流量において、**Without GV** に対して、**Tongue GV**、**GVS** の順に  $V_r$  の一様性が良くなっている。性能の向上や入口流れの一様性の観点から **GV** の影響は、**Tongue GV** のみでも効果はあるが、中間の **GV (GVS)** を設置することによって入口流れの一様性が増し、その効果は増大することが分かる。前述したとおり **Without GV** の場合、もともとスクロール巻き始め側の流速が小さい上に、低流量域になるとスクロール巻き始め側で羽根に入った流体が吸込み側に逆流し循環する渦領域が形成される。しかし、**Tongue GV**、**GVS** によって、入口流れが一様化しスクロール巻き始め側循環流がなくなる、あるいは小さくなるため、図 5-41 に示されたように動力が減少し、ファン効率が增大している。図 5-42 に見られるように **GVS** を設置することにより流れ場は **Tongue GV** と同様の現象が現れている。そのため前述してきた **Tongue GV** による影響、内部流れ、予旋回流れなどが **GVS** によって更なる最適化されたと考えられる。最適化された流れをスモークワイヤ法による吸込み流れの可視化によって図 5-43 に示す。**Without GV** の逆流領域が実測により示され **GVS** の設置によって、スクロール巻き始め側の逆流領域あるいは淀み領域が改善されていることが分かる。



(a) 実験による入口の $V_r$

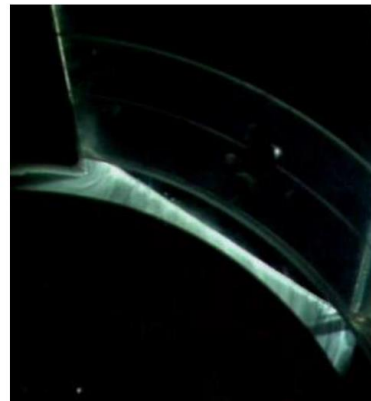


(b) 数値解析による入口の $V_r$

図 5-42 GVS による入口の半径方向速度



(a) Without GVの逆流領域



(b) GVSによる流れ領域

図 5-43 スモークワイヤ法による吸込み流れの可視化

図 5-44 に入口絶対流れ角  $\alpha$  分布および入口予旋回量  $V_t$  分布を示す。GV 設置によって、 $\alpha$  が小さくなるとともに  $V_t$  の絶対値が大きくなり、予旋回量が増大しており、これが図 5-41 の中流量から高流量側での圧力係数の増大につながっている。また図 5-45 に入口相対流れ角  $\beta$  分布を示す。GVS 設置によって、速度の一様化に伴って  $\beta$  分布の一様性が向上し、羽根角  $\beta_1=20^\circ$  に沿った分布となり、吸込み翼列の流れが改善され、最高効率点流量から高流量側での効率の増大につながったと考えられる。

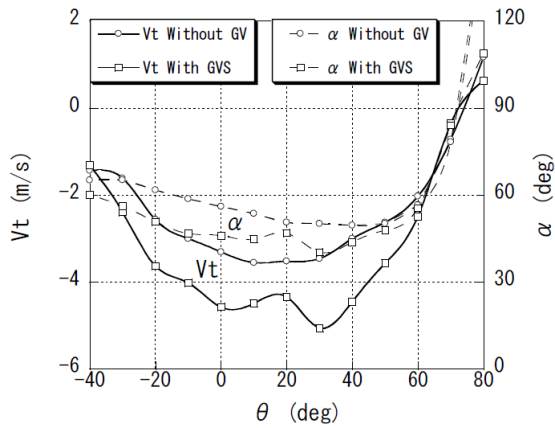


図 5-44 羽根車入口の周方向速度  $V_t$

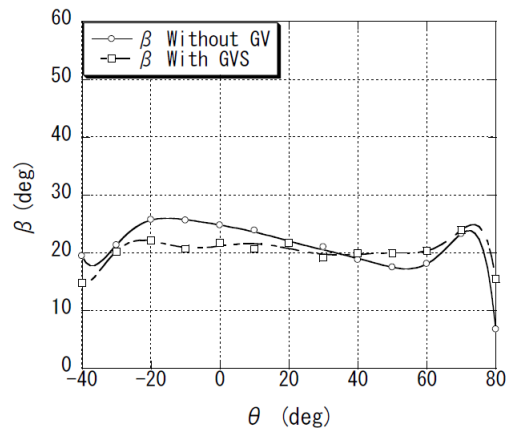


図 5-45 入口相対流れ角  $\beta$

次に表 5-1 に数値解析結果による各流量における偏心渦中心の静圧を示す。GVS 設置によって最高効率点流量時および高流量時では、Without GV に比べて静圧が上昇している。これは GVS 設置により、入口流れの一様化にともなって舌部側の流速が押さえられ、偏心渦周りの流速が減少し、偏心渦が弱くなったためと考えられる。図 5-41 の性能曲線において最高効率点流量から高流量域においては、GVS 設置によって圧力係数が増大しているにもかかわらず動力係数は増大しておらず、この流量域で偏心渦が弱くなり渦動力が減少することによって、ファン効率が上昇したことを示している。

表 5-1 偏心渦中心の静圧

	静圧 $P_s$	
	0.19	0.31
流量係数 $\phi$	0.19	0.31
Without GV	-134【Pa】	-355【Pa】
With GVS	-115【Pa】	-319【Pa】

# 第 6 章

## 結言

近年、科学技術の発達は著しく、電子機器の更なる高性能化や薄型化を追求する傾向にある。そのような背景から従来通りの自然冷却だけでは冷却しきれず、クロスフローファンによる電子機器の強制冷却が必要不可欠なものになっていくと考えられる。それに伴いファン自体の性能向上や省スペースにも対応可能な冷却構造の確立が必要となるため、ファン自体の小型化を含む高性能化、偏心渦の位置や強さの解明、さらには内部流れの制御方法の確立が重要となる。

本研究では羽根車の臨界レイノルズ数の関係に着目することで羽根車の小型化を図ると共に、クロスフローファンの予旋回に着目し性能向上を図った。さらに同時にクロスフローファン内部に生じる偏心渦について調査するとともに、入口GVを利用し、この予旋回流れを制御することで内部流動状態を明らかにした。

### A 羽根車直径による影響について

1. 羽根車の臨界レイノルズ数  $Re=13700$  である。
2. 羽根車レイノルズ数の減少に伴い圧力係数は低下し、特に高流量側で羽根車レイノルズ数の影響が大きく現れる。
3. 同一羽根車レイノルズ数の条件下でも羽根車を小型化すると流量係数増加に伴い圧力係数が低下し、送風機の相似則が成り立たない。
4. 羽根車を小型化すると偏心渦の位置がスクロール巻始め側に移動すると共に渦の強さが増す。

### B クロスフローファンの偏心渦について

5. 流量の増加と共に偏心渦が舌部側に移動する

6. クロスフローファンの入口流れは羽根車内部に生じる強い負圧を示す偏心渦の影響を受けて吸い込まれる。そのため羽根車入口流れは偏心渦に近い舌部側で流れが増速され偏心渦のエネルギー増加につながる

### C GVによる予旋回流れについて

7. クロスフローファンの入口流れは，羽根車内部に生じる強い負圧を示す偏心渦に向かって吸込まれることが主たる原因となって，入口流れが羽根車の回転方向と逆方向の予旋回を持つ。
8. クロスフローファンでは，入口流れが偏心渦に向かって吸込まれるため，偏心渦に近い舌部側で流れが増速され，羽根車入口流れが周方向に非一様で舌部側に偏った流れとなる。
9. 舌部付近の入口流速は，偏心渦の外周速度に関連して，偏心渦の強さに影響を及ぼす。クロスフローファンでは，偏心渦に近い舌部側流速が大きいため偏心渦動力が大きくなっている。
10. 適切な入口 GV の設置によって，羽根車入口流れが周方向に一様となるとともに低流量域でスクロール側循環渦動力の減少によりファン効率が上昇する。
11. 適切な入口 GV の設置によって，吸込流れの予旋回量がガイドベーンのない場合比べて大きくなり，吸込み翼列の仕事量の増大により大きいファン圧力上昇が得られる。
12. 適切な入口 GV の設置によって，設計流量域から高流量域において，相対流れ角が羽根入口角に沿うようになり吸込み翼列の流れが改善されるとともに舌部側の流速が押さえられることにより，偏心渦動力が減少し，ファン効率が上昇する。



## 謝辞

本研究テーマの指導を快く引き受けていただき、幅広い視野のもとに終始変わらぬご指導・御鞭撻を賜りました徳島大学の福富純一郎教授に深く感謝の意を表します。また実験装置の制作・調整から研究まで共に作業を行いました元徳島大学大学院生・法貴雄介氏、岸本康孝氏をはじめ、現徳島大学大学院生・後田景以氏を含めた徳島大学機械創造システム工学コース流体講座の皆様に深く感謝の意を表します。

また本研究を始めるきっかけを与えて頂きました徳島県立工業技術センター前所長・野々村俊夫氏をはじめとする徳島県立工業技術センター各位に感謝の意を表します。

## 参考文献

- (1)村田暹, 西原一嘉, ターボ機械, 5-6(1977), 350.
- (2)三島毅睦, 永森朗, ターボ機械, 26-9(1998), 532.
- (3)田中周二, 村田暹, 日本機械学会論文集59-560, B(1993), 1153.
- (4)深野徹, ほか4名, ターボ機械, 25-2(1997),73.
- (5) Tanaka, S. and Murata, S., “Scale Effects in Cross Flow Fan; 1st Report”, JSME International Journal, Ser. B, Vo.137, No.4 (1994), pp.844-892.
- (6) Tanaka, S. and Murata, S., “Scale Effects in Cross Flow Fan; 2nd Report”, JSME International Journal, Ser. B, Vol.38, No.3 (1995), pp.388-397.
- (7) Ikegami, H. and Murata, S., “A Study of Cross Flow Fan; Part1”, Technical Report, Osaka University, Vol.16, No.731(1966), pp. 557-560.
- (8) Porter, A.M. and Markland, E., “A Study of the Cross Flow Fan”, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.12, No.6 (1970), pp. 421-429.
- (9) Yamafuji, K., “Studies on the Flow of Cross-Flow Impellers, 1st Report”, Bulletin of the JSME, Vol. 21 (1978), pp.154-162.
- (10) 中村邦夫, 奥谷浩一郎, “クロスフローファン内部流れの解析”, ターボ機械, Vol.11, No.4(1983), pp. 194-204.
- (11) Fukano, T. and Murata, S., “Experimental Study on Cross Flow Fan Noise”, Proc. of the 4th Asian International Conference on Fluid Machinery, Vol.1, Oct., Suzhou, China, (1993), pp. 45-50.
- (12) 福富純一郎, 中瀬敬之, 伊澤昌一郎, 玉置雅司, “横流ファンの性能と内部流れに関する研究”, 日本機械学会論文集B 編, Vol. 61, No. 590 (1995), pp. 3699-3705.
- (13) 福富純一郎, 中瀬敬之, 一宮昌司, 篠原善哉, “入口案内羽根による貫流ファンの高性能化に関する研究”, 日本機械学会論文集B 編, Vol. 64, No. 618 (1998), pp. 442-446.
- (14) Fukutomi, J. and Nakamura, R., “Performance and Internal Flow of Cross-Flow Fan with Inlet Guide Vane”, JSME International Journal, Ser. B, Vol.48, No.4 (2005), pp. 763-769.

- (15) 福富純一郎, 中村怜, 重光亨, 法貴雄介 “クロスフローファンの入口予旋回流れとその制御” 日本機械学会論文集(B編)78巻795号(2012-11)
- (16) Fukutomi, J. Nakamura, R. Shigemitsu, T. and Houki, Y “Pre-Whirl Flow and Its Control in a Cross Flow Fan” Journal of Fluid Science and Technology Vol.8, No3, 2013
- (17) 中畑佑介, 西原一嘉, 久保和樹, Charles W. Knisely, 井口学 “クロスフローファン羽根車幅のファン特性に及ぼす影響” 実験力学 Vol.9 No.3 pp.241-246(2009)
- (18) 田中周治, 村田暹, “横流送風機の寸法効果に関する研究 (第1 報, 特性曲線に及ぼす羽根車寸法の影響)” 日本機械学会論文集B 編, Vol. 58, No. 550 (1992), pp. 134-141.
- (19) 法貴雄介 “クロスフローファンの羽根車径が性能および内部流れに及ぼす影響” 徳島大学修士論文(2013)
- (20) 機械工学便覧 応用システム編 v 2 流体機械 日本機械学会編 γ 2-177頁 (2007)