小型遠心ブロワ用羽根付きディフューザの翼間曲率半径が及ぼす
流れと性能への影響本多 武史^{*1}, 坂上 誠二^{*1}, 馮 益祥^{*1}, 船崎 健一^{*2}Effect of radial curvature on the internal flow and performance of the vaned diffuser
for a compact centrifugal blowerTakeshi HONDA^{*1}, Seiji SAKAGAMI^{*1}, Yixiang FENG^{*1} and Ken-ichi FUNAZAKI^{*2}^{*1} Hitachi Research Laboratory, Hitachi, Ltd.
832-2 Horiguchi, Hitachinaka-shi, Ibaraki 312-0034 Japan^{*2} Iwate University
4-3-5 Ueda, Morioka-shi, Iwate 020-8551 Japan

Received 17 January 2014

Abstract

Compact centrifugal blowers with vaned diffusers are often used in home electric vacuum cleaners. To achieve high efficiency and low noise, it is important to improve the performance of impellers and diffusers. In this study, the authors used a large solidity diffuser whose flow duct is low in height. The authors studied the influence of internal flow on the diffuser performance by using PIV and pressure measurement and visualizing the flow field in detail. From the authors' measurement results, low velocity was observed in the middle span section and the pressure side in the middle of the overlapped region. Pressure recovery increased gradually at the downstream of the low velocity region. From the authors' simulation results, the authors found that in the low velocity area, limiting streamlines from hub and shroud sides concentrate toward the mid-span, which lead to low velocity in the middle of the overlapped region. Compared with diffusers with small radial curvatures, diffusers with large radial curvatures are more likely to suppress secondary flow generated from the hub and shroud sides of the pressure side of the overlapped regions. Also, by suppressing separation at the hub-side and suction-side surface of the overlapped region, it is possible to improve the flow stagnation at the mid-span of the overlapped region. The authors can therefore achieve high blower efficiency by gaining larger pressure recovery at the rear part of the overlapped region.

Key words : Turbomachinery, EFD, CFD, Centrifugal blower, Vaned diffuser, PIV

1. 緒 言

家庭用電気掃除機に搭載される遠心ブロワは、高効率化と低騒音化が求められている。遠心ブロワは回転するインペラと、インペラから出た流れを効率良く減速させるディフューザの両者の高効率化が必要であり、高効率化のためにはディフューザ部に羽根付きディフューザを採用する場合が多い。本研究対象の遠心ブロワは、設計点における高効率化が重要であることから羽根付きディフューザの中でも、大弦節比ディフューザ（通路型）を設置している。羽根付きディフューザの性能向上には、ディフューザの内部流れ場の把握が必要である。羽根付きディフューザの内部流れに関する研究は、過去に数多く行われてきた。妹尾ら(妹尾他, 1979), 速水ら(速水他, 1989) (Hayami, et al., 2004)は、喉部を幾何学的に形成しない小弦節比円形翼列ディフューザの性能や粒子画像流速測定法 (Particle Image Velocimetry : 以下, PIV 計測) を用いた圧縮機の内部流れの研究をしている。また、茨木ら (Ibaraki, et al., 2006)は PIV 計測と流れ解析を用いて、遷音速遠心圧縮機の羽根付きディフューザを対象に、ディフューザ入口流れの非定常性に関して研究している。また、後藤ら(後藤他, 2011)は羽根付きディフューザの羽

根前縁で生じる剥離渦が性能と騒音に及ぼす影響について、油膜法と流れ解析を用いて研究している。

過去の研究事例においては、大型の流体機械に用いられるディフューザの例が多く、大弦節比ディフューザ（通路型）を用いた研究事例では、ディフューザ羽根の反りを抑えて、羽根で形成される重なり流路が直線形状に近く、曲率半径が大きい。一方、家庭用電気掃除機では強い吸込力（遠心ブロウの高効率化）に加え、小型軽量化も求められる。そのため、掃除機の寸法を決める主要部品の1つである遠心ブロウは、大弦節比ディフューザを用いた際に出入口径比を大きくとれない。また、ディフューザの減速率を高める目的で、重なり流路長さを確保すると、曲率半径が小さくなるために、剥離が生じ易くなりディフューザ性能を発揮しきれない場合がある。本課題のように遠心ブロウの小型化と高効率化の両立を図る上で、曲率半径による流れ場への影響を研究した事例は少ない。

そこで、本研究の目的は、小型遠心ブロウの高効率化を目的に、重なり流路の曲率半径が異なる2種類の大弦節比ディフューザを試作し、曲率半径が及ぼすディフューザ内部流れ、性能に関する影響を検討した。ここではディフューザの内部流れをPIV計測、流れ解析により可視化し、ディフューザ圧力回復量は、多点圧力計測を用いて評価した。

2. 主な記号と定義

a	: ディフューザ重なり流路のスロート幅方向長さ[mm]
b	: 流路高さ[mm]
C	: 速度 [m/s]
C_p	: ディフューザ圧力回復係数 [-]
D	: 直径[mm]
G	: 質量流量[kg/s]
L	: ディフューザ重なり流路長さ[mm]
L_{impin}	: インペラ内部軸動力[W]
P_s	: 静圧[Pa]
PS	: Pressure surface
R	: 重なり流路の曲率半径[mm]
SS	: Suction surface
U	: 周速度 [m/s]
Z	: ディフューザ羽根枚数 [-]
ρ	: 密度（空気）[kg/m ³]
Φ	: 流量係数 ($=G/\rho (10^{-6}\pi D_2 b_2 U_2)$) [-]
$\Delta P_{s\text{dif}}$	: ディフューザ静圧上昇 ($=P_{s(i)}-P_{s-D/D2=1.035}$) [Pa]
ΔP_s	: ブロウ静圧上昇 ($=P_{s_{a40}}-P_{s_{\text{blowerinlet}}}$) [Pa]
添え字	
2	: インペラ出口
3	: 羽根付きディフューザ入口
30	: 羽根付きディフューザ入口スロート
4	: 羽根付きディフューザ出口
40	: 羽根付きディフューザ重なり流路出口
d	: 設計点
(i)	: 評価位置

3. 対象遠心ブロワの特徴と対象ディフューザの形状

3・1 対象遠心ブロワの特徴

研究対象の遠心ブロワを図1に示す。遠心ブロワはシュラウド付インペラと弦節比が約3で、ディフューザの羽根により重なり流路が形成される大弦節比ディフューザから構成されている。遠心ブロワは高速回転で運転し、設計流量係数 $\phi_F=0.072$ における全圧力比が約1.3である。遠心ブロワの羽根枚数はインペラ8枚、ディフューザ13枚である。また、ディフューザ外径 D_4 は125 mm、流路高さ b は約8 mmである。また、ディフューザ入口径 D_3 とインペラ出口径 D_2 との比で表す D_3/D_2 は約1.03と小さく、動静翼隙間が小さいという特徴を持つ。

Fig.1 Centrifugal blower.

3・2 対象ディフューザの形状

本研究では、インペラを固定し、大弦節比ディフューザの羽根で形成される重なり流路の曲率半径を変えた2種類のディフューザを対象に、流れ場、圧力回復量を検討した。対象ディフューザの代表諸元を表1に、概略図を図2に示す。対象ディフューザの羽根枚数 Z 、ディフューザ入口径比 D_3/D_2 、羽根付きディフューザ出入口径比 D_4/D_3 、ディフューザ高さ b は同一とした。なお、表1中の重なり流路長さ L 、重なり流路の曲率半径 R は、ディフューザ Type-1 にて正規化した値である。

研究対象のディフューザ Type-1 は、ディフューザの羽根厚みの変化が小さく、曲率半径が小さいディフューザである。また、ディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 の羽根の圧力面の形状を変えることで、ディフューザの羽根で形成される重なり流路長さ L を7%小さくし、曲率半径 R を27%大きくした形状である。図3に Type-1、Type-2 の重なり流路の面積変化を示す。図3から重なり流路の面積変化を同一としていることが分かり、Type-2 は、羽根付きディフューザの出入口径比 D_4/D_3 を固定した中で、ディフューザの曲率半径を変化させていることがわかる。

Table 1 Dimensions of tested diffusers.

Type	Z	D_3/D_2	D_4/D_3	b	L	R
Type-1	13	≈ 1.03	1.37	≈ 8	1	1
Type-2	$\uparrow$	$\uparrow$	$\uparrow$	$\uparrow$	0.93	1.27

Fig. 2 Tested diffusers. The change of the blade thickness distribution of the type-1 diffuser is small, and the curvature radius is small. The curvature radius of the type-2 diffuser is increased by altering the shape of the blade pressure side.

Fig. 3 Area ratio of overlapped region. Area ratio in the overlapped region of type-1 and type-2 diffusers is equivalent.

4. 計測および流れ解析方法

本研究ではディフューザ圧力回復量を多点圧力計にて評価し、ディフューザの内部流れを PIV 計測、流れ解析を用いて可視化した。

4・1 計測方法

4・1・1 ディフューザ性能測定方法

図 4 に性能測定に使用した実験装置の概略図を、図 5 に性能試験時のブロワの概略図を示す。性能試験は羽根付きディフューザの下流に羽根なしディフューザを設置し、径方向に排気する構成とした。本試験構成では、設計点風量に対して風量を小さくした場合、羽根なしディフューザ部の旋回失速より、羽根付きディフューザの失速が先に生じることが分かっている。なお、本試験では羽根付きディフューザの失速が生じない試験範囲で測定を行った。

試験は回転数を一定とし、風量を変えた場合のブロワ入口静圧及びディフューザのハブ壁面静圧と、軸トルクを測定した。風量は実験装置のバルブの開度を操作することで変更し、装置入口の吸込ノズルの差圧を基に算出した。また、羽根付きディフューザ内部の静圧上昇は、羽根付きディフューザのハブ壁面に直径 0.5 mm の静圧孔を設け計測した。ここで、静圧孔は羽根付きディフューザ入口部 ($D/D_2=1.035$) と羽根付きディフューザ入口スロート部から重なり流路出口にかけて翼間内の流れ方向に 5 点とし、翼間中央部に設けた (図 2)。なお、静圧測定は多点圧力計 (Scanivalve, DSA3217) を用いて時間平均した。

Fig. 4 Experimental facility.

Fig. 5 Cross sectional view of the test blower.

4・1・2 PIV 計測方法

本研究では PIV 計測により、羽根付きディフューザの内部流れの把握も行った。本研究対象のインペラ出口流れは、周方向速度が支配的な 2 次元流れであるため、1 台のカメラによる 2 次元 PIV 計測を行った。この PIV システムの概略図を図 6 に示す。

PIV システムの構成は高速度カメラ (Photron, FASTCAM SA1.1) と、光源に高繰返 YAG レーザ、光学系ユニット、トレーサ発生装置 (西華産業, Pivpart21), タイミングコントローラである。トレーサ粒子は粒径が約 $1\text{ }\mu\text{m}$ の DEHS (Di-2-Ethyhexyl-Sebacat) 粒子を使用した(可視化情報学会編, 2002a)。カメラは 512×1024 pixels, 撮影速度を $7,200\text{fps}$ とし、回転軸と平行になるように設置した。レーザは光学系ユニットを用いて計測部のシート厚さが約 1 mm のシート光を形成し、ディフューザの外周部から水平に挿入した。計測は図 7 に示す模式図のように、ディフューザ下流で径方向に排気する構成で行った。また、計測は羽根付きディフューザ流路高さ方向 3 断面 (ハブ面より 25%, 50%, 75%span) で行った。図 8 に測定で用いた供試品の写真を示す。羽根付きディフューザはレーザの挿入と可視化のため、羽根とシュラウドをアクリルで製作した。また、インペラは測定時の反射光を低減するため黒色アルマイト処理を施した。

表 2 に計測条件を示す。PIV 計測手法はフレームストロリング法(可視化情報学会編, 2002b)を用い、2 画像を取得する時間間隔を $8.8\text{ }\mu\text{s}$ とした。PIV 解析は Koncerto-II (西華産業) を用い、光学ノイズを除去するために計測で得られた画像を用いて背景処理(可視化情報学会編, 2002c)を行った。PIV 計測は装置の温度上昇によるアクリル製ディフューザの形状変化を回避するため、設計点の流量係数を維持して、回転数を $11,000\text{ min}^{-1}$ で測定した。

Fig. 6 Measurement systems using PIV.

Fig. 7 Measurement section of diffuser.

Fig.8 Measurement model using PIV.

Table 2 Measurement settings of PIV.

Revolution [min^{-1}]	11,000
Frame rate [fps]	7,200
Image size [pixels]	512x1,024
Δt [μs]	8.8
Scale factor [$\mu\text{m}/\text{pixel}$]	8.6
Laser light sheet [mm]	1
Tracer particle seeding	DEHS

4・2 流れ解析手法

本研究では、詳細な流れ場の把握を行うために流れ解析を行った。解析ソルバーは ANSYS CFX*13.0 を用い、解析エリアは図 5 のブロワ性能測定時の構造を模擬し、全体で 945 万メッシュ（インペラ部：260 万、ディフューザ部：685 万）の全周解析を行った（図 9）。メッシュはインペラ部を 6 面体で生成し、ディフューザ部は壁面にプリズムメッシュを 6 層設置し、その他は 4 面体メッシュで生成した。なお、壁面からの無次元距離 y^+ は大域において 2 程度以下とし、乱流モデルは SST モデルを使用した。解析条件はブロワ性能測定時と同一の回転数、風量とし、入口境界に質量流量、出口境界に静圧を与え、壁面は滑り無とした。動静翼間のインターフェースはインペラ出口径とディフューザ入口径の中央とし、物理量を周方向に平均して受け渡す Stage を用い解析を行った。

Fig.9 CFD model.

Table 3 CFD settings.

Solver	ANSYS CFX 13.0
Number of mesh	Impeller 2,600,000 Diffuser 6,850,000 Total 9,450,000
Turbulence model	SST-model
Boundary condition	Inlet :Mass flow Outlet :P-static Wall :No slip
Interface	Stage

5. ブロワおよび羽根付きディフューザの性能と内部流れの可視化結果および考察

5・1 ブロワおよびディフューザ性能測定結果

図 10 は 2 つの羽根付きディフューザを搭載した際のブロワ静圧上昇の比較を示す。また、図 11 は 2 つのディフューザの風量変化による羽根付きディフューザ内の圧力回復係数 C_p を示す。図 10 の横軸は設計点の流量係数 Φ_d で除した無次元風量 Φ/Φ_d を、縦軸は Type-1 の設計点流量係数 Φ_d におけるブロワ静圧上昇で正規化した無次元ブロワ静圧上昇を示す。また、図 11 の縦軸は式 (1) で定義したディフューザ圧力回復係数 C_p を示す。なお、式 (1) 中の羽根付きディフューザ入口速度 C_3 は式 (2) を用いて算出し、式 (2) のうち羽根付きディフューザ入口の周方向速度は、トルク計で測定したインペラの軸動力から円板摩擦損失と漏れ損失を除いたインペラ内部軸動力 L_{imprin} と、角運動量保存則を用いて算出し、羽根付きディフューザ入口の径方向速度は、質量流量と、羽根付きディフューザ入口の面積、密度を用いて算出した。なお、羽根付きディフューザ入口の密度は、速度三角形を用いた 1 次元予測で得られた数値を用いた。また、図 11 の圧力回復係数 C_p は羽根付きディフューザ入口部 ($D/D_2=1.035$) と重なり流路出口 E の静圧上昇 $\Delta P_{s\text{dif}}$ を用いて算出した。

図 10 より、重なり流路の曲率半径を大きくしたディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 より設計点流量係数 Φ_d におけるブロワ静圧上昇が 1% 高く、効率向上が図れていることがわかる。また、ディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 に比べ、風量が増加するにつれ静圧上昇が高くなっている。また、図 11 より、ディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 より設計点流量係数 Φ_d におけるディフューザ圧力回復係数 C_p が高く、風量の増加と共にディフューザ圧力回復係数 C_p が高くなっており、ブロワ静圧上昇の変化は羽根付きディフューザの性能向上によるものであることがわかる。

図 12 は設計点における羽根付きディフューザの流れ方向の圧力回復係数 C_p を示す。図 12 の各点における圧力回復係数 C_p は羽根付きディフューザ入口部 ($D/D_2=1.035$) の静圧と、各静圧孔の静圧 $P_{s(i)}$ の差 ($\Delta P_{s(i)}$) を用いて算出した。図 12 のディフューザ流れ方向の圧力回復係数 C_p のうち、ディフューザ Type-1 は流れ方向の静圧計測位置 A~C において圧力回復量が大きく、計測点 C~E においては圧力回復量が小さい。一方、ディフューザ Type-2 はディフューザ Type-1 に比べて、重なり流路前半 (A~B) の圧力回復量の差は小さいが、重なり流路の中央部 (C) から後半で圧力回復が大きく、ディフューザ Type-1 より圧力回復係数が高くなっていることがわかる。すなわち、ディフューザ Type-1 と Type-2 のブロワ静圧上昇の差は、ディフューザ重なり流路の中央部以降の静圧上昇量に差があることがわかる。

Fig. 10 Blower performances. Static pressure rise at the designed flow coefficient of the type-2 diffuser is 1% higher than that of the type-1 diffuser.

Fig. 11 Pressure recovery coefficient performances. Pressure recovery coefficient at the designed flow coefficient of type-2 diffuser is higher than that of the type-1 diffuser. Also, the pressure recovery coefficient increases with the increase of the flow coefficient.

$$C_p = \frac{\Delta P_{s_{dif}}}{0.5 \times \rho_3 \times C_3^2} \quad (1)$$

$$C_3 = \sqrt{\left(\frac{L_{impin}}{G \times U_2} \times \frac{D_2}{D_3} \right)^2 + \left(\frac{G}{\rho_3 \times \pi \times D_3 \times b_3 \times 10^{-6}} \right)^2} \quad (2)$$

Fig. 12 Pressure recovery coefficient distribution in overlapped region. (Design point) As compared with the type-1 diffuser, the type-2 diffuser has a higher pressure recovery coefficient from the middle of the overlapped region (C) to the latter half. The difference in blower static pressure rise between the type-1 and type-2 diffusers is the static pressure rise difference after the overlapped region of the diffuser.

5・2 PIV計測結果

図13にディフューザ Type-1, 2 の設計点流量係数 ϕ_d における羽根付きディフューザ内部流れの PIV 計測結果を示す。図13はディフューザの高さ方向3断面における時間平均速度分布（5120個の速度ベクトル場の算術平均）であり、絶対速度 C をインペラ周速度 U_2 で無次元化している。図13より各ディフューザ共にインペラから出た流れがディフューザ内部で減速しているが、ディフューザ高さ方向に異なる分布を持つことがわかる。図13の重なり流路に注目すると、ディフューザ Type-1 の 75%, 25%span は低速な流れはないが、50%span は重なり流路の流れ方向の中間点付近において他の断面に比べて、羽根の圧力面側に低速な流れが生じている。なお、50%span の低速域の発生位置は静圧計測点 C 付近であり、剥離を伴う低速域の発生により損失が生じるとともに有効面積が低下するため、重なり流路の後半の圧力回復量が小さくなっている可能性がある。一方、ディフューザ Type-2 は、重なり流路の出口以降の急な圧力面の曲率の変化により剥離が発生している。しかし、ディフューザ Type-1 の 50%span で見られた重なり流路の低速域は、若干の改善が確認できる。

次に、図13に示した PIV 計測結果を用いて、重なり流路出口におけるスロート幅方向の速度分布の比較を図14に示す。図14の横軸は重なり流路出口におけるスロート幅方向の流路幅（圧力面 0, 負圧面 1）を 1 とした無次元位置を示す。ディフューザ Type-1 の最も流速が速い領域のスロート幅方向無次元位置は、75%, 25%span で約 0.7 に、50%span で約 0.8 に存在し、流路中央よりも負圧面側に偏っていることがわかる。一方、ディフューザ Type-2 の最も流速が速い領域のスロート幅方向無次元位置は、75%span において約 0.7 程度であり、ディフューザ Type-1 と変化はないが、50%span, 25%span は約 0.6 に存在し、ディフューザ Type-1 に比べてスロート幅方向の中央部を流れていることがわかる。

実験結果から図12で見られたディフューザ Type-1, Type-2 の羽根付きディフューザの流れ方向の圧力回復係数 C_p の変化は、ディフューザ Type-1 では、ディフューザの 50%span で生じていた剥離を伴う低速域の発生により損失が生じるとともに有効面積が低下するため、ディフューザ重なり流路の後半（計測点 C 以降）の圧力回復量が低下したと考える。一方、ディフューザ Type-2 では、重なり流路の低速域の改善と、ディフューザ重なり流

路の後半の圧力回復量の向上を確認できた。すなわち、ディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 と面積比の差が小さく、重なり流路長さも短いことから、重なり流路の曲率半径を大きくした効果により重なり流路における流れ場が改善したと考える。

Fig .13 Velocity contours of the flow inside the vaned diffuser at design point. From the measurement results, the distribution is different in the height direction of the diffuser. Near the middle of the overlapped region, compared with other cross sections, the 50% span of the type-1 has a low-velocity flow at the pressure side of the blade. On the other hand, the low-velocity region seen in the overlapped region of the 50% span of the type-1 diffuser is improved in the type-2 diffuser.

Fig .14 Velocity distribution at the outlet of overlapped region. The highest-flow-velocity region in the type-1 diffuser flows towards the suction side. On the other hand, the highest-flow-velocity region in the type-2 diffuser flows towards the center of the throat width as compared with the type-1 diffuser.

5・3 流れ解析結果

次に、ディフューザ Type-1, Type-2 の流れ解析結果からブロワ静圧上昇及び、羽根付きディフューザの圧力回復係数、内部流れの比較を行った。

まず、図 15 にブロワ静圧上昇の解析結果と実験結果の比較を示す。図 15 の横軸は設計点流量係数 Φ_d で除した無次元風量 Φ/Φ_d を、縦軸は図 10 に示した Type-1 の設計点流量係数 Φ_d におけるブロワ静圧上昇（実験値）で正規化した無次元ブロワ静圧を示す。まず、ディフューザ Type-1 の解析結果は、実験結果に比べて全体的に小さく予測しているが、その差は約 2% 以下であり予測精度が高いことがわかる。

次に、ディフューザ Type-1, Type-2 の解析結果に注目すると、重なり流路の曲率半径を大きくしたディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 より設計点流量係数 Φ_d におけるブロワ静圧上昇が高く、効率向上が図れており、実験と解析の両面から性能の向上を確認できた。

次に、図 16 に図 12 と同様に設計点における羽根付きディフューザの流れ方向の圧力回復係数 C_p について、実験値と解析結果の比較を示す。なお、図 16 の横軸はディフューザ重なり流路長さ L を用いた流れ方向の無次元位置を示す。図 16 より解析で得られた羽根付きディフューザ出口における圧力回復係数はディフューザ Type-1, 2 とともに実験値より約 10% 小さく予想している。しかし、ディフューザ Type-2 の解析結果は、ディフューザ Type-1 に比べて、実験結果で見られたように重なり流路の流れ方向の後半部分で圧力回復係数が増加しており、静圧上昇の特徴を捉えている。

さらに、図 17 に図 13 と同様に設計点におけるディフューザ高さ方向の 3 断面における速度分布の可視化結果（解析結果）を示す。図 17 は、図 13 と同様に絶対速度 C をインペラ周速度 U_2 で無次元化している。図 17 の重なり流路に注目すると、ディフューザ Type-1 は PIV 計測結果と同様に 75%, 25%span に比べて、50%span の低速域が大きいことがわかる。また、ディフューザ Type-2 の 50%span に注目すると、ディフューザ Type-1 の重なり流路の後半で生じていた低速域が抑制されていること、重なり流路出口以降の急な圧力面の曲率の変化により剥離が発生している様子がわかる。

また、図 18 に、図 14 に示した PIV 計測結果と、解析結果を用いて重なり流路出口におけるスロート幅方向の速度分布の比較を示す。なお、図 18 の縦軸と横軸は図 14 と同様である。図 18 に示したディフューザの各断面の解析結果は、PIV 結果に比べて、圧力面側の速度を小さく予測しているが PIV 計測結果と傾向が一致している。まず、ディフューザ Type-1 の最も流速が速い領域のスロート幅方向無次元位置は、75%, 25%span で約 0.7 に、50%span で約 0.8 に存在し、流路中央よりも負圧面側に偏っていることがわかる。さらに、ディフューザ Type-2 の解析結果からもディフューザ Type-2 の最も流速が速い領域のスロート幅方向無次元位置は、75%span において約 0.7 程度、50%span, 25%span は約 0.6~0.7 に存在し、ディフューザ Type-1 に比べてスロート幅方向の中央部を流れている。PIV 計測結果と解析結果を用いた重なり流路出口における速度分布の比較から、解析結果の流れ場は PIV 計測結果の流れ場の特徴と、ディフューザ Type-2 の流れ場の改善の特徴を再現できていることがわかる。

図 15 に示したブロワ静圧上昇、図 16 に示した羽根付きディフューザの圧力回復量の実験結果と解析結果の比較と、図 18 に示した流れ場の特徴から、ディフューザ重なり流路の後半で圧力回復量を増加させる流れ場、圧力場の特徴を解析結果が捉えていると考え、曲率半径の異なる 2 つのディフューザの重なり流路に注目し、流れ場の可視化を行った。

Fig .15 Blower performances. For the type-2 diffuser, the blower static pressure rise at the designed flow coefficient is higher than that of the type-1 diffuser, thus an improvement in efficiency can be expected. From this result, an improvement in performance is confirmed from both experiment and computer simulation.

Fig .16 Pressure recovery coefficient distribution in flow direction. (Design point)(Exp,CFD) In the simulation results of the type-2 diffuser, the pressure recovery coefficient increases at the latter half of the overlapped region as compared with the type-1 diffuser. This is the same with the experiment result and therefore the characteristics of the static pressure rise is captured.

Fig .17 Velocity contours of the flow inside the vaned diffuser at design point.(CFD) In the 50% span of the type-2 diffuser, the low-velocity region at the latter half of the overlapped region of the type-1 diffuser is improved.

Fig .18 Velocity distribution at the outlet of overlapped region. (PIV,CFD) Compared with PIV measurement results, simulation results have captured the characteristics of the flow field as well as the improvement of the flow field in the type-2 diffuser.

図 19 にディフューザ Type-1, Type-2 の重なり部の全圧分布を示す. 図 19 は重なり流路の損失を可視化するため, 重なり流路の長さ方向に全圧分布を表示している. 図 19 の比較からディフューザ Type-1 は, 重なり流路の約 $L/2$ の位置で損失が生じているが, ディフューザ Type-2 では, 重なり流路の約 $L/2$ の位置で損失は小さく, その下流で損失が発生していることがわかる.

Fig. 19 Total pressure distribution. For the type-1 diffuser, loss is generated near the $L/2$ position of the overlapped region. For the type-2 diffuser, loss is small near the $L/2$ position of the overlapped flow region and loss is generated at the downstream.

次に、図 20、21 に解析結果を用いたディフューザ重なり流路の静圧分布および限界流線の可視化結果を示す。なお、図 20 は羽根の圧力面に注目した可視化結果を、図 21 は軸方向から見たハブ面の可視化結果を示す。

まず、ディフューザ Type-1 について述べる。ディフューザ Type-1 の圧力面 (PS) に注目すると、重なり流路の中央付近において羽根の高さ方向に圧力分布が存在し、シュラウド、ハブ側に比べて、羽根高さ中央部で圧力が低くなっていること、つまり、圧力の等高線が羽根高さ方向の中央部で下流へ伸びていることがわかる。また、羽根の限界流線の形状からも羽根高さの中央部に向かう流れが存在することがわかる。さらに、図 21 に示したディフューザ Type-1 のハブ面の限界流線に注目すると、重なり流路の入口から約 $L/4$ 下流において、剥離点が存在し剥離の下流で 2 次流れが発生している。また、2 次流れは重なり流路の中央から出口まで生じ、重なり流路の長さ方向に伸びて存在していることがわかる。さらに、図 21 に示したハブ面の圧力等高線に注目すると、剥離点付近の圧力等高線は負圧面から圧力面にかけて下流側に伸びている。この圧力等高線の形状は、圧力面の羽根高さ中央部に向かう限界流線を促進しやすい形状である。

次に、ディフューザ Type-2 について述べる。図 20 に示したディフューザ Type-2 の羽根の圧力面 (PS) に注目すると、ディフューザ Type-1 に比べて、羽根高さ中央部の圧力低下は顕著でなく、重なり流路の後半部でも高さ方向の圧力分布が小さいことがわかる。さらに、図 21 に示したディフューザ Type-2 のハブ面の限界流線に注目すると、ディフューザ Type-1 で生じていた剥離点が重なり流路の入口から約 $2/3L$ と下流側に移動している。また、剥離点の下流で発生していた 2 次流れは重なり流路出口付近で生じているが、Type-1 に比べて重なり流路の長さ方向に伸びていないことがわかる。さらに、図 21 に示したハブ面の圧力等高線に注目すると、剥離点付近の圧力等高線は負圧面から圧力面にかけて下流側に伸びているが、ディフューザ Type-1 に比べて小さい。この圧力等高線の形状により、ディフューザ Type-2 はディフューザ Type-1 に比べて、圧力面の羽根高さ中央部に向かう限界流線の抑制につながると考える。

Fig .20 Static pressure distribution and limiting streamlines on diffuser.(Pressure surface) For the type-1 diffuser, it can be observed by looking at the shape of the limiting streamline of the blade that there is flow towards the center of the blade height. For the type-2 diffuser, the pressure distribution in the height direction at the latter half of the overlapped region is smaller as compared to that of the type-1 diffuser.

Fig .21 Static pressure distribution and limiting streamlines on diffuser.(Hub surface) For the type-1 diffuser, the pressure contour near the separation point extends towards downstream from the suction side to the pressure side. The pressure contour takes such a shape that it can easily promote the limiting streamline towards the mid-height of the blade at the pressure side. For the type-2 diffuser, the pressure contour near the separation point also extends towards downstream from the suction side to the pressure side, with a lesser degree as compared with that of the type-1 diffuser.

曲率半径が異なるディフューザの流れ場について、図 19 に示した重なり流路の流れ方向全圧分布と図 20, 21 の流れの可視化結果を用いて考察する。

重なり流路内においては、負圧面より圧力面側の速度が遅いことから、圧力面の境界層が発達しやすい。また、羽根高さ方向においては、ハブ面、シュラウド面で各々境界層が発達するため、羽根高さ方向に圧力分布が付きやすい。

ディフューザ Type-1 は、ハブ面の羽根負圧面側で生じている剥離が上流から発生し、羽根圧力面の羽根高さ中央部で圧力が低くなる限界流線の形状を促進するため、重なり流路の約 $L/2$ と上流側で損失が発生している。一方、ディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 に比べて、ハブ面の羽根負圧面側で生じている剥離が下流に移動し、羽根圧力面の羽根高さ中央部で圧力が低くなる限界流線の形状を抑制できているため、重なり流路の流れ方向の損失発生位置が下流に移動し、重なり流路下流の静圧上昇が向上したと考える。なお、このハブ面の羽根負圧面側で生じている剥離は、負圧面と圧力面の圧力勾配の形に依存し、流路の曲率半径が小さいほど、負圧面と圧力面の圧力勾配が生じやすく上流側で剥離し、曲率半径が大きい場合は、負圧面と圧力面の圧力勾配が小さくなるため、剥離が発生しにくいと考える。

本研究では、ブロワ性能、ディフューザ圧力回復係数の試験結果と、PIV 結果及び流れ解析を用いた流れ場の比較を行い、曲率半径が異なる 2 種類の羽根付きディフューザの性能変化と流れ場について検討した。解析結果から、曲率半径が小さいディフューザ Type-1 は、ハブ面の羽根負圧面で生じている剥離が上流で発生し、負圧面と圧力面を結ぶハブ面上の圧力等高線が下流側に伸び、羽根圧力面の羽根高さ中央部で圧力が低くなる限界流線の形状を促進する。一方、曲率半径が大きい Type-2 は、ハブ面の羽根負圧面で生じている剥離が Type-1 に比べ下流側で発生し、負圧面と圧力面を結ぶハブ面上の圧力等高線が下流側に伸びるのを抑制し、羽根圧力面の羽根高さ中央部で圧力が低くなることを改善できた。この圧力分布の差により、曲率半径の大きいディフューザ Type-2 は、ディフューザ Type-1 に比べて、重なり流路の流れ方向の損失発生位置が下流に移動し、重なり流路の流れ方向の中央から下流の静圧上昇が向上し、ブロワの高効率化が可能となったことがわかった。

6. 結 語

小型遠心ブロワの高効率化を目的に、重なり流路の曲率半径が異なる 2 種類の大弦節比ディフューザを試作し、曲率半径が及ぼすディフューザ内部流れ、ディフューザ圧力回復係数に関する影響を検討し、以下の結論を得た。

- (1) 曲率半径が小さいディフューザ Type-1 は、ディフューザ重なり流路高さの中央部 (50%span) において低速域が発生し、ディフューザ重なり流路の後半の圧力回復量が低下していたが、曲率半径を大きくしたディフューザ Type-2 は重なり流路の低速域が改善され、重なり流路の後半の圧力回復量が増加し、小型遠心ブロワにおいても曲率半径を大きくとることが有効である。
- (2) 曲率半径を大きくしたディフューザ Type-2 は、羽根圧力面の羽根高さ方向の中央部で圧力が低下する圧力分布を抑制でき、曲率半径の小さいディフューザ Type-1 で生じていた低速域の改善が可能となると共に、重なり流路の流れ方向の損失発生位置が下流に移動したことで、重なり流路の静圧上昇及び、ブロワの高効率化が可能となった。

文 献

- 後藤尚志, 太田有, 大田英輔, ディフューザ案内羽根前縁形状が遠心圧縮機性能・騒音特性に与える影響, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.77, No.777 (2011), pp.1229-1238.
- 速水洋, 妹尾泰利, 宇都宮浩司, 長谷川治, 河口宣勝, 遷音速遠心圧縮機の小弦節比円形翼列ディフューザ, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.55, No.511 (1989), pp.758-763.
- Hayami, H., Hojo, M., Hirata, N. and Aramaki, S., Flow with shock waves in a transonic centrifugal compressor with a low-solidity cascade diffuser using PIV, ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53268 (2004).
- Ibaraki, S., Matsuo, T. and Yokoyama, T., Investigation of unsteady flow field in vaned diffuser of a transonic centrifugal compressor, ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90268 (2006).

妹尾泰利, 河野政典, 速水洋, 小弦節比円形翼列ディフューザ, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.45, No.396 (1979), pp.1099-1107.
可視化情報学会編, PIV ハンドブック, 森北出版 (2002a), p.37.
可視化情報学会編, PIV ハンドブック, 森北出版 (2002b), p.53.
可視化情報学会編, PIV ハンドブック, 森北出版 (2002c), p.60.

References

- Goto, T., Ohta, Y. and Outa, E., Effects of diffuser leading-edge geometries on performance and noise characteristics of a centrifugal compressor, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.77, No.777 (2011), pp.1229-1238 (in Japanese).
- Hayami, H., Senoo, Y., Utsunomiya, K., Hasegawa, H. and Kawaguchi N., Low-solidity cascade diffuser for transonic centrifugal compressor, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.55, No.511 (1989), pp.758-763 (in Japanese).
- Hayami, H., Hojo, M., Hirata, N. and Aramaki, S., Flow with shock waves in a transonic centrifugal compressor with a low-solidity cascade diffuser using PIV, ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53268 (2004).
- Ibaraki, S., Matsuo, T. and Yokoyama, T., Investigation of unsteady flow field in vaned diffuser of a transonic centrifugal compressor, ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90268 (2006).
- Senoo, Y., Kawano, M. and Hayami, H., A low-solidity cascade diffuser, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.45, No.396 (1979), pp.1099-1107 (in Japanese).
- The Visualization Society of Japan ed., Handbook of particle image velocimetry, Morikita Publishing Co., Ltd. (2002a), p.37 (in Japanese).
- The Visualization Society of Japan ed., Handbook of particle image velocimetry, Morikita Publishing Co., Ltd. (2002b), p.53 (in Japanese).
- The Visualization Society of Japan ed., Handbook of particle image velocimetry, Morikita Publishing Co., Ltd. (2002c), p.60 (in Japanese).

* ANSYS および他のすべての ANSYS, Inc.の製品名およびサービス名は, ANSYS, Inc.または, 米国および他の国にある ANSYS, Inc.の子会社の登録商標です.