入口流速分布が環状ディフューザ の性能に及ぼす影響の研究*

吉 田 秀 則^{*1}, 酒 井 毅^{*1}

Effects of Inlet Velocity Profile on Annular Diffuser Performance

Hidenori YOSHIDA^{*2} and Takeshi SAKAI

^{*2} Kawasaki Heavy Industries, Ltd., Akashi Technical Institute,
1-1, Kawasaki-cho, Akashi, 673-8666 Japan

The Effect of non-uniformities of inlet velocity profile on performance of annular diffusers was investigated by numerical simulation. The numerical results indicate that the pressure recovery factor strongly depends on the maximum exit velocity, and the pressure recovery factor of diffusers decreases as the non-uniformity of inlet velocity profile becomes larger. In the case of the larger velocity on the shroud wall, there is the effect of the wall angle on the diffuser performance. And the pressure recovery factor of the diffuser with a diverging hub is higher than the other with a converging hub. It was clarified that it is necessary the optimal combination between the inlet velocity distribution and the wall angle of the diffuser to design a high performance annular diffuser.

Key Words: Turbomachinery, Diffuser, Subsonic Flow, Viscous Flow, Numerical Analysis

1. 緒 言

環状ディフューザはガスタービンの排気ディフューザのようにタービン下流に設置され、タービン出口の運動エネルギーを圧力に回復する役割がある。環状ディフューザにおける圧力回復が大きく取ればタービン背圧を下げる（タービンの膨張比を高める）ことができ、タービン出力を大きくすることができる。このように、ディフューザの性能はガスタービン全体の性能に大きく影響するので、その高性能化の条件を明らかにすることは重要な意味がある。

環状ディフューザに関する研究は古くからなされており、ディフューザの入口出口の面積比やディフューザ長さとの関係⁽¹⁾⁽²⁾など様々な整理がされているが、一様な入口流れを扱った研究が殆どであり、ガスタービン等の翼列下流の速度の歪んだ流れにおける環状ディフューザを扱った研究は少ない。

速度の歪んだ入口流れでのディフューザに関する数少ない実験⁽³⁾によると入口流れの性能への影響

がかなり大きいことが示されているが、金網などを用いて入口流速分布を生成している関係で、入口流速分布のパターンがディフューザ性能に影響するメカニズムが解明されていない。

また、ガスタービンの排気ディフューザなどでは流路の子午面傾斜角度も重要な設計パラメータであるが、入口流速分布と流路の子午面傾斜角度の関係を研究した例は少ない。

実験において意図通りに入口流れに速度の歪みをつけることは容易でないので、本研究では NS 解析によって検討を行うことにする。まず入口流れの歪みを系統的に変化させて NS 解析を行い、入口速度歪みの性能への影響を検討し、次にディフューザの子午面傾斜角度が変化した場合に、入口速度歪みの性能への影響がどう変化するかを調べた。

なお、ガスタービンの排気ディフューザ等、多くの流体機械に用いられているディフューザでは、構造上、内筒を支える支柱が存在するが、本文では環状ディフューザの基本的な空力特性を検討するために支柱のない流路を扱った。

* 原稿受付 1999 年 11 月 11 日。

^{*1} 正員、川崎重工工業(株) (☎ 673-8666 明石市川崎町 1-1)。

E-mail: yoshi@ati.khi.co.jp

記号

AR : 入口出口面積比

B_1 : 入口ブロックage, $B_1 = \frac{1}{A} \int (1 - \frac{u}{u_{max}}) dA$

C_p : 圧力回復係数, $C_p = \frac{P_{s2} - P_{s1}}{P_{t1} - P_{s1}}$

C_{ph} : ハブ面圧力回復係数, $C_{ph} = \frac{P_{sh} - P_{s1}}{P_{t1} - P_{s1}}$

C_p^* : AR 一定で, ある C_p を達成する最短軸長の条件

C_p^{**} : 軸長一定で, ある C_p を達成する最小 AR の条件

L : 流路軸長

P_s : 静圧

P_t : 全圧

Re : レイノルズ数, $Re = V_1 \Delta R_1 / \nu$

u : 軸流速度

u_{max} : 断面での最大速度

V : 断面の流量平均速度

V_{in}/V_{all} : 入口速度歪み

V_{all} : ディフューザ入口断面の流量平均速度

V_{in} : " の平均径よりハブ側の領域の流量平均速度

X : 軸方向座標

ζ : 全圧損失係数, $\zeta = \frac{P_{t1} - P_{t2}}{P_{t1} - P_{s1}}$

ΔR_1 : 流路入口半径差

δ_* : 境界層排除厚さ

Λ : 子午面傾斜角度

ν : 動粘性係数

添字

1: ディフューザ入口

2: ディフューザ出口

h : ハブ面

s : シュラウド面

m : 平均径

突起を設けて乱流の状態ディフューザに流入するように配慮されている。後続管路については、シュラウド側は省略して大気開放とし、ハブ側は端面効果による圧力降下を避けるために下流側に延長している。試験条件は入口基準面において以下の通りである。

V_1	70m/s
Re	2×10^5
$\delta_*/\Delta R_1$: シュラウド	0.021
$\delta_*/\Delta R_1$: ハブ	0.016

解析の検証を行ったモデルの面積比 AR は 2.5 で, $L/\Delta R_1 = 9.5$ (モデル A), 3.5 (モデル B) の 2 種類とした。図 2 上に両モデルの形状パラメータを一般的な環状ディフューザ特性⁽¹⁾と比較して示す。モデル A は軸長一定のときにある C_p の値を達成する最小面積比の条件に近い。モデル B はモデル A に比べてかなり $L/\Delta R_1$ が小さく、性能が低い条件となっている。

図 3 に解析に用いた計算格子をモデル A を例にとり示す。ディフューザ入り口には助走区間を設け、内筒は上下流に延長し、ディフューザ全体を大きな領域

Fig. 1 Experimental Apparatus (7)

Fig. 2 Geometric Parameter of Tested Diffuser

2. NS 解析の精度の検証

本研究で用いた NS 解析コードは著者らが開発したターボ機械流れ解析用 NS 解析コード (4)(5)(6) で、圧縮機及びタービン翼列、超音速風洞流路などへ適用して実用上十分な解析精度を有することを確認しているが、数値解析の適用に当たっては解析対象毎に解析精度の検証を行うことが重要であるので、本コードを環状ディフューザに適用する場合の解析精度について、試験結果⁽⁷⁾との対比により検証しておく。

図 1 に試験装置を示す。ディフューザ入り口には円筒形の助走区間を設け、また助走部入り口には 0.5mm の

で取り囲んでいる。格子点数は、モデル A:120,960 点 (流れ方向 $160 \times$ 周方向 $7 \times$ 半径方向 108), モデル B: 87,808 点 (流れ方向 $128 \times$ 周方向 $7 \times$ 半径方向 98) である。周方向には全周の $1/60$ の領域をとり、境界にて対称条件を用いている。

一般にディフューザ性能は入口での境界層によるブロックageによって影響を受ける。図 4(a) に入口ブロックageと円錐形ディフューザの圧力回復係数との関係⁽⁸⁾を示す。図 4(b) にモデル A で入口助走区間の長さを変えて解析し、ディフューザ入口基準面でのブロックageを変えた場合の結果を示すが、円錐形ディフューザと同様の傾向を示しており、本解析法で入口ブロックageの影響を考慮できることを確認した。本試験条件ではシュラウド面とハブ面の入口ブロックageの合計は 0.037 であり、若干、圧力回復係数に影響する可能性があるため、試験での入口ブロックageと同じになるように助走区間の長さをとった。また入口基準面において、 V_1 、 R_e を試験条件と合わせている。

図 5 に軸方向に沿った圧力回復過程の実験値と解析値の比較を示す。両モデルとも解析値は実験値とほぼ等しい結果が得られている。図 6 にディフューザ出口での速度分布 (文献⁽⁷⁾にあわせて出口平均流速で無次元化している) の実験値と解析値の比較を示す。モデル A では境界層部の速度分布が多少異なるものの境界層厚さ、最大速度等は良く合っている。モデル B ではシュラウド側の剥離領域の大きさは良く合っているものの、解析値の方が実験値よりも境界層厚さが若干薄く、最大速度が若干小さめである。このことから、モデル B に見られるような大きい剥離領域の無い条件であれば環状ディフューザの性能の評価や内部流れ状態を把握する上で、本コードの解析精度は実用上十分であると言える。

Fig. 3 Computational Grid

Fig. 4 Blockage Effect on Diffuser Performance

Fig. 5 Comparison of Static Pressure Recovery Factor

Fig. 6 Comparison of Velocity Profile at Exit Section of Diffuser

3. 入口速度歪みの影響

ここからは $L/\Delta R_1 = 9.5$ であるモデル A の形状を使って、入口速度歪みの性能への影響を検討する。計算の効率化のために、ディフューザ出口から真っ直ぐな後続管路を設けた流路形状として解析を行った。

入口速度の歪みの程度をあらわすパラメータについては、一般的に認められた定義がないので、幾通りかの方法を試みたが、本研究では単純で感覚的に理解しやすい定義方法の V_{in}/V_{all} ⁽³⁾ を用いることにする。図 7 に示すように V_{in}/V_{all} は入口断面において平均径より内側の平均速度の全体の平均速度に対する割合であり、 $V_{in}/V_{all} > 1.0$ の場合は流れがハブ側に偏っており、 $V_{in}/V_{all} < 1.0$ の場合は流れがシュラウド側に偏っていることを示す。

Fig. 7 Definition of Inlet Distortion Parameter

Fig. 8 Distorted Inlet Profile

Fig. 9 Spanwise Flow Distribution at Several Section of Diffuser Model A

図 8 に $V_{in}/V_{all} = 0.933, 0.976, 1, 1.025, 1.080$ についてディフューザ入口での軸流速度, 全圧分布, 静圧分布を示す. 入口ではスパン方向に直線的に分布した速度歪みを与えている. 助走区間の長さは同じにしたので, ディフューザ入口断面でのブロックageが速度歪みによりは若干違っているが, 図 4 からディフューザ性能への影響は殆ど無いと考えられる.

図 9 に子午断面内のいくつかの位置におけるスパン方向の軸流速度分布, 全圧分布, 静圧分布を示す. シュラウド側とハブ側を比較すると, 入口速度が小さい側では, 大きい側よりも下流に向かって境界層が発達している.

図 10 に C_p と ζ の特性を示す. 一様分布 ($V_{in}/V_{all} = 1$) の時に最も C_p は高い. また, 主流がシュラウド側に寄った時の方がハブ側に寄ったときよりも僅かではあるが C_p は高い. ζ は $V_{in}/V_{all} < 1$ のときに若干増加するが, その変化は小さい.

図 9 からディフューザ入口ではシュラウド側壁面の曲がりによる静圧分布が現れているが, 流路のほぼ全体に亘ってスパン方向に静圧が一様に分布しているから, ディフューザの静圧回復を決めているのは出口断面での最大速度であると予想される.

図 11 にディフューザ出口での最大速度 u_{2max} と C_p との関係を示すが, 子午面傾斜角度が変わってもほぼ同じ傾向を示しており, 出口での最大速度が小さい方が静圧回復が高いことが確認できた.

Fig. 10 Effect of Inlet Distortion on Diffuser Performance of Model A

4. 子午面傾斜角度の影響

ディフューザの静圧回復率は主流部の最大速度によって決まることがわかったが, 子午面傾斜角度が異なる形状では, 出口での主流の位置が移動して性能特性が変化することが予想される. ディフューザ流路の子午面傾斜角度の違いが性能に影響することはこれまでの研究 (8)(9)(10) でも知られているが, 入口流速分布がある場合の子午面傾斜角度の影響は明らかにされていない.

そこで, 図 12 に示すように子午面傾斜角度が異なる流路形状について系統的に V_{in}/V_{all} を変化させて性能への影響を調べた. 全ての流路の入口形状, 入口出口面積比, 軸長は同一である. 以後は Λ_h で形状の違いを表すことにする. 解析結果を図 14 に示す.

まず, 入口流速分布が一樣な場合のディフューザ特性を比較すると, $\Lambda_h = 0deg$ と $6.0deg$ の場合の C_p が高く, $\Lambda_h = -6.7deg$ の場合の C_p が最も低い. 図 13 にディフューザ入口及び出口の流れの分布を示すが,

Fig. 11 Relation between Static Pressure Recovery and Maximum Exit Velocity of Model A

Fig. 12 Diffuser Models with Different Meridional Angle

Fig. 13 Effects of Meridional Angle on Internal Flow

$\Delta h = -6.7^\circ$ の場合、出口のハブ側で大規模な剥離が生じて主流の最大速度が大きくなったため C_p が低いことが分かる。また、 Δh が増加すると出口の主流の位置は相対的にハブ側に移動し、主流最大速度も小さくなって高い C_p が得られたことが分かる。

次に入口流速分布の影響を見ると、シュラウド側の流速が大きい領域 ($V_{in}/V_{all} < 1$) では子午面傾斜角度の影響が大きく現れ、4つの流路で C_p が最大となる条件も異なっている。この結果、 $\Delta h = 6.0^\circ$ の場合、 $V_{in}/V_{all} \approx 0.98$ で C_p が最大となるが、 Δh が減少すると C_p が最大となるのは V_{in}/V_{all} の大きい方へ移るとともに C_p の最大値も若干低下することがわかった。

このように、高い C_p を達成するには入口流速分布 (V_{in}/V_{all}) と子午面傾斜角度 (Δh) を適切に組み合わせる必要があることが分かった。

5. まとめ

解析により速度の歪んだ流れが流入する場合の環状ディフューザの性能について調べ以下のことが明らかにになった。

- 比較的性能の良い設計条件のディフューザにおいて入口流速分布がある場合のディフューザの静圧回復率は出口での最大速度によって大きく

Fig. 14 Effects of Meridional Angle on Diffuser Performance

変化する。入口速度歪みが大きい程、出口での最大速度が大きくなり、静圧回復率は低下する。

- 入口流速分布の歪みがディフューザ性能に及ぼす影響は流路の子午面傾斜角度によって異なる。入口流速分布がシュラウド側に偏った場合の方がディフューザ性能の変化は大きく、若干ハブ側壁面が外側に向いている方がディフューザ性能が高くなることが分かった。
- タービン等の出口流速分布とディフューザ子午面傾斜角度の最適な組み合わせをとることにより高性能化が図れること、そのために本解析法が有用であることが分かった。

文 献

- (1) Sovran, G. and Klomp, E. D., *Fluid Mechanics of Internal Flow*, 1967
- (2) BHRA: *Internal Flow-A guide to losses in pipe and duct system, Part2, Performance of Straight-Wall Diffusers*, 1971
- (3) Johnston, I. H., *A.R.C. Technical Report C.P. No. 178*(1954)
- (4) 吉田ほか2名, 機論, **59**-561, B(1993), 96-103
- (5) 河嶋ほか3名, 機論, **60**-580, B(1994), 104-110
- (6) 吉田ほか3名, 機論, **64**-628, B(1998), 158-164
- (7) 竹平昭暢・花房弘樹, 機講論, **764**-4(1976), 75-76
- (8) Klein, A., *J. Fluids Eng.*, Vol. 103, (1981), 250-257
- (9) Howard, J. H. G., et al., *ASME Publication*, 67-WA/FE-21, (1967)
- (10) Raab, I. et al, *ASME Paper* 96-GT-450(1996)