

## 羽根なしディフューザ壁面の部分的粗面化による旋回失速の抑制\*

坂口 大作<sup>\*1</sup>, 石田 正弘<sup>\*1</sup>  
植木 弘信<sup>\*1</sup>, 孫 自 祥<sup>\*1</sup>Suppression of Rotating Stall in Vaneless Diffuser  
by Wall Roughness ControlDaisaku SAKAGUCHI<sup>\*2</sup>, Masahiro ISHIDA,  
Hironobu UEKI and Zixiang SUN<sup>\*2</sup> Nagasaki University, Dept. of Mechanical Systems Engineering,  
1-14 Bunkyo-Machi, Nagasaki, 852-8521, Japan

The authors have proposed a new technique to suppress successfully the rotating stall in the vaneless diffuser. By positioning the completely rough wall between  $R=1.2$  and  $1.6$  on the hub side diffuser wall alone, the flow rate of rotating stall inception was decreased by 42 % at a small pressure drop less than 1 % of the blower pressure rise. This is based on that the local reverse flow occurs firstly at the hub side in most centrifugal blowers with backswept blade impeller mainly depending on the distortion of tangential component of inlet main-flow velocity. The 3-D boundary layer calculation shows that the local reverse flow is decreased remarkably by an increase in wall friction, and it disappears if the friction coefficient is 0.01 about twice of the smooth wall. By analyzing the effect of wall friction and turbulence induced by the rough wall, it is clearly shown that the rough wall positioned in the limited region, where the wall-limiting streamline flow angle shows the negative maximum, is quite effective to suppress the rotating stall at a small drop of the diffuser pressure recovery.

**Key Words:** Centrifugal Blower, Rotating Stall, Vaneless Diffuser, 3-D Boundary Layer, Separation Control, Rough Wall

## 1. まえがき

遠心送風機や遠心圧縮機の低流量域で発生する旋回失速やサージなどの不安定流動を抑制することは、ターボ機械にとって重要課題の一つである。福島ら<sup>(1)</sup>の調査結果によれば、後傾羽根遠心羽根車の場合はディフューザ失速が主な原因であり、径向き羽根遠心羽根車の場合にはインデューサ失速が主要因であるとおおよそ分類される。周知のように、羽根なしディフューザにおいて発生する旋回失速は3次元境界層の剥離に基づく逆流が原因であり<sup>(2)</sup>、羽根なしディフューザ内での逆流の発生状況は、ディフューザ入口でのハブ・シュラウド間速度分布に依存している。後傾羽根を有する大抵の低比速度型遠心羽根車の場合<sup>(3)</sup>、局所的逆流は先ずディフューザ入口部分のハブ側で発生し、下流へ行くにつれ剥離域はハブ側からシュラウド側へ移行する。Senooら<sup>(4)</sup>は、ディフューザ入口速度分布が深さ方向に非対称な場合について、運動量積分法を適用して逆流域の移動現象を理論的に解明した。また、3次元剥離発生初期においては、剥離域が定常的に存在しても必ずしも旋回失速へ至らず、

ディフューザの旋回失速初生流入角は剥離発生限界流入角より小さい。Kinoshitaら<sup>(6)</sup>によれば、旋回失速限界流入角は剥離限界流入角の約0.88倍であった。

旋回失速抑制のため、ディフューザの出口絞り<sup>(7)</sup>、ディフューザ入口の通路幅縮小<sup>(8)</sup>、小弦節比翼列ディフューザ<sup>(9)</sup>、小弦節比可変ディフューザ案内羽根と羽根車入口案内羽根との組合せ<sup>(9)</sup>など、種々のデバイスが提案された。最近、旋回失速の完全抑止策として、羽根なしディフューザ壁面に適切に配置された浅い放射溝すなわちスワールブレーカの効果が黒川ら<sup>(10)</sup>によって示された。この場合、放射溝の作用により旋回速度が弱められて流れ角が半径方向に立つために3次元剥離が抑制されたが、角運動量を消散するのでエネルギー損失の増加を必然的に伴う。また、Tsurusakiら<sup>(11)</sup>によって提案された羽根車回転方向と逆向きの噴流も同様で、逆向き噴流によって流れの旋回速度が減少するためほぼ完全な旋回失速抑止効果が得られたが、噴流吹出しのためのエネルギー消費を伴う。

本研究では、ディフューザ失速に基づく不安定流動が、ディフューザ入口部分のシュラウド側ではなく、ハブ側に発生する逆流が主たる要因であることを明確にすること、また、簡便でかつ性能の悪化を伴わない旋回失速抑制策を提案することを目的に、理論的解析と実験的検証を行った。流れの旋回強さを弱めること

\* 原稿受付 1999年11月15日。

\*<sup>1</sup> 正員、長崎大学工学部 (〒852-8521 長崎市文教町1-14)。

E-mail: dai@tfl.mech.nagasaki-u.ac.jp

によって旋回失速抑制効果が顕著に得られること、およびハブ側壁面の逆流が主たる原因であることを考慮して、部分的粗面化デバイスを提案している。ディフューザ入口の周分速度分布がハブ側で僅かに小さい非対称な主流流入条件の場合について、壁面摩擦の増加がハブ側に発生する3次元剥離領域およびディフューザ圧力回復率に及ぼす影響を、Senooら<sup>(9)</sup>によって展開された運動量積分法を用いて理論的に解析し、壁面摩擦の増加に基づくディフューザ静圧回復率の低下を最小に抑えつつ失速限界を改善するための適切な粗面化半径位置を計算と実験の両面から追究した。なお、壁面摩擦の局所的増加によって得られる失速抑制効果および僅かな静圧回復率低下の理由を、3次元境界層の速度分布の変化および壁面摩擦力の作用方向の観点から明らかにした。

記号

- b : ディフューザ通路幅
- b<sub>2</sub> : 羽根車出口羽根高さ
- C<sub>w</sub> : 主流方向摩擦係数 (=2τ<sub>w</sub>/ρV<sup>2</sup>)
- C<sub>p</sub> : 静圧回復率
- c<sub>2</sub> : 羽根車出口羽根先端隙間
- p : 圧力
- R : 半径比 (=r/r<sub>2</sub>)
- r<sub>2</sub> : 羽根車出口半径
- U<sub>2</sub> : 羽根車周速度
- V : 境界層外縁の速度
- V<sub>m</sub> : 半径分速度
- V<sub>mm</sub> : 主流の平均半径分速度
- V<sub>u</sub> : 周分速度
- V<sub>um</sub> : 主流の平均周分速度
- Y : 無次元ディフューザ深さ (=y/b)
- α<sub>1</sub>, α<sub>2</sub> : 境界層外縁流線の周方向からの角度
- α<sub>w1</sub>, α<sub>w2</sub> : 壁面極限流線の周方向からの角度

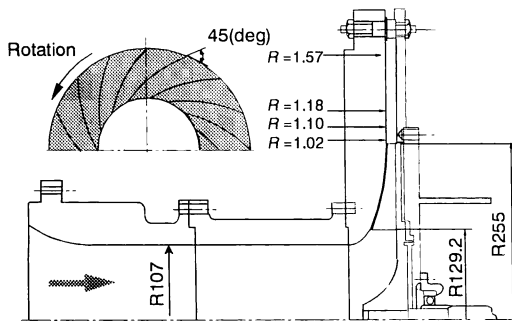


Fig.1 Meridional section of test blower and impeller

- φ : 流量係数 (=V<sub>m</sub>U<sub>2</sub>/U<sub>2</sub><sup>2</sup>)
- ψ : 静圧係数 (=2Δp/ρU<sub>2</sub><sup>2</sup>)
- ψ<sub>d</sub>, ψ<sub>s</sub>, ψ<sub>sc</sub> : ディフューザ出入口間, 羽根車出口および送風機出口の静圧係数 (ψ<sub>d</sub>=ψ<sub>sc</sub>-ψ<sub>s</sub>)
- τ<sub>m</sub>, τ<sub>n</sub>, τ<sub>v</sub> : 壁面剪断力の半径方向, 主流に垂直方向および主流方向の各成分
- τ<sub>w</sub> : 壁面剪断力
- λ : 羽根車出口羽根先端隙間比 (=c<sub>2</sub>/b<sub>2</sub>)

2. 実験装置および解析条件

**2.1 実験装置および羽根車特性** 図1は供試遠心送風機主要部の子午面断面を示す。本装置は著者ら<sup>(9)</sup>がこれまでに使用したものと同じである。羽根車は羽根出口角45°の16枚の後傾羽根を有する半開放型遠心羽根車で、羽根車出口直径510mm、羽根出口高さ17mm、設計流量係数φ=0.27における比速度はσ<sub>s</sub>(=φ<sup>1/2</sup>U<sub>2</sub><sup>2</sup>/U<sub>2</sub><sup>2</sup>)=0.43である。実験装置は、流量調整用円錐ダンパー、プレナムタンク、流量計測用入口ノズル、吸込み管、遠心羽根車および羽根なしディフューザから構成されている。羽根車によって吸込まれた空気は、半径比約1.8の羽根なしディフューザを通して軸対称に大気中へ放出される。羽根なしディフューザ出口部分に通路幅調整用シムを挿入することによって羽根先端の軸方向隙間を0.5mmから2.5mmまで変化した。羽根車回転速度は2000rpmの一定とし、図1に示す羽根なしディフューザ内の半径比R=1.02, 1.10, 1.18および1.57の各点において、小さなコブラ型の2孔方向管および1孔全圧管を用いて速度分布を計測した。

供試羽根車特性を図2に示す。パラメータは羽根先端隙間比λで、隙間比が大きいほど隙間損失が増加するため、羽根車出口静圧が低下している。図中の黒印はシュラウド壁面に装着された半導体圧力変換器による

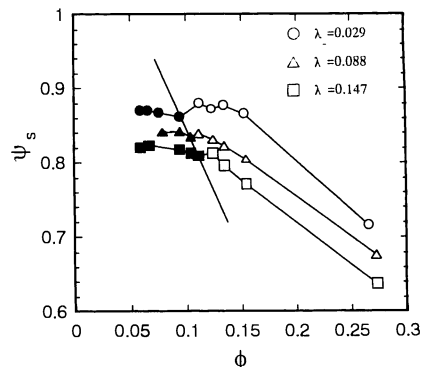
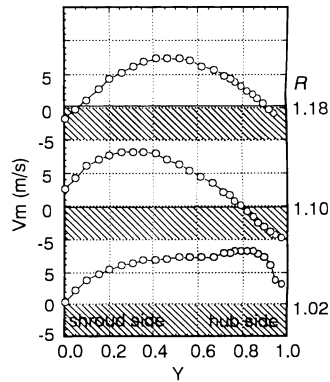


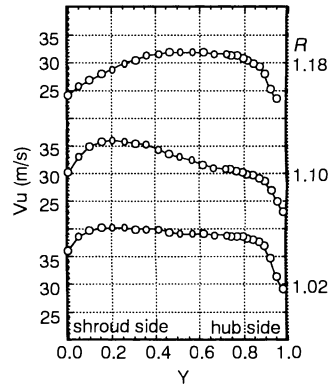
Fig.2 Change in impeller characteristics due to tip clearance

り不安定流動が明確に計測された流量範囲で、それぞれの右端が旋回失速初生流量である。本実験では、隙間比を増加した場合ディフューザ通路深さが同時に広がり、ディフューザ失速が発生し易くなるため旋回失速初生流量が高流量側へ移行している。

**2・2 羽根なしディフューザ内の流れ** 図3(a)および(b)は、旋回失速初生直前の流量 $\phi=0.131$ での羽根なしディフューザ通路深さ方向の速度分布を示す。なお、ここでは、明確な失速セルが観測された羽根先端隙間比 $\lambda=0.147$ の場合について計測した。図3(a)に示す半径分速度分布から分かるように、羽根車出口直後の $R=1.02$ では逆流は発生していないが、 $R=1.10$ ではハブ側で大きな逆流が発生しており、 $R=1.18$ ではハブおよびシュラウドの両側で小さな逆流が発生している。羽根車出口直後の半径比 $R=1.02$ の両壁近傍を除く主流部分において、半径分速度 $V_m$ は比較的大きな勾配を持ち、シュラウド側よりもハブ側で速い。それにも拘わらず、 $R=1.10$ のハブ側において先ず逆流すなわち3次元剥離が発生している。これは、図3(b)に示すように、 $R=1.02$ の主流部分の周分速度 $V_u$ において、僅か数%の速度勾配が存在することが原因と推定される。すなわち、僅かではあるが $V_u$ がハブ側で小さく、遠心力による半径方向圧力上昇量が小さいため、この部分の半径分速度を大きく減速することによって断面平均の圧力上昇を支えざるを得ないことに基づくものと考えられ、次章の理論的解析によっても明らかにされる。旋回失速が発生する低流量では、図3に示すように、周分速度の大きさは半径分速度の約5倍もあるため、半径分速度ひずみの影響よりは、周分速度のわずかな速度勾配が、3次元剥離に対してより大きな影響を与えている。なお、ハブ側で発生する剥離域の低エネルギー流体は、ディフューザ入口部分の強い逆圧力勾配のために羽根車出口へ向かって旋回しながら逆流するが、羽根車車板外周とディフューザ入口との狭い隙間のため車板裏側へは流入し難く、羽根車出口まで到達した流れは主流へ舞い戻らざるを得ない。筆者ら<sup>(12)</sup>が半導体レーザー2焦点流速計を用いてディフューザ入口部分の速度分布および速度変動を計測した結果によれば、ハブ側の局所的逆流と羽根車から流出する非軸対称なジェット・ウエーク流れとの相互干渉が旋回失速初生のトリガーになっている。一方、高比速度の径向き羽根半開放型遠心羽根車についての筆者ら<sup>(13)</sup>の可視化実験によれば、羽根なしディフューザのシュラウド側に逆流が発生していても不安定流動には至らず、さらに流量を減少した時に、インデューサ失速が原因で不安定流動が発生した。この場合、ディフューザ入口



(a) Radial component of velocity



(b) Tangential component of velocity

Fig.3 Measured hub-to-shroud velocity distribution in vaneless diffuser ( $\phi=0.131$ ,  $\lambda=0.147$ )

部のシュラウド側に存在する低エネルギー流体は、シュラウド壁面に沿って滑らかに羽根先端隙間内へ逆流し、剥離環の位置に到達するまでに羽根通路内へ再流入して、羽根車によりエネルギーを再び付加されて安定した循環流が形成される。このことは、小弦節比翼列<sup>(6)</sup>の場合に、壁面近傍の低エネルギー流体が二次流れによって巧妙に主流へ運ばれることによって境界層剥離が抑制される現象と類似のメカニズムである。

すなわち、シュラウド側壁面上の逆流に基づく不安定流動は、シュラウドケーシングの形状にも依存するが、回避できる。一方、ハブ側壁面上の逆流に基づく不安定流動は回避が困難である。したがって、旋回失速を抑制するにはハブ側の逆流を対象に剥離制御を行うことが肝要である。

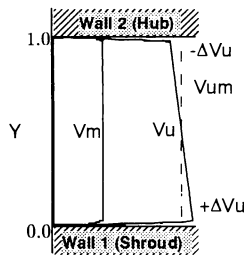
### 3. 解析結果および考察

#### 3・1 3次元剥離に及ぼす入口速度分布の影響

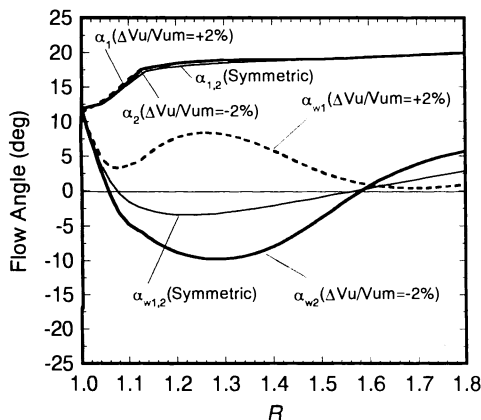
実験では、旋回失速の失速セルが明確に観測され

たディフューザ通路幅比 $b/r_2=0.076$  ( $\lambda=0.147$ )を選定したが、以下の3次元境界層の計算例では、基準のディフューザ形状、すなわち通路幅比 $b/r_2=0.06$  ( $\lambda=0.029$ )、出口半径比 $R=1.8$ の平行羽根なしディフューザについて解析を行った。図4(a)に示すように、入口流入条件として $V_m$ および $V_u$ について、それぞれ独立にディフューザ通路幅方向に直線的に変化する勾配を与え、主流平均分速度に対する主流端での増減分を $\pm$ で示した。また、入口境界層厚さは便宜上通路幅の5%とし、主流流入角は流量係数 $\phi$ とWiesner<sup>(4)</sup>が示したすべり係数を用いて、速度三角形の関係から決定した。

境界層の3次元剥離に及ぼす壁面摩擦の影響を調べるため、3次元剥離が発生する低流量 $\phi=0.15$ を選定し、入口主流周分速度勾配として $\Delta V_u/V_{um}=\pm 2\%$ を与え、主流方向壁面摩擦係数 $C_{fu}$ を変化させた。図4(b)は滑らかな壁面の摩擦係数を与えた場合の境界層外縁の流れ角 $\alpha_1$ および $\alpha_2$ 、および壁面における極限流線の周方向からの角度 $\alpha_{w1}$ および $\alpha_{w2}$ の半径方向変化を示している。 $\alpha_{w1}$ は周分速度の大きいシュラウド壁面1、また $\alpha_{w2}$ は周分速度の小さいハブ壁面2の極限流線の角度



(a) Definition of inlet main-flow velocity distribution



(b) Calculated angles of main-flow and wall-limiting streamline flow

Fig.4 Comparison between symmetric and asymmetric cases ( $\phi=0.15$ ,  $\lambda=0.029$ ,  $\Delta V_u/V_{um}=\pm 2\%$  and  $\Delta V_m/V_{mm}=0\%$  for asymmetric main-flow)

で、これらの値が負になる領域が3次元剥離領域、すなわち逆流範囲である。一般的な流入条件の場合、図4(b)に示すように $\alpha_{w1}=\alpha_{w2}$ であり、壁面1および2ともに同じ半径位置において浅い3次元剥離が発生するが、周分速度にひずみがある場合は、壁面1では剥離はなく、壁面2では剥離開始点が上流側へ近づき、かつ深い3次元剥離が発生する。図には示していないが、さらに流量を減少すると、ハブ側剥離域の下流端は広がらずにより深くなり、かつ、 $\phi=0.14$ より小さい流量では、第1の剥離域より下流のシュラウド側に第2の剥離域が発生する。周分速度の小さい壁面2から剥離が発生すること、また第2の剥離が反対側の壁面1で発生することは、図3に示した $\phi=0.131$ の場合の実験結果とも定性的に一致した。

**3.2 3次元剥離および静圧回復率に及ぼす壁面摩擦の影響** 図5は、周分速度の遅い壁面2の極限流線の角度 $\alpha_{w2}$ の主流方向壁面摩擦係数 $C_{fu}$ による変化を示す。壁面摩擦係数を滑らかな壁面の場合の0.005から増加するにつれ、半径比 $R=1.05$ から1.6の間に存在する負の $\alpha_{w2}$ で示される大きな3次元剥離領域が徐々に小さくなり、 $C_{fu}=0.01$ の場合に3次元剥離がほぼ完全に消滅する。すなわち、壁面摩擦の増加が旋回失速の抑制に効果があることを示唆している。

一方、壁面摩擦係数を0.005から0.01へ増加することによって、図6に示すように、ディフューザ出口静圧回復率は14.3%低下し、送風機全体の圧力上昇をかなり低下させることになる。ところが、図6を見る限り、 $R=1.0\sim 1.2$ での静圧回復率は壁面摩擦の影響を殆ど受けず、それより下流において壁面摩擦の影響が著しいように見える。ディフューザ入口部分では壁面摩擦

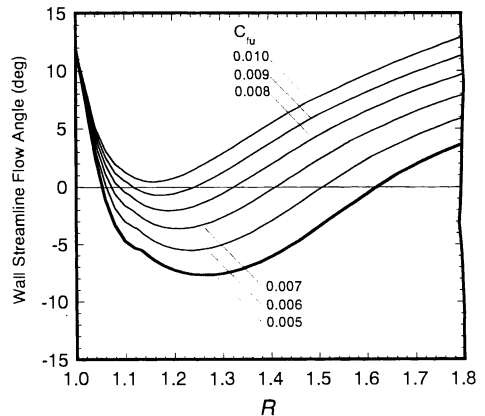


Fig.5 Change in wall-limiting streamline flow angle due to wall friction coefficient

( $\phi=0.15$ ,  $\lambda=0.029$ ,  $\Delta V_u/V_{um}=\pm 2\%$ ,  $\Delta V_m/V_{mm}=0\%$ )

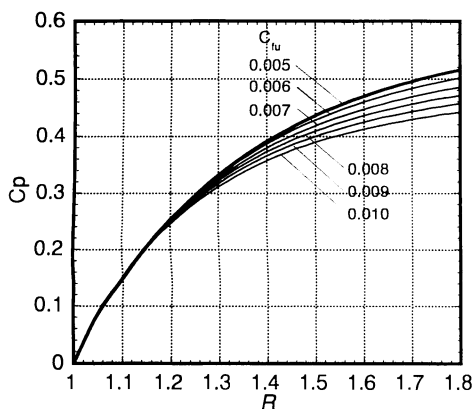


Fig.6 Change in diffuser pressure recovery due to wall friction coefficient  
( $\phi=0.15$ ,  $\lambda=0.029$ ,  $\Delta Vu/Vum=\pm 2\%$ ,  $\Delta Vm/Vmm=0\%$ )

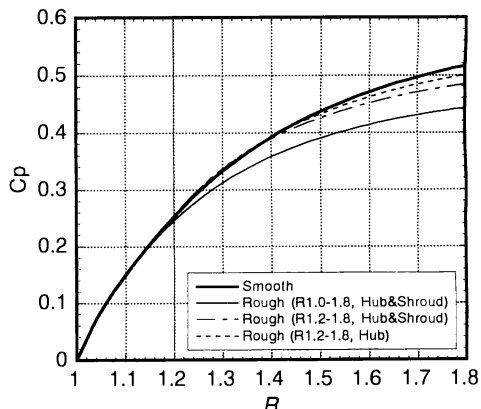


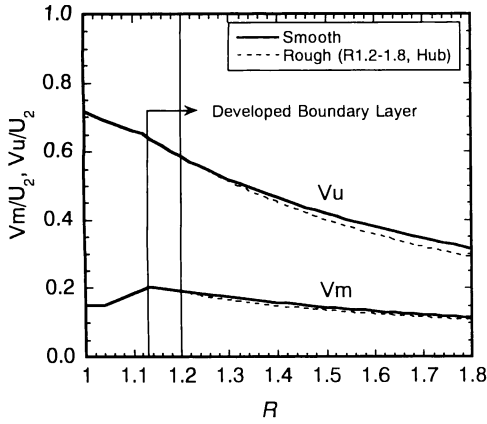
Fig.7 Effect of switched wall friction coefficient on diffuser pressure recovery  
( $\phi=0.15$ ,  $\lambda=0.029$ ,  $\Delta Vu/Vum=\pm 2\%$ ,  $\Delta Vm/Vmm=0\%$ )

の直接の影響を受けない主流が存在し、半径方向圧力上昇は主流の減速に依存するから当然ながら壁面摩擦の影響は小さいが、入口部分では境界層厚さが薄くかつ周分速度が大きいため壁面摩擦による運動エネルギーの消散が大きい。主流が消滅する $R=1.2$ 近傍における断面平均の運動エネルギーが壁面摩擦の増加によって著しく減少し、それより下流で圧力に変換されるべき運動エネルギーが小さいことが原因である。

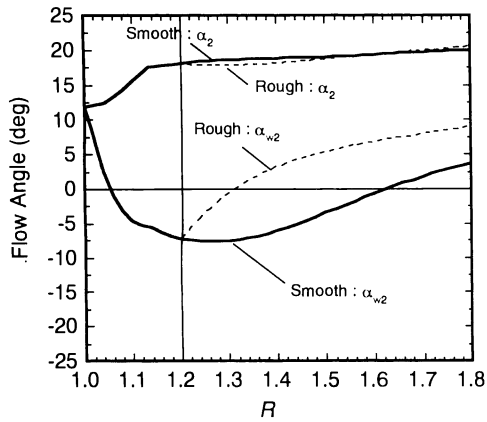
**3・3 部分的粗面化の影響** Senoo & Ishida<sup>(19)</sup>によれば、羽根車出口直後ではいわゆるジェット・ウェークフローパターンが存在するために流れは非軸対称であり、この周方向に不均一な流れのためにディフューザ入口部分では過剰な摩擦損失が発生することが示された。この不均一な流れは半径比 $R=1.2$ までに可逆的に殆ど均一化され、それより下流ではほぼ軸対称流れになる。この間、主流は角運動量保存則に従って周分速度も小さくなっており、また、 $R=1.2$ 近傍でディフューザ通路幅が両壁面に成長した境界層でほぼ満たされるので、その下流における圧力損失に及ぼす壁面摩擦係数の影響は相対的に小さいはずである。図7は、半径比 $R=1.2$ までは滑らかな面( $C_{fw}=0.005$ )とし、それより下流の両壁面を粗面( $C_{fw}=0.01$ )とした場合、および $R=1.2$ より下流の壁面2のみを粗面とした場合の静圧回復率を、出入口間全域で両壁面が滑らかな場合および粗い場合との比較において示す。ディフューザ全壁面を粗面とした場合の静圧回復率の低下率は全体が滑らかな面の場合の14.3%であるが、半径比 $R=1.2$ より下流の両壁面を粗面とした場合の低下率は6.3%、さらに半径比 $R=1.2$ より下流の壁面2だけを粗面とした場合は3.1%で、この低下率はディフューザ全壁面を粗面と

した場合の4分の1以下である。ディフューザの静圧回復量が送風機全体の約4分の1であるから、予測される送風機全体の静圧上昇の悪化は0.8%である。

図7において注目すべき点は、半径比 $R=1.2-1.4$ における圧力勾配は粗面の影響を全く受けていないことである。この理由を明確にするため、この流量におけるハブ側境界層外縁の周分速度 $V_u$ 、半径分速度 $V_m$ 、流れ角 $\alpha$ 、および壁面極限流線の角度 $\alpha_w$ の計算結果を、壁面が滑らかな場合と部分的粗面化した場合について図8(a), (b)に比較した。この流量では、壁面摩擦の影響を直接受けない主流が存在する半径比は $R=1.13$ までで、それより下流では通路幅が両壁面に成長した境界層で満たされており、粗面開始半径比 $R=1.2$ より下流では周分速度および半径分速度いずれも粗面の影響を受けてそれらの減少率は大きくなっている。一般に、半径方向圧力勾配を支える第1の力は遠心力であり、第2の力は半径分速度の減速に基づく半径方向運動量の減少である。図8(b)に示すように、粗面開始位置より $\alpha_w$ が急激に増加し、剥離領域が半分以下に縮小されている。3次元剥離状態にある境界層内速度ベクトルの極座標表示を図9に概念的に示す。一般に、境界層の振れを引き起こす力は主流流線に垂直方向の圧力勾配 $dp/dn$ であり、一方、壁面極限流線の向きと逆向きに作用する壁面剪断力 $\tau_w$ の主流に垂直方向成分 $\tau_n$ は境界層の振れ角を減少する力となる。壁面摩擦の増加によって $\tau_n$ が増加するため振れ角が急激に減少し、下流断面における境界層速度分布の歪みが小さくなって半径分速度 $V_m$ の減少率が相対的に大きくなる。この場合、環状微小要素の上流面と下流面間の半径方向運動量差が大きくなる。すなわち、遠心力による圧力上昇が小さ



(a) Tangential and radial components of velocity



(b) Flow angles of main-flow and wall-limiting streamline

Fig.8 Effect of switched wall friction on velocity and flow angle in case with 3-D separation

( $\phi=0.15, \lambda=0.029, \Delta Vu/Vu = \pm 2\%, \Delta Vm/Vm = 0\%$ )

くなった分だけ半径分速度の減速に基づく圧力上昇が増加することが、滑らかな壁面の場合に近い半径方向圧力勾配を支える第1の要因である。また、 $R=1.2\sim 1.3$ では3次元剥離状態にあり、半径方向成分 $\tau_m$ は図9に示すように外向きであり、この力が粗面化に基づく遠心力の減少分を補う第2の因子である。

4. 実験結果および考察

4.1 粗面化による旋回失速の抑制 前述のように、 $R=1.0\sim 1.2$ のディフューザ入口部分では、羽根車から流出する非軸対称流れ、大きな周分速度および薄い境界層厚さなどに基づく圧力損失が大きいから、この部分での壁面摩擦の増加は好ましくない。一方、図8に示したように、壁面の極限流線の角度は $R=1.2\sim 1.4$

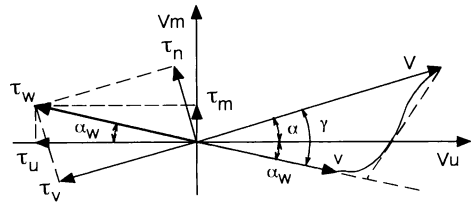


Fig.9 Schematic relation between polar diagram of velocity vector and wall shear stress vector in case with 3-D separation

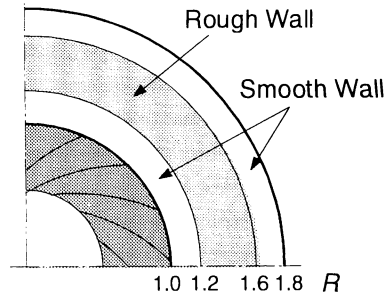


Fig.10 Rough wall position on the vaneless diffuser wall

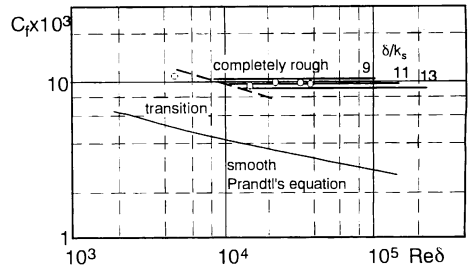


Fig.11 Calibrated friction coefficient of the "G40" sandpaper

において最大の負の値を示す。したがって、圧力損失の増加を抑えつつ3次元剥離域を効果的に縮小するには、粗面を $R=1.2$ より下流に配置することが適当と判断される。

実験では、図10に示すように半径比 $R=1.2$ から $1.6$ までの間のディフューザ壁面にサンドペーパー(G40)を貼り付けた。なお、粗面化の場所としてハブ側壁面上の半径比 $R=1.2\sim 1.6, 1.2\sim 1.4$ および $1.4\sim 1.6$ の3通りを選定した。使用したサンドペーパーの等価粗さ $k_s$ は $0.55\text{mm}$ であり<sup>(9)</sup>、図11に示す粗さ検定結果によれば、実験条件におけるレイノルズ数 $Re_\delta$ が $1.7 \times 10^4$ 程度であることから供試サンドペーパー粗さは完全粗面の条件を満たし、摩擦係数 $C_{f0} = 0.01$ に相当する。この値は滑らかな壁面の摩擦係数の約2倍である。

図12は、両壁面が滑らかな基準状態の場合の送風機

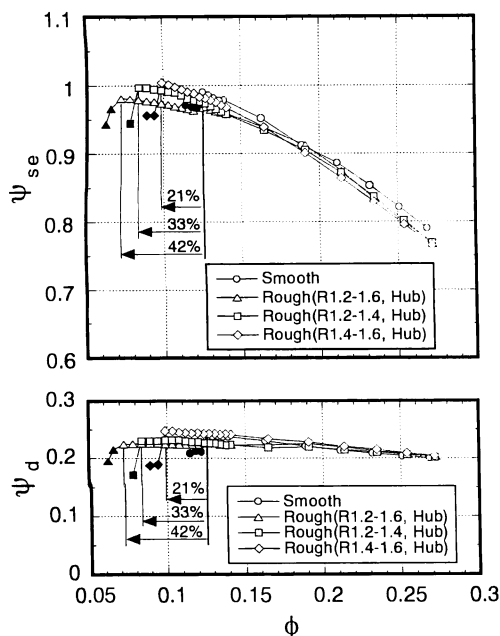


Fig.12 Change in blower Characteristics due to wall roughness control ( $\lambda=0.147$ )

特性と、ハブ側壁面の一部すなわち半径比 $R=1.2\sim 1.6$ 、 $R=1.2\sim 1.4$ および $R=1.4\sim 1.6$ の間をそれぞれ粗面化した3つの場合との比較において示す。 $\psi_{se}$ はディフューザ出口静圧係数、 $\psi_d$ はディフューザ部での静圧上昇量を静圧係数として示した。図中の黒印は半導体圧力センサーにより旋回失速が確認された流量であり、 $\psi_{se}$ は旋回失速発生領域で右上がりの不安定特性を示している。滑らかな壁面を基準とした場合、旋回失速初生流量は、それぞれ42%( $R=1.2\sim 1.6$ )、33%( $R=1.2\sim 1.4$ )、21%( $R=1.4\sim 1.6$ )だけ低流量側へ移行されており、粗面の範囲が大きい程、また粗面の半径位置が上流にある程、旋回失速の抑制効果は高い。なお、シュラウドおよびハブ両壁面を粗面とした場合でも、ハブ側のみを粗面とした場合とほぼ同程度の旋回失速抑制効果しか得られなかった。すなわち、羽根なしディフューザのハブ側の剥離領域を縮小することが旋回失速の抑制に極めて効果的であることが確認された。

また、図12によれば、設計流量を含む広い流量範囲において、ディフューザ静圧係数 $\psi_d$ は計測精度内でほぼ等しい。ここで選定した粗面化範囲の影響は顕著でなく、また、滑らかな壁面の場合との差も小さい。

**4.2 速度分布に及ぼす粗面の影響** 図13(a)は、旋回失速抑制効果の最も大きい半径比 $R=1.2\sim 1.6$ のハブ壁面を粗面化した場合に、半径比 $R=1.57$ において

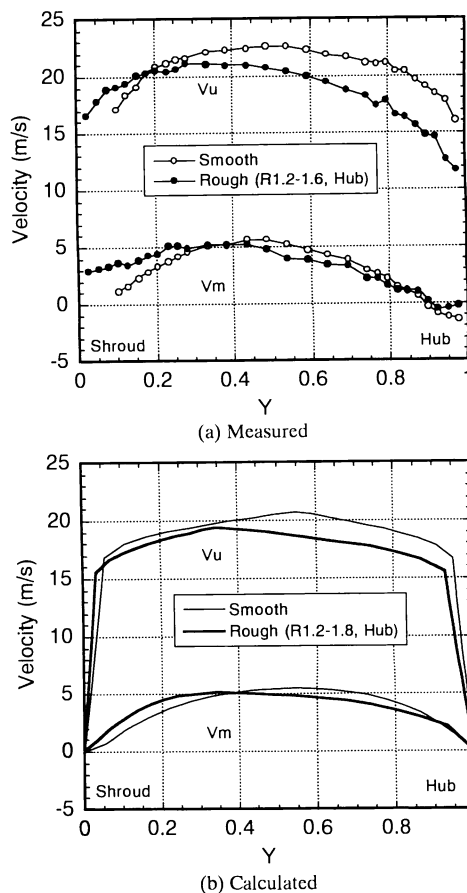


Fig.13 Comparison of measured and calculated velocity distributions between smooth and rough walls ( $\phi=0.131$ ,  $\lambda=0.147$ ,  $R=1.57$ )

コブラ型2孔方向管および全圧管により計測された絶対流れ角および絶対速度から算出された半径分速度 $V_m$ および周分速度 $V_u$ のシュラウド・ハブ間分布を示す。また、計算結果を図13(b)に示す。ハブ側壁面の粗面化によりハブ側境界層が厚くなりシュラウド側へ流れが偏ること、周分速度 $V_u$ は通路幅全体に亘って減少すること、および半径分速度分布の歪みが小さくなることなどが、実験と計算で一致している。ただし、実測の速度分布ではハブ側壁面上に小さな3次元剥離領域が存在することが計算結果と異なるが、剥離領域は明らかに縮小されている。壁面摩擦の増加によって遠心力に基づく圧力上昇が小さくなった分だけ半径分速度の減速に基づく圧力上昇が増加し、滑らかな壁面の場合に近い半径方向圧力上昇が得られている。

**4.3 設計流量での圧力回復に及ぼす壁面摩擦の影響** 図14は、設計流量 $\phi=0.27$ におけるディ

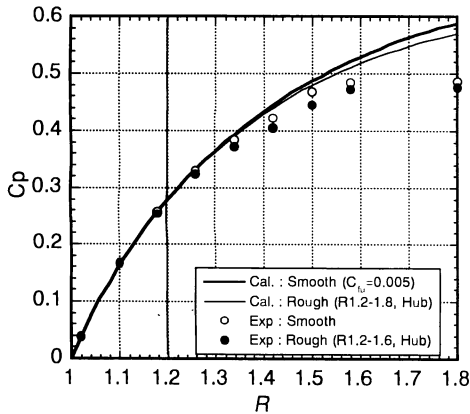


Fig.14 Comparison of diffuser pressure recovery between the cases with and without rough wall at design flow rate ( $\phi=0.27$ ,  $\lambda=0.147$ ,  $\Delta V_u/V_{um}=\pm 2\%$  and  $\Delta V_m/V_{mm}=0\%$ )

フューザ静圧回復率に及ぼす粗面の影響を、実験および計算の両者において比較したもので、太い実線および白丸印が滑らかな面の場合、細い実線および黒丸印が $R=1.2\sim 1.6$ のハブ壁面のみを粗面とした場合である。概して、実測の静圧回復率はディフューザ出口近傍で計算値より低いが、これは図1に示したように、ディフューザケーシングを支える12本の円柱ストラットが $R=1.65$ 付近に存在することによって流路面積が減少し、流れが加速されるためである。ここに示した部分的粗面化によるディフューザ出口静圧回復率の相対的低下量は、実験および計算でほぼ一致している。

## 5. まとめ

後傾羽根を有する遠心送風機の低流量域における旋回失速抑制に及ぼす部分的粗面化の効果を理論計算と実験の両面から追究し、以下のことを明らかにした。

(1) 後傾羽根を有する遠心送風機の低流量域における旋回失速の発生は、ディフューザに流入する周分速度分布のハブ・シュラウド間非一様さに基づくハブ側壁面上の3次元剥離が主たる原因である。

(2) 半径比 $R=1.2$ から $1.6$ の間のハブ壁面のみを部分的粗面化することによって旋回失速初生流量が約42%低減された。また、この場合の送風機静圧上昇の低下は1%程度に抑えられた。なお、粗面化の範囲が広いほど、また、粗面化開始位置が上流にあるほど旋回失速抑制効果は大きい。

(3) 3次元剥離の抑制は、壁面摩擦力の主流に垂直方向成分が増加することによって境界層の振れが顕著に減少することに基づいている。

(4) 壁面摩擦の増加によって下流断面の半径分速度分布の歪みが小さくなり、半径分速度の減速に基づく圧力上昇が増加する。このことが滑らかな壁面の場合に近い半径方向圧力上昇を支える主たる要因である。

(5) 3次元剥離が発生している場合、壁面摩擦力の半径方向成分が外向きであり、この力が半径方向圧力勾配を支える第2の因子になっている。

なお、本研究で提案したハブ側壁面のみを部分的粗面化は、ディフューザ入口速度分布によってはその効果が小さい場合もあるが、大抵の低比速度型遠心送風機のディフューザ失速抑制のために簡便かつ極めて有効な手法であり、工業的利用価値も高い。

最後に、本研究に対し原田記念財団および文部省科学研究費の助成があったこと、3次元境界層計算に当り鳴門教育大学木下凱文氏の協力があつたこと、壁面摩擦の効果について九州大学名誉教授妹尾泰利氏の助言があつたこと、また、実験の遂行に当り当時長崎大学大学院学生（現在、ダイハツディーゼル(株)）井上瑞基君の協力があつたことを記して謝意を表す。

## 文 献

- (1) 福島康雄・ほか2名, ターボ機械, 17-3 (1989), 149-159
- (2) Jansen, W., Trans. ASME, Ser.D, 86-4 (1964), 750-758
- (3) Senoo, Y., Kinoshita, Y. and Ishida, M., Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, 99-1 (1977), 104-114
- (4) Ishida, M., Sakaguchi, D., Ueki, H. and Sun, Z., Proc. JSME Intl. Conf. on Fluid Engng., No.97-203, Vol.II (1997), 1097-1102
- (5) Senoo, Y. and Kinoshita, Y., Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.99-1 (1977), 98-103
- (6) Kinoshita, Y. and Senoo, Y., Trans. ASME, Journal of Engrg. for Gas Turbines and Power, Vol.107-2 (1985), 514-521
- (7) Abdelhamid, A. N., ASME Paper No.82-GT-188 (1982), 1-6
- (8) Senoo, Y., Hayami, H. and Ueki, H., ASME Paper No.83-GT-3 (1983), 1-7
- (9) 原田英臣, ターボ機械, 24-10 (1996), 600-608
- (10) 黒川淳一・ほか4名, 機論, 64-620, B(1998), 1135-1141
- (11) Tsurusaki, H. and Kinoshita, T., Proc. 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conf., FEDSM99-7199 (1999), 1-6
- (12) 坂口大作・ほか3名, 機論, 60-571, B(1994), 905-909
- (13) 石田正弘・坂口大作, 可視化情報学会誌, 17-64 (1997), 46-50
- (14) Wiesner, F. J., Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, 89-4 (1967), 558-572
- (15) Senoo, Y. and Ishida, M., Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, 97-3 (1975), 375-387
- (16) 妹尾泰利・ほか2名, 九州大学生産科学研究所報告, No.58 (1973), 25-34