

遷音速遠心ディフューザ試験装置とディフューザへの流入状態

速水, 洋
九州大学機能物質科学研究所

妹尾, 泰利
九州大学機能物質科学研究所

中島, 晃司
九州大学機能物質科学研究所

河口, 宣勝
九州大学機能物質科学研究所

<https://doi.org/10.15017/6519>

出版情報：九州大学機能物質科学研究所報告．1 (1), pp.91-96, 1987-12-28. 九州大学機能物質科学研究所

バージョン：

権利関係：

遷音速遠心ディフューザ試験装置と ディフューザへの流入状態

速水 洋・妹尾 泰利

中島 晃司・河口 宣勝

Test Facility and the Available Inlet Flow Condition to Transonic Radial Diffusers

Hiroshi HAYAMI, Yasutoshi SENOO, Kohji NAKASHIMA
and Nobumasa KAWAGUCHI

In order to supply the flow field to transonic radial diffusers, a transonic centrifugal impeller with backward blade angle of 40 deg was designed and produced on the basis of the data base accumulated through the authors' experimental study on a radial impeller. In the present paper, the impeller was tested without a diffuser, the flow conditions at the exit of the impeller were evaluated from the test data for impeller characteristics, and the basic data for designing test diffusers are presented. It is concluded that it is possible to pursue the experimental work on diffusers in the range of 21 deg to 11.6 deg in flow angle and up to 1.31 in Mach number using the present test facility.

1. ま え が き

ターボ圧縮機の性能は羽根車の性能のみならずディフューザの圧力回復率によるところが大きいから、ディフューザの作動状態、殊に流量が変化する場合の働きについての研究が必要である。著者らは、超音速ターボ圧縮機試験装置を用いて、羽根が出口で半径方向を向いたいわゆる径向き羽根車についての実験的研究を行ってきたが、ディフューザと組み合わせた特性の安定化と流量範囲の拡大を図り、羽根が出口で後傾角40度の遷音速遠心羽根車を設計製作した。本報では、この羽根車の単独特性試験を行い、羽根車出口すなわちディフューザ入口の流動状態を明らかにし、試験用ディフューザの設計基礎資料を得たので、ここに報告する。

2. 研究の背景

ターボ機械の羽根車を高速で回転すれば一段の圧縮

機で高い圧力比を得ることができるが、羽根車への相対流入速度やディフューザへの流入速度が音速を超えるので、運転状態がわずかに変化しただけで性能がはなはだしく低下する欠点がある。実際には圧縮機の運転状態は流入ガスの状態によって変化するし作動条件の変化もおきるので、ある程度の作動範囲がなければその圧縮機は使用できない。そのため、超音速圧縮機は産業用にはほとんど用いられていない。しかし作動範囲が広がれば超音速遠心圧縮機を適用できる分野が増大するはずである。

例えば、非常用電源として最近需要が急増している小形ガスタービンの圧縮機は圧力比が8ないし10で、遠心二段の構造が常識とされていた。しかし最近の技術向上によって圧縮機の段当り圧力比が増大してきたので、遠心一段の圧縮機を採用したガスタービンが出現している。一般に圧力比が大きいほどタービンから排出されるガス温度が低下しシステムの熱効率が向上するから、圧縮機効率があまり低下することなく高い圧力比が達成できてある程度の流量範囲での運転が可

受理日 昭和62年9月22日

能な圧縮機は、小形ガスタービンにとっては非常に魅力あるものである。

また、大容量の冷凍機にはターボ圧縮機が多く用いられている。冷媒は分子量が大きくて音速が低いから、羽根車入口での流れは遷音速や超音速のことが多い。冷凍機の圧縮機は熱負荷に応じてかなり広い流量範囲での運転が必要であるために、現在では効率を犠牲に

して羽根なしディフューザを採用している例が多い。

すなわち、流量範囲は広いが効率が低い羽根なしディフューザと、圧力回復率が高いが流量範囲が狭い翼付きディフューザとが、目的に応じて使い分けられており、高性能でかつ流量範囲が広い遷音速ディフューザの開発の要望は高い。

3. 実験装置および方法

実験装置はフロン R12を用いた閉ループで、19000 rpm 以下の 5 通りの修正回転速度について特性試験を行った。

圧縮機試験装置の子午面形状を図 1 に示す。本実験では、羽根車単独の流量範囲を調べようとするので、ディフューザによるサージやチョークを避ける一方、羽根車出口静圧を精度よく計測するために、羽根車出口には、入口幅が9.4mm で出口までほぼ直線的に絞められた外径312mm の短い羽根なしディフューザが設けられており、その下流は広い軸対象の空間を経てコレクタにつながれている。

設計製作した試験羽根車 (B-rotor) は外径が280 mm, 出口幅が8.9mm, インデューサ直径が172mm, 主羽根と中間羽根がそれぞれ15枚で、出口が圧力-流量特性を安定な右下がりとするために40度後傾翼の開放形羽根車である。試験羽根車を図 2 に、翼先端に沿っての羽根角分布を図 3 に示す。羽根車への流入マッハ数が大きいときには、インデューサ前縁にできる衝撃波が翼負圧面に発達する境界層のはく離を引き起こしインデューサ失速の原因となるので、衝撃波の上流では翼の反りを、図に示すように、既存の径向き羽根車

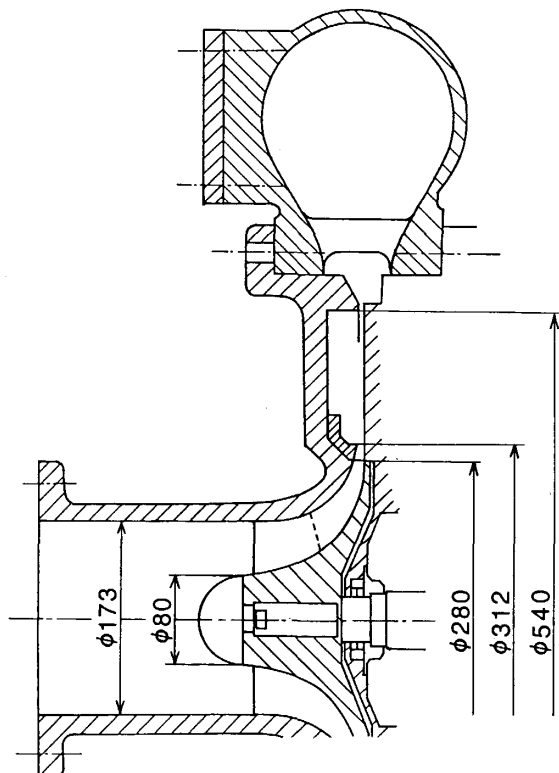


図 1 圧縮機試験装置

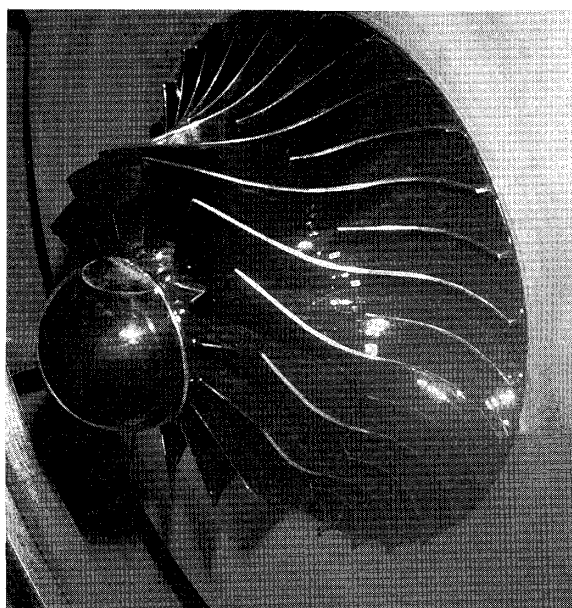


図 2 後傾羽根車

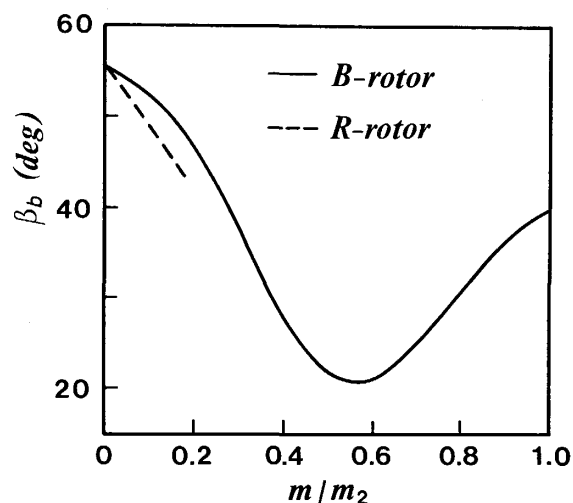


図 3 羽根角分布 (β_b : 羽根角, m/m_2 : シュラウド面に沿っての相対位置)

(R-rotor)の場合に比べてやや小さくした。羽根車とケーシングシュラウド面とのすきまは入口から出口まで0.5mmで一様である。なお、径向き羽根車の主羽根と中間羽根はそれぞれ16枚である。

4. 実験データの解析法

4.1 羽根車入力

羽根車入力は圧縮機効率のみならずディフューザの圧力回復率を算定する上で重要な値である。羽根車出口絶対流れの周分速度がわかれば羽根車入力が求まるが、羽根車出口では、超音速流れでプローブを挿入すれば流れの様子が大幅に変わるし、もし速度が正しく測れたとしても翼ピッチ方向にも幅方向にも速度は変化しており、流量平均周分速度の正確な推定は困難である。一方、ジャーナル軸受を使用している本装置の場合には、軸受損失動力が全動力の $\frac{1}{2}$ 程度と大きく、精度的に問題があって軸動力の値を用いて羽根車入力は求まらない。従って、本研究では圧縮機ケーシングは断熱と見なして、圧縮機出口で計測した全温を羽根車出口全温とし、入口全温との差すなわち全温上昇量から羽根車入力を推定した。なお、この全温上昇量の中には車板側の円板摩擦損失動力に基づく温度上昇が含まれる。

4.2 出口全圧の推定法

羽根車出口は超音速流であるために全圧プローブを挿入することはさけ、羽根車出口における壁面の静圧と先に求めた全温とから下記のようにして全圧を求めた。

羽根車による全温上昇と流量と回転数とから羽根車に働くモーメントが求まるが、それは羽根車に向かいあうケーシング壁面の摩擦モーメントと流れの角運動量変化との和である。従って壁面の摩擦モーメントを別途に算定することによって羽根車出口における角運動量や周分速度が求まる。一方、羽根車出口における流体の密度と有効な断面積を仮定すれば流量から半径方向分速度が求まる。このようにして求めた羽根車出口速度の動温と出口全温とから定まる静温が先に仮定した密度と矛盾すれば、仮定した密度を変更して計算を繰り返す。なお、本計算において、羽根車出口のせばまり率は後傾羽根車では0.15、径向き羽根車では0.16とした。この値は翼厚さと翼端すきま部による有効通路の減少を考慮して算出した²⁾。

4.3 ディフューザ入口の流動状態

羽根車から流出する流れは、周方向にも幅方向にも

大きく歪んでいる。翼付きディフューザの設計に際して、このような歪を考慮に入れることはほとんどないので、ディフューザ入口($R = 1.0$)においては流れは一樣として算定した。後傾羽根車出口でのせばまり率は先に0.15としたから、羽根車出口と同一半径位置のディフューザ入口において、流路幅が約18%急拡大したことになる。従って、減速に基づく静圧上昇が予想されるが、ここでは、静圧として羽根車出口における壁面静圧をそのまま用いた。このことによって、半径速度の動圧の減少量は全て全圧損失として取扱うことになるが、このときの圧力損失は絶対速度に基づく動圧の2~5%以下であった。なお、この取扱いは、ディフューザ出口全圧を求める前節の手順において、せばまり率を零とした場合と等価である。すなわち、全温上昇量から求まる周分速度と流量から求まる半径方向分速度とから流速および流れ角などディフューザ入口の流動状態を推定した。

5. 実験結果および考察

5.1 羽根車特性曲線

40度後傾翼をもつ試験羽根車(B-rotor)の特性曲線を図4に、また比較のために、径向き羽根車(R-rotor)の特性曲線を図5に示す。横軸は修正流量、縦軸は全圧比、パラメータ M_t はインデューサ先端周速度のみかけのマッハ数である。羽根車のポリトロップ全圧効率の等高線を細線で示す。特性曲線の左端がインデューサ失速限界状態に相当する。インデューサの失速は、高周波応答性のよい半導体圧力計³⁾を用いて、インデューサ部での翼間圧力分布が不規則になることから判断した。なお、 $M_t \geq 1.041$ の高速回転の場合にはインデューサ失速と同時に本システムはサージに入った。

M_t が大きい場合、特性曲線は右端で垂直になっており、羽根車で流れがチョークしていることを示す。後傾羽根車は径向き羽根車に比べて、反りが小さいためにのど部面積が小さくなり、それだけチョーク流量は減少した。

後傾羽根車のポリトロップ全圧効率は、一定の修正回転速度においてインデューサ失速限界からやや離れた運転状態で最高であり、一方、径向き羽根車の場合には、インデューサ失速限界で最高となる。その最高値は後傾羽根車の場合も径向き羽根車の場合も0.93であった。この計算の基礎となる圧縮機出口の全温がシュラウドケーシングからの放熱のために羽根車の全温よりもやや低いとすれば、真の羽根車入力は計算値よ

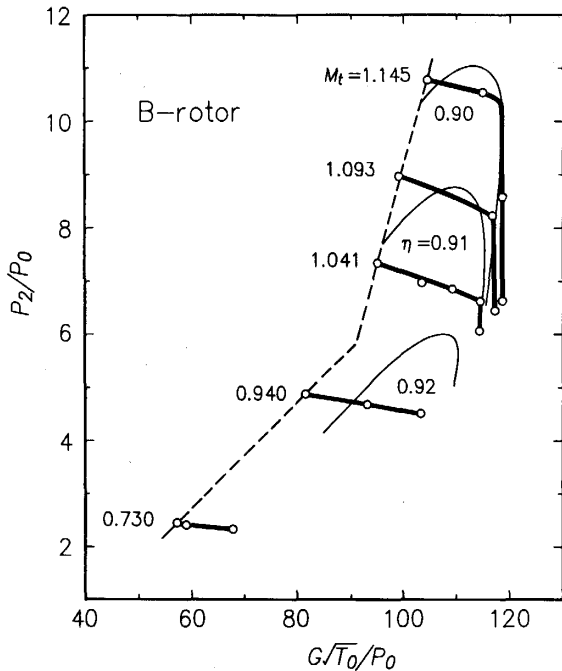


図4 後傾羽根車の特性曲線

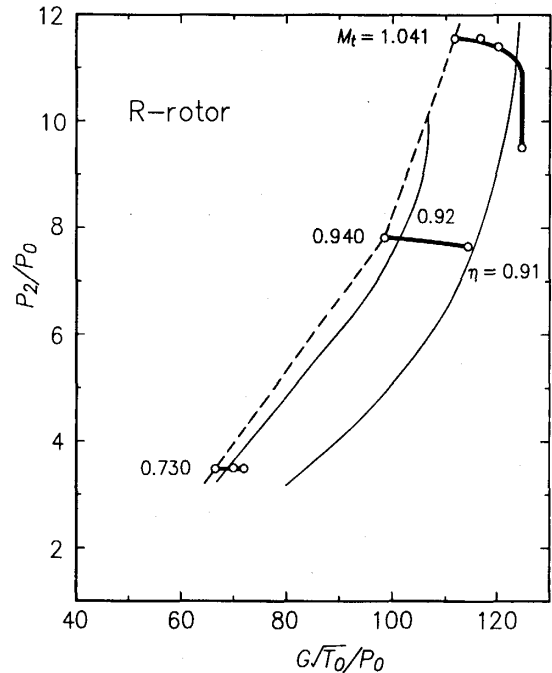


図5 径向き羽根車の特性曲線

りやや大きくなるが、その分、動温が大きくなり、ポリトロープ全圧効率への影響はさほど大きくない。ちなみに、 $M_t = 1.145$ のインデューサ失速限界状態の場合において、全温上昇量94.3K に対して真の羽根車出口全温が1 K 高いとすれば、入力が約1%増加するのに対して、全圧が約2%増大し、効率の低下量は約0.2%に過ぎない。

$M_t = 1.04$ の場合に、チョークからインデューサ失速までの流量範囲は、後傾羽根車でチョーク流量の17%に達しており、既存の径向き羽根車の11%に比べてかなり広い。一方、後傾羽根車で回転数を10%増大した $M_t = 1.145$ の場合には、流量範囲は12%と狭くなり、その回転数に匹敵する全圧が得られる径向き羽根車の $M_t = 1.04$ の場合とあまり差がない。

なお、遷音速遠心羽根車の流量限界となるサージとチョークを支配するパラメタの詳細については文献(4)を参照されたい。

5.2 ディフューザ入口の流動状態

羽根車出口における壁面静圧を図6に、また全温上昇から求まる羽根車の仕事係数 μ を図7に示す。また、これらの測定値を用いて、4.3節の方法を用いて算定したディフューザ入口における流入角 α と流入マッハ数 M の関係を図8に示す。

図7の仕事係数の測定結果はチョーク状態を除けば直線上にのっている。破線は Wiesner のすべり係数を

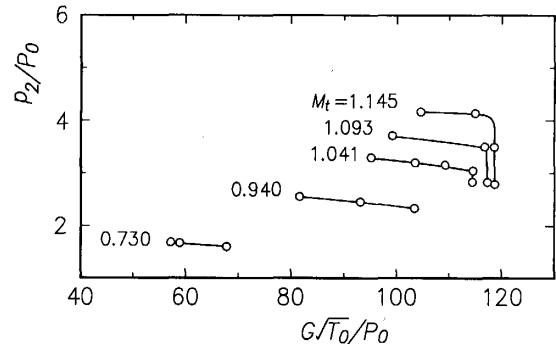


図6 後傾羽根車の出口静圧

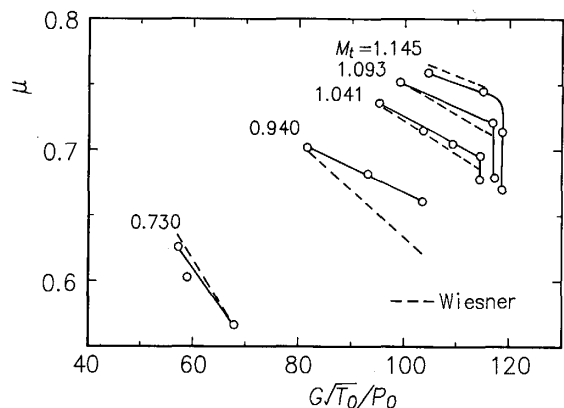


図7 後傾羽根車の仕事係数

用いて一次元流れとして推定した値である。 $M_t = 0.940$ の場合を除いて、実測値は全体的に予測線とほぼ一致している。一方、 $M_t = 0.940$ の場合、実線の勾配

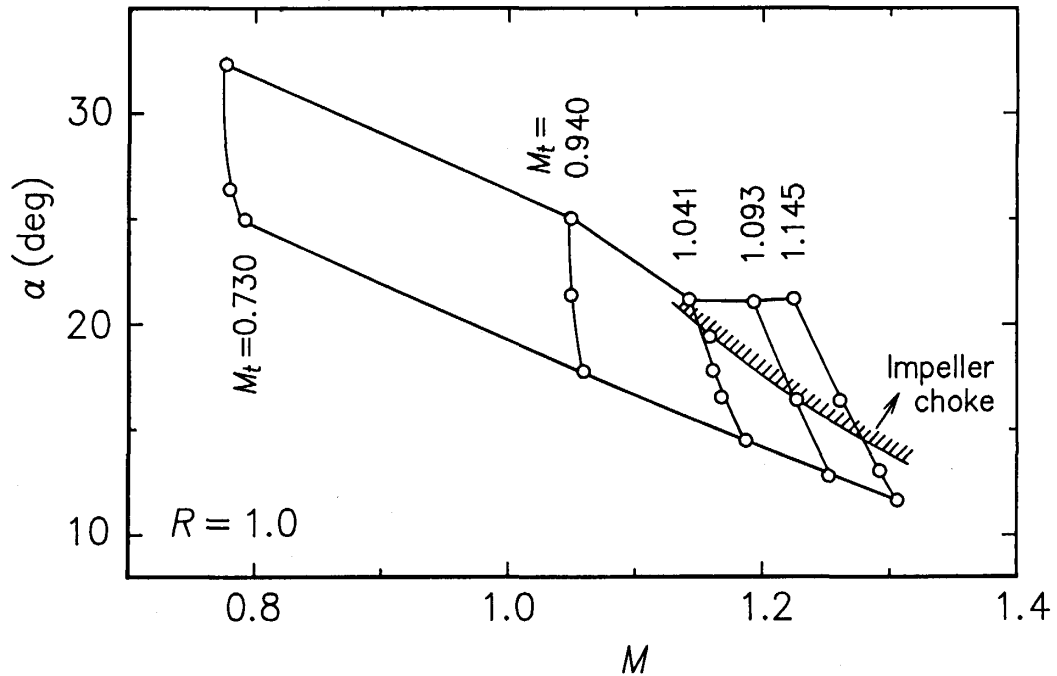


図8 ディフューザ入口の流動状態

はより高速回転の場合の勾配とは一致しているが、同じ回転速度における予測の破線の勾配とは異なっている。なお、羽根車への流入流れには予旋回はないので、仕事係数 μ は羽根車出口すなわちディフューザ入口における周分速度と羽根車周速度との比に対応する。

図8の一定の修正回転速度において、 α の最大値はチョーク状態もしくは最大流量に、 α の最小値はインデューサ失速限界流量の運転状態にそれぞれ対応する。図中には、羽根車のチョーク領域もあわせて示されている。このチョーク領域では修正流量は一定であるが、背圧は変化する。この背圧の低下と共に羽根車出口静圧が低下してガスの密度が減少し、体積流量が増大することによって流れ角は大きくなる。すなわち、流入角は流量あるいは背圧によって変化し、一方、ディフューザへの流入マッハ数は主として羽根車の回転速度に対して変化する。なお、修正回転速度が一定であれば、流入マッハ数の変化はおよそ10%以内である。 α の最大値と最小値で囲まれる α と M の範囲において、ディフューザに関する実験的研究が可能となる。ちなみに、ディフューザの流入マッハ数の最高値は1.31、最小流入角は11.6度、最大流入角は21度で、ディフューザの実験範囲としては十分である。なお、この測定値は放熱の影響を受けているので、真の入力が約1%大きいとすれば、最大流入マッハ数は約1%増

大し、最小流入角は約1%小さくなる。

本羽根車は高圧力比を目的として設計されているので、低速回転の場合には、羽根車出口のガスの密度は小さく、インデューサ失速限界流量においてもディフューザへの流入角は小さくない。しかし、インデューサが失速しても、低速回転では圧縮機としては安定に運転できるし、翼付きディフューザを備えた圧力比の大きい圧縮機を低速で運転する場合には、インデューサは常にこのような失速状態で作動しているから、本試験装置においても必要があれば、もっと小さな流入角での運転も可能である。

図8によれば、ディフューザ流入マッハ数によって、この羽根車が運転可能なディフューザ流入角の範囲、特に最小流入角が大きく変化する。また、羽根車の最高効率点はチョーク状態に近いところにあるから、特に羽根車との適合性を良好にしようとするならば、設定マッハ数に応じて設計流入角を選定することが大切である。

参考のために、図9には、平行壁羽根なしディフューザの半径比 $R = 1.1$ および 1.2 の位置でのマッハ数 M と流れ角 α の関係を計算で求めて示す。流れは摩擦がある、定常、圧縮性流れとし、一次元的に取扱い、壁面摩擦係数は $C_f = 0.008$ とし、マッハ数の影響を考慮にいった。圧力の上昇と共に密度が大きくなり、平

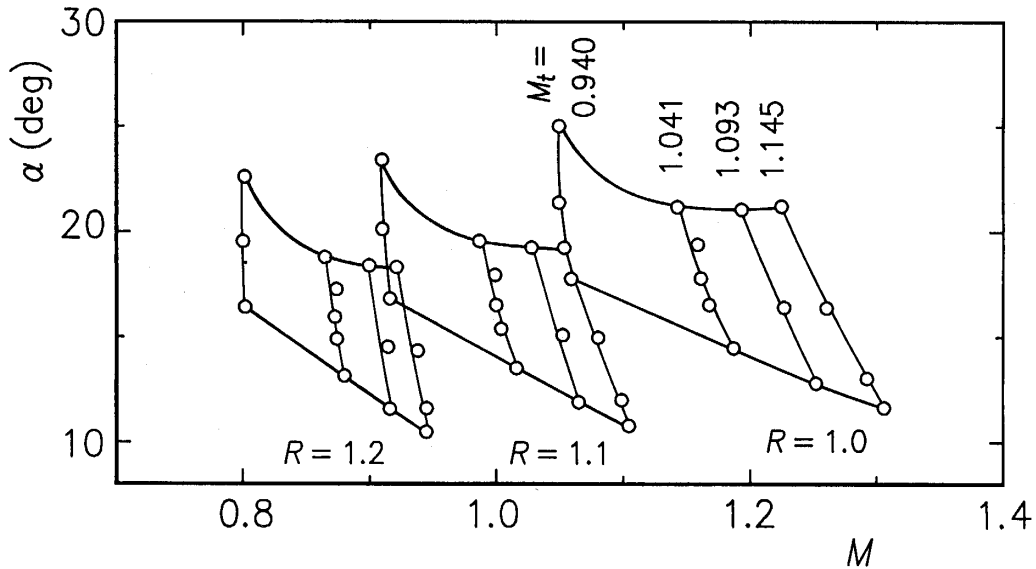


図9 平行壁羽根なしディフューザ内の流動状態

行壁ディフューザの場合、半径が小さいところでは流れはむしろややねる傾向がある。一方、マッハ数の減少は著しい。なお図1において、本装置の羽根なしディフューザ部は取りはずしが可能であり、羽根車出口からコレクタにかけての広い空間に、種々のディフューザを備えることができる。

7. ま と め

広流量域の超音速遠心圧縮機開発計画の第一歩として、まず後傾角40度の羽根車を設計製作し、羽根車単独の特性試験を行った。本後傾羽根車を採用することにより、既存の径向き羽根車に比べて、流量域を広げること成功した。また、ディフューザ流入マッハ数及び流入角の実験可能範囲を明らかにした。

今後は、これらの資料を基に、本羽根車を利用して、羽根なしディフューザ、小弦節比の円形翼列ディフューザおよび通路型ディフューザと組み合わせた実験を行い、これら各種ディフューザの遷音速流入状態における性能やサージおよびチョーク流量を規定するパラメータを解明する。

なお、本研究の一部は、昭和59年度および60年度の文部省科学研究補助金（試験研究）の補助を受けた。

文 献

- 1) 妹尾・ほか5名, 日本機械学会論文集, 45-390, B(昭和54), 156.
- 2) 妹尾・石田, 日本機械学会論文集, 52-473, B(昭61), 386.

- 3) 速水・ほか5名, 日本機械学会論文集, 45-390, B(昭和54), 164.
- 4) 速水・妹尾・中島, 日本機械学会論文集, 53-486, B(昭62-2), 489.

使用記号

G : 質量流量 [kg/s]

M : マッハ数

M_t : インデューサ先端周速度 U_t のみかけのマッハ数, $= U_t/a_0$ ただし a は音速

p : 静圧

P : 全圧 [kg/cm²]

R : 半径比, $= r/r_2$

T : 絶対温度 [K]

α : 絶対流れ角 (周方向基準)

η : ポリトロープ全圧効率

μ : 仕事係数

添 字

0: 吸込室状態

1, 2: 羽根車入口及び出口