

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	遠心圧縮機用羽根付きディフューザの高性能化に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	玉木秀明
Author(English)	
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第3387号, 授与年月日:2000年1月31日, 学位の種別:論文博士, 審査員:山根 隆一郎
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第3387号, Conferred date:2000/1/31, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

学位論文
平成 11 年 11 月

遠心圧縮機用羽根付きディフューの
高性能化に関する研究

玉木秀明

目次

	頁
第 1 章 緒言	
1.1 研究の背景と意義	1
1.2 遠心圧縮機の特性	4
1.3 本研究の目的	7
1.4 従来の研究	7
1.5 本論文の構成	10
1.6 記号の説明	11
第 2 章 スロート面積の最適化	
2.1 まえがき	27
2.2 試験方法	27
2.3 試験結果および考察	28
2.4 非設計回転数における解析	35
2.5 結論	35
第 3 章 小ソリディティディフューザの性能向上	
3.1 まえがき	58
3.2 試験方法	58
3.3 試験結果および考察	59
3.4 結論	65
第 4 章 翼形ディフューザ内の流れ	
4.1 まえがき	87
4.2 試験方法	87
4.3 試験結果および考察	88
4.4 結論	93
第 5 章 翼形ディフューザの性能向上	
5.1 まえがき	110
5.2 研究方法	110
5.3 ディフューザの流れ解析	111

5.4	試験結果および考察	113
5.5	結論	115
第6章	高圧力比遠心圧縮機への翼形ディフューザの適用	
6.1	まえがき	133
6.2	試験方法	133
6.3	供試インペラの特徴	134
6.4	実験結果および考察	136
6.5	結論	138
第7章	結論	152
付録		
A.1	インペラ入口状態量の計算	154
A.2	インペラ出口状態量の計算	155
A.3	羽根無しディフューザ部の状態量の計算	156
A.4	圧力回復係数と圧縮機性能	157
参考文献		158
謝辞		

第 1 章 緒言

1.1 本研究の背景と意義

遠心圧縮機の用途は広く、過給機、航空エンジン、化学プロセス、石油精製、冷凍機、小型ガスタービンなど多岐にわたっている。

図 1-1 に典型的な遠心圧縮機インペラ、ディフューザを示す。

遠心圧縮機は回転するインペラとその下流におかれたディフューザから構成される。回転するインペラは流れに運動エネルギーを与え、下流のディフューザは運動エネルギーを静圧に変換する。ディフューザの外側にはコレクターやスクロールと呼ばれる流れを集結する静止流路が取り付けられている。

インペラ単体の効率は通常高く、断熱効率は 90% を越えることもある。インペラから流出する流れの持つ運動エネルギーは、インペラによる全入力仕事の 30% から 40% に等しいことが多い。効率の良い遠心圧縮機を設計するためには、この運動エネルギーをディフューザ部で効率良く圧力に回復する必要がある。

遠心圧縮機に使用されているディフューザは、羽根無しディフューザと羽根付きディフューザの 2 種類に大別される。羽根無しディフューザは、広作動域または低コストを優先する車両用過給機等に広く使われている。一方、羽根付きディフューザは高効率や高圧力比が要求される際に使用されている。図 1-2 に羽根付きディフューザの一例を示す。

羽根無しディフューザは、通常、軸方向幅が一定の 2 枚の平行壁から構成される。形状的に単純で、流路は、インペラを囲む環状流路となっている。

軸対称、非粘性流れの仮定のもとに羽根無しディフューザ内の流れを考える。角運動量は保存され、

$$RCu = \text{一定}$$

が成立する。ここで R は半径、 Cu は流れの周方向速度成分である。上式から、周方向速度成分は半径に反比例し減少する。

また、流れが非圧縮で、羽根無しディフューザの軸方向の幅が半径によらず不変であれば、半径方向の速度成分も同様に半径に反比例し減少する。

この結果、下式で表わされる流れが半径方向と成す角度 は

$$= \tan^{-1} (Cu / Cm)$$

羽根無しディフューザの入口から出口まで一定であり、その流線は対数螺旋を描く。ここで C_m 流れの半径方向速度成分を表わす。

羽根無しディフューザに、インペラ半径の 1.1 倍前後の位置に翼を取り付けたものが羽根付きディフューザである。羽根付きディフューザは、流れに半径方向に近い経路を取らせ、周方向速度成分の減速を促進する。また、同じ半径位置に到達する経路が羽根無しディフューザの描く対数螺旋より短くなりディフューザ内で発生する摩擦損失も小さくなる。ディフューザに流入する流れは、インペラの周速と同等の周方向速度成分を持っており、半径方向速度成分の 3 倍程度の大きさを持っている。このため、周方向速度成分の減速が半径の増加に伴う環状面積の増加のみに依存する羽根無しディフューザと比較して、羽根付きディフューザは短距離では大きな圧力上昇を生み出すことができる。

ディフューザへの流入角度を α_2 とし、ディフューザ出口がインペラ半径の 1.8 倍の場合を考える。流れは、非粘性、非圧縮と仮定する。この場合対数螺旋として表わされる羽根無しディフューザ流線の長さ s 、ディフューザ入口から出口までの静圧上昇を入口動圧で無次元化した圧力回復係数 C_{p2-5} は以下の式で表わされる。

$$s = (R_5 - R_2) / \cos \alpha_2 = 0.8 R_2 / \cos \alpha_2$$

$$C_{p2-5} = 1 - (R_2 / R_5)^2 = 0.69$$

ここで、 R_2 はインペラ半径、 R_5 はディフューザ出口位置を示す。

次に翼厚が無視できる直線で表わされる羽根付きディフューザをインペラ半径の 1.1 倍の部分に取付けた場合を考える。ディフューザ出口位置を羽根無しディフューザと同一のインペラ半径の 1.8 倍とし、流れは羽根に沿って流出すると考える。この場合、流線の長さ、圧力回復係数は以下の式で表わされる。

$$s = (R_3 - R_2) / \cos \alpha_2 - R_3 \cos \alpha_{3v} + (R_5^2 - R_3^2 \sin^2 \alpha_{3v})^{0.5}$$

$$= 0.1 R_2 / \cos \alpha_2 + 1.1 R_2 [-\cos \alpha_{3v} + (2.68 - \sin^2 \alpha_{3v})^{0.5}]$$

$$C_{p2-5} = \{ 1 - (R_2 / R_3)^2 \} + \{ 1 - \cos^2 \alpha_{3v} / [(R_5 / R_3)^2 - \sin^2 \alpha_{3v}] \} (R_2 / R_3)^2$$

$$= 0.174 + 0.83 [1 - \cos^2 \alpha_{3v} / (2.68 - \sin^2 \alpha_{3v})]$$

ここで、 R_3 は羽根付きディフューザ取付位置、 α_{3v} は羽根付きディフューザ取付角度を示す。

仮にディフューザへの流入角度を 70 度としディフューザの取付角も流れ角と同

じ 70 度とする。この時、羽根無し、羽根付きディフューザの圧力回復係数と流線の長さは下表のようになり、羽根付きディフューザを用いた場合、圧力回復係数は 1.4 倍、流線の長さは 0.59 倍となる。

	圧力回復係数	流線の長さ
羽根無しディフューザ	0.69	2.34 R_2
羽根付きディフューザ	0.95	1.39 R_2

このように、羽根付きディフューザは、羽根無しディフューザと比較して、短い区間で高い圧力回復を実現することが可能である。しかし、流路内で逆圧力勾配が大きいため羽根無しディフューザと比較し剥離（ストール）を起こしやすい。また、一般に羽根付きディフューザはディフューザ流路内に面積が最小となるスロートを有しており、この部分で流れが音速に達し圧縮機の最大流量が制限される場合がある。このため、羽根付きディフューザの安定作動域は羽根無しディフューザの安定作動域に比べ狭くなる。インペラと羽根付きディフューザとの組み合わせによっては、羽根付きディフューザが遠心圧縮機のチョークとサージで定義される圧縮機の安定作動域を制限する場合がある（詳細については 1.2 を参照のこと）。このため、羽根付きディフューザの開発には、羽根付きディフューザ内の損失低減と同時に広作動域化が求められている。

これまで遠心圧縮機の構成要素の内、流体にエネルギーを与える部分である羽根車に研究の重点がおかれてきた。現在、インペラ内の流れについては、レーザ流速計などを用いた流れ計測や、近年発展が目覚ましい三次元流れ解析コード（CFD コード）を用いた数値計算により詳しく調べられており、CFD コードが日常的に設計に適用され高効率インペラが開発されている。

遠心圧縮機用ディフューザの内、羽根無しディフューザは形状パラメータが少ないため精力的に研究がなされ、ストールの予測法やさまざまな性能推定方法が提案され設計に用いられている。流れ解析の適用は容易で、インペラの下流の計算領域を延長することで容易に実現できる。

一方、羽根付きディフューザに関する研究は十分とは言えず、ある仕様のインペラに対して羽根付きディフューザを選定する際には、事前の性能予測が困難なた

め試行錯誤的な実験を必要としている。流れ解析を行う場合、インペラと羽根付きディフューザの相対位置が時々刻々変化するため両者の干渉効果を考慮した非定常流れ解析が必要となる。この流れ解析には膨大な計算時間が必要とされ、現状では設計に適用することは不可能である。

遠心圧縮機用インペラについては、CFD コードの実用化により高性能化が計られ今後、大きな性能改善は期待できない。したがって高性能遠心圧縮機を開発していくためには、性能改善の余地を残している羽根付きディフューザに関する研究が不可欠となっている。

1.2 遠心圧縮機の特徴

一般に、遠心圧縮機の性能は図 1-3(b)に示すような回転数一定ライン上の流量と圧力比の関係で表される。圧力比として、インペラ入口の全圧で遠心圧縮機出口（スクロール出口）の静圧を割ったもの（Total-Static）を用いる場合と、またはインペラ入口の全圧で遠心圧縮機出口（スクロール出口）の全圧を割ったもの（Total-Total）を用いる場合がある。本論文では、前者（Total-Static）を π_t で表わす。特にことわらない場合、後者（Total-Total）を圧力比と呼ぶこととする。

遠心圧縮機の特徴曲線（または性能曲線）は、図 1-3(a)のようにモータ等で遠心圧縮機のインペラを駆動し、回転数を一定に保ちながら圧縮機下流のバルブを開閉することで得られる。圧縮機下流の配管上にあるバルブを絞り、バルブ部分での抵抗を増加させると、この抵抗に釣り合うように遠心圧縮機の圧力比は上昇する。一方、抵抗の増大により流量は減少し図 1-3(b)のような特性曲線が得られる。

図 1-4 に本研究で使用した試験装置の配管系を示す。インペラはタービンにより駆動される。回転数は、タービン入口配管上に設けられたバルブおよびバイパス配管上に設けられたバルブにより調整する。

遠心圧縮機の運転は、ある限られた流量範囲のみで可能であり、運転可能な最大流量と最小流量が存在する。運転可能な流量範囲を作動域（または、安定作動域）と呼ぶ。

図 1-5 はインペラの写真とインペラ入口速度と流量の関係を示す。 A_t はインペラのスロート面積、 A はインペラ入口の相対速度に対して垂直な面積（流入面積）

を示す。 C_m はインペラの回転軸方向の絶対速度、 W は相対速度を示す。流量が大きい場合（状態 ）、流入面積とインペラスロット部の面積の関係は絞り流路と同等の関係となり、流量が増加するとスロット部で流れが加速され、ある流量でスロット部の流速が音速に達しチョーク状態となる。この流量がインペラの運転可能な最大流量となる。流量を減少させていくとスロット面積と流入面積の比は増加していき、両者の関係は広がり流路の関係（状態 ）となり、流量の減少に伴いこの広がり率は増加しある流量で剥離が発生する。インペラ下流に羽根無しディフューザを有する遠心圧縮機の最大流量はインペラがチョーク状態となる流量と一致する。

図 1-6 は、羽根付きディフューザ入口速度と流量の関係を示す。 A は羽根付きディフューザ入口の絶対速度に垂直な面積（流入面積）、 A_{THR} は羽根付きディフューザのスロット面積を示す。図 1-5 のインペラの場合と同様に、流量が増加する（図中、HIGH FLOW）とスロット部で流れは増速され、ある流量でチョーク状態となる。また流量が減少する（図中、LOW FLOW）と羽根付きディフューザ入口からスロットにかけての逆圧力勾配が増加しある流量で剥離が発生する。羽根付きディフューザを有する遠心圧縮機の場合、圧縮機下流のバルブを開き流量を増やしていく過程でインペラまたは羽根付きディフューザのどちらか一方がチョーク状態に達した時、その流量が圧縮機の運転可能な最大流量となる。羽根付きディフューザを有する遠心圧縮機の場合、インペラがその最大流量を決定する場合と羽根付きディフューザが決定する場合がある。

インペラ単独の圧力比（インペラ出口静圧をインペラ入口全圧で割ったもの）とディフューザ単独の圧力比（スクロール出口静圧をインペラ入口全圧で割ったもの）は上に述べたように、流量の減少に伴い増加する。ある流量に達するとスロット部で剥離が発生する。流量が減少し剥離が発達するとスロット下流におけるエネルギー損失が増大し圧力比が減少しはじめる。このため、図 1-7(a)、図 1-7(b) に示すようにインペラ、ディフューザ単独の圧力比は流量に対して最大値を持つ曲線となる。遠心圧縮機全体の圧力比 π はインペラの圧力比とディフューザの圧力比の積であるため、遠心圧縮機全体の特性曲線も図 1-7(c) のように最大値を持つ。本論文では、インペラの圧力比を π_i 、ディフューザ部の圧力比を π_d で表わす。

圧縮機下流のバルブを徐々に絞り流量を減少させると、ある流量で突然、異音を

伴う圧力や流量の激しい振動が発生する。この現象をサージ（またはサージング）と呼ぶ。サージが起こると遠心圧縮機を構成する機器に周期的に大きな力が働き破壊を招くことがある。このサージ発生直前の流量が遠心圧縮機の運転可能な最小流量となる。

次にサージの発生原因について簡単に述べる。図 1-8 示すように遠心圧縮機の出口直後にタンクを持つ圧縮機系を考える。遠心圧縮機の特性格線は上で述べたように最大値を持つ。

遠心圧縮機が特性格線の最大値より右側の部分、流量に対する特性格線の勾配が負である点で運転されている場合を考える。圧縮機の運転中にタンク内の圧力がなんらかの原因で p だけ上昇すると、圧縮出口とタンク内の圧力差が小さくなり圧縮機の作動点が小流量側へ移動し、圧縮機出口の圧力が上昇する。この結果、圧縮機出口とタンク内の圧力差は大きくなり、圧縮機の流量は増加し再び元の作動点に戻る。タンク内の圧力がなんらかの原因で p だけ低下した時も同様である。遠心圧縮機の作動点が特性格線の勾配が負の領域にあれば、圧縮機は外部から与えられる変動に対して安定な運転が可能である。

一方、遠心圧縮機が特性格線の最大値より左側の部分、流量に対する特性格線の勾配が正である点で運転されている場合、圧縮機の運転中にタンク内の圧力が p だけ上昇すると、圧縮出口とタンク内の圧力差が小さくなり圧縮機の作動点が小流量側へ移動し、圧縮機出口の圧力が低下する。このため、圧縮出口とタンク内の圧力差が小さくなり圧縮機の作動点が更に、小流量側へ移動し圧縮機出口の圧力が低下する。この結果、圧縮出口とタンク内の圧力差は更に小さくなり圧縮機の作動点はより小流量側へ移動し、元の作動点から離れていく。このように、遠心圧縮機の作動点が特性格線の勾配が正の領域にある時、圧縮機は外部から与えられる変動を増幅し不安定な挙動をしめす。この不安定現象が激しい圧力、流量変動へと発達する。これが、サージ現象であり、圧縮機の安定運転が可能な最小流量は圧縮機の圧力比 t が最大となる流量とほぼ一致する。

実際の遠心圧縮機下流の配管系は図 1-8(b)よりも複雑でありサージの挙動も様々であるが、一般的に遠心圧縮機の圧力比 t が最大となる流量が実用上の観点から、圧縮機の安定運転が可能な最小流量であると考えられている。

サージは遠心圧縮機の特性格線が最大値を持つため生じる現象である。これは、

インペラ、ディフューザの各要素の特性が、図 1-7 のように最大値を持つためであった。そこで各要素の特性曲線を解析することで遠心圧縮機のサージを引起こす原因となる要素を特定することが可能となる。

1.3 本研究の目的

本研究では、羽根付きディフューザの性能を評価する上で重要な作動域の確保と損失低減に関する研究を実施し、遠心圧縮機用羽根付きディフューザの高性能化のための設計法の確立を目的とする。

作動域に関しては、各種の実験データを基にインペラと羽根付きディフューザ、小ソリディティディフューザの組み合わせが遠心圧縮機の安定作動域に及ぼす影響を明らかにし、最適な羽根付きディフューザ、小ソリディティディフューザの設計法を確立することを目的とする。

また、損失低減に関しては、羽根付きディフューザの内部流れを実験的および解析的に明らかにし、羽根付きディフューザ内の損失を低減する手法を考案し、それらの結果を実機に適用することで遠心圧縮機の全体性能を改善することを目的とする。

1.4 従来の研究

1.1 節で述べたように、一般に羽根付きディフューザを持つ遠心圧縮機の効率は羽根無しディフューザを持つものより高いが、安定した運転が行える作動域は狭くなる。このため、羽根付きディフューザを有する遠心圧縮機の設計を行う場合、インペラと羽根付きディフューザの組み合わせにより、圧縮機効率、作動域がどのように変化するかを事前に予測することが重要となる。

遠心圧縮機の安定作動限界であるサージは、インペラまたはディフューザに過剰な空力的負荷がかかり、その部分がストールすることと密接な関係がある。Yoshinka⁽¹⁾は、遠心圧縮機の作動域を予測するために、インペラの入口からインペラのスロート、羽根付きディフューザの先端部分から羽根付きディフューザのスロートまでの静圧回復係数をそれぞれのストールと関連づけた。実験データの解析からインペラのストールはインペラの入口からインペラのスロートまでの圧力回復係数が 0.25、ディフューザのストールは羽根付きディフューザの先端部

分から羽根付きディフューザのスロートまでの静圧回復係数が0.40に達した時に生じ、インペラとディフューザが共にストールする流量においてのみサージが発生することを示した。

Hunziker と Gyarmathy⁽²⁾ は異なる3種類の羽根付きディフューザを用いた試験を行っている。1.2で述べたようにターボ圧縮機は流量に対する圧力比特性曲線の傾きが正の値をとる領域でサージをおこしやすい。このため、遠心圧縮機をインペラ、ディフューザ入口、ディフューザチャンネル部分などのサブコンポーネントに分割し、各サブコンポーネントにおける流量と圧力上昇の関係を調べた。その結果、ディフューザ入口部の圧力上昇特性が圧縮機の安定作動域に最も影響を及ぼすこと、インペラのインディューサ部で発生する再循環領域はサージとは無関係であることを示した。

Klassen と Wood⁽³⁾ は、インペラの最高効率点とディフューザの圧力回復係数が最大となる流量を一致させることで、圧縮機の効率を最適化できることを実験的に示している。Cumpsty⁽⁴⁾ は、羽根付きディフューザの形状パラメータの中でスロート面積が最も重要であり、選択されたディフューザスロート面積が同じであれば圧縮機性能は、ほとんど同じであることを指摘している。Kmecl と Dalbert⁽⁵⁾ は、ディフューザ羽根長さ、羽根枚数、インペラとディフューザの距離、ディフューザ取付角、ディフューザ流入マッハ数をパラメータに20種類のディフューザを3種類のインペラと組み合わせ試験を行った。その結果、スロート面積とディフューザ羽根枚数が圧縮機の作動域に影響を及ぼし、インペラとディフューザの距離とディフューザ取付角は圧縮機効率に影響を及ぼすことを示した。

羽根付きディフューザの選定法の確立は遠心圧縮機の開発を効率的に行うために不可欠な技術であるが、一般的な手法が確立されたとは言い難い。特に作動域を決定するサージ点付近の流れは不安定な非軸対称な流れであるためCFDによる推定が困難である。このため、今後も実験および実験結果の解析に基づいた研究によるデータの蓄積が重要である。

近年、羽根付きディフューザの特長であるピーク効率の向上と羽根無しディフューザの特長である広い作動域を併せ持つ小ソリディティディフューザが注目を集め、羽根無しディフューザ、羽根付きディフューザに代わり適用され始めている。この小ソリディティディフューザの特徴は幾何学的スロートを持たない点にある。

小ソリディティディフューザは羽根付きディフューザの一種であるが、多くの論文では、小ソリディティディフューザと羽根付きディフューザは、異なる種類のディフューザとして扱っている場合が多い。本論文でも、幾何学的スロートを有するディフューザを羽根付きディフューザ、幾何学的スロートを持たない羽根付きディフューザを小ソリディティディフューザと呼ぶことにする。

Senoo⁽⁶⁾は遠心圧縮機のサージやチョークを引起こす要素となりうる羽根付きディフューザのスロートを取り除くことで効率を犠牲にすることなく作動域を広げることが可能であることを示した。OsbornとSorokos⁽⁷⁾は、Senooの報告⁽⁶⁾に基づき小ソリディティディフューザを設計し、産業用遠心圧縮機に適用したが、羽根無しディフューザを用いた場合と比較して効率が8~10%向上し、作動域は変化しなかった。HayamiとUmemoto⁽⁸⁾、Amineiら⁽⁹⁾、Engeda⁽¹⁰⁾は、小ソリディティディフューザの羽根枚数、取付角、ディフューザ幅などの形状パラメータの変化が圧縮機性能へ及ぼす影響を調べている。いずれも小ソリディティディフューザの有効性は示されているが、定性的な議論にとどまり設計手法の提案には到っていない。

遠心圧縮機を用いたディフューザの研究の多くは、圧縮機の全体性能と、インペラ、ディフューザ壁面の静圧計測により得られたデータを流量、角運動量、エネルギー保存則を用い一次的に処理する解析方法を用いてきた。しかし、羽根付きディフューザ上流のインペラ出口の流れは、ハブ、シュラウド間で異なっており、周方向にも非一様性を持っていることが、レーザ流速計による計測、三次元圧縮粘性流れ解析により明らかにされている。

図 1-9 にレーザ流速計を用いて Krain⁽¹¹⁾が行った計測結果の一部を示す。図は、 から の各計測面内のハブからシュラウド間に 5 個所の計測位置選定し各々の位置でインペラの圧力面から負圧面にかけて子午面方向の速度成分を計測した結果を示している。インペラ出口では、シュラウド側の翼負圧面近傍に低流速(Wake と呼ばれている)領域が存在している。この Wake は、ハブ面とシュラウド面の曲率半径の差から生じる圧力こう配による二次流れ(図 1-10(a))、圧力面と負圧面の圧力差により生じる二次流れ(図 1-10(b))、クリアランス部を通り圧力面から負圧面へ漏れ込むクリアランス流れ(図 1-10(c))が合成され形成される。

インペラ出口流れの持つ非一様性の内、周方向の非一様性はインペラ下流のベーンレススペースですばやく混合し一様化するが、ハブ、シュラウド間の分布はベーンレススペースで一様化しにくいことが Senoo と Ishida⁽¹²⁾、Mounts と Braszら⁽¹³⁾により報告されている。また、Dawes⁽¹⁴⁾は、インペラとディフューザの非定常連成解析を行い、周方向の非一様性と比較して、ハブ、シュラウド間の流れ角分布がディフューザ性能により重要な影響を及ぼすことを示している。そこで、Dalbertら⁽¹⁵⁾は、入口境界条件としてハブ、シュラウド間で分布をもった全圧、流れ角を与え、CFD コードを用い羽根付きディフューザ内の流れ解析を行った。計算で得られた静圧分布が実験値と比較的良好一致をすることを確認し、この方法が有効であることを示した。

これまで、一次元または二次元的な考え方によりディフューザを選定していたが、CFD を用いることで、流れの三次元性を考慮したインペラ、ディフューザ設計が可能となり圧縮機性能を向上できる可能性がある。

1.5 本論文の構成

本論文は全7章から成っている。第1章で緒言を述べた後、第2章、第3章では羽根付きディフューザ、小ソリディティディフューザと遠心圧縮機の作動域の関係について述べ、第4章、第5章では、羽根付きディフューザ内の内部流れと遠心圧縮機の性能について議論を行なう。第6章では第5章まで述べてきた結果を実機に適用した結果を述べる。第7章では結論を述べている。

第1章「緒言」では、羽根付きディフューザに関する研究の意義、研究の目的、従来の研究などを述べている。

第2章「スロート面積の最適化」では、11種類の異なる形状を持つディフューザをインペラと組合わせて試験を行ない、サージ流量付近においてインペラの圧力比特性とインペラ下流のディフューザ部における圧力比特性を解析している⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾。そして遠心圧縮機の作動域はインペラの圧力比 - 流量特性に大きく影響されるためディフューザ単独ではなくインペラ特性を考慮した最適化が必要であることを示している。

第3章「小ソリディティディフューザの性能向上」では、従来の羽根付きディフューザの特長であるピーク効率の向上と、羽根無しディフューザの特長である

広い作動域を合せ持つ、幾何学的スロートを持たない小ソリディティディフューザの設計手法について検討を行なっている⁽¹⁸⁾。

第4章「翼形ディフューザ内の流れ」では、3孔ヨーメータを用いて羽根付きディフューザの入口、出口の計測を行ない、羽根付きディフューザ内の流れの状態を調べている⁽¹⁹⁾。

第5章「翼形ディフューザの性能向上」では、第4章で計測された流れ場を改善するための羽根付きディフューザ形状をCFDを用いて検討し、設計、製作、試験を行なっている。流れ場の改善により羽根付きディフューザの圧力回復係数および遠心圧縮機全体性能の向上が可能であることを示している⁽²⁰⁾、⁽²¹⁾。

第6章「高圧力比遠心圧縮機への翼形ディフューザの適用」では、第4章、第5章の結果より、ディフューザに流入する流れの角度分布をインペラの再設計で一樣化し圧縮機の全体性能を向上させることを試みている⁽²²⁾。また、第5章で検討したディフューザと同形態のディフューザを用いて性能向上を図っている。

第7章では、本研究で得られた結果を総括している。

1.6 記号の説明

記号

A_R	羽根付きディフューザ面積比 (W_4/W_2)
A_{th}	無次元化されたスロート面積
B	流路幅
b_l	ブロックageファクタ ($= 1 - [$ 流体力学的面積 / 幾何学的面積])
C_p	圧力回復係数または定圧比熱
$C_{p_{m-n}}$	圧力回復係数 ($(p_n - p_m)/(P_{0m} - p_m)$, $m=2$ または $2m$, $n=3 \sim 6$)
C_m	子午面方向速度成分
C_u	周方向速度成分
g	重力加速度
L	$2 R / Z_v$
m	子午面長さ

M	マッハ数
M_t	インペラ入口シュラウド部相対マッハ数
Mu	周速マッハ数 ($U_2 / (\sqrt{R_g T_1})$)
Nd	設計回転数
P_0	全圧
p	静圧
Q	体積流量
Q_p	インペラ単独の静圧が最大値となる流量 (無次元)
R	半径
R_g	ガス定数
T	全温
t	静温
U_2	インペラ周速 ($2 R_2 N / 60$ N :インペラ回転数 (rpm))
W	重量流量
W_{th}	無次元化されたスロート幅
X, X	ハブ、シュラウド間距離
Z_v	ディフューザ羽根枚数
	流角 (半径方向から計測)
$2m$	$R = 1.1 R_2$ における重量流量平均流れ角
3_v	ディフューザベーン取付け角
4_v	ディフューザベーン出口角
n	非一様パラメータ
4	$ 4_v - 4 $
h	圧縮機内での全エンタルピ上昇
6	圧縮機 (全体) 効率
i	インペラ効率 ($T_{01} * ((P_{02}/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma}) - 1) / (T_{06} - T_{01})$)
$2m$	$R = 1.10 R_2$ における効率 ($T_{01} * ((P_{02m}/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma}) - 1) / (T_{06} - T_{01})$)
	比熱比
μ_0	仕事係数 ($C_p (T_6 - T_1) / U_2^2$)
μ_{y_i}	インペラの圧力係数 ($C_p T_0 * ((P_{02}/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma}) - 1) / U_2^2$)

n	圧力比 (= P_{0n} / P_{01} , $n = 2m、6$)
i	インペラ出口静圧とインペラ入口全圧の比
d	スクロール出口静圧とインペラ出口静圧の比 (= t / i)
t	スクロール出口静圧とインペラ入口全圧の比
	密度
	ソリディティ (ベーンコード長さ / ($2 R / Z_v$))
	流量係数 ($Q / U_2 (2 R_2) ^ 2$)
添え字	
1	インペラ入口 (圧縮機入口)
2	インペラ出口 (ディフューザ入口)
2m	インペラ半径比1.1倍の位置 ($1.10R_2$)
3	ディフューザベーン (羽根) 先端位置
4	ディフューザベーン (羽根) 出口
4m	翼形ディフューザ出口計測位置 ($1.58R_2$) (第4章、第5章)
5	ディフューザベーン (羽根) 出口または、 $R = 1.70R_2$ (第2章)
6	スクロール出口
c	ディフューザ翼の絞り開始位置
s	シュラウド
h	ハブ
i	インペラ
th	ディフューザスロート
ref	設計点または最高効率点
	重量流量平均
その他	
pressure side	圧力面側
suction side	負圧面側
hub	ハブ
shroud	シュラウド

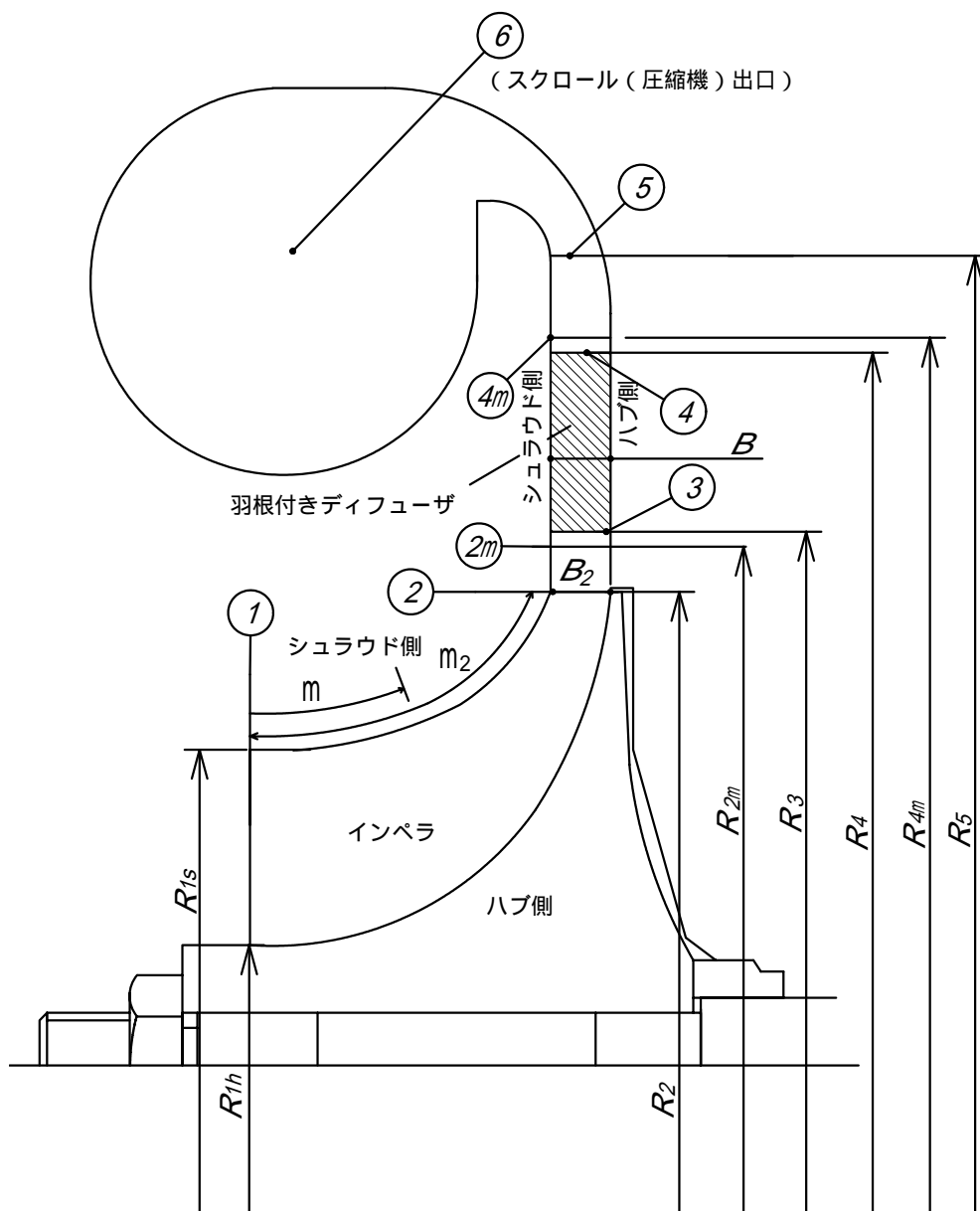


図 i - 1 記号の説明

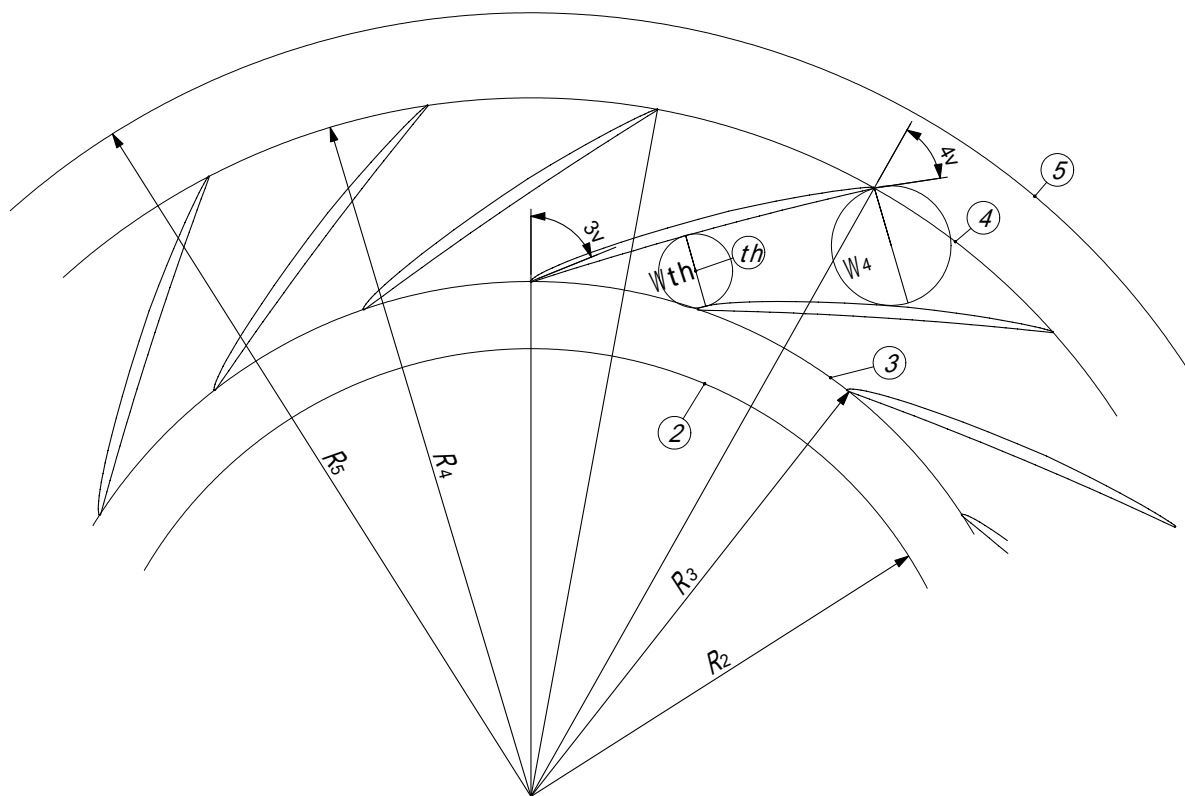


図 i - 2 記号の説明

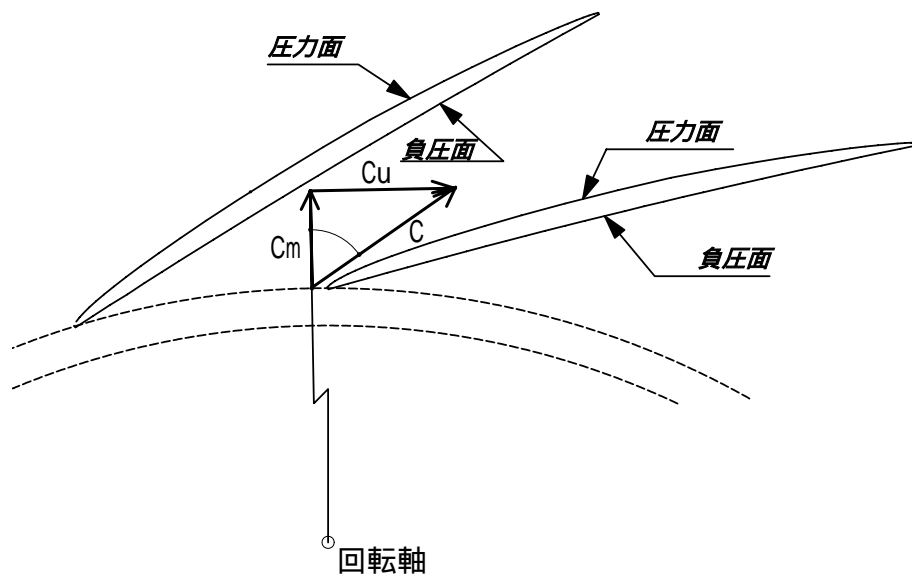
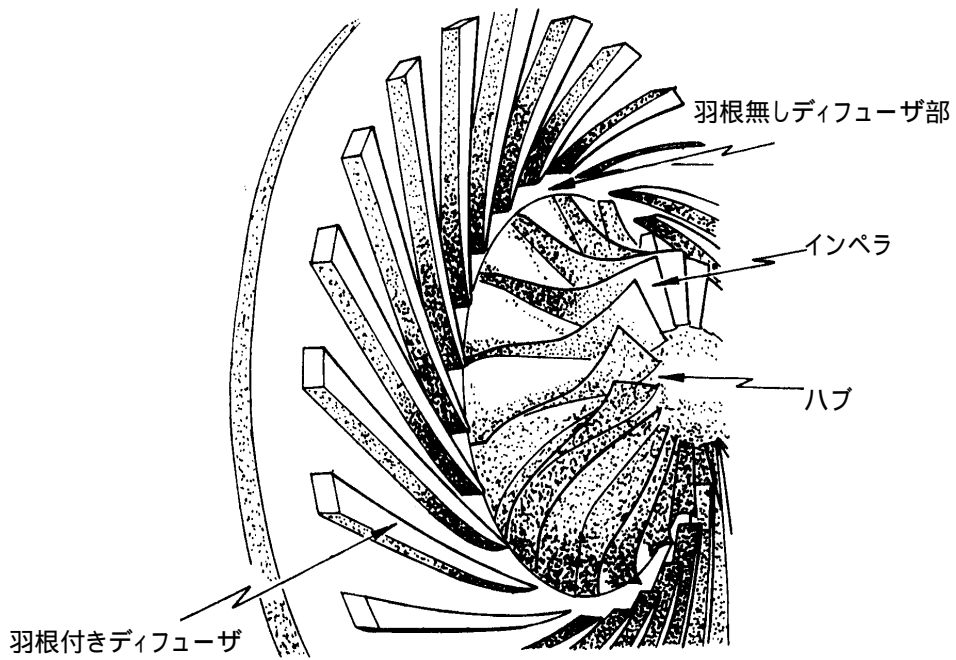


図 i - 3 記号の説明



(a) 鳥瞰図⁽⁴⁾

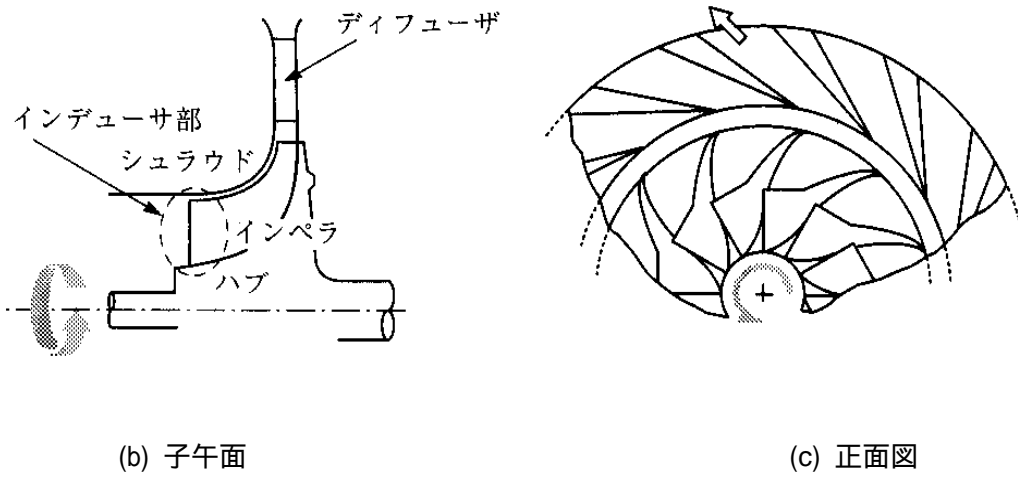


図 1-1 遠心圧縮機

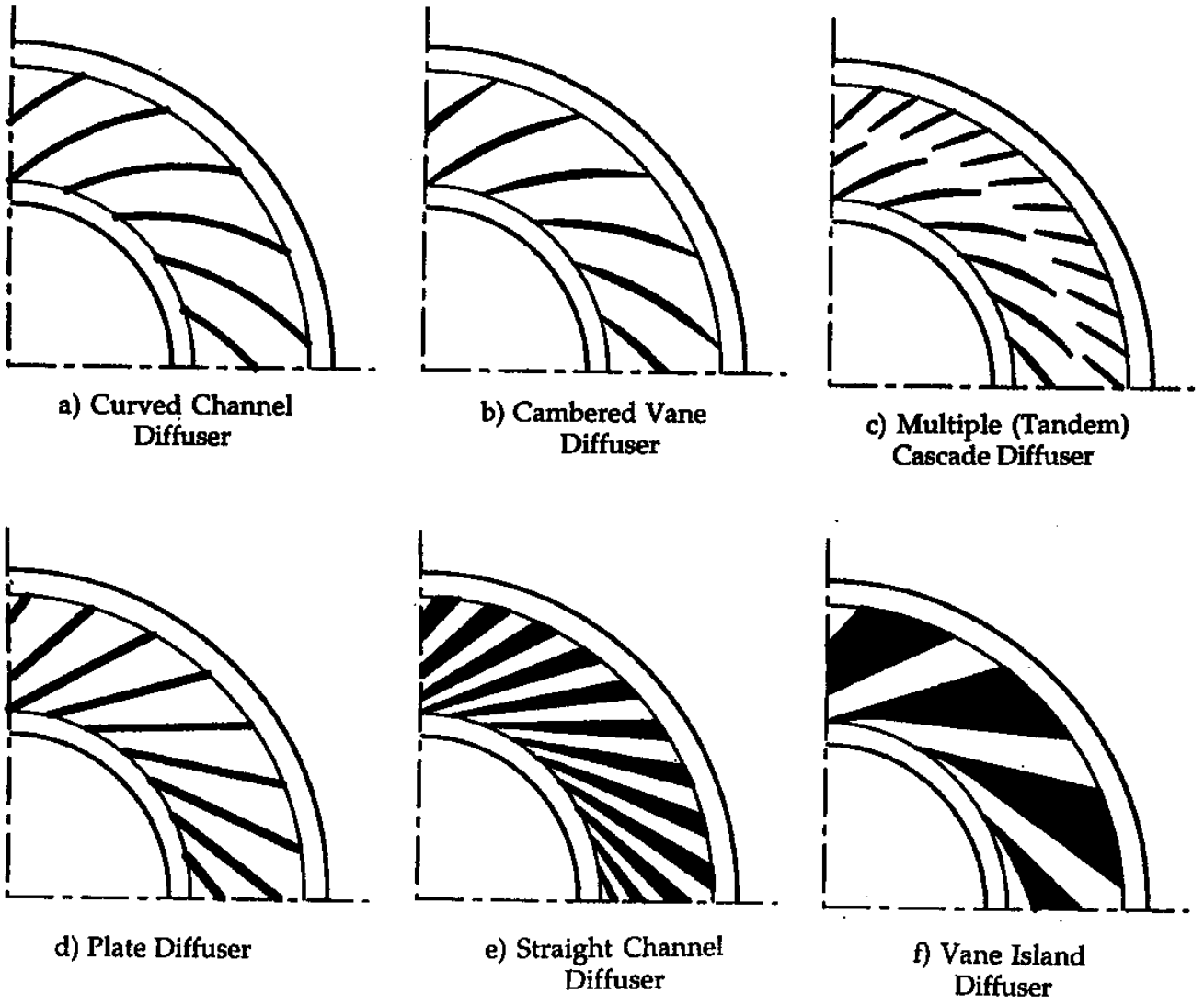


図 1-2 羽根付きディフューザ⁽³³⁾

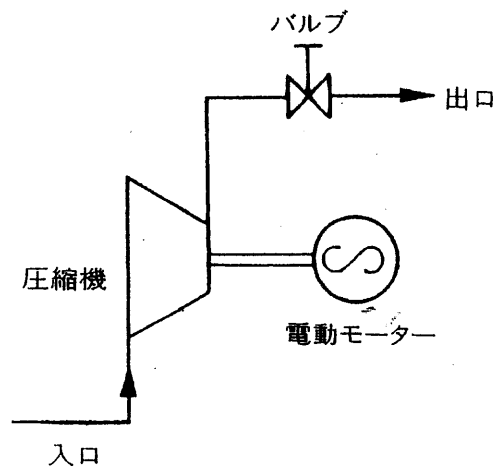


図 1-3(a) 遠心圧縮機試験装置

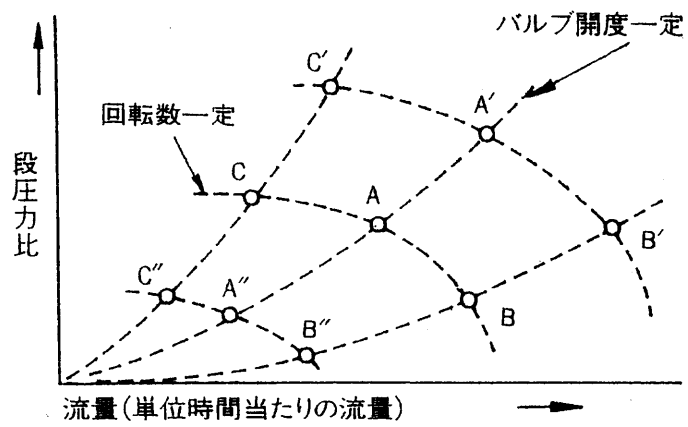


図 1-3(b) 遠心圧縮機の特性格線(性能曲線)

図 1-3 遠心圧縮機の特性格線(性能)計測 ⁽³⁴⁾

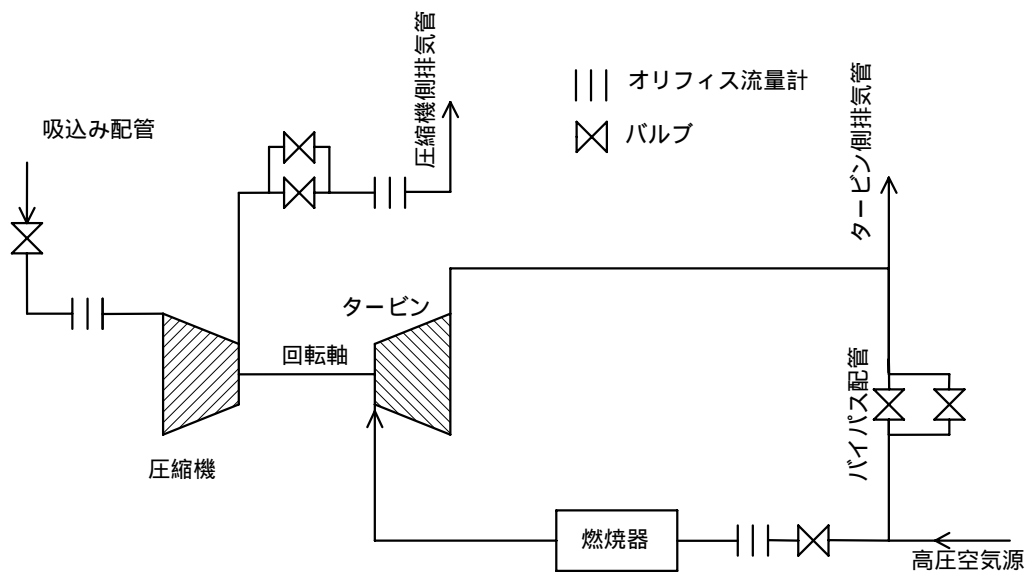


図 1-4 試験装置配管系

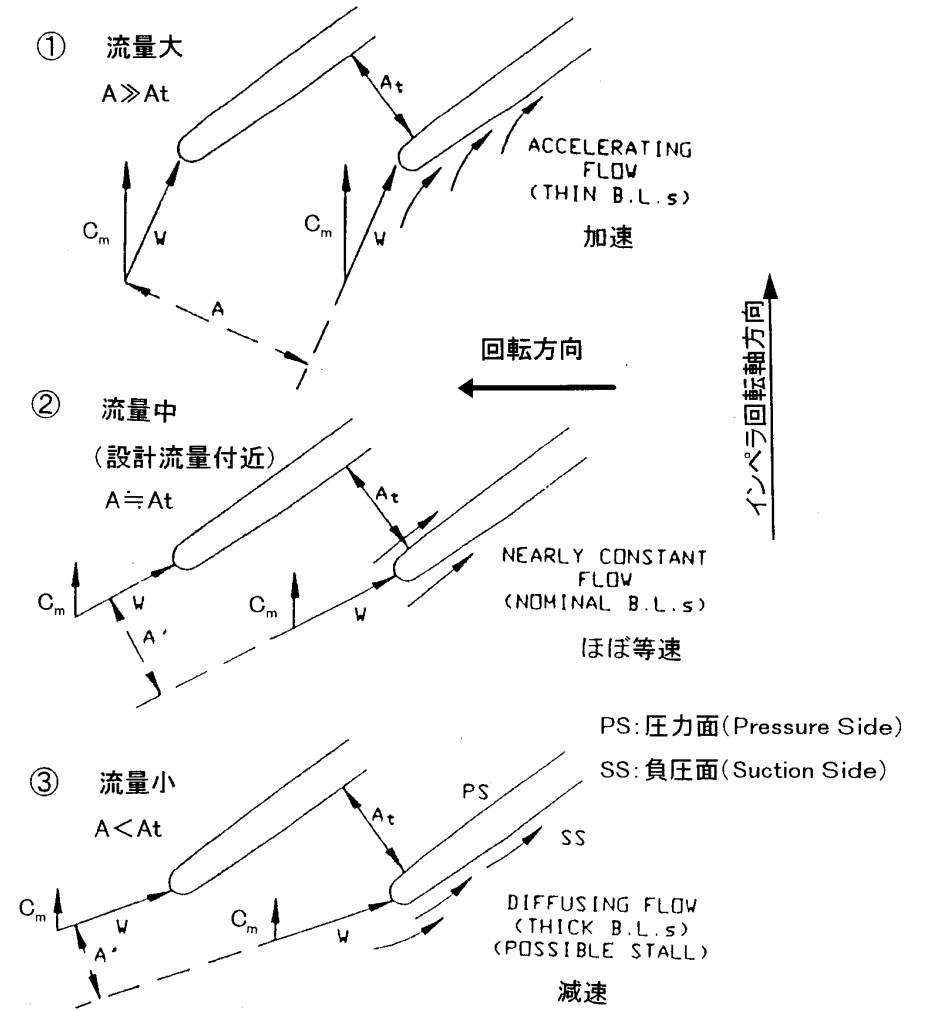
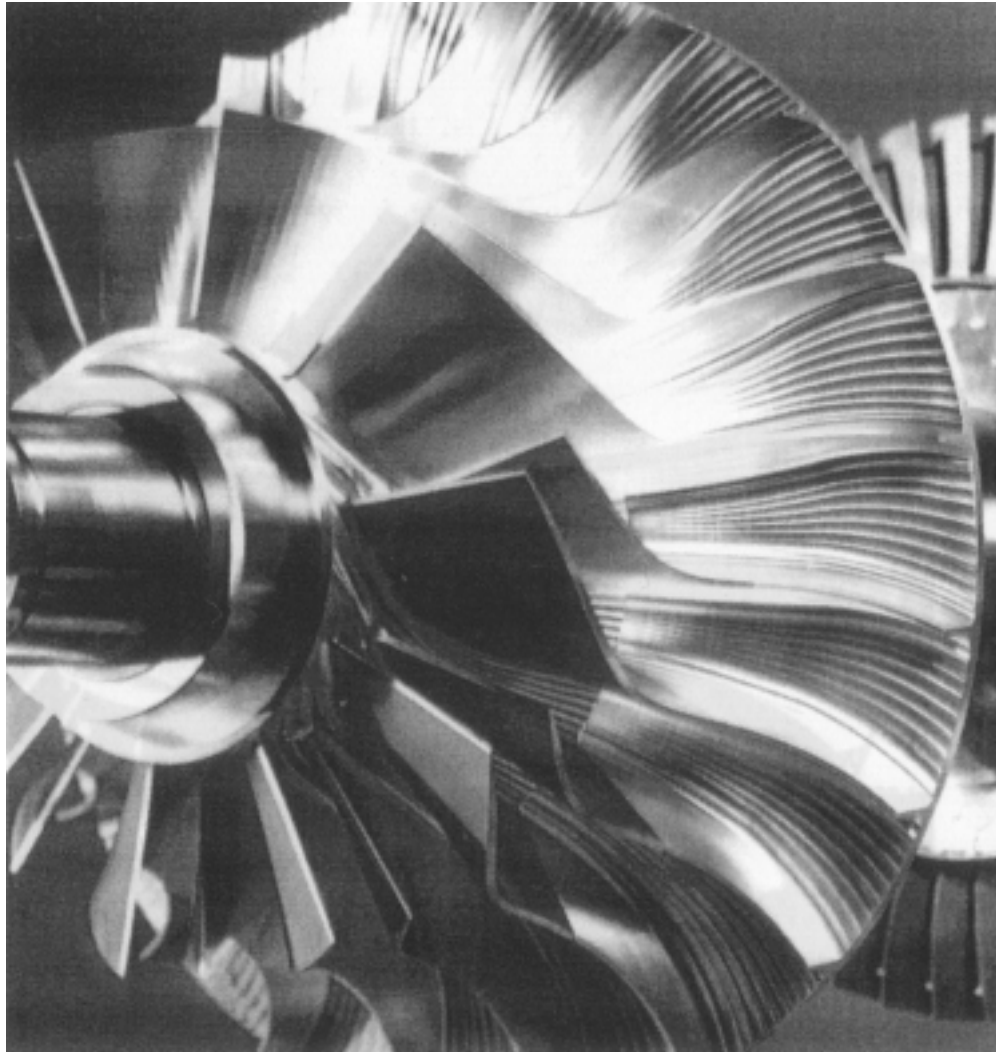
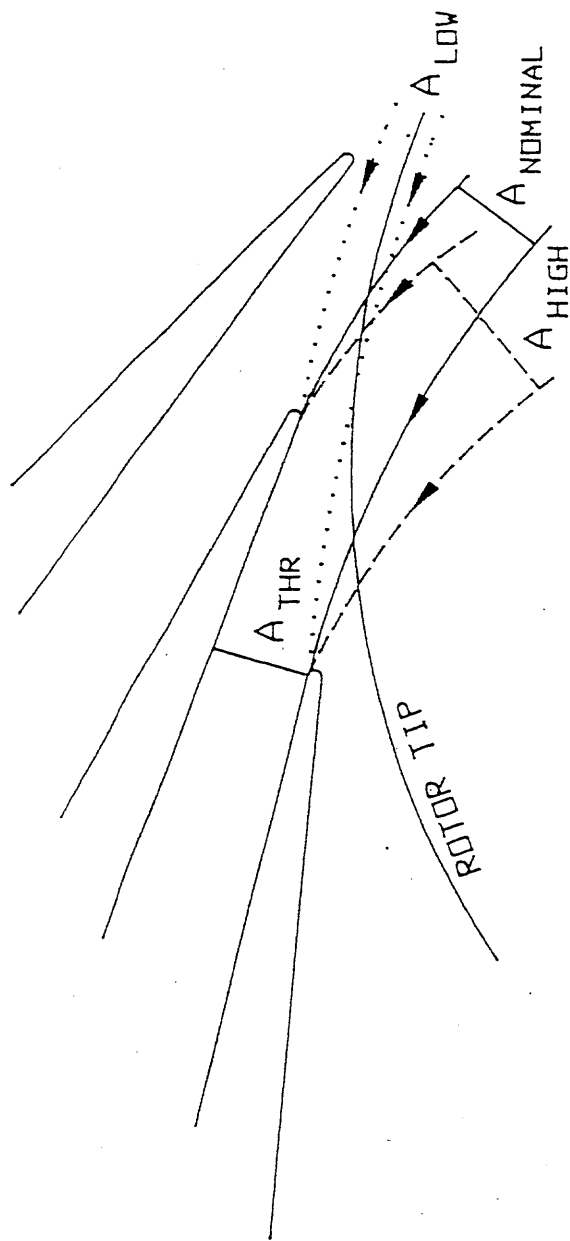


図 1-5 インペラ入口流入面積とスロート面積の関係⁽²⁷⁾



LOW FLOW $\frac{A}{A_{THR}} = \frac{A_{LOW}}{A_{THR}} < 1$ (DIFFUSING)

NOMINAL FLOW $\frac{A}{A_{THR}} = \frac{A_{NOM}}{A_{THR}} \approx 1$ (CONST. VEL.)

HIGH FLOW $\frac{A}{A_{THR}} = \frac{A_{HIGH}}{A_{THR}} > 1$ (ACCELERATING)

Matching vaneless diffuser and channel diffuser throat conditions.

図 1-6 羽根付きディフューザ流入面積とスロート面積の関係⁽²⁷⁾

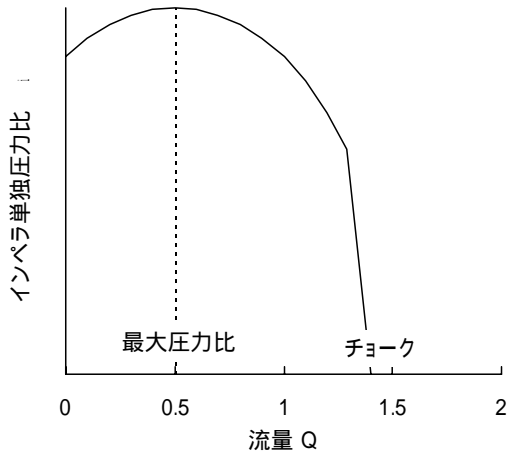


図 1-7(a)インペラ単独の圧力比

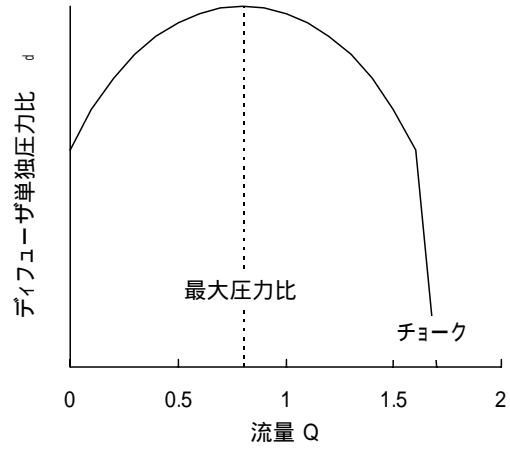


図 1-7(b)ディフューザ単独の圧力比

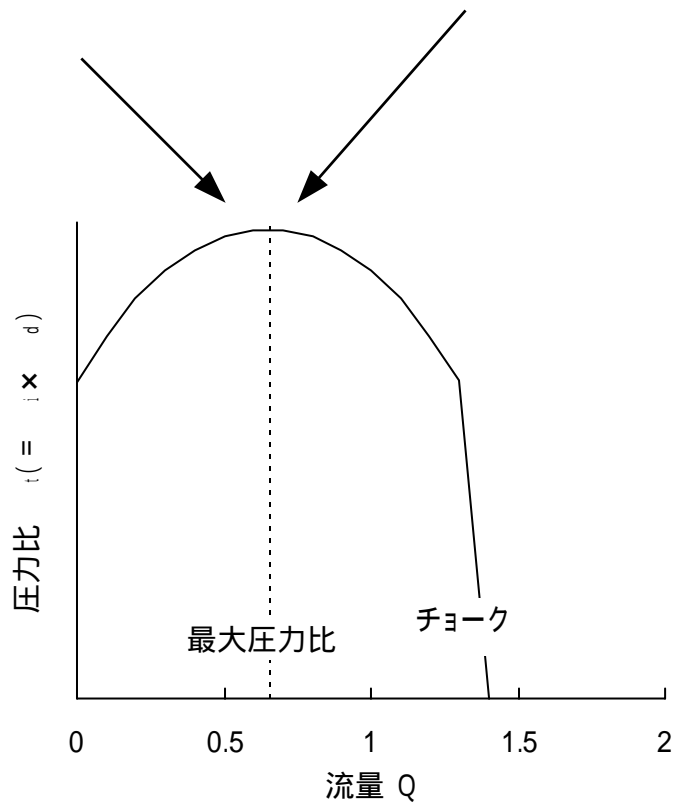


図 1-7(c) 遠心圧縮機の特性格(性能)曲線

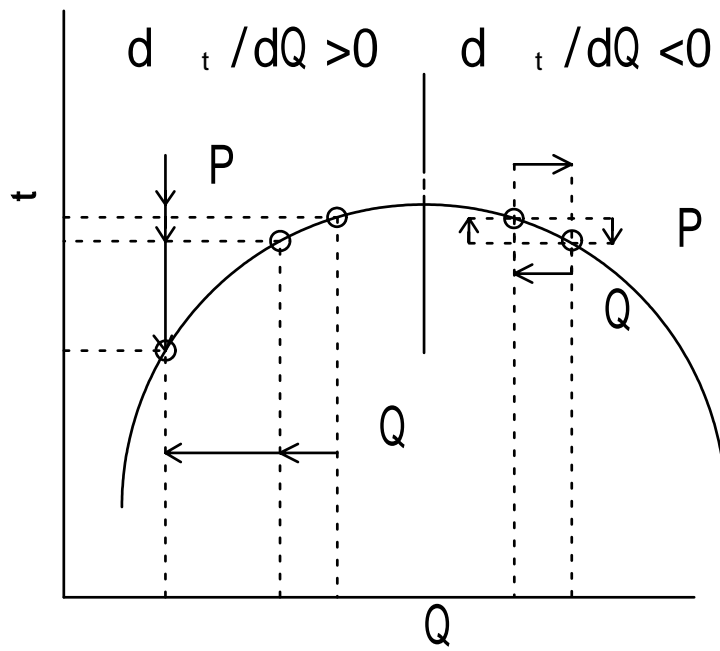


図 1-8(a) 圧縮機特性曲線

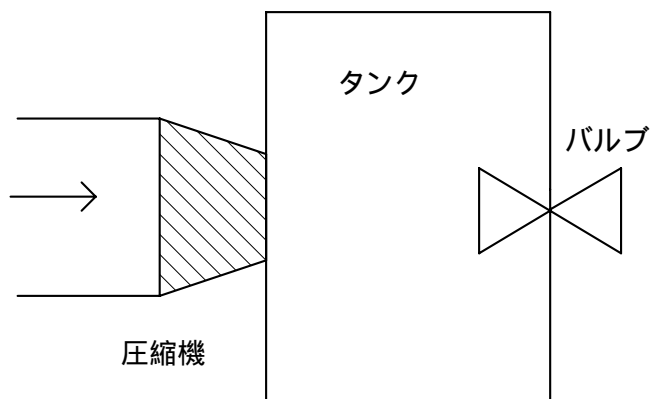


図 1-8(b) 圧縮機試験装置

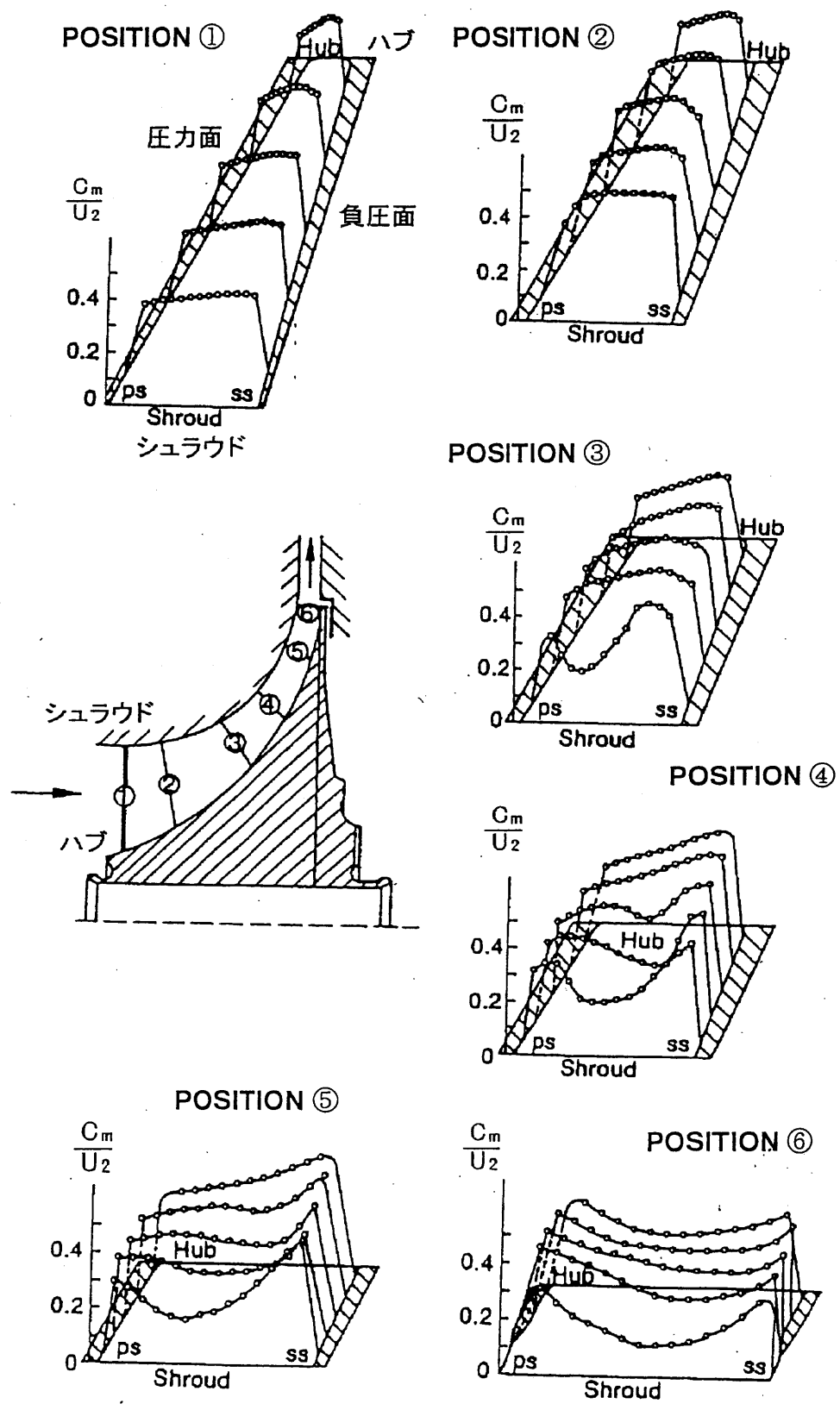
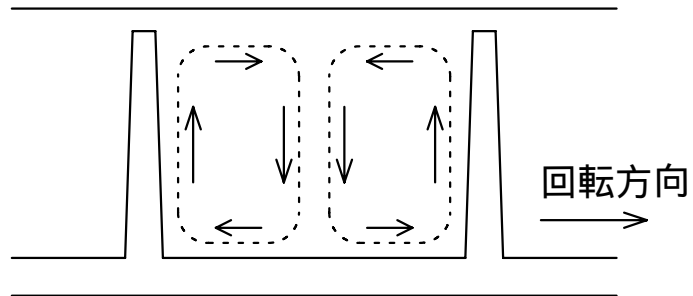
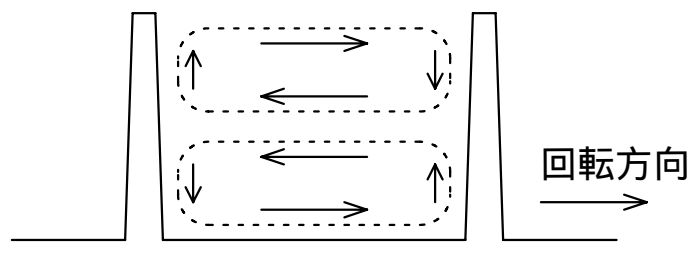


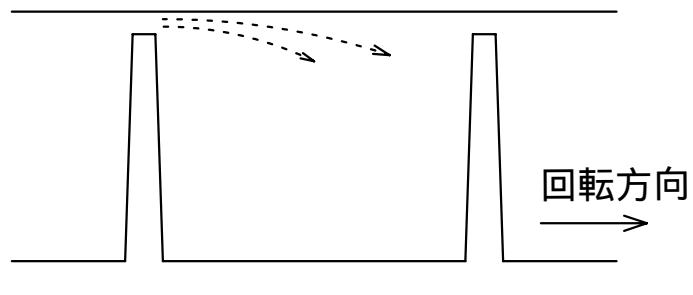
図 1-9 遠心圧縮機インペラ内流れ(子午面速度分布)⁽¹¹⁾



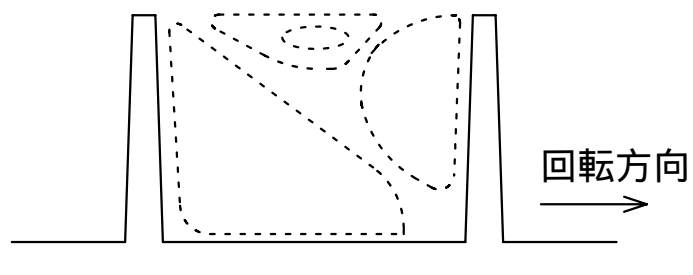
(a) 曲率半径により生じる2次流れ



(b) 翼面間圧力差により生じる2次流れ



(c) クリアランス流れ



(d) インペラ内に生じる2次流れ

図 1-10 遠心圧縮機インペラ内に生じる 2 次流れ

第 2 章 スロート面積の最適化

2.1 まえがき

第 1 章で述べたように、一般に羽根付きディフューザを持つ遠心圧縮機の効率は羽根無しディフューザを持つものより高い。しかし、安定した運転が行える作動域は狭くなる。インペラ形状を変更することなく、この問題を解決するために羽根付きディフューザの最適化、特に遠心圧縮機の性能に強い影響を及ぼすスロート面積の最適化を行なう対策がとられる。このため羽根付きディフューザのスロート面積の変化に応じて遠心圧縮機のサージ点における流量（以下サージ流量）がどのように変化するかを理解することは遠心圧縮機の開発のために重要である。

筆者ら⁽²³⁾は先に圧力比 8.5 の遠心圧縮機用に開発されたインペラに表 2-1 に示されるスロート面積を持つ羽根付きディフューザを組み合わせ、試験を行ないサージ流量の変化を調べた。図 2-1 (a) に設計回転数における流量と圧力比の関係を、図 2-1 (b) にスロート面積に対するサージ流量の変化を示す。図 2-1 (b) に破線で示すようにサージ流量は VD74 を除いてディフューザスロート面積の変化に比例して変化している。しかし、VD74 はそのスロート面積が VD73 に対して 6 % 小さいにもかかわらず、サージ流量は 1.5% しか減少せずディフューザのスロート面積が減少してもサージ流量の変化が小さい場合がある。この試験結果は羽根付きディフューザのスロート面積と遠心圧縮機のサージ流量が必ずしも比例関係には無いことを示している。

1.2 でインペラ、ディフューザの圧力比特性曲線を分析することで遠心圧縮機のサージを引起こす要素が特定できることを述べた。本章では船用過給機用に開発された供試インペラに異なるスロート面積を有するディフューザを組み合わせ、試験を行ない、インペラ内での静圧比とインペラ下流の静止流路部（本研究ではディフューザとスクロール）における圧力比特性曲線を分析し、圧縮機のサージ流量付近におけるインペラと羽根付きディフューザの組み合わせについて調べた。その結果、圧縮機の安定作動域はインペラの圧力比 - 流量特性（以下圧力比特性）に大

きく影響されるためディフューザ単独ではなくインペラの特性を考慮した最適化が重要であることを示した。

2.2 試験方法

設計圧力比 3.2 の船用過給機用を開発された遠心圧縮機インペラを供試インペラとして用いた。図 2-2 に本研究で用いた短羽根を持つ供試インペラの写真を示す。供試インペラの主要形状は、外径 130.8mm、バックワード角 40 度、出口幅 9.5mm、設計回転数における周速マッハ数は 1.40 である。

インペラが羽根付きディフューザと組み合わせられた場合、インペラとディフューザベーンが干渉し、インペラ出口の状態量が組み合わせられる羽根付きディフューザごとに異なる可能性がある。しかし、インペラとディフューザの干渉を遠心圧縮機の設計の際に見積もることは困難であるため、一般に遠心圧縮機の設計の際にはインペラとディフューザは相互に空力的な影響を受けないことを前提に設計することが多い。本研究では遠心圧縮機のこのような設計方法に従いインペラと羽根付きディフューザの相互干渉が無い羽根無しディフューザを用いてインペラ単独性能を算出した。

異なるスロット面積を持つ羽根付きディフューザの特性とインペラ特性との関係を明らかにするためにはできるだけ広い範囲でインペラの圧力比特性を得る必要がある。羽根無しディフューザを有する遠心圧縮機の作動域を増大させるためには、羽根無しディフューザ出口にスロットリングを設けることが有効であることが報告されている⁽²⁴⁾、⁽²⁵⁾。そこで本研究では供試インペラの圧力比特性をできるだけ小流量まで計測できるようにするために羽根無しディフューザのシュラウド側の壁をインペラ出口からインペラ外径比 1.7 まで傾斜させその下流にスロットリングを設けたディフューザを用いて試験を行った。図 2-3 に供試羽根無しディフューザを示す。インペラの出口静圧は、インペラの外径比 1.1 の位置で円周上 8 個所に等分割に設けられた静圧孔により計測した。

図 2-4 に示す 3 つのタイプのディフューザを供試ディフューザとして

使用した。図 2-4(a)は二次元翼列である NACA65 の翼形を円形翼列へ等角写像したもの、図 2-4-2(b)は翼のキャンパーラインを円弧とし NACA65 の翼形に用いられている翼厚さ分布を用いて設計した翼形ディフューザ、図 2-4(c)は先端が対数螺旋形状をしたチャンネルディフューザである。供試ディフューザの主要形状を表 2-2 に示す。

遠心圧縮機の性能は、圧縮機入口、スクロール出口での全圧、静圧、全温計測により算出した。流量はスクロール下流の配管上に設けたオリフィスにより計測した。サージングは圧縮機の出口に設けた圧力変換器からの圧力変動と音により判定を行った。圧力比、効率の精度は±0.5%、流量の計測精度は±0.7%である。

2.3 試験結果および考察

2.3.1 インペラによる静圧比

インペラ外径比 1.1 の位置で円周上 8 個所に等分割に設けられた静圧孔により計測した静圧値から、この位置での流れの状態量を以下の式を用いて算出した⁽²⁶⁾。

$$Cu_{2m} = R_2/R_{2m} * h/U_2 \quad (1)$$

$$A_{2m} = 2 * R_{2m} * B_{2m} * (1 - bl) \quad (2)$$

$$Cm_{2m} = (W * Rg * t_{2m}) / (A_{2m} * p_{2m}) \quad (3)$$

$$t_{2m} = T_{2m} - 0.5 * (Cm_{2m}^2 + Cu_{2m}^2) / Cp \quad (4)$$

$$M_{2m} = (2 * (t_{2m} / T_{2m} - 1) / (-1))^{0.5} \quad (5)$$

(ここで $T_{2m} = T_6$ とした)

$$P_{02m} = p_{2m} * (1 + 0.5 * (-1) M_{2m}^2) / (-1) \quad (6)$$

式(6)で算出した全圧がインペラ出口においても等しいと仮定し、式(1)～(5)の R_{2m} を R_2 に置き換え、下に示す式(7)と連立させインペラ出口の状態量を算出した。

$$p_2 = P_{02} / (1 + 0.5 * (\gamma - 1) M_2^2) (\gamma / (\gamma - 1)) \quad (7)$$

図 2-5 に上の式から得られたインペラ出口静圧とインペラ入口全圧の比 p_2/p_0 を示す。1.2 で述べたように一般に流量に対する圧力比特性曲線の傾きが正の値をとる領域ではサージングが起きやすくなることが知られている。供試インペラの場合 Q_p で圧力比が最大となる。圧力比特性曲線の傾きは、 $Q/Q_{ref} < Q_p$ で正の値をとることになり供試圧縮機が $Q/Q_{ref} < Q_p$ で使用される場合インペラがサージングを引き起こす可能性が高くなる。

2.3.2 供試ディフューザの作動域の推定

インペラとディフューザの組合せ試験にさきがけて一次元解析手法を用いて、ディフューザのチョーク流量とディフューザスロート部において剥離が発生する流量域で定義される羽根付きディフューザの安定作動域の推定を行なった。インペラ出口の状態はインペラ効率(式(10)参照)と滑り係数を仮定し算出した(付録.A.2 参照)。インペラ出口から羽根付きディフューザベーン先端までの羽根無しディフューザ部分は Stanitz⁽²⁷⁾ により導かれた式を積分することで求めた(付録.A.3 参照)。ディフューザベーン先端からスロートまでの全圧損失は無いものと仮定し流量、全圧、全温よりディフューザスロート部での静圧を算出した。安定作動域を推定するための諸数値は文献⁽¹⁾ から次のように仮定した。すなわち、ディフューザベーン先端からディフューザスロートまでの圧力回復係数が 0.4 となる時、ディフューザ内の流れが不安定になると仮定しディフューザがストールする流量を推定した。この時のディフューザスロート部のブロックージファクターは 0.15 とした。チョーク流量はディフューザスロート部のブロックージファクターを 0.02 として算出した。その結果を図 2-6 に示す。なお、VD-1 の場合、ディフューザがチョーク状態のなる前にインペラがチ

ヨークするためチョーク流量は算出できなかった。図 2-6 からスロート面積の減少に伴ないチョーク流量、ディフューザストール流量は小流量側へ移動することが予測される。もしディフューザの作動域が供試圧縮機の作動域を決めるならば、圧縮機のサージ流量もスロート面積の減少に伴ない減少していくことが予想できる。

2.3.3 静止流路部の圧力比特性とインペラによる圧力比特性の組合わせ

静止流路（本研究ではディフューザとスクロール）内の圧力比 d を以下の式で定義した。

$$d = p_t / p_i$$

ここで p_t はスクロール出口静圧を圧縮機入口全圧で割ったステージの圧力比、 p_i は、2.3.1 で得られたインペラによる圧力比である。

図 2-7 に p_t 、 d と流量の関係を示す。また、図 2-7 は 2.3.1 で求めた p_i も含んでいる。

サージ流量付近での p_i 、 d 、 p_t の流量に対するこう配と無次元化されたサージ流量 Q_{surge} によりサージ流量付近での p_i と d の組合わせを分類した。表 2-3 に分類の基準を示す。

表 2-3 と図 2-7 によれば、サージ流量付近でインペラとインペラ下流の静止流路部における圧力比の組合せに 4 つの形態があることが分かる。図 2-8 にこの 4 つの組合せの概念図を示し、以下に各組合わせの特徴について述べる。

タイプ： p_i は、チョークからサージにかけて常に負のこう配を持っている。一方、 d のこう配はサージ流量付近で正である。タイプ の場合、負のこう配をもつインペラの圧力比特性が圧縮機の作動状態を安定化している。一方、静止流路部の圧力比特性がサージングを引き起こす主要原因となっている。

供試ディフューザの内 VD-1、VD-2 がその例である。

図 2-9 に VD-2、VD-6 の $Mu = 0.8$ における p_i 、 d 、 p_t と油膜法を用いたディフューザ（ハブ面）の流れの可視化を行った結果を示す。 p_i 、 d 、 Q_{surge} の関係から VD-2 はタイプ に分類できる。また VD-6 は後述

するタイプ に分類される。

の流量において VD-2 にはディフューザ負圧面に明確なはく離領域が見られる。一方、VD-6 にははく離領域が観察されない。タイプ に分類される圧縮機はスロート面積が大きくインペラ出口からスロートまでの減速率が大きい。このためスロートにおける境界層が厚くなり可視化結果に示されるようなはく離が発生しやすくなる。このはく離域が流量の減少とともに拡大しディフューザ内での圧力回復を妨げる。このため σ_d のこう配が正となることが推定できる。

VD-1 は、供試インペラに対してディフューザスロート面積が過大であり図 2-9 に示されるようなはく離がディフューザ内に発生しているため σ_d のこう配がチョーク流量付近から正となっていると考えられる。

タイプ : VD-3 VD-4 VD-5 VD-7 の順に VD-3 から VD-7 までディフューザのスロート面積を減少させたが図 2-6 での予測と異なり Q_{surge} は減少せず、いずれのディフューザに対しても、 $Q_{surge} = 0.89 \sim 0.91$ と Q_p に対して近い流量でサージングを起こしている。タイプ の場合インペラの圧力比特性が圧縮機のサージ流量を決めており、ディフューザのスロート面積を減少させることでサージ流量をコントロールできない状況になっている。

タイプ : VD-6、VD-8、VD-9 の場合、サージ流量付近で σ_i は正のこう配をもっており $Q_{surge} = 0.73 \sim 0.79$ と Q_p よりも小流量となっている。これは 2.3.2 で予測された結果に対応している。

VD-6 はタイプ として分類した VD-5 と同じスロート面積を持っているが VD-6 は $Q_{surge} = 0.75$ 、VD-5 は $Q_{surge} = 0.89$ となっており設計流量に対して 14% もサージ流量が異なっている。両者の形状差はディフューザの後縁位置のみである。このためサージ流量の差は、ディフューザの面積比に起因するものと考えられる。

VD-6、VD-8、VD-9 を使用した場合の σ_t は、正のこう配を持つ領域を有している。このような領域はターボチャージャや産業用圧縮機などの圧縮機として使用する場合サージング状態に陥る可能性が大きいため通常は使用されない。

t のこう配の符号が変わる流量は、 $Q/Q_{ref} = 0.85 \sim 0.89$ でありタイプのサージ流量と同様にインペラによる圧力比特性が最大値となる流量 Q_p に近い。本試験結果は、圧縮機の作動域中に Q_p が含まれる場合 Q_p 以下の流量で圧縮機全体の圧力比特性曲線のこう配を負に保つことが困難となる可能性を示している。タイプ の場合、サージ流量はディフューザのスロート面積を減少させることでコントロールできるが、使用可能な最小流量はインペラの圧力比特性にコントロールされていると考えられる。

タイプ : VD-10、VD-11 の場合、圧縮機の作動域内に Q_p をふくまず Q_p 以下の流量域を作動域としている。 i は正のこう配を持っている。一方、 d のこう配はサージ流量付近で負である。圧縮機は静止流路部によって安定化されておりディフューザによりサージ流量のコントロールが可能である。

VD-11 の場合圧縮機の作動域は設計流量の 40%以下となっている。 d はチョーク流量付近での大きな負のこう配を持った圧力比特性を示す。この大きな負の圧力こう配が圧縮機を安定化しておりこのこう配が緩やかになるとサージング状態になる。

図 2-10 に実験より得られたサージ流量と t の符号が正から負に変わる流量を示す。また、図 2-10 には実験により得られたインペラのチョーク流量と Q_p が同時に示されている。遠心圧縮機の使用可能な最小流量はタイプ 、 、 の場合はサージ流量であり、タイプ の場合は t のこう配の符号が変わる流量である。図 9 にはこれらの流量を結んだものを安定作動流量（小流量側）として示している。

この図から、 A_{th} を 1.00 から 0.83 に減少させても遠心圧縮機の安定作動域はインペラの圧力比が最大となる流量 Q_p より小流量側へ移動せずほぼ Q_p に一致していることが分かる。

Q_p より小流量側における圧縮機の圧力比特性曲線のこう配はインペラにおける圧力比特性曲線の正のこう配と静止流路内（特にディフューザ内）での圧力回復係数と密接なつながりがあると考えられる。図 2-11 に VD-3 のディフューザベーン入口からインペラ外径比 1.7 の位置までの圧力回復係数 C_{p3-5} 、インペラ出口からスクロール出口までの圧力回復係数

C_{p2-6} を示す。また、羽根付きディフューザ先端（位置3）とディフューザスロート部（ th ）で示されるセミベーンレス部分（半開放部 図2-11斜線部）における圧力回復係数 C_{p3-th} とスロート下流部分における圧力回復係数 $C_{p_{th-5}}$ も同時に示している。大流量では、セミベーンレス部分はノズルとして働きディフューザによる圧力回復は、スロート下流部分で行われる。流量の減少とともにセミベーンレス部分の圧力回復係数は増加しスロート下流部分の圧力回復係数は減少する。このように流量の変化に対してセミベーンレス部分とスロート下流部分の圧力回復係数が互いに相反する増減をするためディフューザの圧力回復係数の流量に対する変化率はチョーク流量付近を除いて小さくなる傾向にあり、インペラ出口からスクロール出口にかけての静止流路全体における圧力回復係数も同様の傾向を示す。このような特性を持つ静止流路によって圧縮機全体の圧力比特性曲線のこう配を負にするためには、下の式を満足する必要がある。

$$d \quad i/d(Q/Q_{ref}) = d \quad i/d(Q/Q_{ref}) + d(C_{p2-6} * (P_{02} - p_2)/P_{01})/d(Q/Q_{ref}) < 0$$

$$= d \quad i/d(Q/Q_{ref}) + C_{p2-6} * d((P_{02} - p_2)/P_{01})/d(Q/Q_{ref}) + (P_{02} - p_2)/P_{01} * dC_{p2-6}/d(Q/Q_{ref}) < 0 \quad (8)$$

上の式において、流量の減少とともに、インペラ出口の絶対速度は大きくなるため $d((P_{02} - p_2)/P_{01})/d(Q/Q_{ref}) < 0$ の関係が成立する。また、チョーク流量付近を除けば、インペラ出口からスクロール出口までの圧力回復係数 C_{p2-6} の流量に対する変化率は無視できると仮定すると式(8)は、式(9)のように変形できる。

$$C_{p2-6} > -(d \quad i/d(Q/Q_{ref})) / (d((P_{02} - p_2)/P_{01})/d(Q/Q_{ref})) \quad (9)$$

静止流路部の圧力回復係数が式(9)を満足する時、圧縮機を安定運転することができる。図2-12に2.3.1で算出したインペラ出口状態量と式(9)を用いて算出した C_{p2-6} を示す。図2-12には、実験で得られた静止流路部

の圧力回復係数も示す。静止流路部の圧力回復係数が図 2-12 に示す C_{p2-6} 曲線より上の領域値をとる時、圧縮機の安定運転が可能である。本インペラの場合、図 2-5 に示すように流量 Q/Q_{ref} が 0.7 から 0.9 の間で圧力比特性曲線の正のこう配が大きくなっている。このため図 2-12 に示すように、圧縮機の作動域中に Q_p が含まれかつ Q_p 以下の流量で圧縮機全体の圧力比特性曲線のこう配を負に保つためには、静止流路部に高い圧力回復係数が必要となる。高い圧力回復係数が望めない場合 $d\tau/d(Q/Q_{ref}) < 0$ を満たすためには、式 (8) により $dC_{p2-6}/d(Q/Q_{ref}) < 0$ の条件を満足する必要がある。静止部においてこの条件が十分満足できるのは、ディフューザのチョーク流量付近となる。

2.3.4 圧縮機性能

図 2-13 に式 (10)、(11) で定義されるインペラ効率 η_i と圧縮機効率 η_6 を示す。インペラ効率は気体をインペラ出口全圧 P_{02} まで等エントロピ的に圧縮するために必要な仕事と実際に要した仕事の比である。また圧縮機効率は気体をインペラ出口全圧 P_{06} まで等エントロピ的に圧縮するために必要な仕事と実際に要した仕事の比である。

$$\text{インペラ効率} \quad \eta_i = T_0 * ((P_{02}/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1) / (T_6 - T_0) \quad (10)$$

$$\text{圧縮機効率} \quad \eta_6 = T_0 * ((P_{06}/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1) / (T_6 - T_0) \quad (11)$$

図 2-13 の効率は基準値 τ_{ref} で無次元化されている。インペラ効率は $Q/Q_{ref} = 0.98$ で最大値となり $Q/Q_{ref} < 0.98$ では単調減少する。高い圧縮機効率を達成するためには圧縮機の作動域中にインペラ効率が最大となる流量を含んでいる必要がある。供試インペラに対して $Q/Q_{ref} = 0.98$ を作動域に含むことのできるディフューザはタイプ A、B に属している。2.3.3 で述べたようにタイプ C、D に属するディフューザは、圧縮機としての有効作動領域を Q_p より小流量側に持つことはできない。このため、高効率と広作動域を両立するディフューザは、ディフューザの圧力比 d が最大となる流量がインペラの圧力比 τ_i が最大となる流量 Q_p と一致する

ディフューザである。

供試圧縮機では VD-10 や VD-11 のようにチョーク流量が Q_p 以下のスロート面積をもつディフューザを用いることで圧縮機を Q_p 以下の流量で安定に作動させることが可能である。特に VD-11 を用いると設計流量の約 40% の流量で圧縮機を安定に作動させることが可能である。しかし、インペラ効率が低い領域を作動域とするため効率は低下することになる。

2.4 非設計回転数における解析

図 2-14 に VD-1、VD-5、VD-6 の周速マッハ数 $Mu = 0.8, 1.1, 1.3$ そして設計周速マッハ数 1.4 における圧力比特性曲線を示す。圧力比はスクロール出口静圧とインペラ入口全比 (π_t) である。図 2-14 において VD-5、VD-6 のサージラインが幾分不規則に屈折(kink)しているように見える。

図 2-15 に各周速マッハ数におけるインペラ、静止流路部内での圧力比特性曲線 π_i と π_d を示す。

VD-1 の場合全ての周速マッハ数において π_d は正のこう配を持っており、ディフューザがサージンを引き起こしていると考えられる。

VD-5、VD-6 の場合、周速マッハ数 $Mu = 1.1, 1.3$ において、 Q_p 以下の流量で π_d は負のこう配をもっており、ディフューザが圧縮機の実働状態を安定化する要素となっている。周速マッハ数 $Mu = 0.8$ では、サージ点における流量が Q_p と一致しておりインペラがサージンを引き起こしていると考えられる。

VD-1、VD-5 および VD-6 のインペラとの組み合わせを分類した結果を表 2.4 に示す。表 2.4 は、圧縮機のサージンをコントロールする要素が変化するとサージラインが不規則に屈折(kink)する可能性を示している。

2.5 結論

- (1) 11 種類の異なる形状を持つ供試ディフューザをインペラと組み合わせ試験をした。サージ流量付近においてインペラの圧力比特性とインペラ下流の静止流路部における圧力比特性の組み合わせを 4 種類に分類した。
- (2) 供試圧縮機の場合、羽根付きディフューザのスロート面積を 17% 減少さ

せても遠心圧縮機の安定作動域は、インペラの圧力比が最大となる流量 Q_p より小流量側へ移動せずほぼ Q_p に留まっていた。これは、インペラの圧力比特性曲線の正のこう配が原因である。

圧縮機の作動域中に Q_p が含まれかつ Q_p 以下の流量で圧縮機全体の圧力比特性曲線のこう配を負に保つためには、静止流路部に高い圧力回復係数が必要となる。高い圧力回復係数が望めない場合、ディフューザのチョーク流量が Q_p に近いスロート面積をもつ羽根付きディフューザを組み合わせる必要がある。供試圧縮機の場合このようなディフューザはインペラの最高効率点を作動域に持つことができず高い圧縮機効率を達成することができなかつた。

本試験結果から高効率と広作動域を両立するディフューザは、ディフューザの圧力比が最大となる流量がインペラの圧力比が最大となる流量 Q_p と一致するディフューザであることが分かった。

- (3) チョーク流量が Q_p 以下のスロート面積をもつディフューザを用いることで圧縮機を Q_p 以下の流量で安定に作動させることが可能である。本研究では、スロート面積が最小である供試ディフューザを用いると設計流量の約 40%の流量で圧縮機を安定に作動させることが可能であった。しかし、インペラ効率が低い領域を作動域とするため圧縮機効率は大幅に低下する。
- (4) 設計回転数、非設計回転数においてインペラ、静止流路部内での圧力比特性を解析することで圧縮機のサージンをコントロールする要素が変化するとサージラインが不規則に屈折(kink)することを示した。

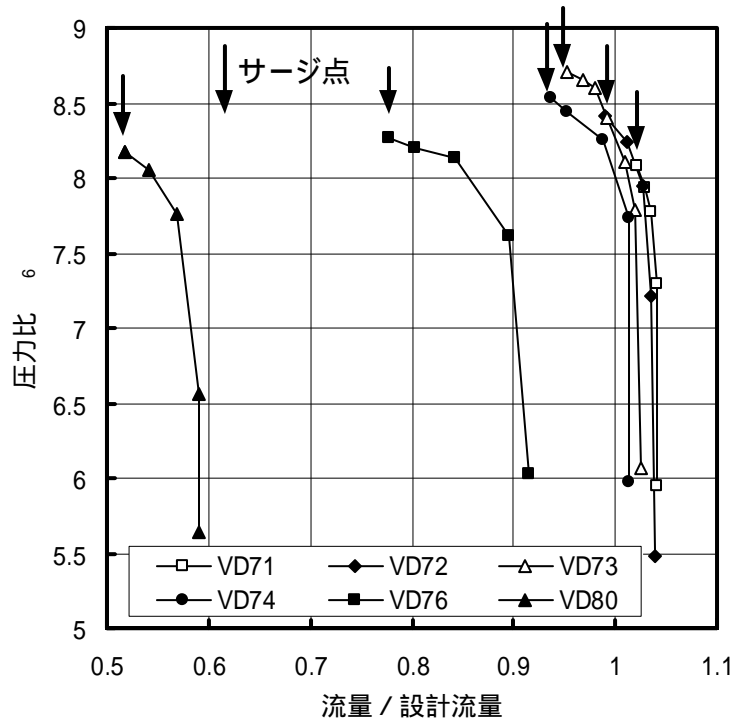


図 2-1 (a) 設計流量における流量と圧力比の関係

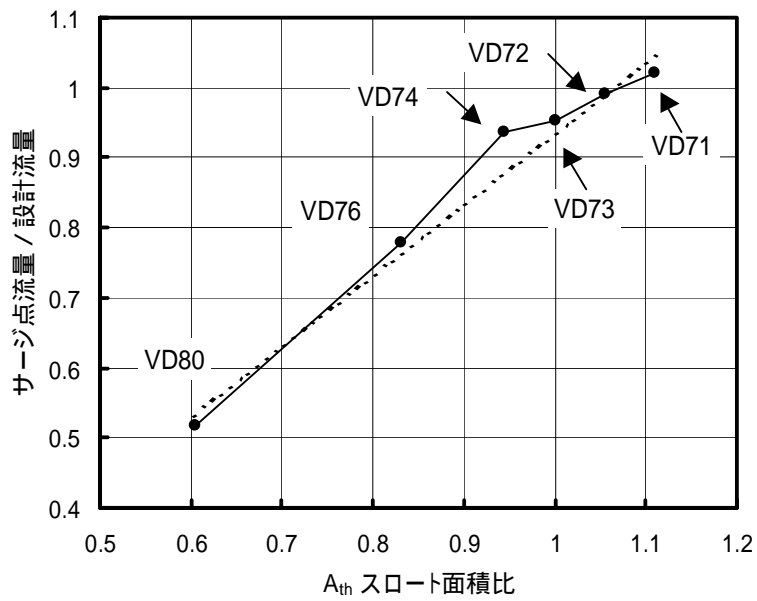


図 2-1 (b) スロット面積にたいするサージ点流量

図 2-1 遠心圧縮機のサージ特性^(2,3)

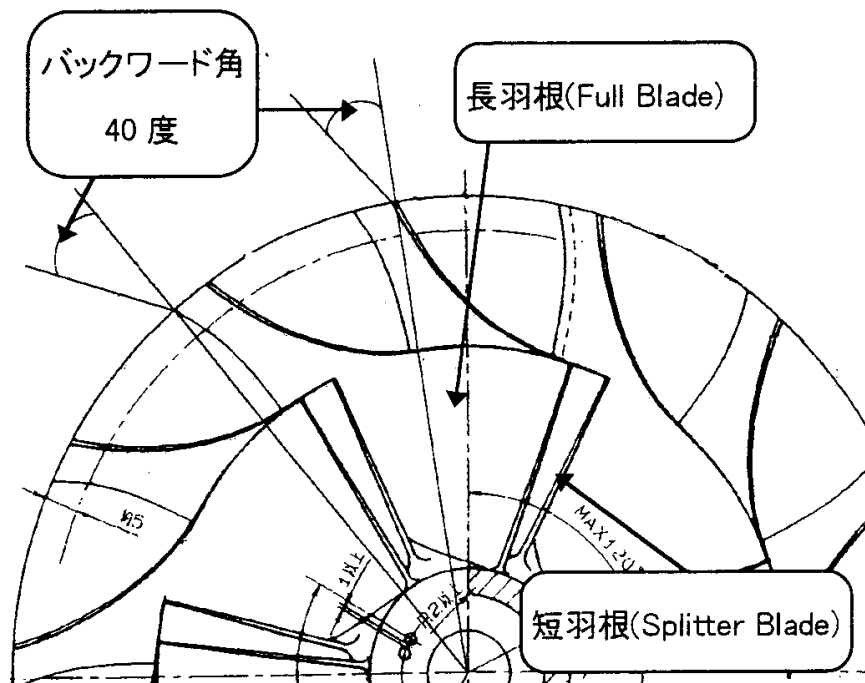
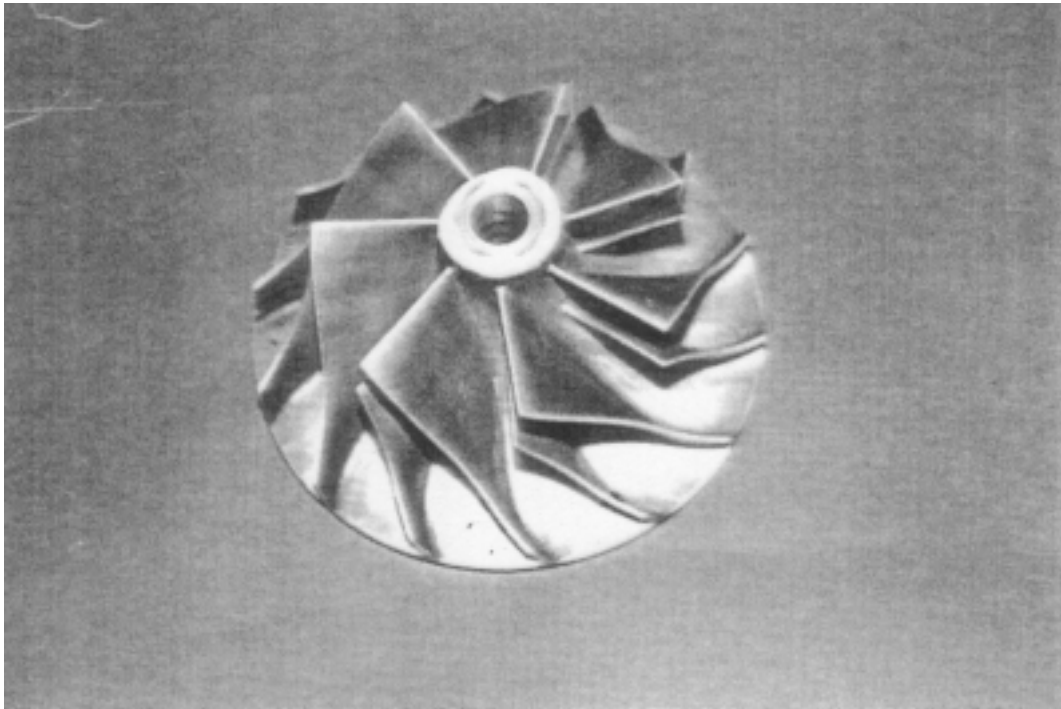


図 2-2 供試インペラ

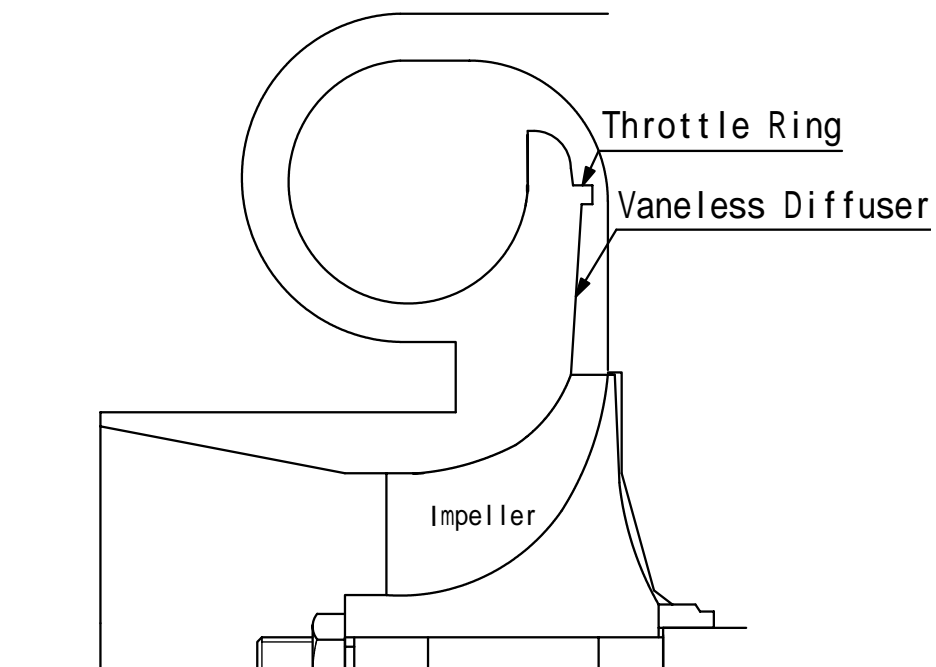
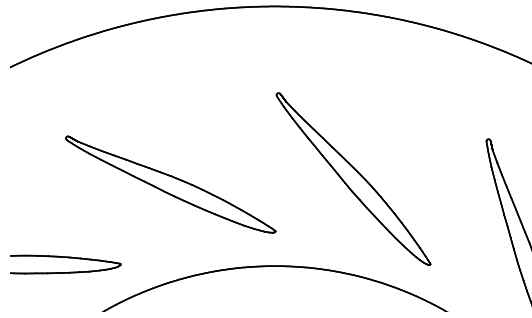
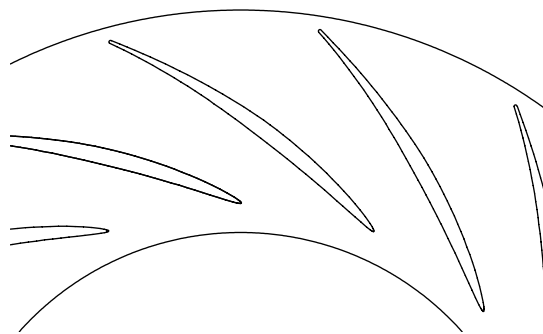


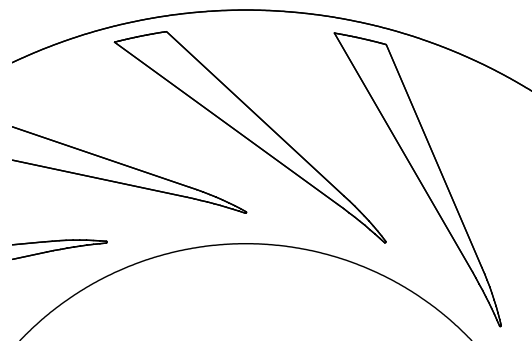
図 2-3 供試ベーンレスディフューザ



(a) 翼形ディフューザ
(等角写像)



(b) 翼形ディフューザ



(c) チャンネルディフューザ

図 2-4 供試ディフューザ形状

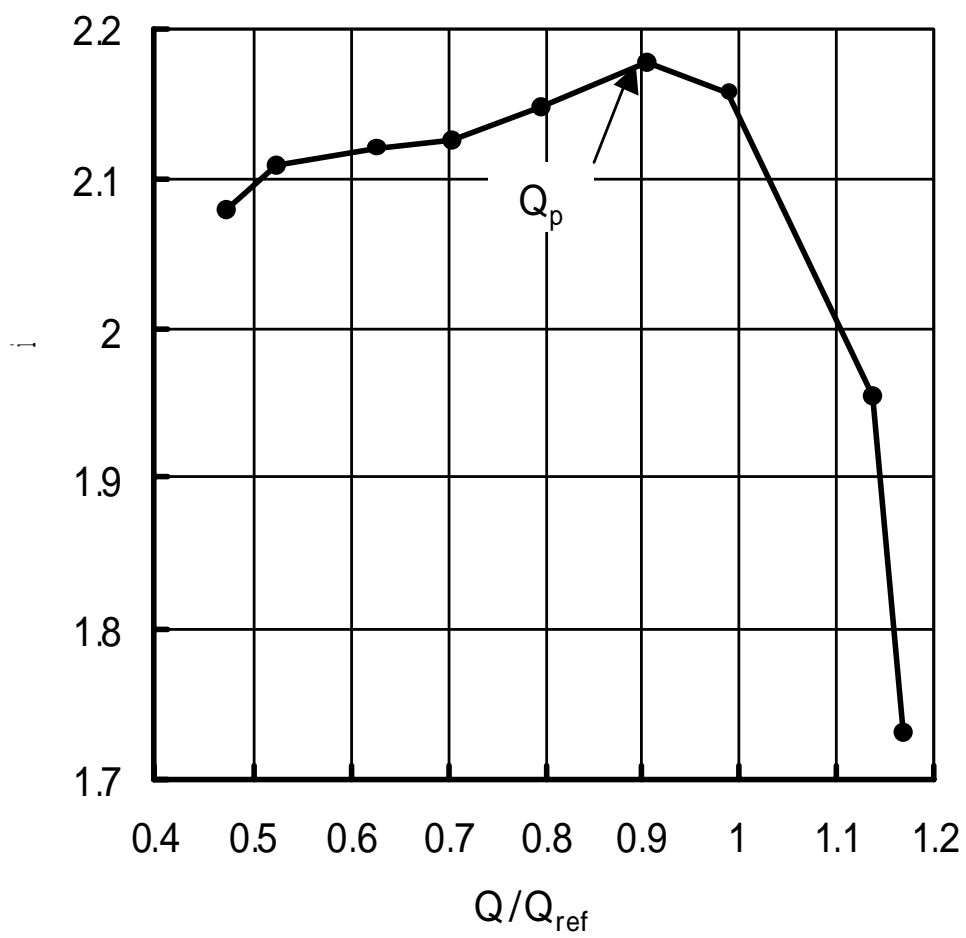


図 2-5 インペラの圧力上昇特性曲線

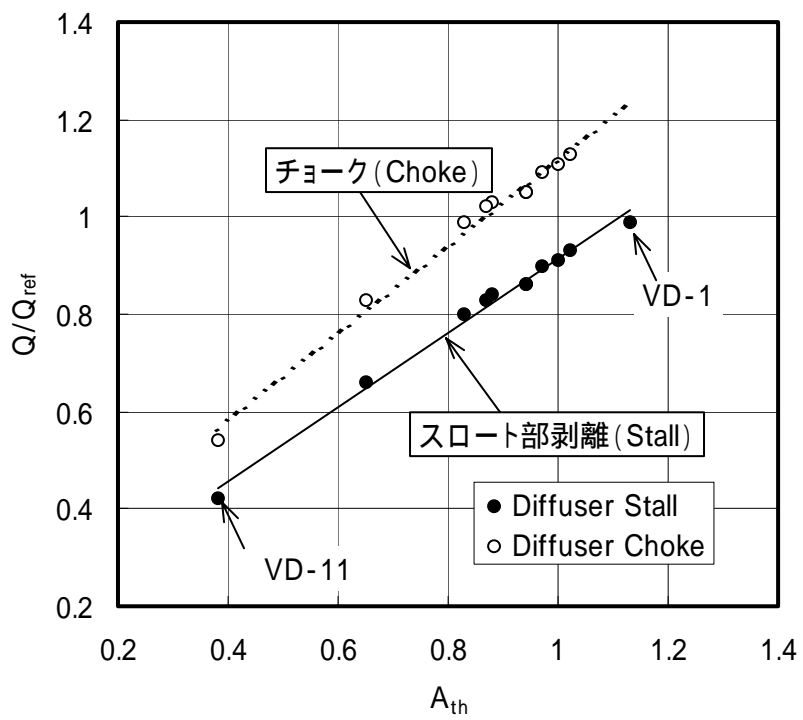


図 2-6 ディフューザの作動域の推定

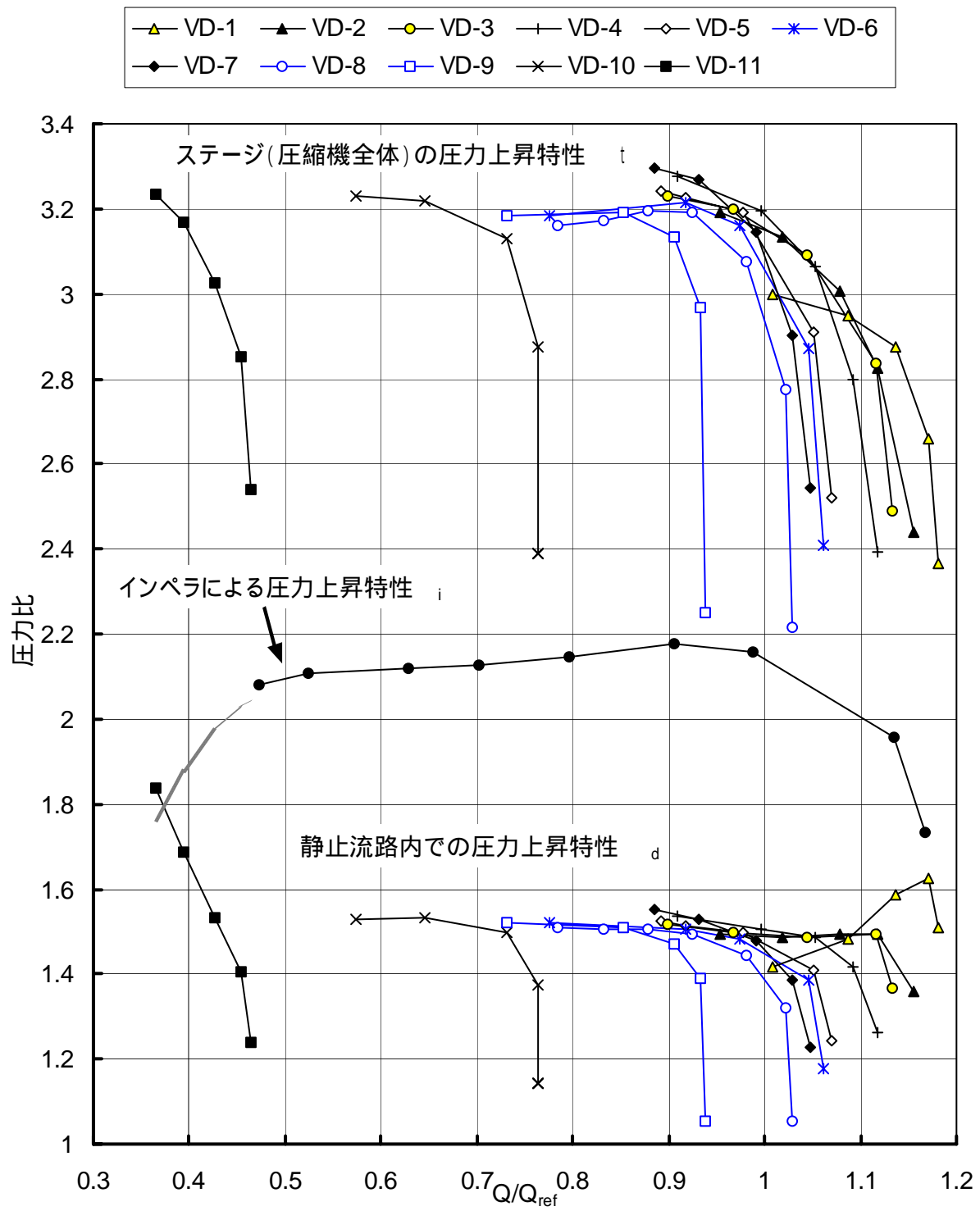


図 2-7 圧力上昇特性

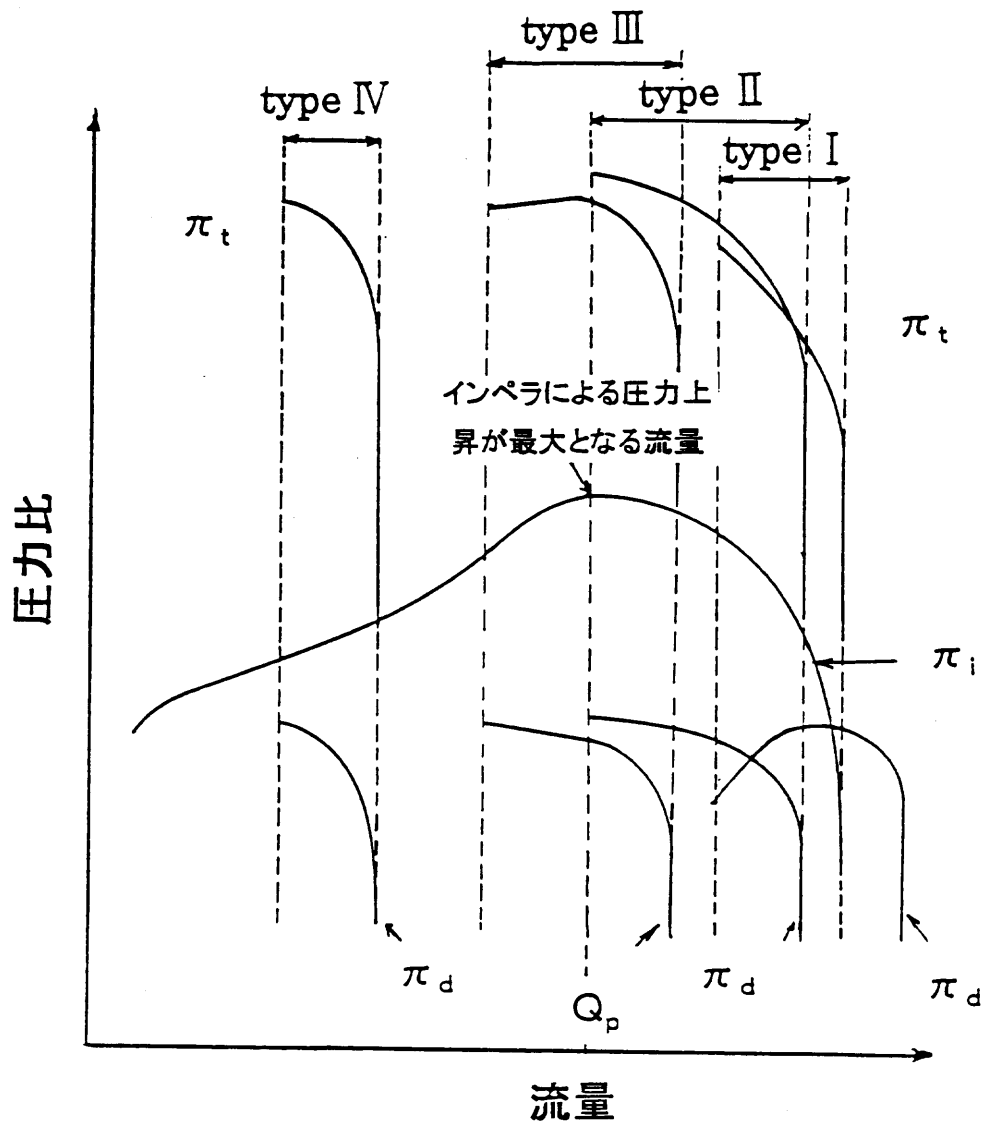


図 2-8 インペラと静止流路部の圧力上昇特性の組み合わせ(概念図)

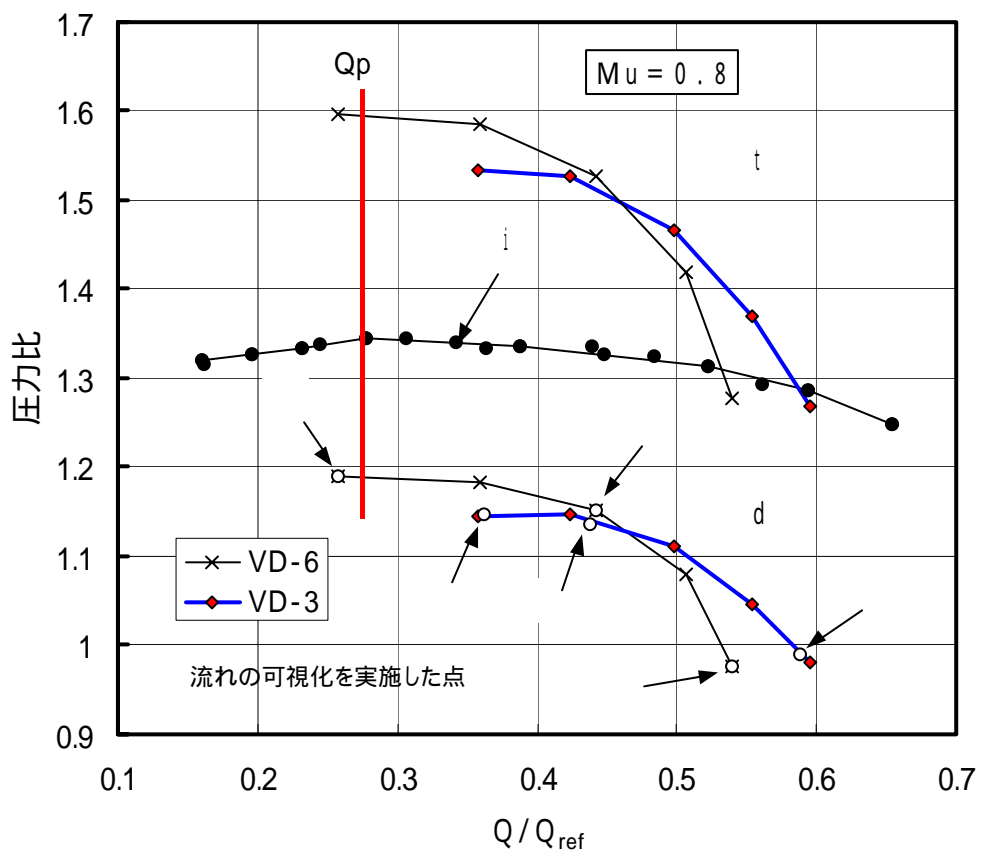


図 2-9(a) $Mu=0.8$ における圧力比特性曲線 (VD-3 VD-6)

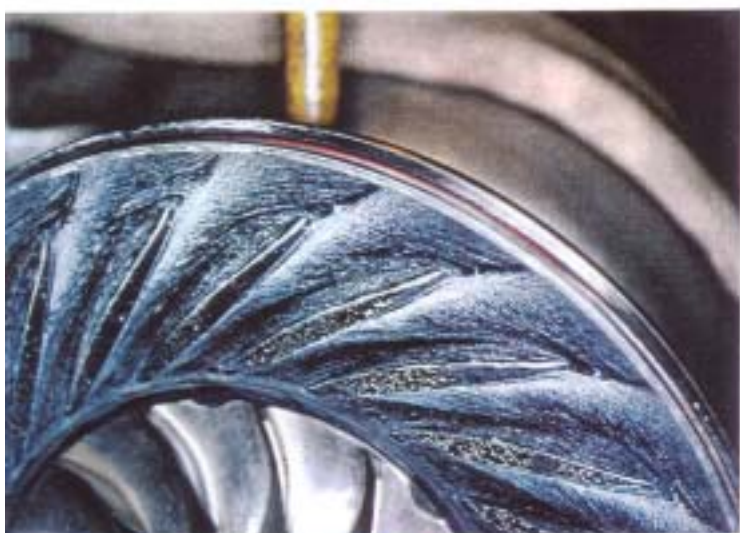


図 2-9(b) 油膜法による流れの可視化 (VD-2)
上から図 2-9(a)の 、 、 に対応

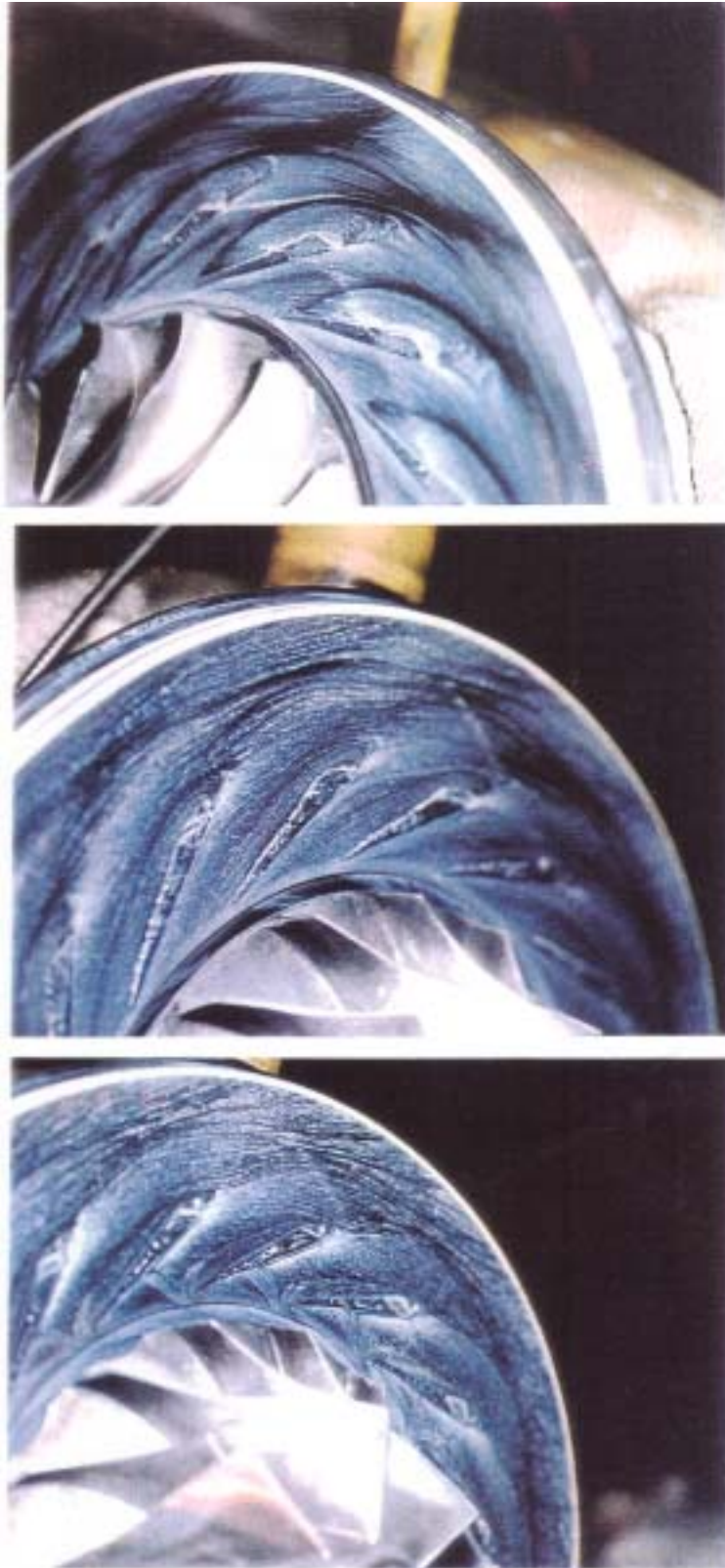


図 2-9(c) 油膜法による流れの可視化 (VD-6)
上から図 2-9(a)の 、 、 に対応

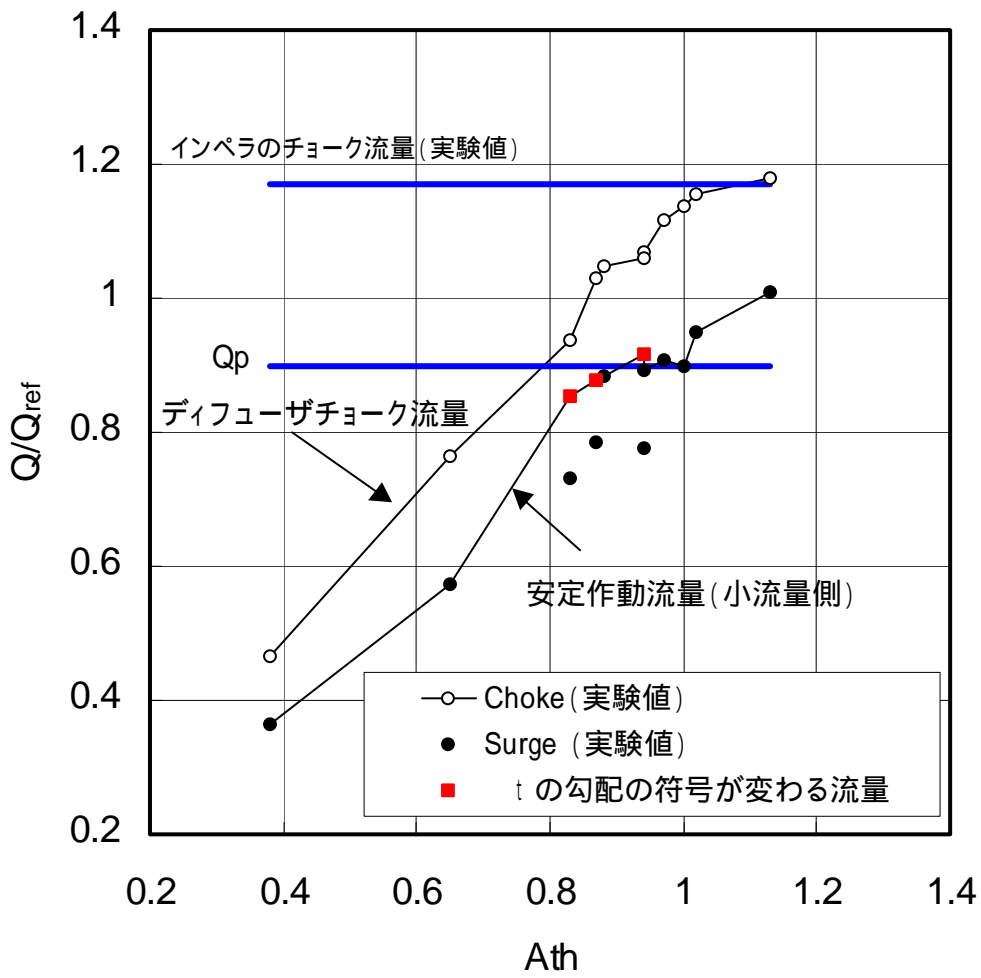


図 2-10 供試ディフューザのスロート面積と圧縮機の作動域

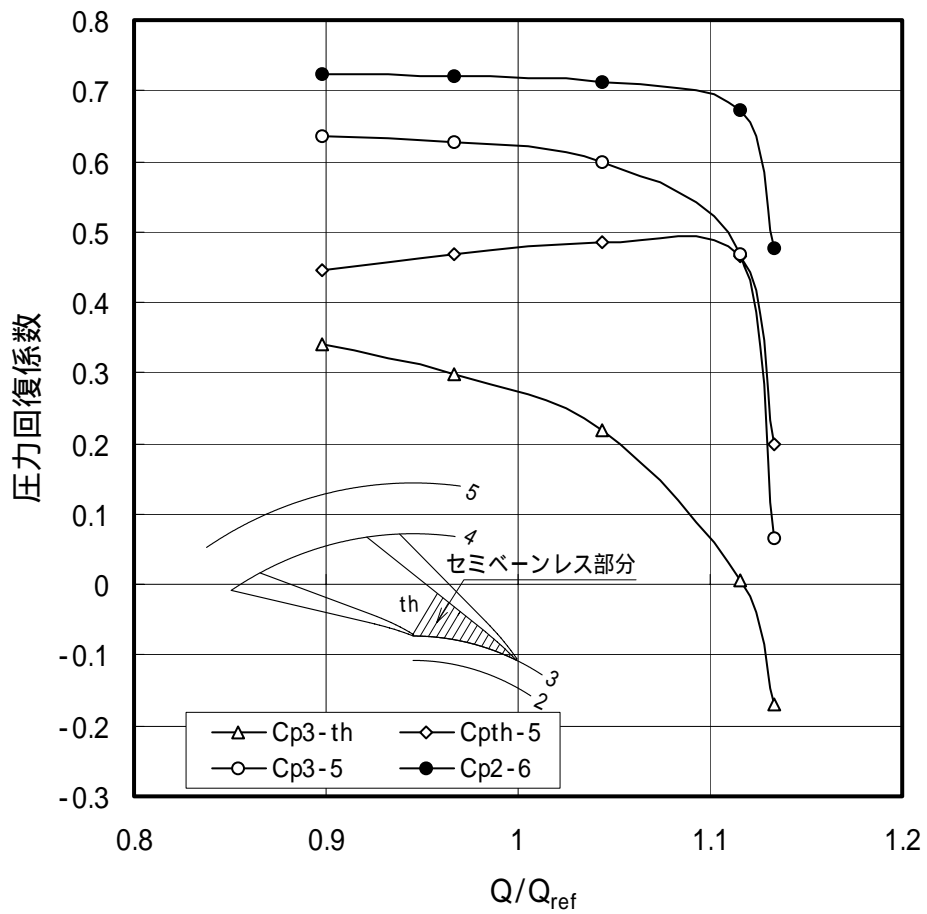


図 2-11 羽根付きディフューザ・静止流路部における圧力回復係数 (VD-3)

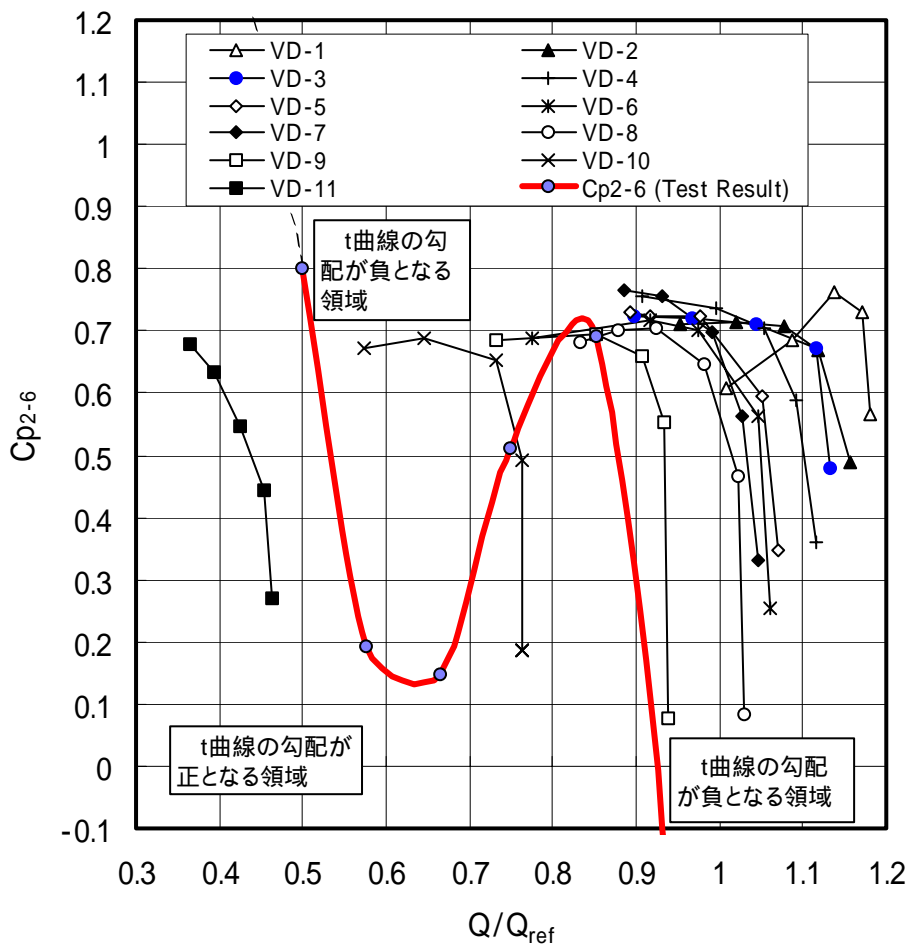


図 2-12 静止流路部における圧力回復係数

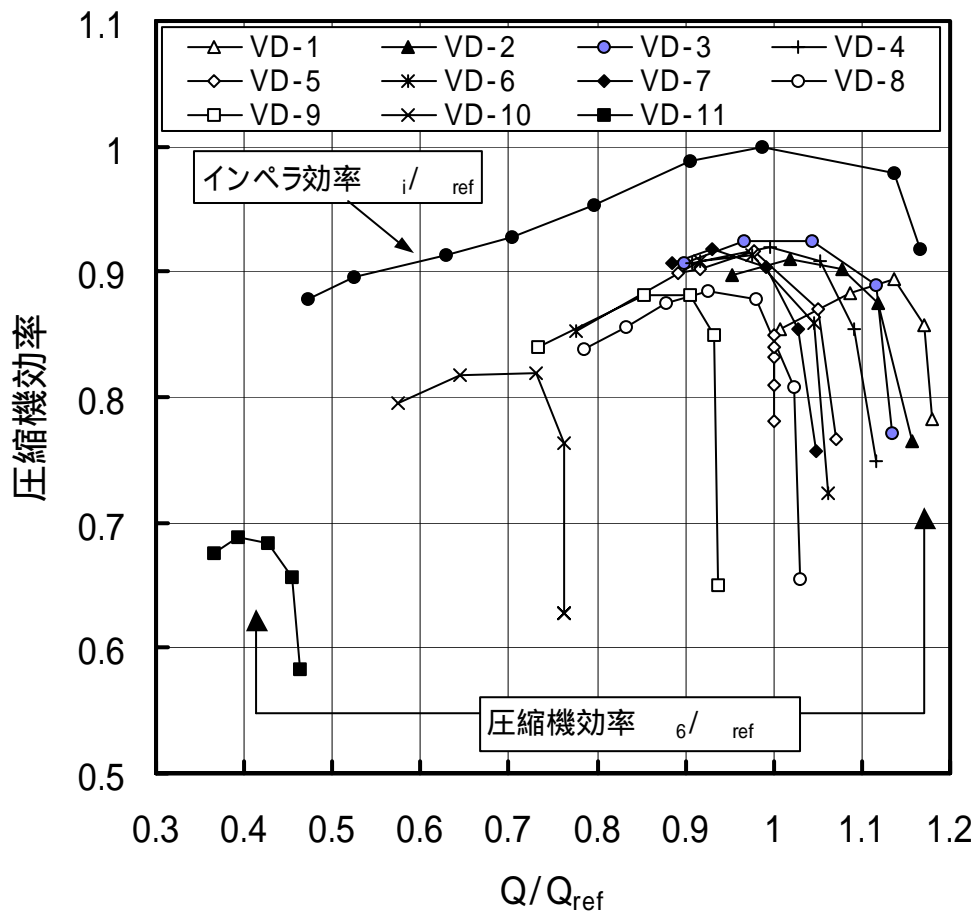


図 2-13 圧縮機効率

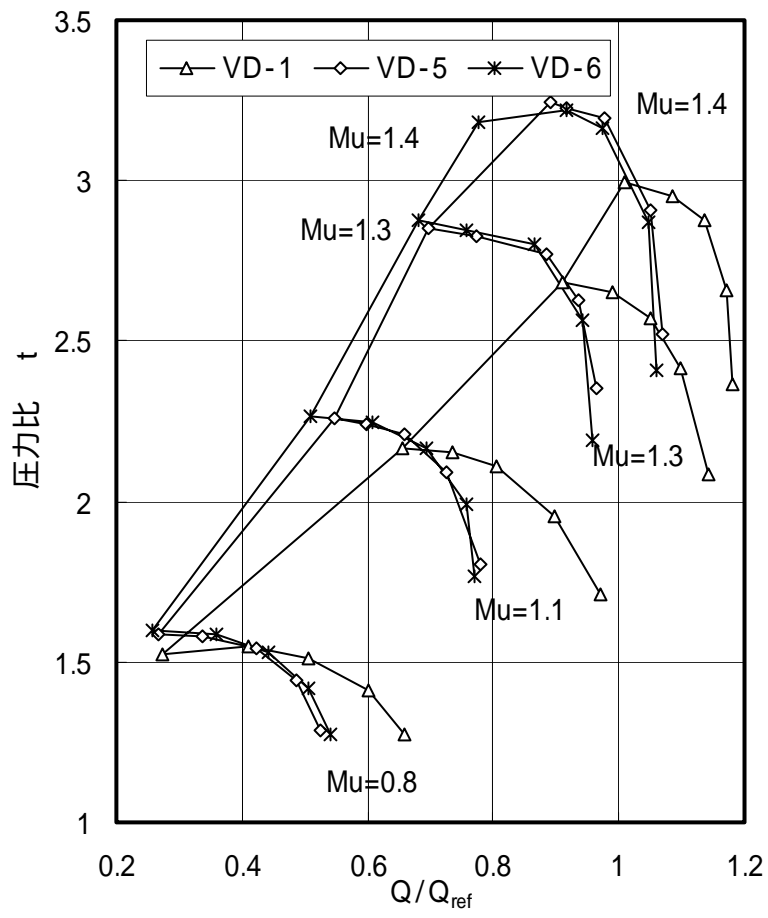


图 2-14 压力比特性曲线 (VD-1、VD-5、VD-6)

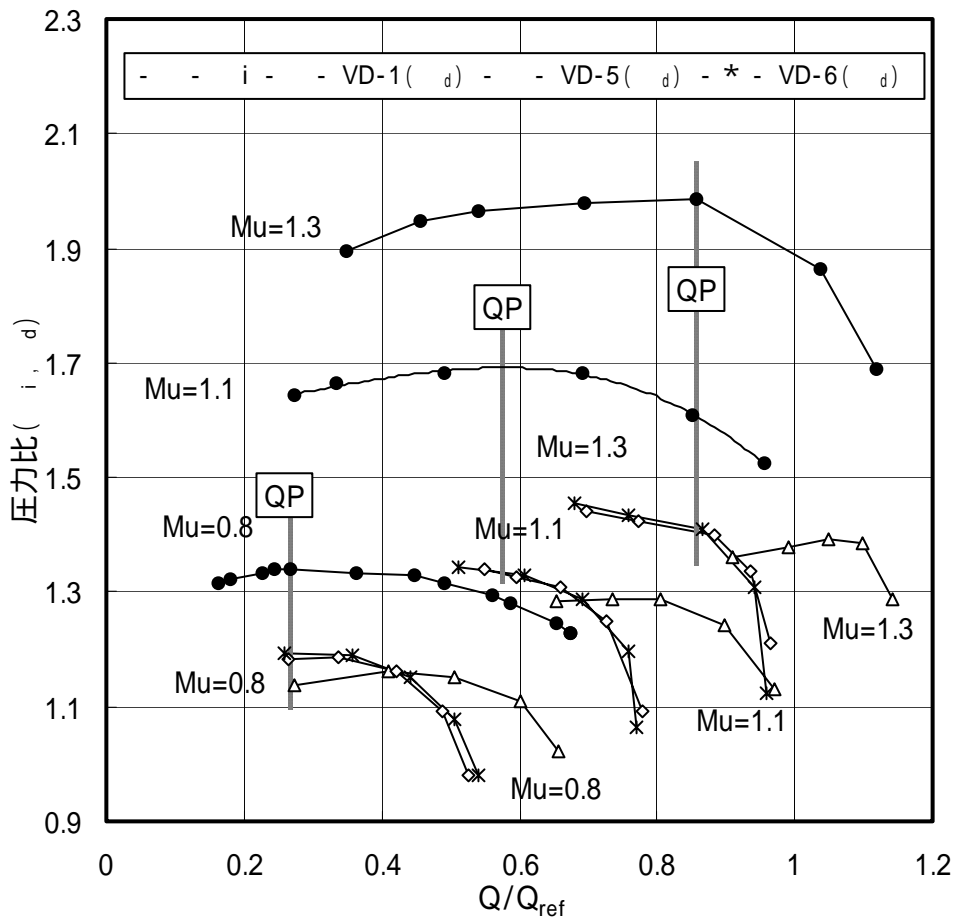


図 2-15 非設計回転数におけるインペラ、静止流路部内での圧力比特性曲線

ディフューザ	VD71	VD72	VD73	VD74	VD76	VD80
スロート面積 Ath	1.11	1.06	1.0	0.94	0.83	0.61
Ath は VD73 のスロート面積で無次元化したスロート面積比を示す						

表 2-1 ディフューザスロート面積

TITLE	R_3/R_2	R_4/R_2	$_{3v}$	Zv	A_{th}	AR	Remark
VD-1	1.1	1.5	72	14	1.13	1.40	図2-4-1
VD-2	1.1	1.7	70	21	1.02	2.31	図2-4-1
VD-3	1.1	1.5	66	17	1.00	1.95	図2-4-2
VD-4	1.1	1.7	66	15	0.97	1.94	図2-4-3
VD-5	1.1	1.7	66	15	0.94	1.94	図2-4-3
VD-6	1.1	1.4	66	15	0.94	1.27	図2-4-3
VD-7	1.1	1.7	68	15	0.88	2.12	図2-4-3
VD-8	1.1	1.4	66	15	0.87	1.26	図2-4-3
VD-9	1.1	1.7	68	15	0.83	2.12	図2-4-3
VD-10	1.1	1.5	73	15	0.65	1.91	図2-4-3
VD-11	1.1	1.5	80	15	0.38	3.04	図2-4-3
AthはVD - 3のスロート面積で無次元化したスロート面積比を示す							

表 2-2 供試ディフューザ形状

タイプ	インペラ	静止流路	圧縮機	サージ流量
	$d_i / d(Q/Q_{ref}) < 0$	$d_d / d(Q/Q_{ref}) > 0$	$d_t / d(Q/Q_{ref}) < 0$	$Q_{surge} > Q_p$
	$d_i / d(Q/Q_{ref}) = 0$	$d_d / d(Q/Q_{ref}) < 0$	$d_t / d(Q/Q_{ref}) = 0$	$Q_{surge} = Q_p$
	$d_i / d(Q/Q_{ref}) > 0$	$d_d / d(Q/Q_{ref}) = 0$	$d_t / d(Q/Q_{ref}) > 0$	$Q_{surge} < Q_p$
	$d_i / d(Q/Q_{ref}) > 0$	$d_d / d(Q/Q_{ref}) = 0$	$d_t / d(Q/Q_{ref}) = 0$	$Q_{surge} < Q_p$

表 2-3 分類の基準

	Mu			
	0.8	1.1	1.3	1.4
VD-1				
VD-5				
VD-6				

表 2-4 インペラとディフューザの組合わせ (VD-1 VD-5 VD-6)

第 3 章 小ソリディティディフューザの性能向上

3.1 まえがき

高圧力比が求められる遠心圧縮機の場合、設計点において高い圧力回復が期待できる羽根付きディフューザを採用している。1.2 で述べたように、この羽根付きディフューザは、羽根無しディフューザと比べ低流量域においてサージングの原因となるはく離を起こしやすい。また、最大流量も隣り合うベーンが形成するスロート面積により規定される。このため、羽根無しディフューザと比較して作動域が狭い欠点を持ち、羽根付きディフューザを有する遠心圧縮機を開発する際には作動域の確保がしばしば問題となる。第 2 章では高効率と広作動域を両立する羽根付きディフューザのスロート面積の選定方法を明らかにした。本章では幾何学的スロートを持たない羽根付きディフューザ（小ソリディティディフュー）を用いて、ディフューザの広作動域化を行い遠心圧縮機の作動範囲を拡大することを目的としている。

小ソリディティディフューザは羽根付きディフューザの特長であるピーク効率の向上と、羽根無しディフューザの特長である広い安定作動域を併せもち、羽根無しディフューザに代わり比較的低下圧力比の産業用遠心圧縮機に適用されはじめている⁽⁷⁾。一方、圧力比が 4 を超える高圧力比遠心圧縮機に対しては最高圧力比が 8 レベルの冷凍機用遠心圧縮機に対する研究例⁽⁸⁾はあるが、実用化にはいたっていない。

小ソリディティディフューザは、実用化はされているものの、その効果と設計手法は明確でない。本章では、ディーゼル機関の高出力化と低燃費化にともない圧力比が増加の一途をたどっている船用過給機用遠心圧縮機の供試体として、圧力比 4 レベルの高圧力比遠心圧縮機に小ソリディティディフューザを適用した場合の問題点とその改善手法、および設計方法について述べる。

3.2 試験方法

設計圧力比 4.3 の船用過給機用に開発された遠心圧縮機インペラを供試

インペラとして用いた。供試インペラの主要形状は、外径 247mm、バックワード角 30 度、出口幅 12.8mm、設計回転数における周速マッハ数は 1.51 である。

表 3-1 に供試ディフューザの主要形状を、図 3-1 に供試ディフューザの一例として、羽根付きディフューザ VD10 と小ソリディティディフューザ S7 を示す。図 3-1 に示すように小ソリディティディフューザの最大の特徴は幾何学的スロートを持たない点にある。

遠心圧縮機の全体性能は圧縮機入口、スクロール出口での全圧、静圧、全温計測により算出した。流量はスクロール下流の配管中に取付けられたオリフィスにより計測した。サージングは圧縮機入口とインペラ出口に設けられた圧力変換器からの圧力変動信号と音により判定を行った。また、インペラ、ディフューザ性能を算出するために $R/R_2 = 1.10$ と羽根付きディフューザ翼出口位置 $R/R_2 = 1.56$ において静圧計測を行った。

インペラ出口状態量は $R/R_2 = 1.10$ における静圧を使い第 2 章 2.3.1 と同じ手法により求めた。

本研究では、大流量域における小ソリディティディフューザの流れのパターンを調べるために三次元粘性流れ解析コード BTOB3D⁽²⁸⁾ を用いた。解析に用いた格子点数は流れ方向に 95 点、ハブ、シュラウド間に 23 点、翼間に 26 点の計 56810 点である。計算の発散を防ぐため $R/R_2 = 0.9$ の位置を計算の入口境界とした。

また、油膜法を用いた流れの可視化も同時に実施した。油膜として酸化チタン、オレイン酸、高粘度シリンダ油を混合したものをを用いた。可視化の際は、約 2 分間で計測状態まで加速し 40 分間流れを保持したのち開放し、ディフューザ流路面に焼き付いた油膜を観察した。

3.3 試験結果および考察

3.3.1 遠心圧縮機効率

図 3-2 に供試インペラと小ソリディティディフューザ S4、S7、S8、羽根無しディフューザ VL、羽根付きディフューザ VD10 により得られた流量 - 圧力比、圧縮機効率（第 2 章式（11））の関係を示す。小ソリデ

イティディフューザ S4、S7、S8 による圧縮機効率は、羽根無しディフューザより高く、羽根付きディフューザより小さい。例えば S7 の場合、設計回転数における最高効率は VL より 5.4% 高く、VD10 より 3.2% 低い。

図 3-3 に VD10D、S7、S4 の圧力回復係数 C_{p2-4} と C_{p2-6} を示す。VD10D は、VD10 と同じ翼形で VD10 より翼が 2 枚少ない羽根付きディフューザである。ここで C_{p2-4} はインペラ出口から $R = 1.56R_2$ までの圧力回復係数、 C_{p2-6} はインペラ出口からスクロール出口までの圧力回復係数を示す。小ソリディティディフューザ S7、S4 の圧力回復係数は羽根付きディフューザ VD10D より小さく、ソリディティの減少に伴い減少する。 $Mu = 1.51$ 、 $Q/Q_{ref} = 1.0$ の設計点における VD10D、S7、S4 圧力回復係数 C_{p2-4} はそれぞれ 0.75、0.65、0.61 である。

図 3-4 (a) に C_{p2-6} が圧縮機の圧力比に及ぼす影響を示す。また図 3-4 (b) には C_{p2-6} が圧縮機効率に及ぼす影響を示す（付録 A.4 参照）。インペラの周速マッハ数 Mu の変化に対する圧縮機効率の変化は小さかったため、図 3-4 (b) は設計回転数における効率と C_{p2-6} の関係のみを示している。図 3-4 は流量係数 $\mu_o = 0.09$ 、インペラ効率 $\eta_i = 0.9$ （第 2 章式 (10) 参照）、仕事係数 $\mu_o = 0.7$ のインペラとの組み合わせを仮定して導いた。

なお、流量係数 μ_o 、仕事係数 μ_o は以下の式で定義される。

$$\text{流量係数} \quad \mu_o = Q / U_2 (2 R_2)^2 \quad (1)$$

$$\text{仕事係数} \quad \mu_o = C_p (T_6 - T_1) / U_2^2 \quad (2)$$

この条件のもとでは、 C_{p2-6} の 2.6% の上昇が圧縮機効率の 1% の向上につながる。

図 3-4 によれば高効率圧縮機の設計のためには、静止流路部が高い圧力回復を達成する必要があることが分かる。

小ソリディティディフューザの圧力回復係数を増加させるためにディフューザ翼下流からスクロール入口までのベーンレスディフューザ部における圧力回復を改善を試みた。

S7 のディフューザ幅を翼出口位置 $R=1.30 R_2$ からスクロール入口の $R=1.75 R_2$ まで図 3-5 に示すような広がり流路とした。広がり角度は、円形広がり管および長方形広がり管の損失係数が最小となる広がり角 5.3、11 度の約半分の角度 3 度 (S7T6) と 5.5 度 (S7T11) を選択した。

図 3-6 に S7、S7T6、S7T11 による圧縮機性能を示す。S7T11 の圧縮機効率 は設計点において S7 より 1.4% 高くなっている。図 3-7 に S7T11 と S7 の圧力回復係数を示す。図 3-6 と図 3-7 から翼下流のディフューザ幅の拡大による圧力回復係数の改善により圧縮機効率が改善できることが明らかとなった。

3-3-2 作動域

次に、羽根付きディフューザを小ソリディティディフューザに置きかえることによる遠心圧縮機の作動域の変化について調べる。本研究では、図 3-8 に示すように、一定圧力比における圧縮機の運転可能領域を作動域として定義する。

3.3.2.1 S4、S7、S8 を用いた場合

(a) 設計回転数における作動域

圧力比 4.0 における作動域に着目する。図 3-2、図 3-8 から、小ソリディティディフューザ S4、S7、S8 の作動域と羽根付きディフューザ VD10 の作動域はほぼ同じである。

S4、S7、S8 によってサージ流量は VD10 より減少したが、サージ流量における圧力比は図 3-4 (a) に示すように Cp_{2-6} の減少により VD10 の場合より低下する。図 3-9 に示すように、流量の減少分と圧力比の低下分の比がサージラインのこう配より等しいか大きい時には、サージングにより規定される小流量側の作動域は同一か減少する可能性がある。供試インペラと S4、S7、S8 を組合わせた場合、 $Mu=1.51$ と $Mu=1.36$ で流量減少分と圧力比低下分の比がサージラインのこう配とほぼ等しくなっており、小流量側の作動域は変化しない。

また、VD10 による最大流量と羽根無しディフューザ VL の最大流量が一致しており、VD10 の最大流量はインペラのチョークが原因となっている

(図 3-2)。このため S4、S7、S8 を用いても圧縮機の最大流量は増加しない。

S4、S7、S8 のサージ流量、大流量側の流量はともに VD10 とほぼ同一であり作動域の拡大は見られなかった。

遠心圧縮機は高圧力比になるほど圧縮機の回転数を増加させる必要があり、大流量であるほど圧縮機の入口絶対速度は増加する。この結果、船用過給機のような大容量・高圧力比遠心圧縮機の場合、入口相対マッハ数が音速を越える場合がある。図 3-10 に供試インペラの流量とインペラ入口シユラウド側相対マッハ数の関係を示す(付録.A.1 参照)。設計回転数において相対マッハ数は 1.2 に達しておりインペラでチョークしやすい状態にある。インペラがチョークしている場合、上で述べたように作動域が改善されず効率が低下する場合がある。

(b)非設計回転数における作動域

$Mu=0.9$ から $Mu=1.36$ の回転数においても、設計回転数と同様に VD10 のサージラインのこう配とサージ点における流量減少分と圧力比低下分の比がほぼ等しくなっており、S4、S7、S8 の小流量側の作動域は VD10 の作動域とほぼ同じである。

$Mu=0.9$ から $Mu=1.36$ の回転数にかけて、S4、S7、S8 の最大流量は VD10 の最大流量より大きくなっており圧縮機の作動域は VD10 と比較して増加している。しかし、これらの最大流量は、羽根無しディフューザ VL により得られる最大流量よりも少ない。これは、幾何学的スロートを有しない小ソリディティディフューザも羽根付きディフューザと同様に圧縮機のチョークを引起こす可能性があることを示している。

3.3.2.2 S7C を用いた場合

サージラインを小流量へ移動させるため、小ソリディティディフューザ S7 の翼高さを 20%減少させた S7C を製作し試験を行った(図 3-11(a)参照)。図 3-11(b)に S7C、S7、VD10 の圧縮機性能を示す。設計回転数においてサージ流量は VD10 に対して 12%、S7 に対して 6.8%減少しサージラインも小流量域へ移動している。最大流量は、S4、S7、S8 の低回転域と同様にイン

ペラのチョーク流量より減少している。

図 3-12 に VD10 の翼高さをそれぞれ 10%、20%減少させた VD09、VD08 を供試インペラと組み合わせ得られた圧縮機性能と S7C の圧縮機性能を示す。VD09 は、設計回転数において S7C と同じチョーク流量を持つように設計されたディフューザである。VD08 は、インペラと羽根付きディフューザの組み合わせ試験の結果得られた S7C を用いた場合とほぼ同じサージラインを与えるディフューザである。

S7C と VD09 の試験結果からチョーク流量が羽根付きディフューザと一致する小ソリディティディフューザを設計できれば、圧縮機の最大流量を減少することなくサージラインを小流量側へ移動できることが分かる。また、S7C と VD08 の試験結果からチョークの原因が羽根付きディフューザである場合、羽根付きディフューザによるサージラインと同一のサージラインを与える小ソリディティディフューザを設計できれば、圧縮機の最大流量が増加し作動域の拡大が可能となる。

3-3-3 小ソリディティディフューザの選定

前節で述べたように、ディフューザでチョークしている圧縮機の羽根付きディフューザを同一のサージラインをもつ小ソリディティディフューザと置き換えることができれば作動域が拡大する。しかし、一般にサージラインを推定することは困難であり実験による試行錯誤的な形状選定が必要となる。

本研究では、設計回転数における最大流量を確保しサージラインを小流量側へ移動させる小ソリディティディフューザの選定手法について考察する。

図 3-13 に設計回転数における S7、S7C の圧力回復係数 C_{p2-6} 、式 (3) で示されるインペラの圧力係数 μ_i 、圧縮機の圧力比 σ を示す。

$$\text{インペラの圧力係数 } \mu_i = C_p T_0^* ((P_{02}/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1) / U_2^2 \quad (3)$$

図 3-14 にインペラとディフューザの組み合わせの概念図を示す。

(1) 羽根付きディフューザがチョークしている場合

3.3.2.2 の S7C と VD09 の関係は図 3-14 の N2-Diffuser と A2-Diffuser の関係に相当する。N2-Diffuser が小ソリディティディフューザ、A2-Diffuser が羽根付きディフューザを示している。小ソリディティディフューザの作動域は羽根付きディフューザの作動域に比較して広い。N2-Diffuser と同じ最大流量をもつ A2-Diffuser を選定すれば図に示すようにサージ流量は小流量側へ移動する。

(2) インペラがチョークしている場合

3.3.2.1 では、インペラがチョークしている時には羽根付きディフューザを小ソリディティディフューザに置き換えても作動域は改善されず効率が低下する場合があることを示した。しかし、S7 のとりうる最大流量が図 3-14 中の A1-Diffuser のようにインペラのチョーク流量より大きい可能性がある。この場合、インペラのチョーク流量と等しいチョーク流量を持つ小ソリディティディフューザ N1-Diffuser を選定してやれば、図 3-14 ように小ソリディティディフューザ A1-Diffuser より更にサージ流量は小流量側へ移動する。この結果、流量減少分と圧力比低下分の比が羽根付きディフューザのサージラインのこう配より小さくなり小流量側の作動域が拡大する。

(1)、(2)で述べたような小ソリディティディフューザを選定するためには、小ソリディティディフューザの最大流量を選定する手法を確立する必要がある。

小ソリディティディフューザの最大流量付近の流れを調べるために S7 の $Mu=0.9$ 、 $Q/Q_{ref}=0.6$ における流れ解析を行った。また、同動作点における油膜法による流れの可視化を行った。

図 3-15 に計算により得られたマッハ数分布を示す。図より小ソリディティディフューザ前縁で流れが加速され音速に達していることが分かる。図 3-16 に流れの可視化結果を示す。ディフューザ翼圧力面側から衝撃波と思われる垂直な痕跡が見られる。

計算結果、流れの可視化結果から最大流量における小ソリディティディフューザの流れ場は図 3-17(a)のようになっていると考えられる。そこで図 3-17(b)に示すようなディフューザ出口の負圧面に接する直線と隣接する

翼先端に内接する円の直径を小ソリディティディフューザのスロート幅と
考え、このスロート幅を用いて S4、S7、S7C と S8 のチョーク流量を推定
した。計算は以下の手順で実施した。

- a. 圧縮機のチョーク流量仮定。
- b. インペラ効率と滑り係数を仮定しインペラ出口の状態を算出(付録 .A.2
参照)。
- c. Stanitz により導かれた式を積分しインペラ出口から小ソリディティデ
ィフューザベーン先端までの全圧を計算 (付録 .A.3 参照)。
- d. ディフューザ翼先端からスロートまでは損失はないものと仮定して c.
で求めた全圧、a.で求めた全温とスロート面積を用いてチョーク流量を
計算。
- e. a.で仮定された流量と d.で算出された流量が一致するまで収束計算を
行う。

図 3-18 に推定値と実験値の比較を示す。図より推定値はほぼ $\pm 3\%$ 以内で
実験結果と合致することが確認される。

本研究で提案した小ソリディティディフューザの最大流量推定法を S8 デ
ィフューザに適用した。上述の計算を行なった結果、S8 のスロート面積を
10%削減すれば供試インペラのチョーク流量と S8 のチョーク流量が一致
することが分かった。そこで S8 のディフューザ幅を 10%削減した S8C を
製作し、インペラと組み合わせ試験を行った。図 3-19 に S8C と S8、VD10
の圧縮機特性を示す。意図通りサージラインの小流量側への移動が実現さ
れていることが分かる。

3.4 結論

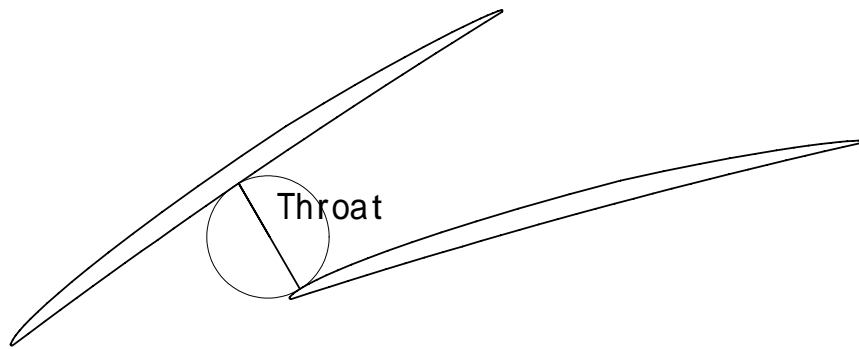
- (1) 遠心圧縮機の効率を向上させるためにはインペラ下流の静止流路部
において高い圧力回復を達成する必要がある。小ソリディティ翼下流のデ
ィフューザ幅の拡大により圧力回復係数の改善が可能であり圧縮機効
率が改善できることを実験により明らかにした。
- (2) 供試インペラと羽根無しディフューザ、羽根付きディフューザ、小ソリ
ディティディフューザの組み合わせ試験から、以下に示す小ソリディティ

ディフューザの選定手法を確立した。

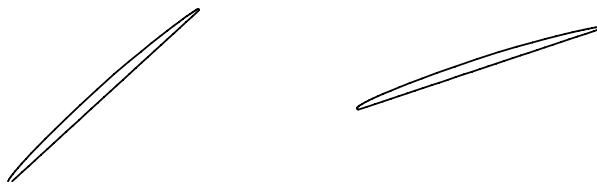
船用過給機に用いられる遠心圧縮機のような大容量・高圧力比遠心圧縮機は設計回転数においてインペラでチョークしやすい。これらの遠心圧縮機に用いられている羽根付きディフューザを小ソリディティディフューザに置き換え作動域の拡大を図る際には、小ソリディティディフューザの最大流量とインペラのチョーク流量が一致するように形状選択をすることが必要である。

圧縮機がディフューザでチョークしている場合も、このチョーク流量と同じ最大流量を持つ小ソリディティディフューザを選定すれば作動域の拡大が可能である。

- (3) 流れ解析、流れの可視化により幾何学的スロートの存在しない小ソリディティディフューザでも流れが音速に達し圧縮機の最大流量を制限することが明らかとなった。本研究では小ソリディティディフューザの最大流量の推定法を提案しその有効性を確認した。



(a) 羽根付きディフューザ (VD10)



(b) 小ソリディティディフューザ (S7)

図 3-1 供試ディフューザ

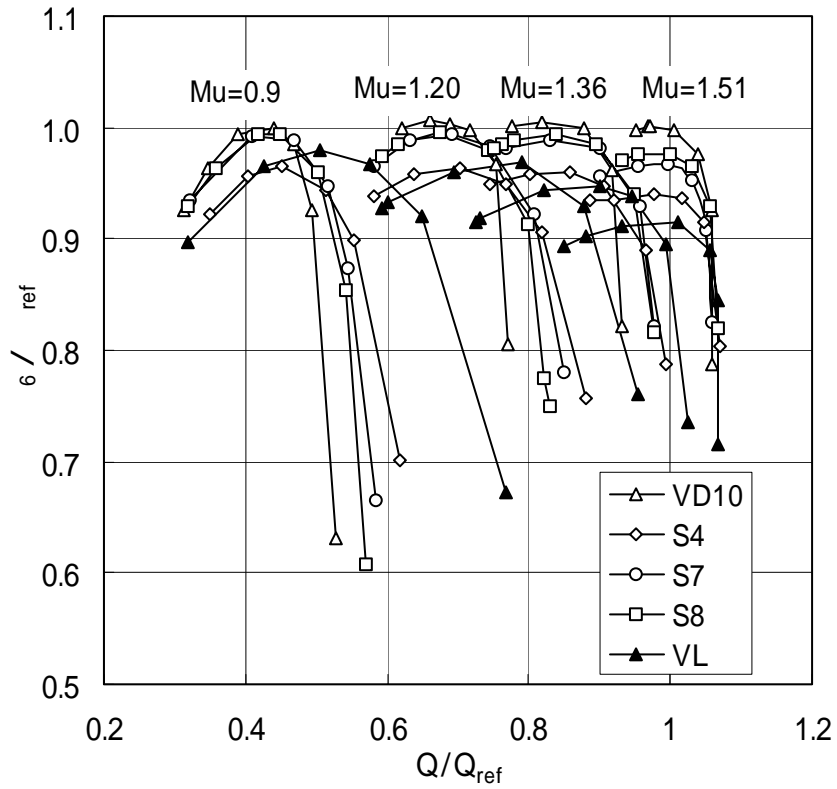


图 3-2 (a) 压缩機効率 (S4 S7 S8 VL VD10)

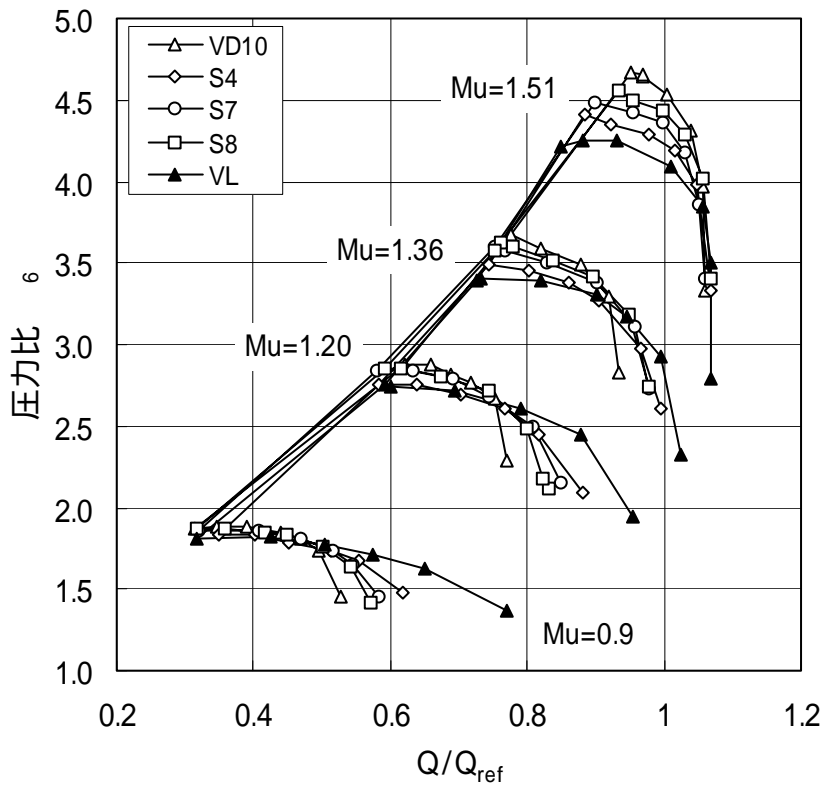


图 3-2 (b) 压力比特性 (S4 S7 S8 VL VD10)

图 3-2 压缩機性能 (S4 S7 S8 VL VD10)

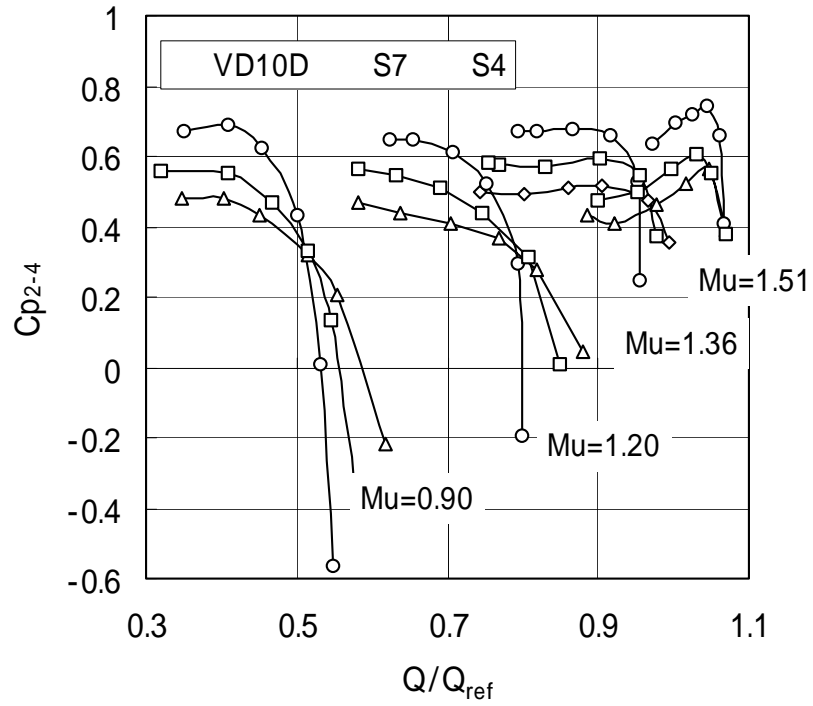


図 3-3 (a) $R=1.0R_2 \sim R=1.56R_2$ 間の圧力回復係数

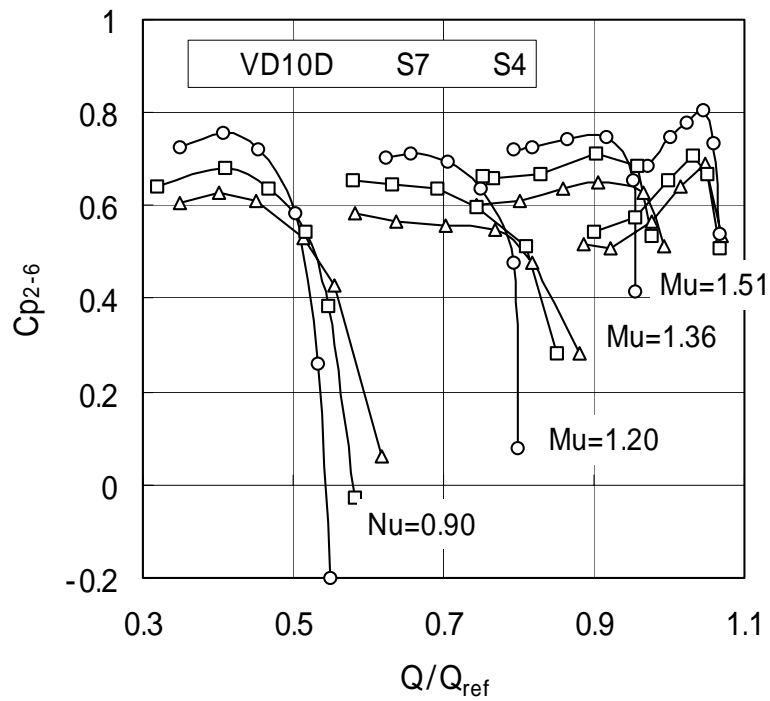


図 3-3 (b) $R=1.0R_2 \sim$ スクロール出口までの圧力回復係数

図 3-3 圧力回復係数

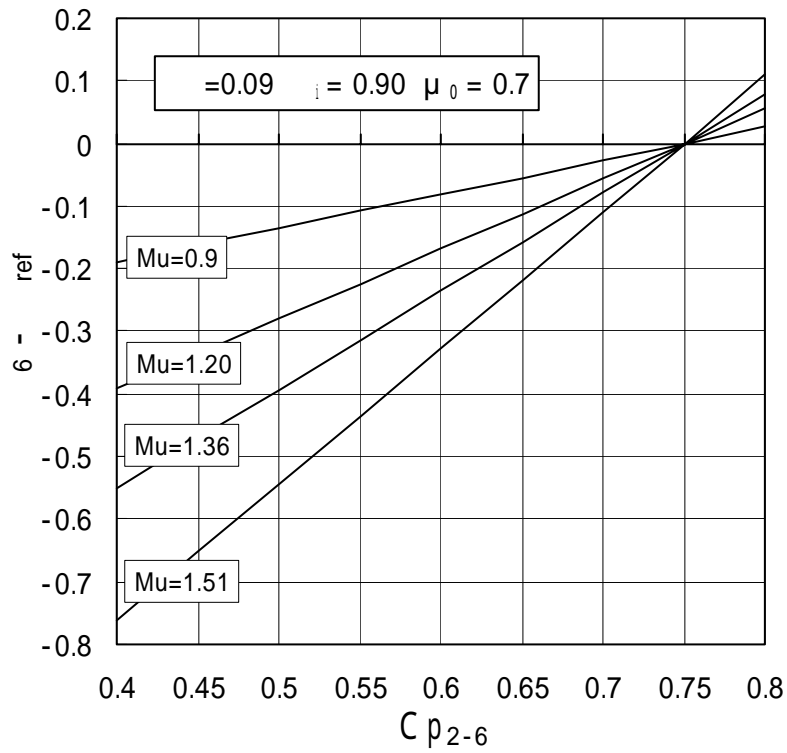


図 3-4 (a) Cp_{2-6} が圧力比に及ぼす影響

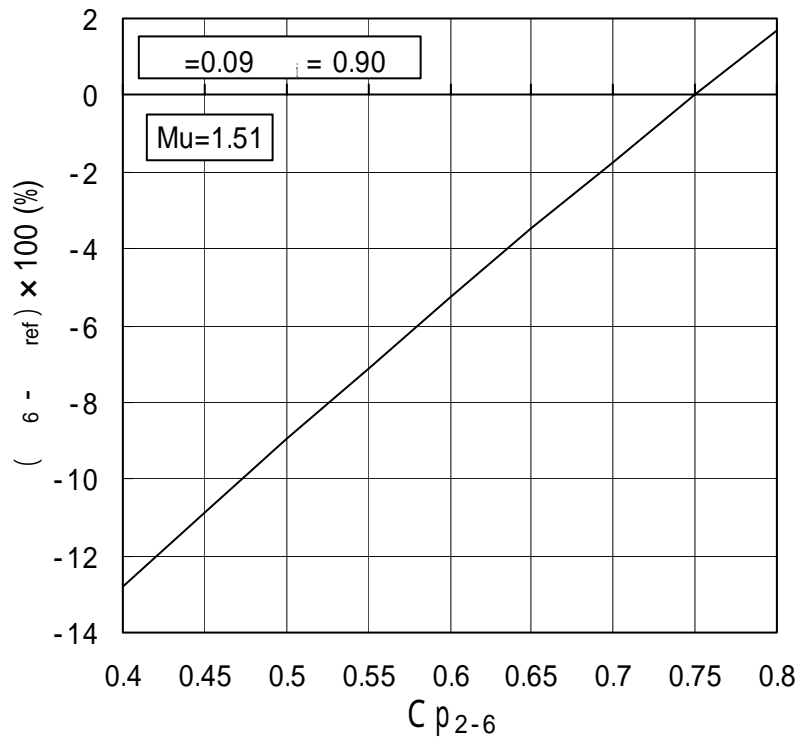


図 3-4 (b) Cp_{2-6} が圧縮機効率に及ぼす影響

図 3-4 Cp_{2-6} が圧縮機性能に及ぼす影響

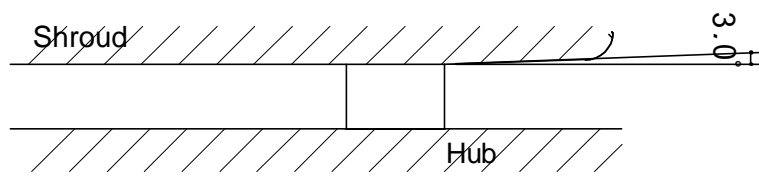


図 3-5 (a) S7T6

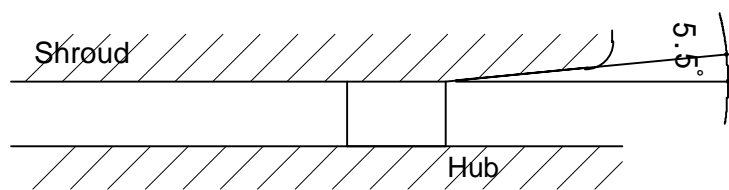


図 3-5 (b) S7T11

図 3-5 ディフューザペーン下流からスクロール入口までの流路形状

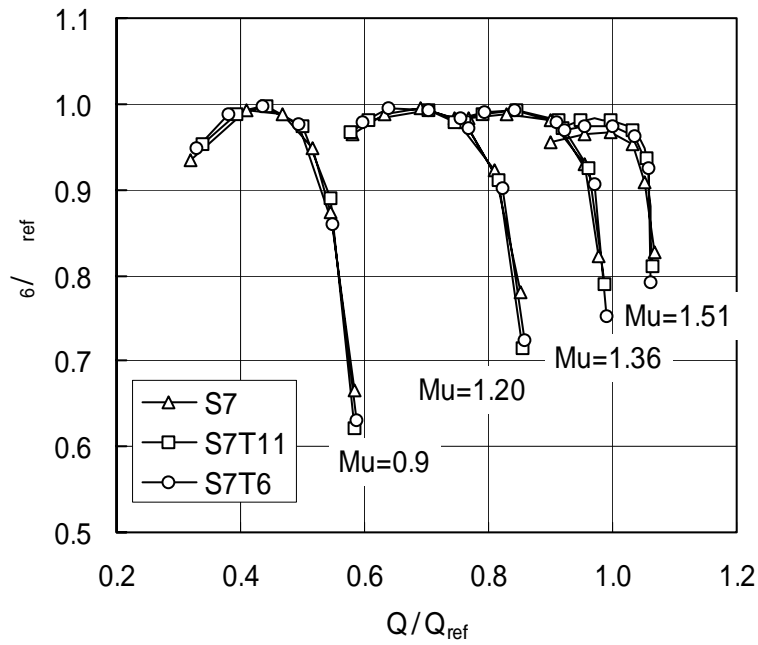


图 3-6 (a) 压缩機效率(S7 S7T6 S7T11)

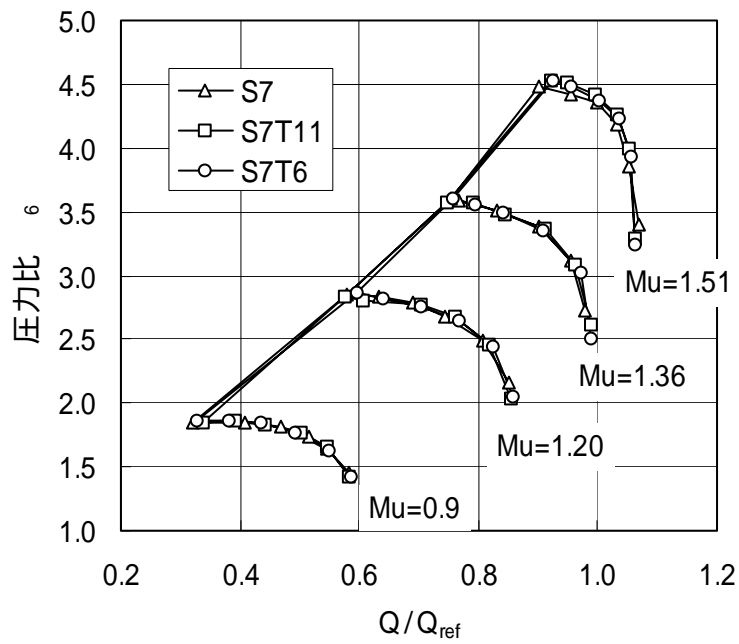


图 3-6 (b) 压力比特性(S7 S7T6 S7T11)

图 3-6 压缩機性能(S7 S7T6 S7T11)

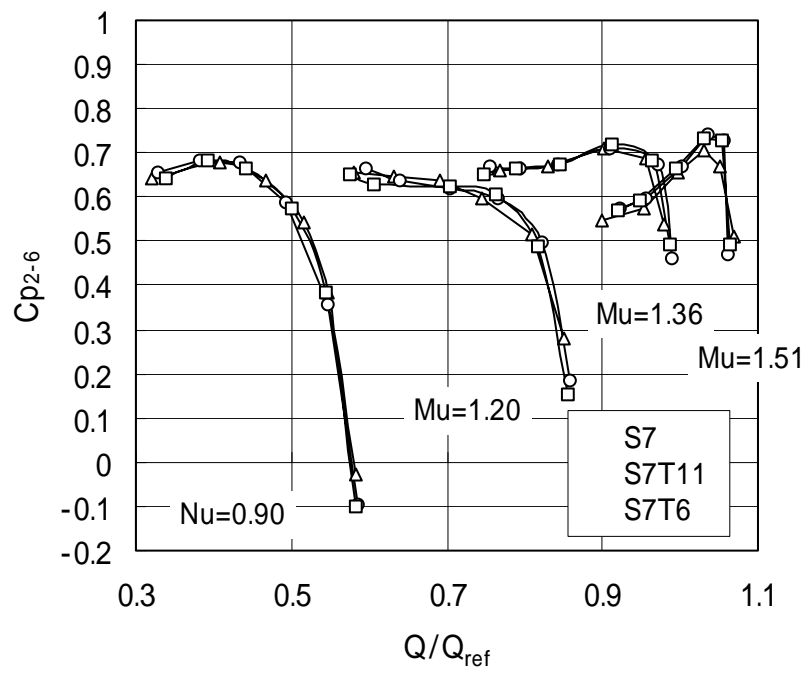


図 3-7 $R=1.0R_2$ ~ スクロール出口までの圧力回復係数 (S7 S7T6 S7T11)

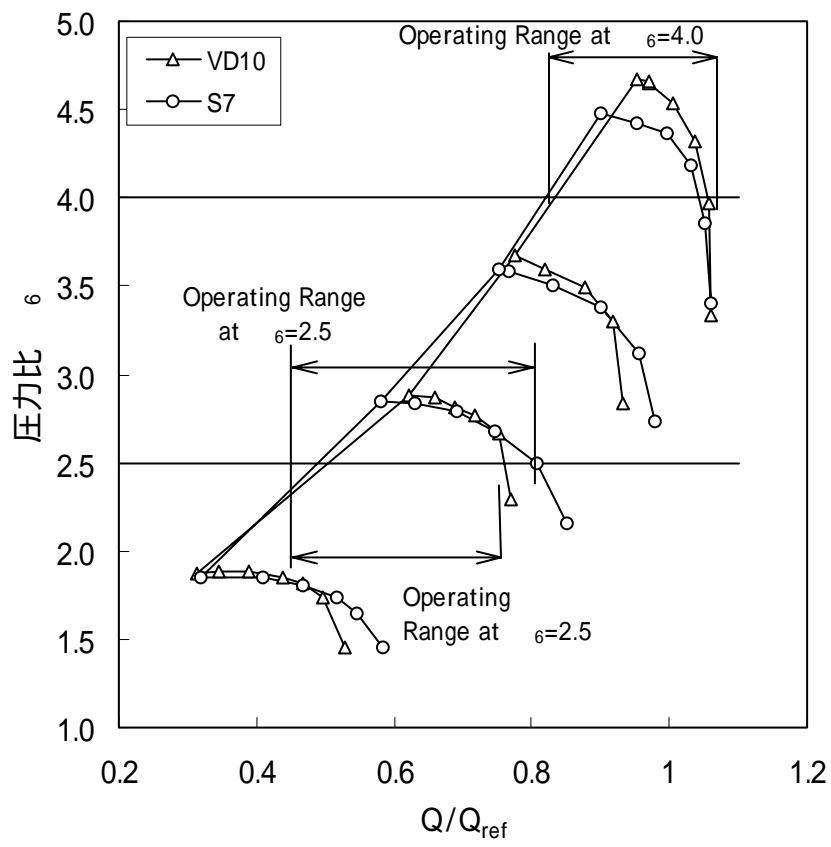


図 3-8 遠心圧縮機の作動域

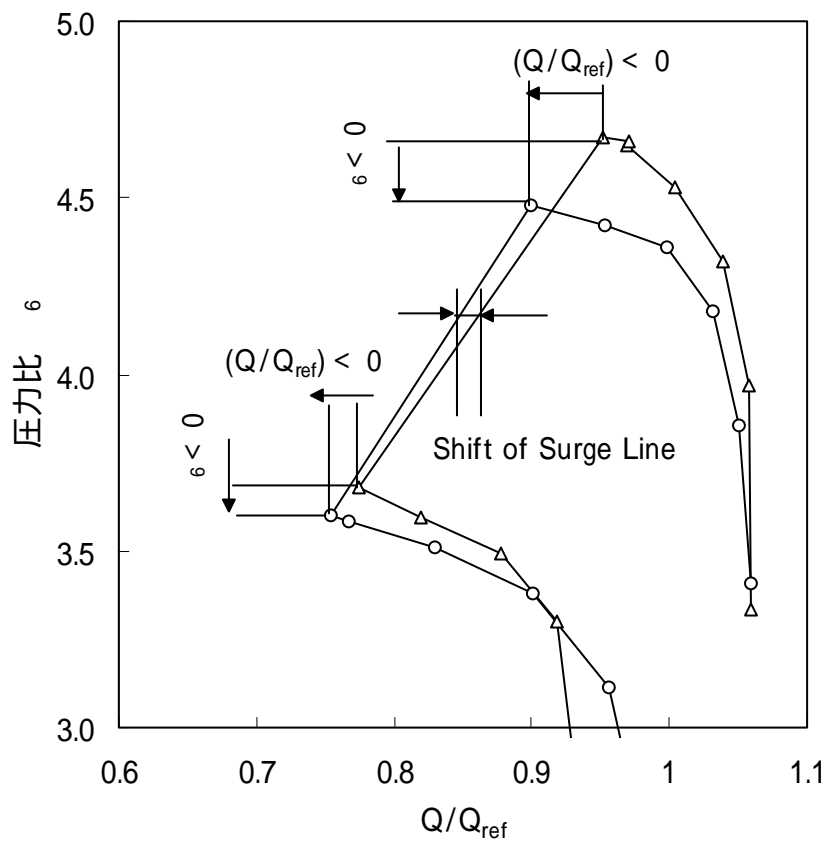


図 3-9 サージラインの変化

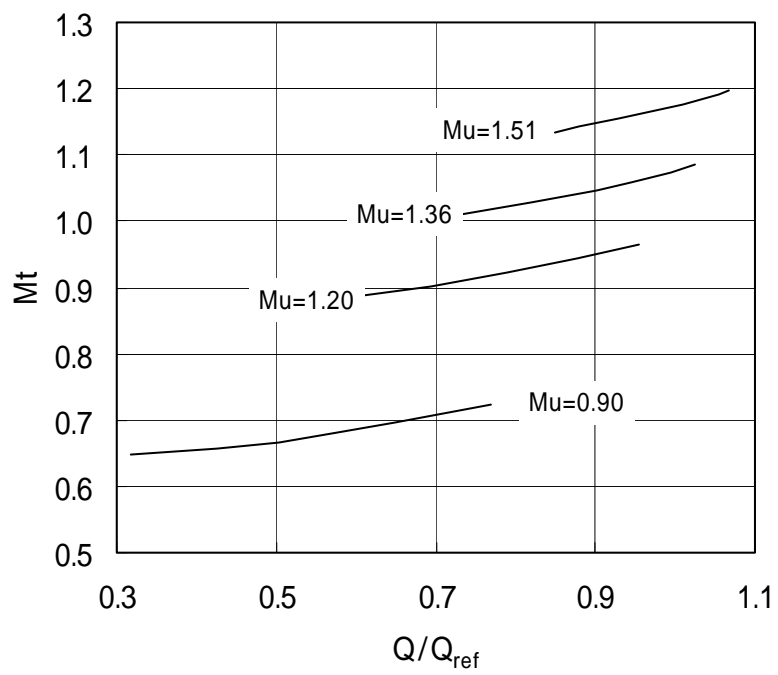


図 3-10 インペラ入口シュラウド側相対マッハ数と流量の関係

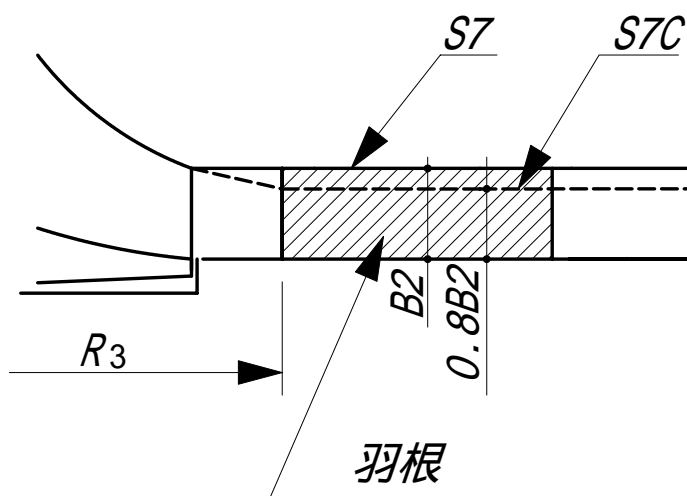


図 3-11(a) 小ソリディティディフューザ S7 S7C 翼高さ

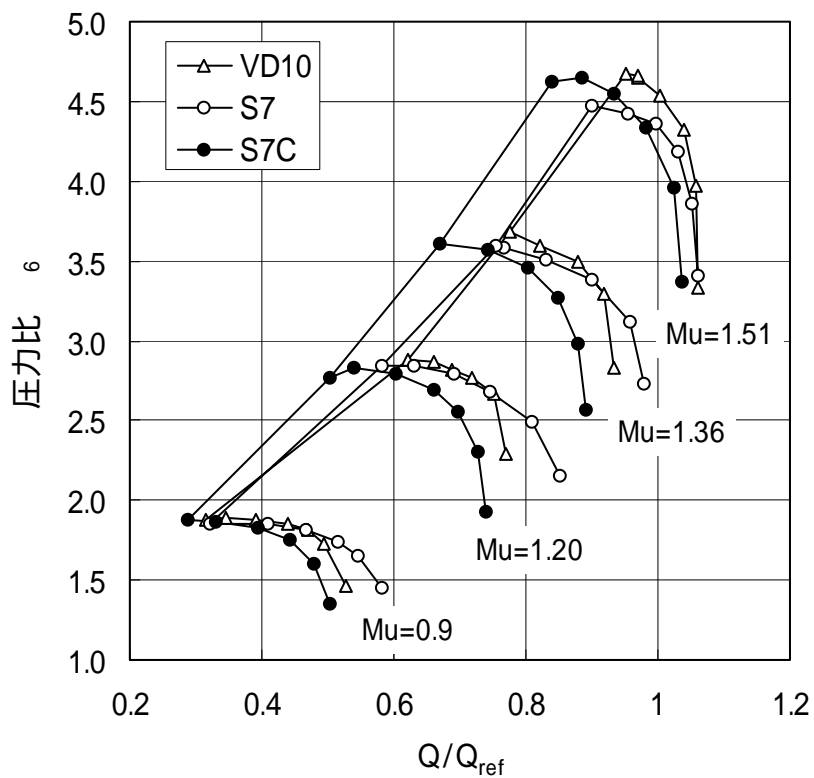


図 3-11(b) 圧縮機特性 (VD10 S7 S7C)

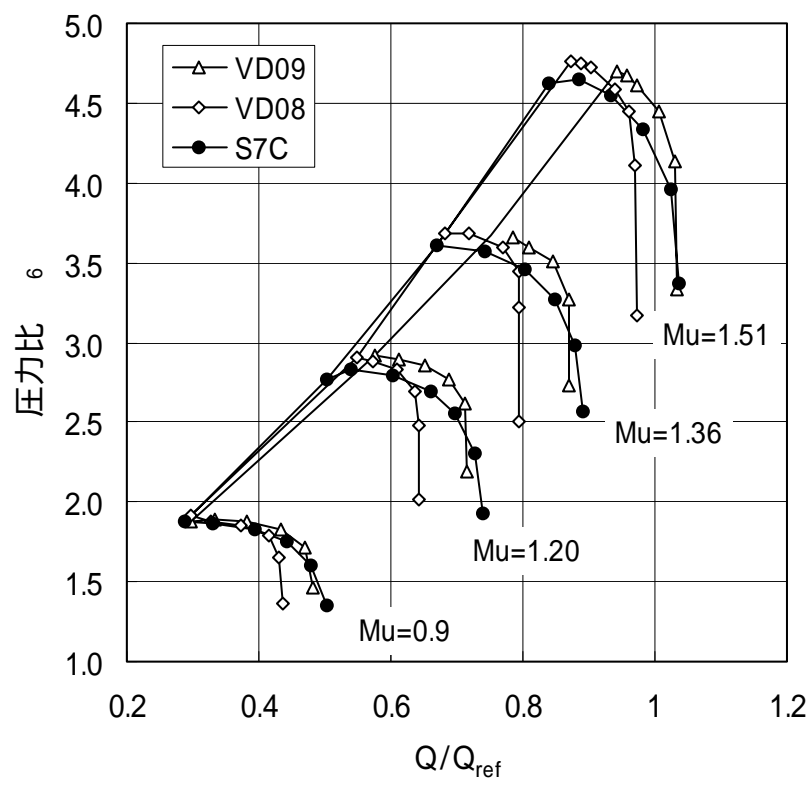


图 3-12 压缩机特性 (VD09 VD08 S7C)

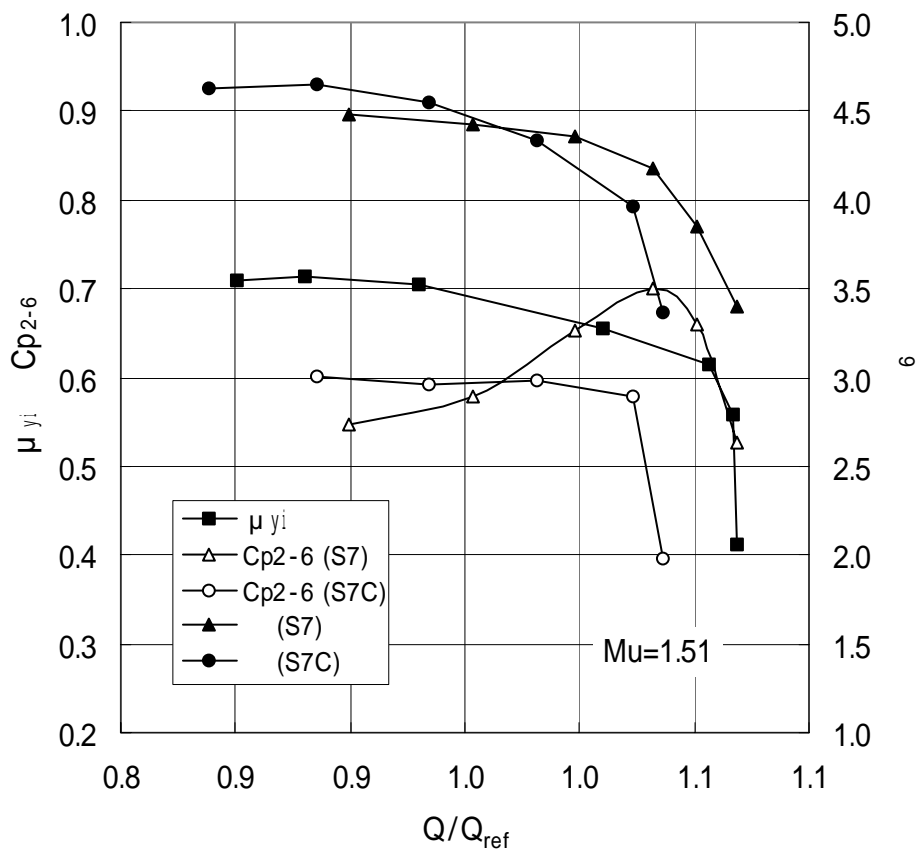


図 3-13 $R=1.0R_2$ ~ スクロール出口までの圧力回復係数 (設計回転数)
(S7 S7C)

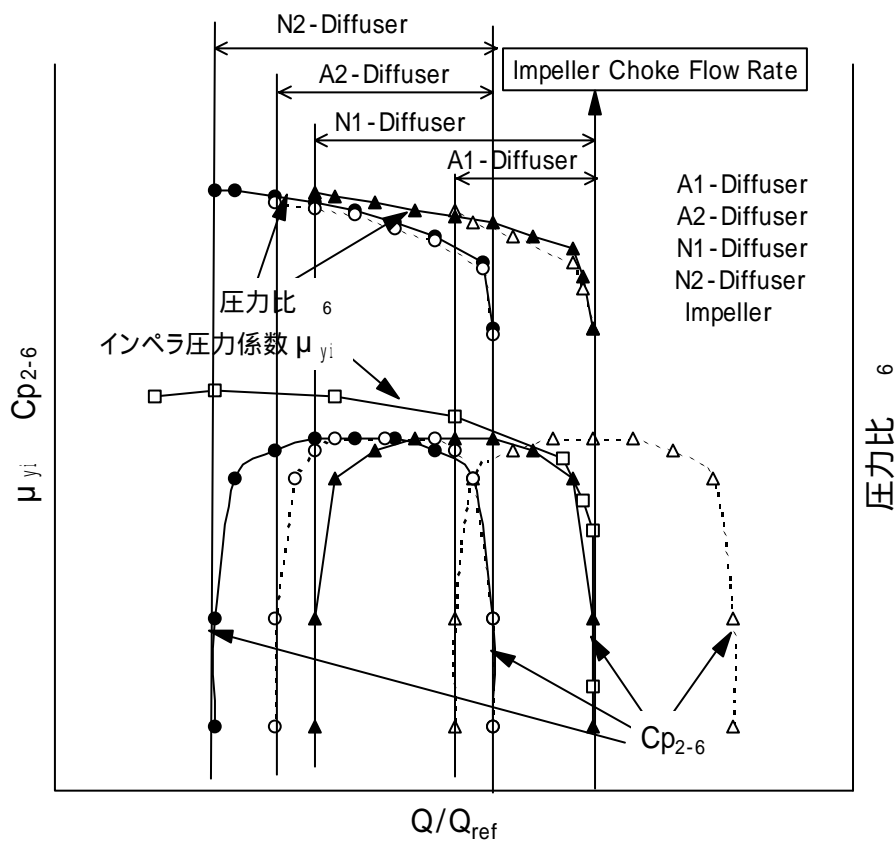


図 3-14 インペラとディフューザの組合わせ (概念図)

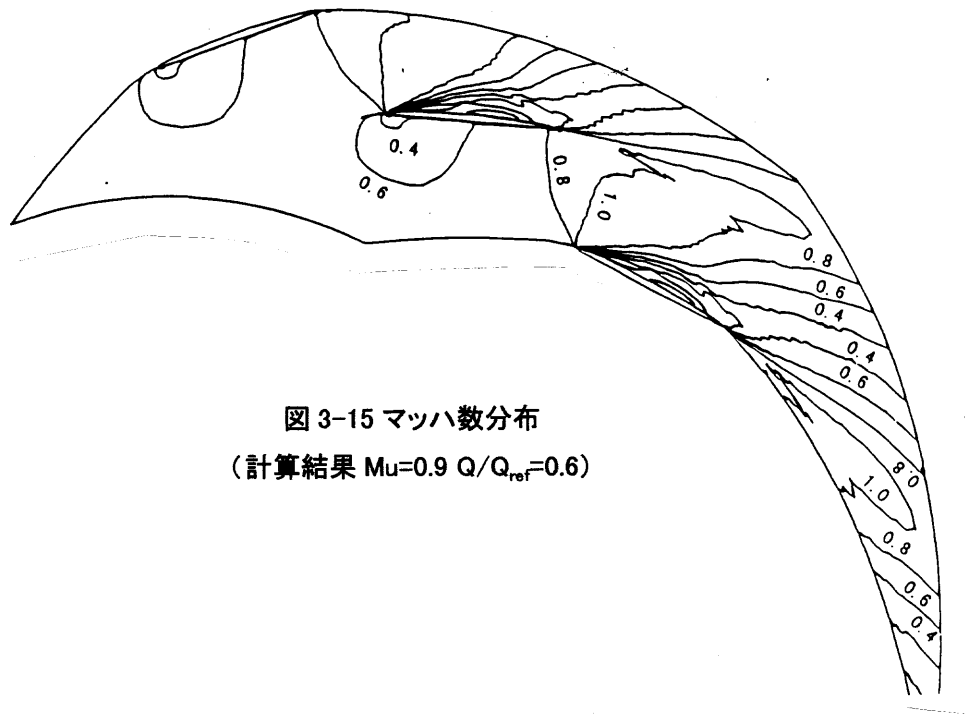


図 3-15 マッハ数分布
 (計算結果 $Mu=0.9$ $Q/Q_{ref}=0.6$)



図 3-16 流れの可視化結果

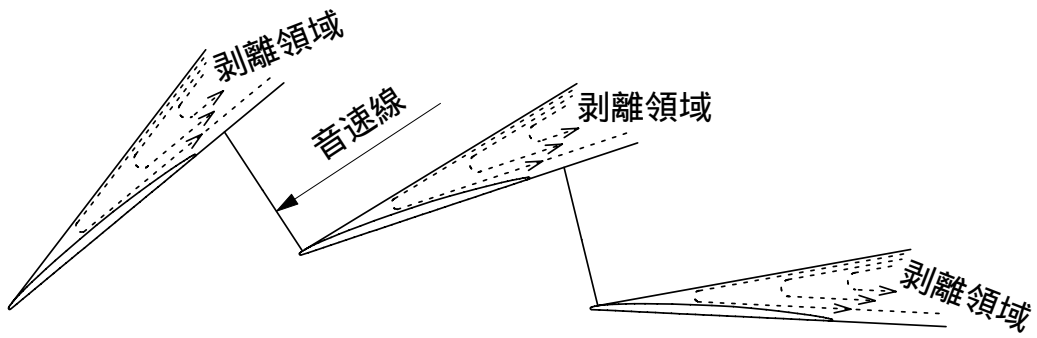


図 3-17(a) 最大流量時の推定等マッハ線

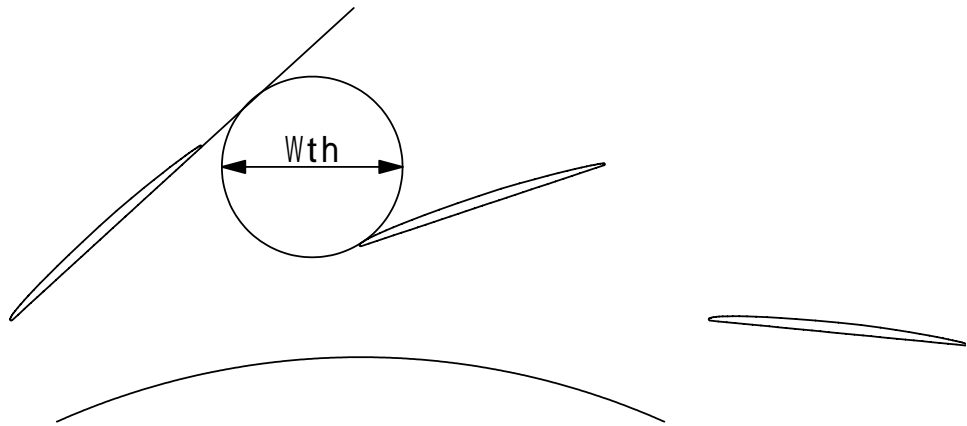


図 3-17(b)小ソリディティディフューザのスロート幅

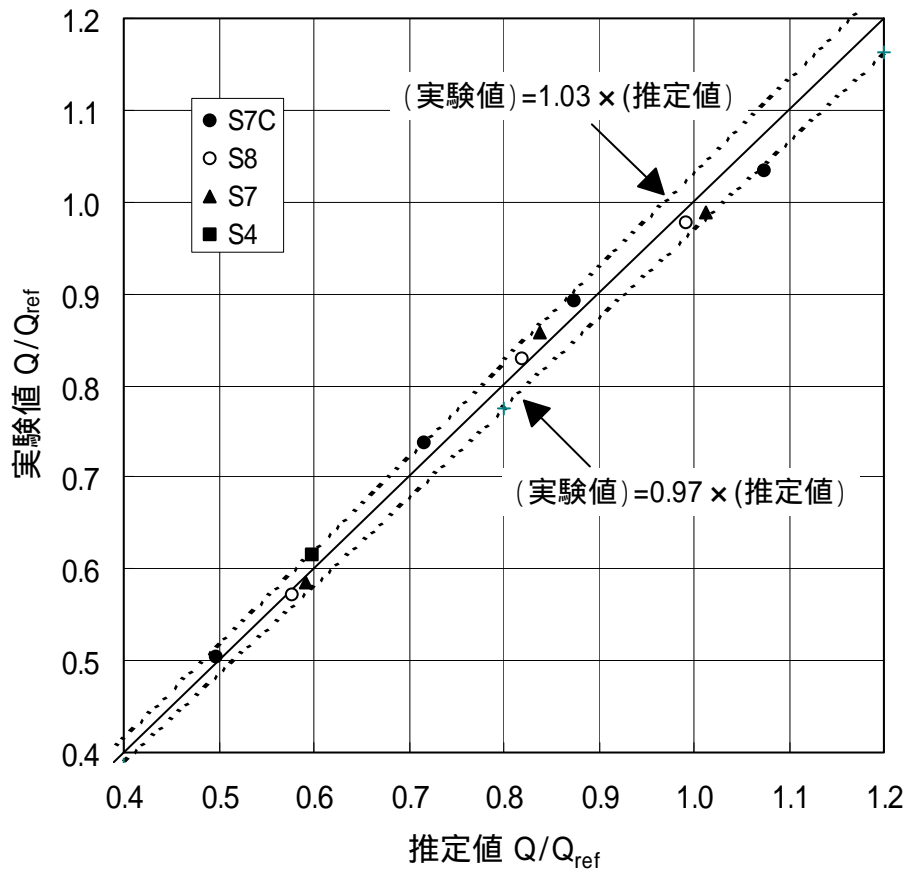


図 3-18 遠心圧縮機の最大流量
(推定値と実験値の比較)

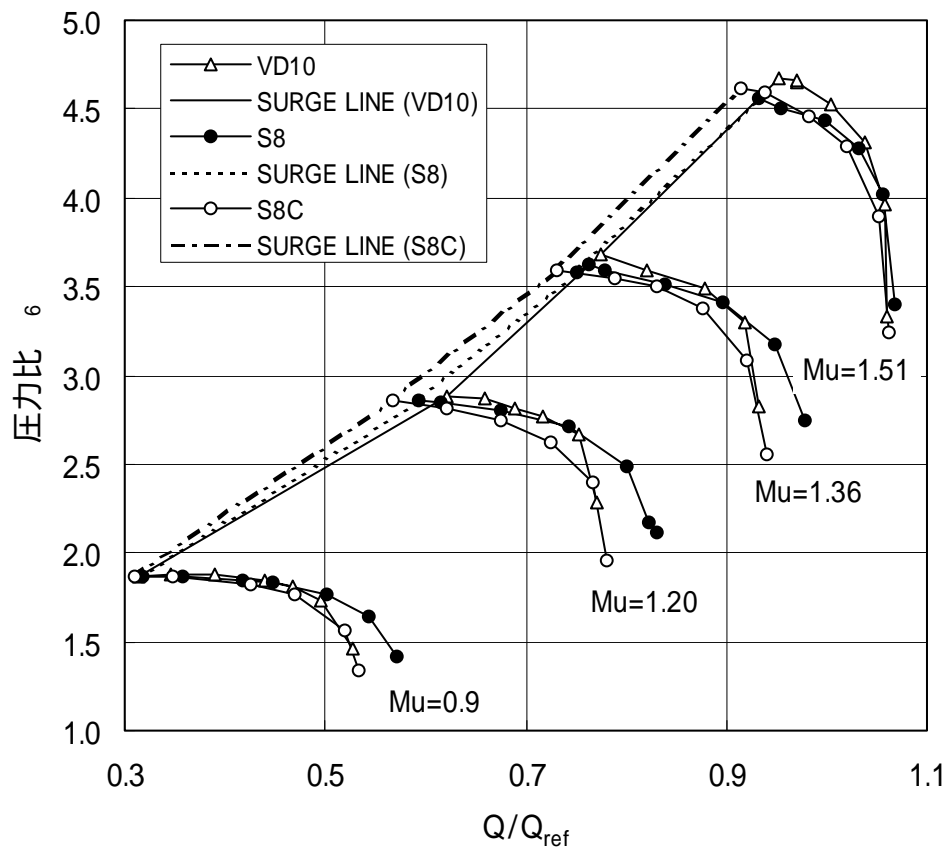


图 3-19 压缩机特性 (VD10 S8 S8C)

Diffuser	R_3/R_2	R_4/R_2	R_5/R_2	B_3/B_2	Z	Wth	
VL	-	-	1.75	1.0	-	-	-
VD10D	1.15	1.56	1.75	1.0	17	1.16	1.92
VD10	1.15	1.56	1.75	1.0	19	1.0	2.15
VD09	1.15	1.56	1.75	0.9	19	1.0	2.15
VD08	1.15	1.56	1.75	0.8	19	1.0	2.15
S4	1.15	1.23	1.75	1.0	15	(1.51)	0.44
S7	1.15	1.30	1.75	1.0	15	(1.47)	0.72
S7C	1.15	1.30	1.75	0.8	15	(1.47)	0.72
S8	1.15	1.30	1.75	1.0	17	(1.25)	0.82
S8C	1.15	1.30	1.75	0.9	17	(1.25)	0.82

小ソリディティディフューザの場合 Wth は、図 3-17 で算出されたスロート幅

表 3-1 供試ディフューザの主要形状

第 4 章 翼形ディフューザ内の流れ

4.1 まえがき

羽根付きディフューザ上流のインペラ出口の流れは、ハブ、シュラウド間で異なっており、周方向にも非一様性を持っている。これらの非一様性の内、周方向の非一様性はインペラ下流のベーンレススペースですばやく混合し一様化するが、ハブ、シュラウド間の分布はベーンレススペースで一様化しにくいことが報告されている。本章では、一様化しにくいハブ、シュラウド間の非一様性に着目し、ハブからシュラウドにかけての流れの非一様性がディフューザの流れに対して及ぼす影響をインペラ出口、翼形ディフューザ出口における 3 孔ヨーメータによるトラバース計測結果をもとに明らかにすることを目的とする。

供試体として用いた翼形ディフューザは、翼形状をしたベーンを圧縮機の回転軸周りに環状に配置した羽根付きディフューザである（図 1-2(b)、(c)参照）。ベーンが直線で形成される羽根付きディフューザ（図 1-2(d),(e),(f)参照）と比べ、翼形のキャンバーを変更することでベーン出口角を調整できるため、下流のスクロールとマッチングが取り易い利点がある。翼形ディフューザの性能、作動域は、図 1-2 に示すくさび形や板状のベーンからなる羽根付きディフューザと同等であることが報告されており⁽³³⁾、翼形ディフューザ内の流れを理解することは、他の羽根付きディフューザ内の流れを理解する上で有益であると考えられる。

4.2 試験方法

三次元的に乱れたインペラ出口流れが、翼形ディフューザの内部流れに及ぼす影響を明らかにするため、供試圧縮機においてインペラ出口、ディフューザ出口部の流れを 3 孔ヨーメータを用いてトラバース計測を行なった。

図 4-1 に本研究で使用した遠心圧縮機試験装置の断面図を示す。インペラは、インペラと同軸上にあるラジアルタービンにより駆動される。図 4-2 に本研究で用いた中間羽根を持つ供試インペラの写真を示す。供試インペラの主要形状は外径 247mm、バックワード角 35 度、出口幅 14.89mm、実験時の周速マッハ数は 0.92 である。図 4-3 に本実験で使用した圧縮機のスクロール出口における圧力比・効率 - 流量特性（圧縮機全体性能）を示す。効率は、最高効率 η_{ref} に対する

比で示した。流量は最高効率点における流量 Q_{ref} で無次元化した。

インペラ出口のトラバース計測には後流に位置する翼形ディフューザの影響を避けるため羽根無しディフューザ内、 $R = 1.1R_2$ の位置で計測を実施した。ハブ、シュラウド間でほぼ等間隔に 15 点を選定しトラバースを実施した。

図 4-4 に供試ディフューザの形状およびディフューザ出口部における計測位置を示す。ディフューザ出口部でピッチ方向に位相の異なる計測位置を 5 点設定し、3 孔ヨーメータによるトラバース計測を行った。トラバースはインペラ出口部の流れ計測と同様に、ハブ、シュラウド間でほぼ等間隔に 15 点、合計 75 点の位置で計測を行なった。

本研究では、インペラ出口、ディフューザ出口のトラバースデータから推定した翼形ディフューザ内のフローパターンの妥当性を確認するため、さらに油膜法を用いた流れの可視化を実施した。油膜として酸化チタン、オレイン酸、高粘度シリンダー油を混合したものを使用した。可視化の際は、約 1 分間で試験回転数まで加速し、30 分間流れを保持したのち開放して油膜を観察した。

4.3 試験結果および考察

4.3.1 インペラ出口における流れ計測

図 4-5(a)、(b) に 3 孔ヨーメータによるインペラ出口 ($R = 1.1R_2$) における流れ角、全圧分布を示す。

シュラウドとハブの間の流れの非一様性を表すため本論文では、シュラウドとハブにおける流れ角の差を非一様パラメータとして次のように定義した。

$$n = \frac{2ms - 2mh}{2ms + 2mh} \quad (1)$$

シュラウド部の流れ角としては $0.93B_2$ における計測値を、ハブ部の流れ角としては $0.07B_2$ における計測値を用いることとした。図 4-6 に流量に対する式 (1) より計算された非一様パラメータの変化を示す。

チョーク側で約 40 度あったハブ、シュラウド間の流れ角の差異はサージ点付近で約 5 度と作動点の流量が減少するにつれて小さくなっている。本計測のように遠心圧縮機インペラの出口流れ角がハブ、シュラウド間で大きく異なるという計測結果は、数多く報告されている⁽¹⁵⁾、⁽²⁷⁾、⁽²⁹⁾。図 4-5(a) の流れ角分布から、図 4-5(c) に示すようにハブから流路中央付近の流れ角はチョーク点から最高

効率点にかけて供試ディフューザの取付け角 $\beta_V = 70$ 度に対して負のインシデンスを持つ流れとなり、シュラウド付近では流量に関係なく常に正のインシデンスを持つ流れとなることが予想される。

4.3.2 ディフューザ出口の流れ計測

図 4-7 にインペラ入口から圧縮機出口（スクロール出口）までの圧縮機全体効率、 $R/R_2 = 1.1$ におけるトラバース結果から算出した効率、 $R/R_2 = 1.58$ におけるトラバース結果から算出したディフューザ出口部での効率を示す。ともに基準値 η_{2m} で無次元化されている。圧縮機全体効率、 $R/R_2 = 1.1$ における効率は式(2)、式(3)より算出した。 η_{2m} はインペラ効率とほぼ同一であると考えられる。

$$\eta_{6m} = T_{01} * ((P_{06}/P_{01})^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / (T_{06} - T_{01}) \quad (2)$$

$$\eta_{2m} = T_{01} * ((P_{02m}/P_{01})^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) / (T_{06} - T_{01}) \quad (3)$$

図 4-7 に示すディフューザ出口での計測位置 S1 から S5 における効率は、以下に示す式(4)、式(5)により算出した効率を η_{ref} で無次元化したものである。

$$\overline{P_{04m,sj}} = 2\pi R_{4m} \int_h^s \rho_{4m}(x) C_{m4m}(x) P_{04m}(x) dx / Mass \quad (4)$$

$$\text{ここで、 } Mass = 2\pi R_{4m} \int_h^s \rho_{4m}(x) C_{m4m}(x) dx$$

$$\eta_{4m,sj} = T_{01} \left[\left(\overline{P_{04m,sj}} / P_{01} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1 \right] / (T_{06} - T_{01}) \quad (5)$$

式(4)は、ディフューザ出口の計測位置 Sj (j = 1 ~ 5) におけるトラバース結果が、ディフューザ出口部におけるすべての周方向位置で同じであると仮定した場合に得られる重量流量平均全圧であり、式(5)は、この全圧を用いて算出した効率である。図 4-7 より、無次元化されたインペラ効率とディフューザ出口の各計測位置における無次元化された効率の差は、2 ~ 10%に及んでいることがわかる。さらに、ディフューザの負圧面に近い計測位置 S2 と圧力面に近い計測位置 S5 では、圧縮機全体効率が最大となる流量において 5%程度の効率差があり、圧力面側の効率はつねに圧縮機全体効率より低い。これは、圧縮機の作動域全域で圧力面

側につねに低全圧領域が存在していることを示している。

図 4-8 にディフューザ出口部における全圧分布を示す。無次元化された流量 $Q / Q_{ref} = 1.18$ ではディフューザの圧力面側に低全圧領域が存在する。圧力面側において全圧は、ハブ側ほど小さくなっている。負圧面側には高全圧領域が存在する。負圧面側ではシュラウド側で全圧が大きくなっている。流量 Q / Q_{ref} の減少に伴い圧力面側の低全圧領域と負圧面側の高全圧領域の全圧差は減少し、 $Q / Q_{ref} = 0.83$ でディフューザ出口部の全圧分布はほぼ一様となっていることが分かる。サージ近傍の流量 $Q / Q_{ref} = 0.68$ の計測では再び圧力面側に低全圧領域が発生した。本計測ではこの低全圧領域内のシュラウド近傍における流れ方向の特定ができなかった。

図 4-9 にディフューザ出口部における半径方向速度成分の分布を示す。図 4-8 に示した全圧分布と同様に流量 Q / Q_{ref} の減少によりディフューザ出口部の半径方向速度成分の分布も均一化している。大流量側では、低速領域がハブ / 圧力面側に存在し高速領域がシュラウド / 負圧面側に存在する。流量の減少に伴いハブ / 圧力面側の低速領域とシュラウド / 負圧面側の高速領域の速度差は減少していくことが分かる。

図 4-10 にディフューザ出口の流れ角とディフューザベーン出口角との差の絶対値 α の分布を示す。流量 $Q / Q_{ref} = 1.18$ ではディフューザの圧力面側における流れ角とベーン角度の差は 10 度以上あり負圧面側では 5 度以下となっている。流量 Q / Q_{ref} の減少に伴い圧力面側における流れ角とベーン角度の差は少なくなり流れ角はディフューザベーン出口角とほぼ一致することが分かる。

図 4-8 から図 4-10 に示されたディフューザ出口部におけるヨーメータトラバースによる計測結果と図 4-5 に示したインペラ出口 ($R / R_2 = 1.1$) におけるトラバース結果によりディフューザベーン内の流れは以下のようにになっていると考えられる。

チョーク流量付近 ($Q / Q_{ref} = 1.18$) では、図 4-5 と図 4-6 に見られるようにインペラ出口においてハブ、シュラウド間の流れ角の差は約 35 度あり、ハブからシュラウドにかけて流路幅の約 70% が負のインシデンス領域となっている。また、ハブ側に近いほどディフューザに流入する流れはより大きい負のインシデンスをもつ。この結果、ディフューザベーン内では圧力面側においてハブに近いほど大

きくなるはく離領域が発生している。このはく離領域が、ディフューザベーン内の流れの方向をシュラウド/負圧面側に押し付ける。ベーン内の流れがこのようなかはく離を伴っているため図 4-8 と図 4-9 で見られたようにディフューザ出口部の全圧および半径方向速度成分は圧力面側において低くなりハブ側に向かうほどこれらの値は小さくなる。また、全圧および半径方向速度成分は負圧面側において高くなり、シュラウド付近で最も大きくなる。ディフューザ出口の流れ角は圧力面側に発生するはく離が流れを全体的に負圧面側に押し付けるため図 4-10 で見られたように負圧面側においてディフューザベーン出口角とほぼ同じとなっている。

流量が減少してもディフューザに流入する流れはチョーク流量付近($Q/Q_{ref} = 1.18$)と同様の特徴を有しておりディフューザベーン内の流れもチョーク流量付近で考えられた流れと同じ特徴を有していると考えられるが、流量の減少に伴い図 4-5 と図 4-6 に見られるようにインペラ出口でのハブ、シュラウド間の流れ角の差は小さくなりインペラ出口流れ角も次第に大きくなる。このためディフューザに対して負のインシデンスを持つ領域は減少しハブ付近に限られるようになる。この結果、ディフューザの圧力面側に発生するはく離領域が減少しはじめる。このはく離領域はディフューザの圧力面側においてハブに近いほど大きい。インペラ出口での流れ角が一様化しディフューザベーン内の圧力面側のはく離領域が減少するため、図 4-8、図 4-9 に見られるようにディフューザ出口での全圧、半径方向速度成分も徐々に一様化される。流れ角も図 4-10 に見られるように次第に均一化しディフューザ出口角度に近づいていく。

サージ近傍では、シュラウド/圧力面側にヨーメータにより流れ方向が特定できない低全圧領域が存在した。ディフューザ入口において流れ角がほぼ一様であることから、インペラ出口のハブからシュラウドにかけての流れの非一様性に起因するものではなく、ディフューザ内の逆圧力こう配による流路内のはく離に起因するものと思われる。

図 4-11 に供試ディフューザの $R/R_2 = 1.1$ から $R/R_2 = 1.58$ 間の圧力回復係数と $R/R_2 = 1.1$ 位置での重量平均流入角度の関係を示す。 $R/R_2 = 1.1$ から流れが、ほぼ対数螺旋に沿ってディフューザに流入すると仮定すると、本ディフューザの場合、流入角が 65 度の時、圧力回復係数が最大となる。供試インペラの出口流れ角に対

して供試ディフューザの取付け角が大きすぎたため - 5 度のインシデンスで圧力回復係数が最大となり、流れ角と選定されたディフューザの取付け角のミスマッチによりハブ / 圧力面側に低エネルギー領域が発生した可能性がある。そこで同じ羽根枚数で取付け角が 65 度のディフューザに対しても同様の試験を実施した。図 4-12 に結果の 1 部を示す。取付け角が 65 度のディフューザを用いた場合、圧力回復係数が最大となる流れ角は 61 度であり、この時のインシデンスの値は - 4 度である。取付け角 70 度の供試ディフューザの場合と同様に負のインシデンスの時、圧力回復係数が最大となっている。またディフューザ出口全圧のトラバース結果も図 4-8 と同様の傾向を示している。このため供試ディフューザの取付け角が過大であったためにディフューザに流入する流れとミスマッチを起こしハブ / 圧力面側に低エネルギー領域が発生したのではないと考えられる。ハブ / 圧力面側に低エネルギー領域が存在する現象は多くの翼形ディフューザで起きていると考えられる。

4.3.3 油膜法による流れの可視化結果

翼形ディフューザ流路内の流れの情報を得るために油膜法により流れの可視化を行なった。可視化を行なった流量は $Q / Q_{\text{ref}} = 1.18$ 、 $Q / Q_{\text{ref}} = 0.88$ である。図 4-13 に油膜法による流れの可視化結果を示す。

両流量において、インペラ出口から翼形ディフューザ入口にかけてディフューザのシュラウド側には、ほぼ周方向に向かう流れが存在していることが確認できる。この可視化結果は、図 4-5 で計測されたインペラ出口におけるシュラウド側の流れが約 90 度であることと一致する。

$Q / Q_{\text{ref}} = 1.18$ ではハブ / 圧力面側とシュラウド / 圧力面側にははく離領域が存在している。ディフューザベーン出口付近におけるハブ / 圧力面側のはく離領域の大きさはシュラウド / 圧力面側のはく離領域の大きさの約 3 倍あることが分かる。 $Q / Q_{\text{ref}} = 0.88$ でははく離領域はハブ / 圧力面側のみに存在している。このはく離領域は $Q / Q_{\text{ref}} = 1.18$ でハブ / 圧力面側に存在するはく離領域に比べ十分小さい。また、両流量において負圧面側にははく離領域の存在は観察できなかった。

ディフューザベーン内において、ハブ / 圧力面側にははく離領域が存在しており

このはく離領域は流量の変化に伴い減少していくこと、明確な はく離領域が負圧面側には存在しないこと、 Q/Q_{ref} が小さければシュラウド側において明確な はく離領域が存在しないことから、インペラ及びディフューザ出口部のヨーメータによるトラバース結果から推測されたディフューザベーン内のフローパターンが妥当であることが確認される。また、大流量側では、圧力面側に大規模な はく離領域が発生しているため はく離領域を省いた流路面積は、ディフューザ入口から出口にかけて増加せず、流れの減速による圧力回復はないことが推定できる。これは図 4-11 における圧力回復係数 < 0 に対応する。

図 4-5、図 4-6 より供試インペラの場合、インペラ出口においてハブ側の流れ角は、シュラウド側の流れ角と比較し常に小さく、ハブ側では、ディフューザベーンに対して大きな負のインシデンスもつ流れ角分布をもっている。このため、供試ディフューザ出口部では小流量域を除きディフューザベーン内の圧力面側に生じる はく離の影響によりディフューザの圧力面側に低全圧領域が存在していることが図 4-13 に示す油膜法によるディフューザベーン内の流れの可視化により確認された。この はく離の存在のため、ディフューザ出口部において全圧、流れ角が分布を持つことは、図 4-8、図 4-10 に示されている。これらの計測結果から、遠心圧縮機用翼形ディフューザの性能予測の際には、インペラ出口のハブ、シュラウド間の流れ角の非一様性を考慮した手法が必要であることが分かる。

4.4 結論

- (1)インペラ出口においてハブ側の流れ角は、シュラウド側の流れ角に対して常に大きく、ハブ側では、ディフューザベーンに対して負のインシデンスもつ傾向がある流れ角分布をもっている。
- (2)ディフューザ出口部では小流量域を除きディフューザベーン内に生じる はく離の影響による低全圧領域がディフューザの圧力面側に存在している。この低全圧領域はハブ側に向かい増大している。
- (3)ディフューザベーン内に発生する圧力面側の はく離によりディフューザベーン内の流れは、負圧面側に押し付けられディフューザ出口部の全圧は、負圧面側で大きくなる。ディフューザベーン内に発生する圧力面側の はく離の形状が、ハブに近づくほど大きくなる形状のため、負圧面側においてはシュラウド付近

の全圧が大きい。

- (4) ディフューザ出口部の全圧分布、流れ角は、圧縮機の流量の減少に伴うインペラ出口流れ角の増大およびインペラ出口流れ角のハブ、シュラウド間の一様化のために均一化されていく。
- (5) 供試ディフューザの場合、 $R/R_2 = 1.1$ から $R/R_2 = 1.58$ 間の圧力回復係数は流入流れ角が 65 度の時、最大値となりその値は 0.6 である。
- (6) 遠心圧縮機用翼形ディフューザの性能予測の際には、インペラ出口のハブ、シュラウド間の流れ角の非一様性を考慮した手法が必要である。

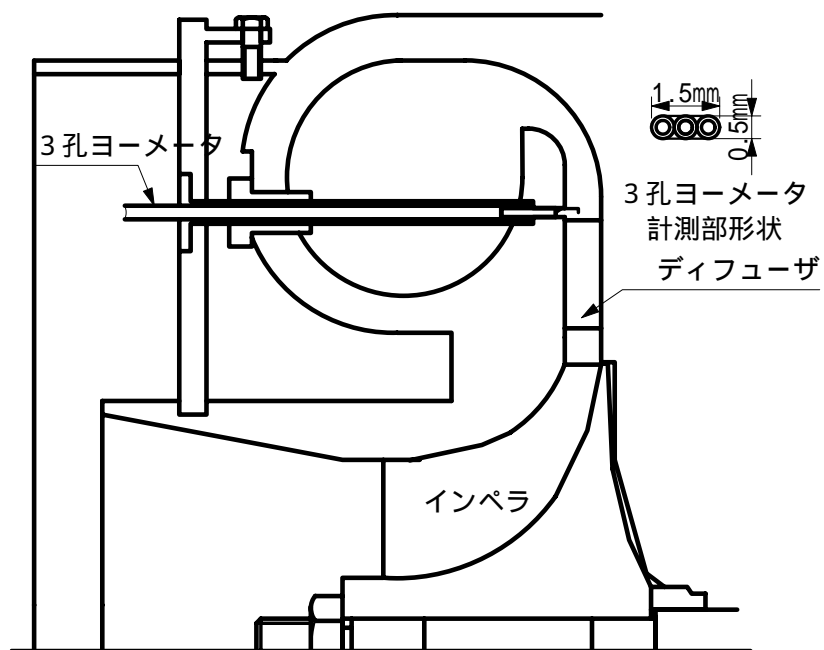


図 4-1 圧縮機断面図

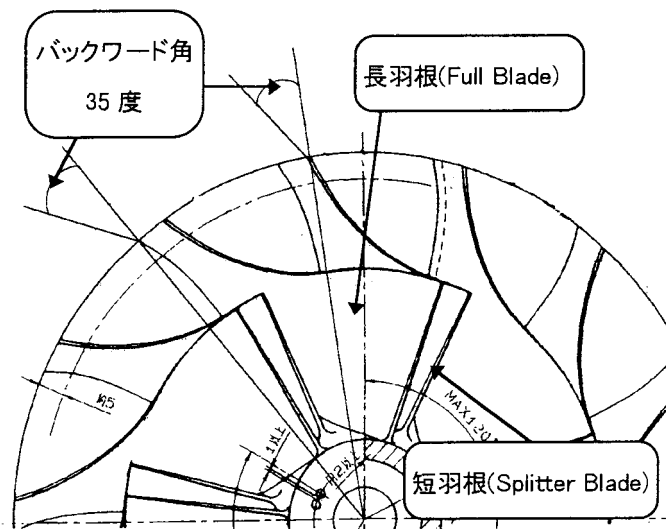
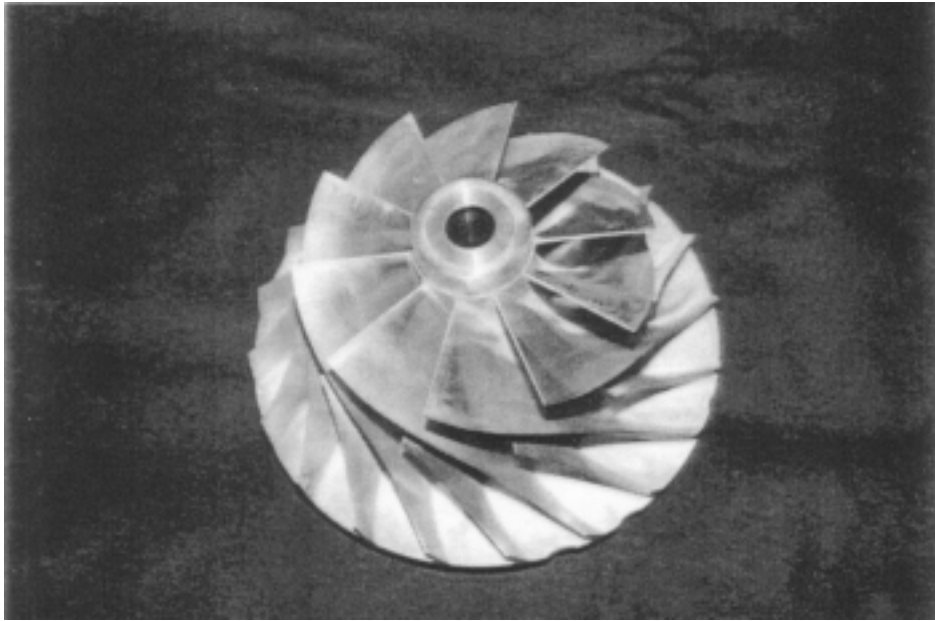


図 4-2 供試インペラ

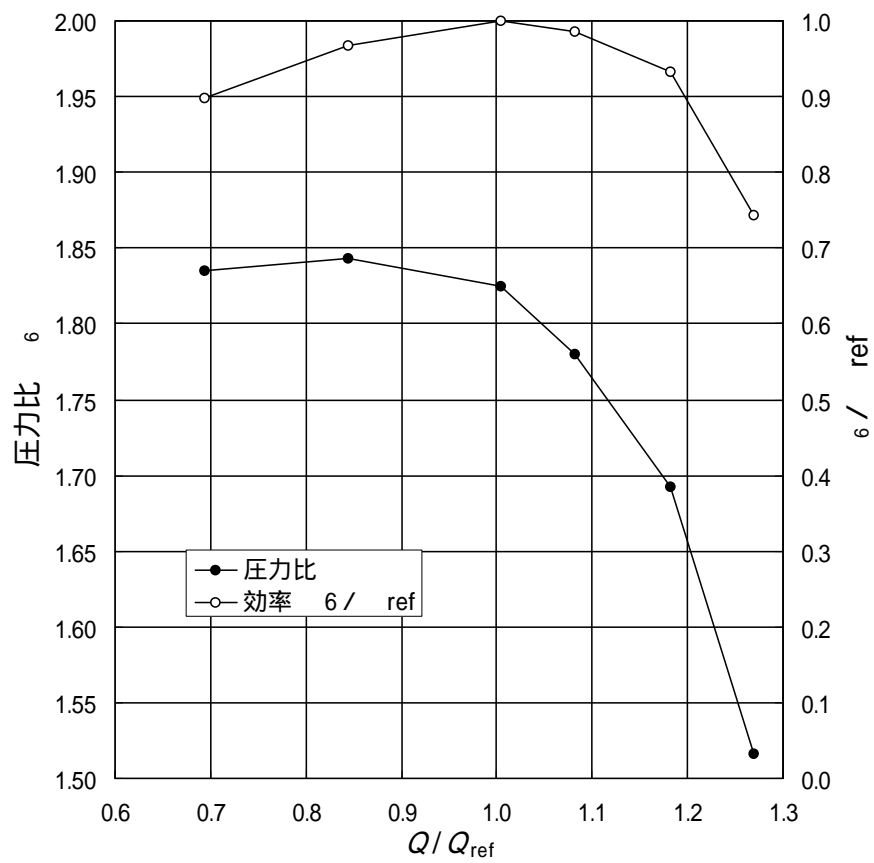


图 4-3 供试压缩機性能

R_3 / R_2	1.15	Z_V	21
R_4 / R_2	1.56	β_V (度)	70.0
B_3 / B_2	1.0	AR	1.8

表 4-1 ディフューザ諸元

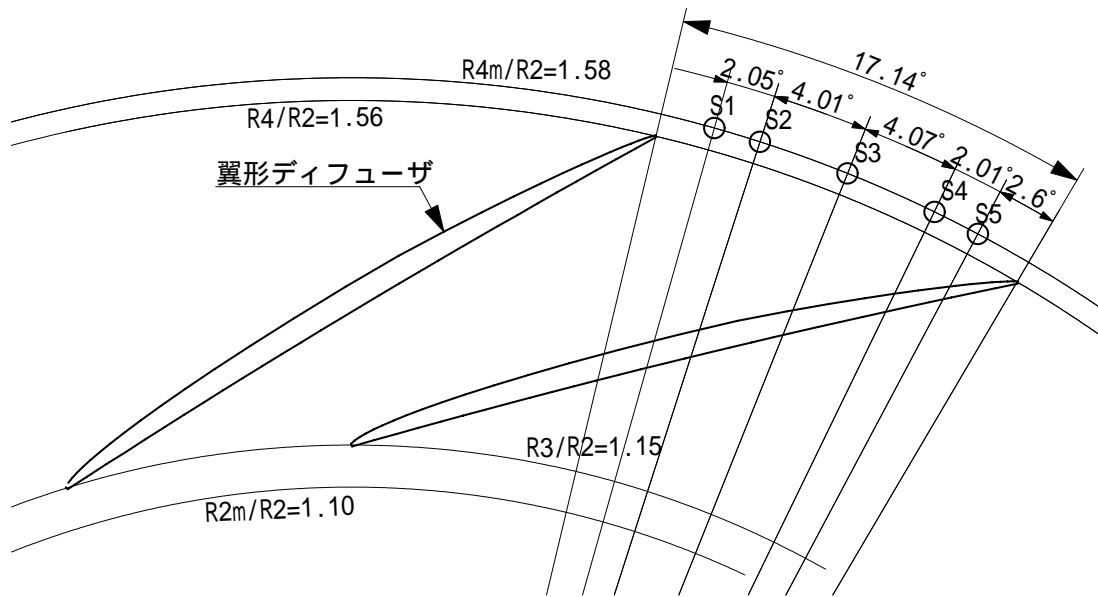


図 4-4 ディフューザ羽根形状と計測位置

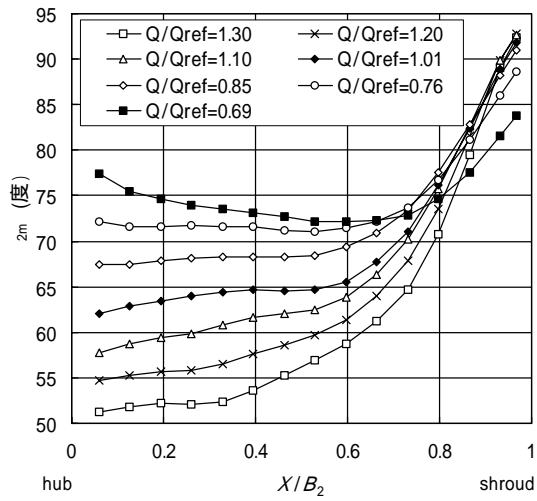


図 4-5 (a) 流れ角分布

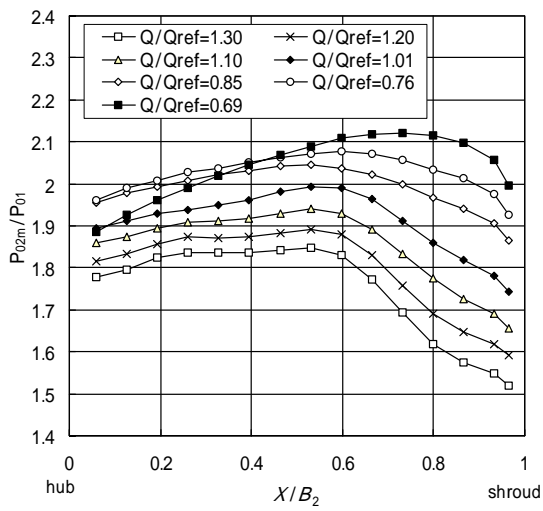


図 4-5 (b) 全圧分布

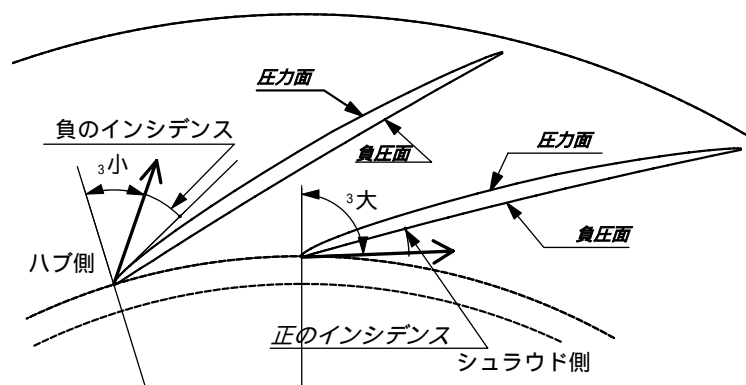


図 4-5 (c) 羽根付きディフューザ入口の流れ

図 4-5 インペラ出口 ($R/R_2=1.1$) 流れ計測結果

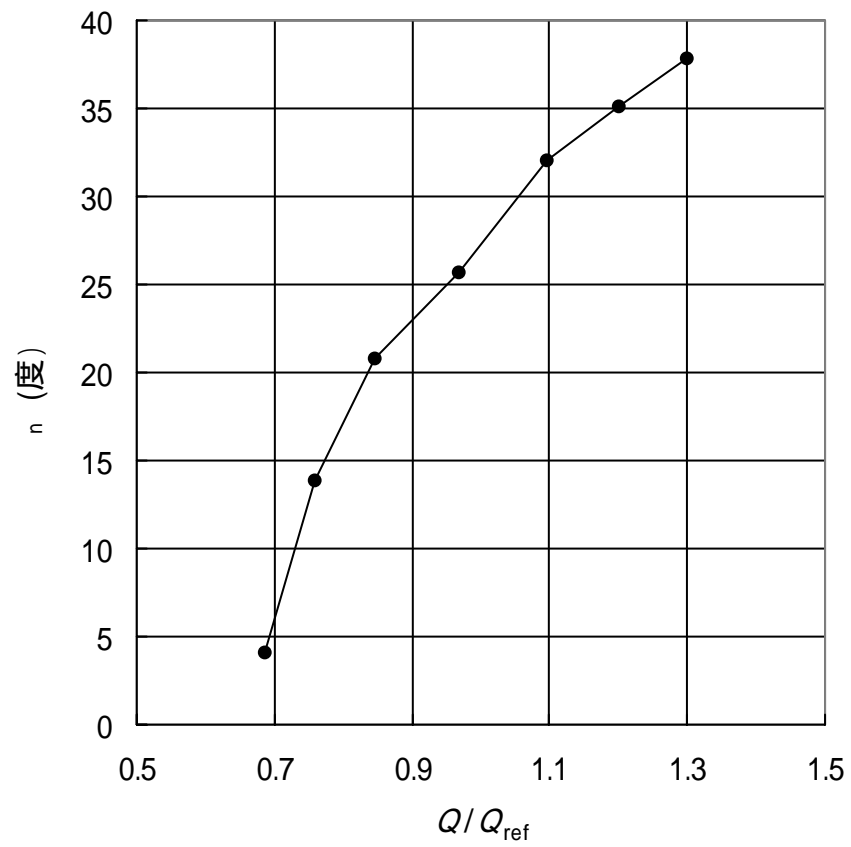


図 4-6 流量と非一様パラメータの関係

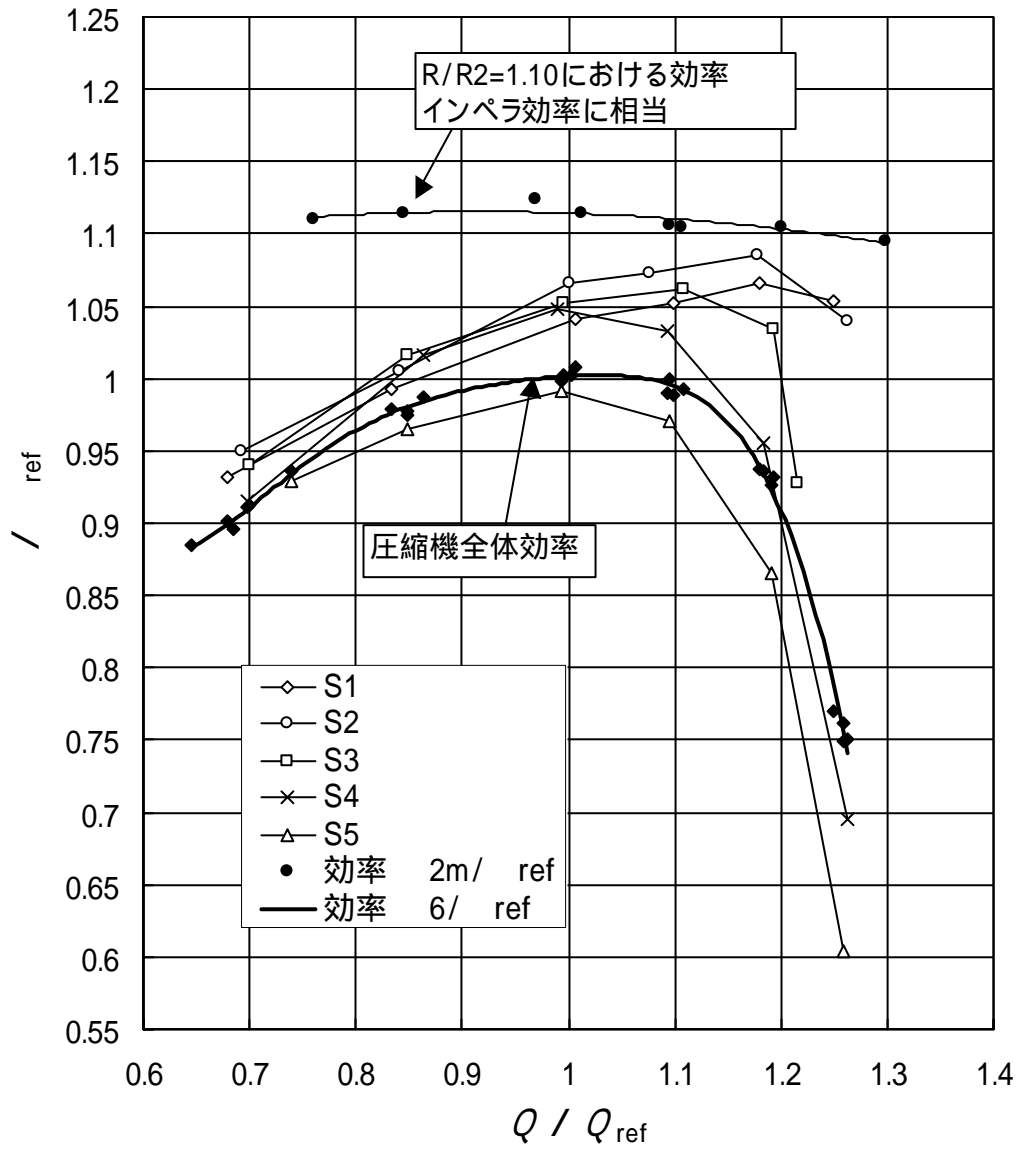


図 4-7 圧縮機の各位置における効率

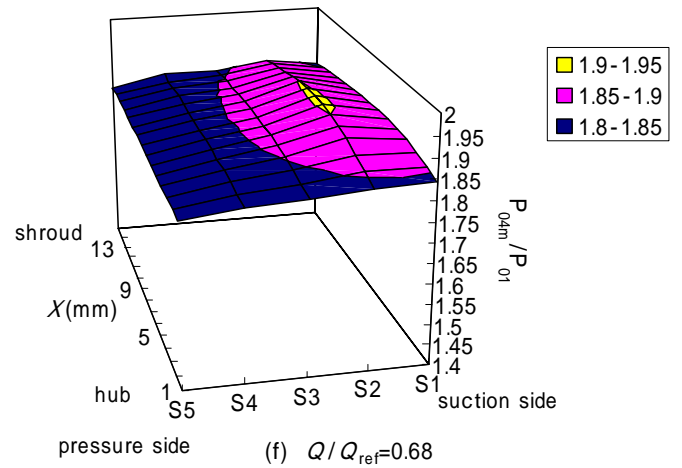
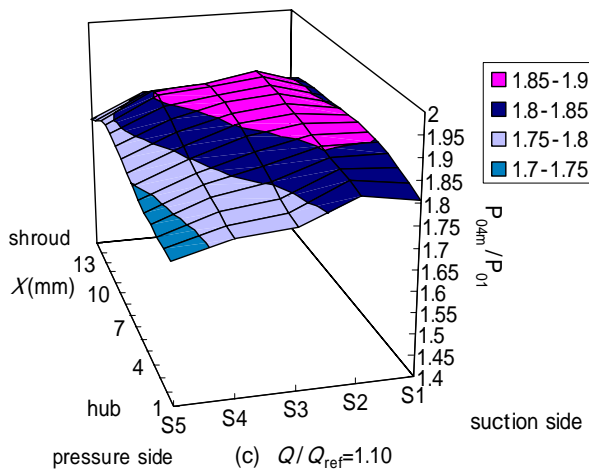
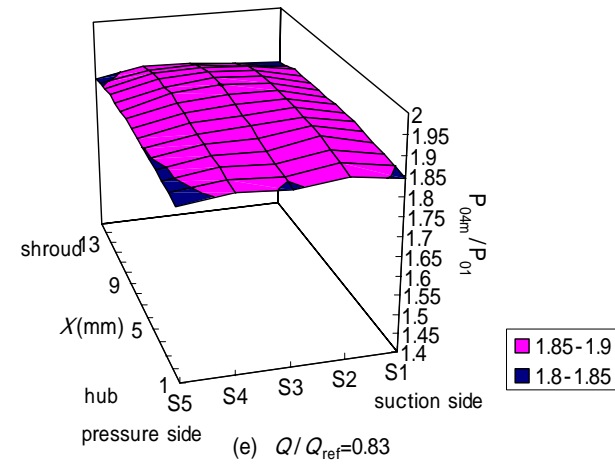
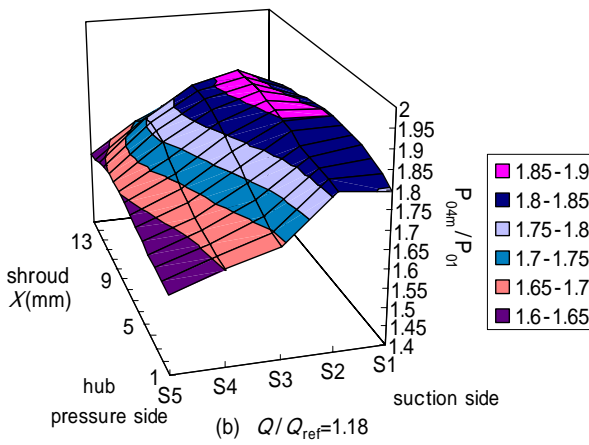
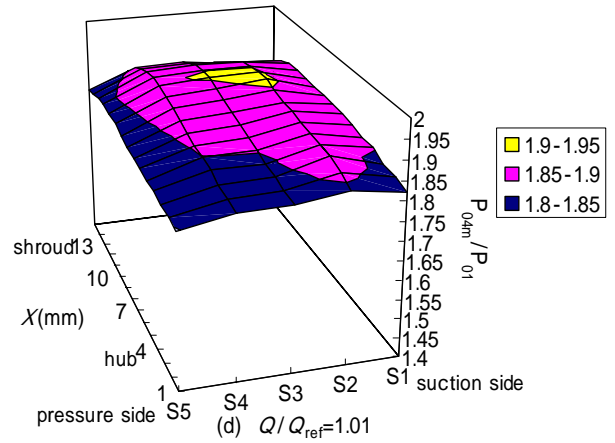
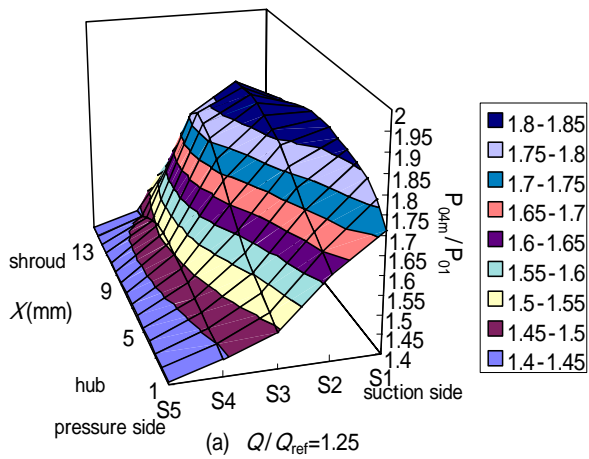


図 4-8 ディフューザ出口全圧分布

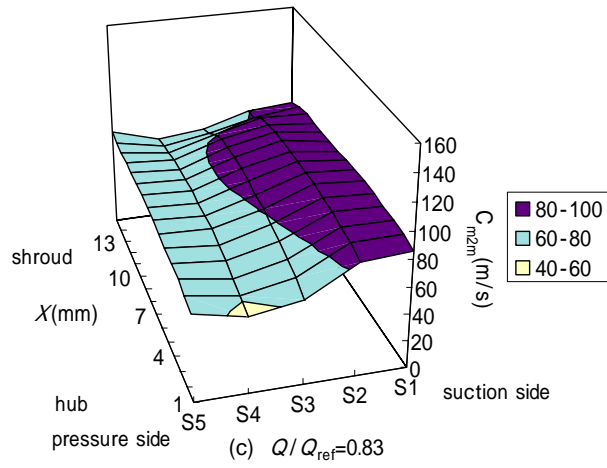
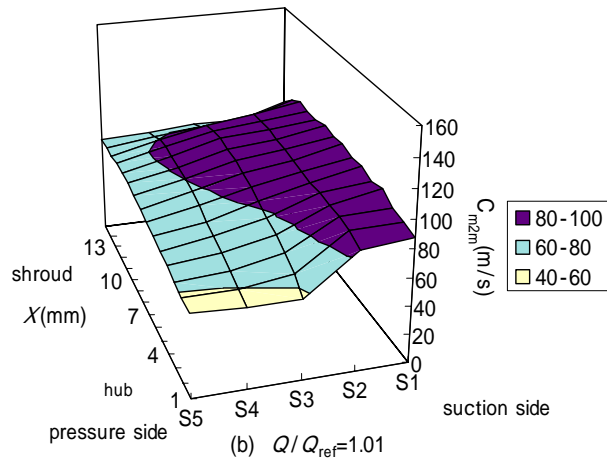
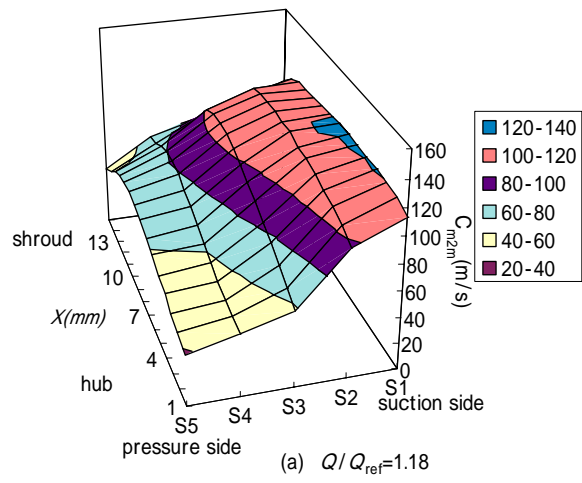


図 4-9 ディフューザ出口半径方向速度成分の分布

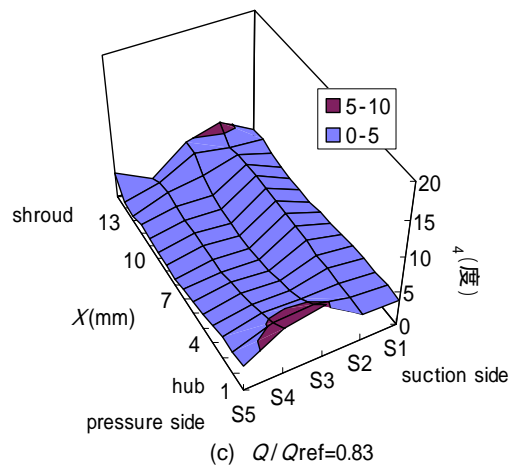
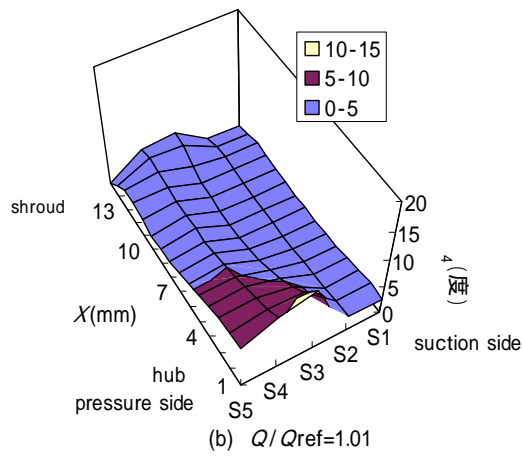
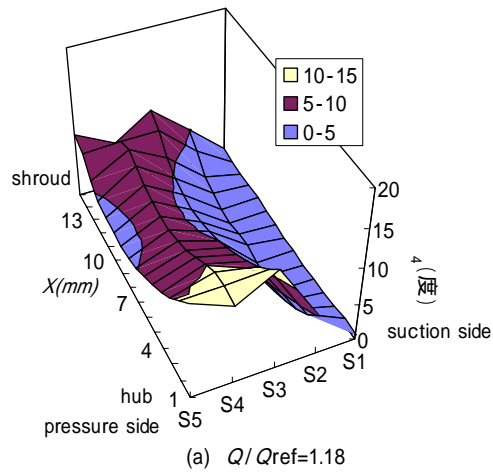


図 4-10 ディフューザ出口角度と流れ角の関係

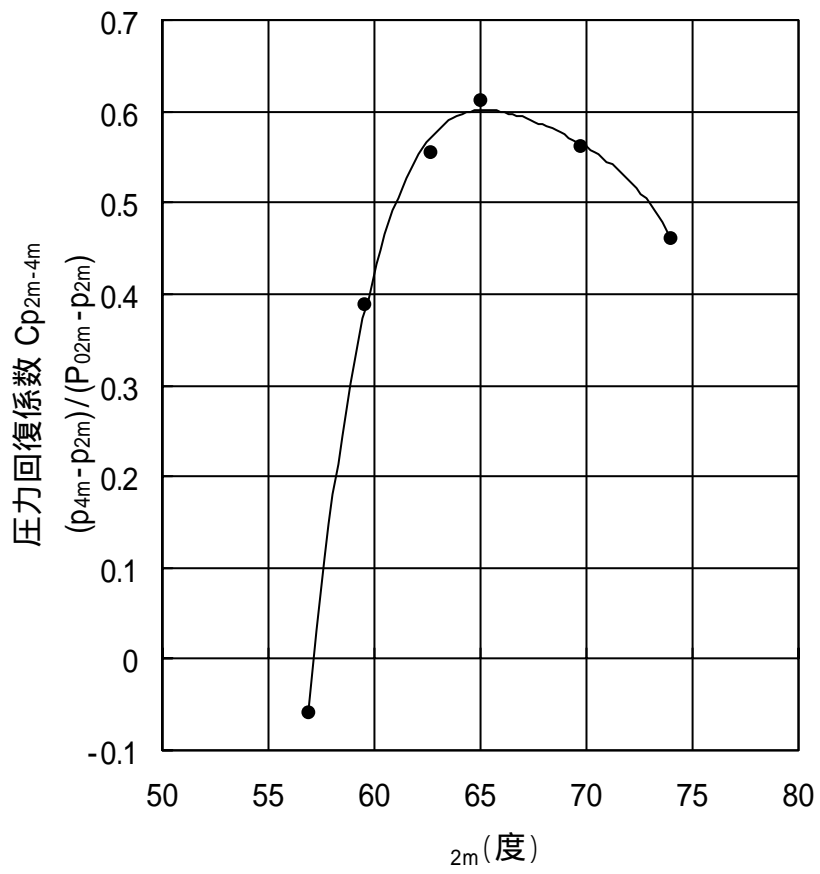


図 4-11 ディフューザ圧力回復係数

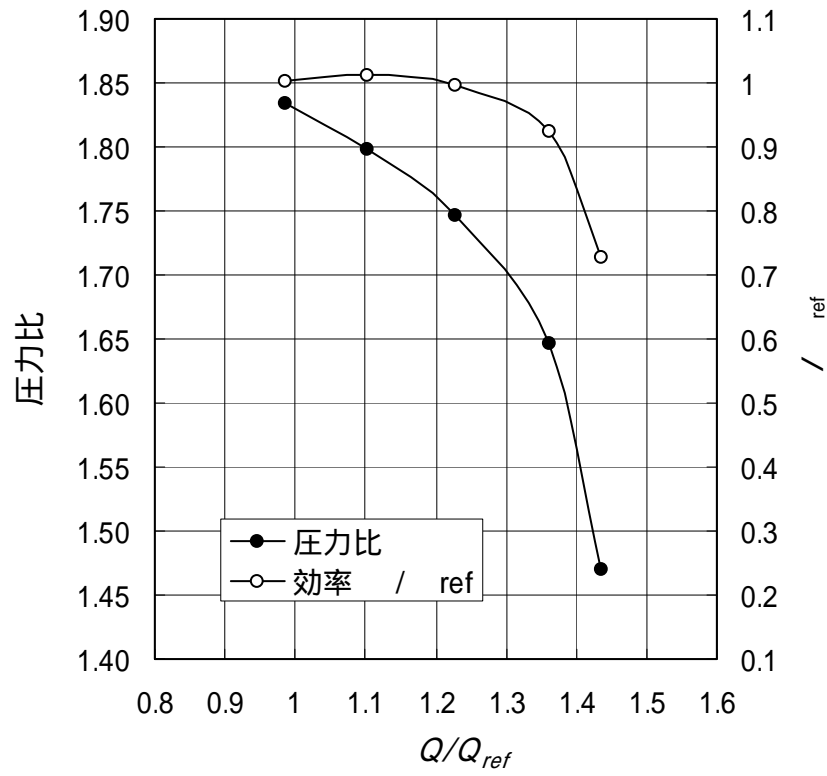


図 4-12 (a) 圧縮機特性(取付け角 65 度ディフューザ)

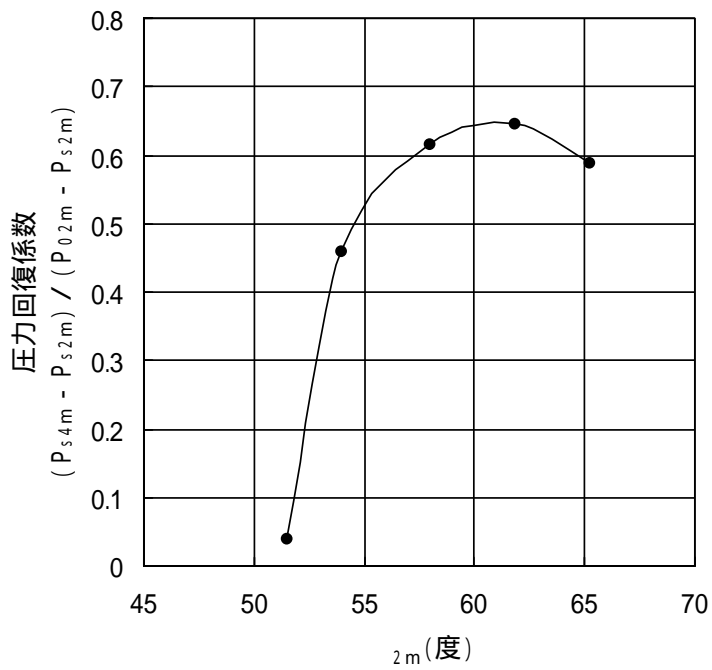


図 4-12 (b) ディフューザ圧力回復係数(取付け角 65 度ディフューザ)

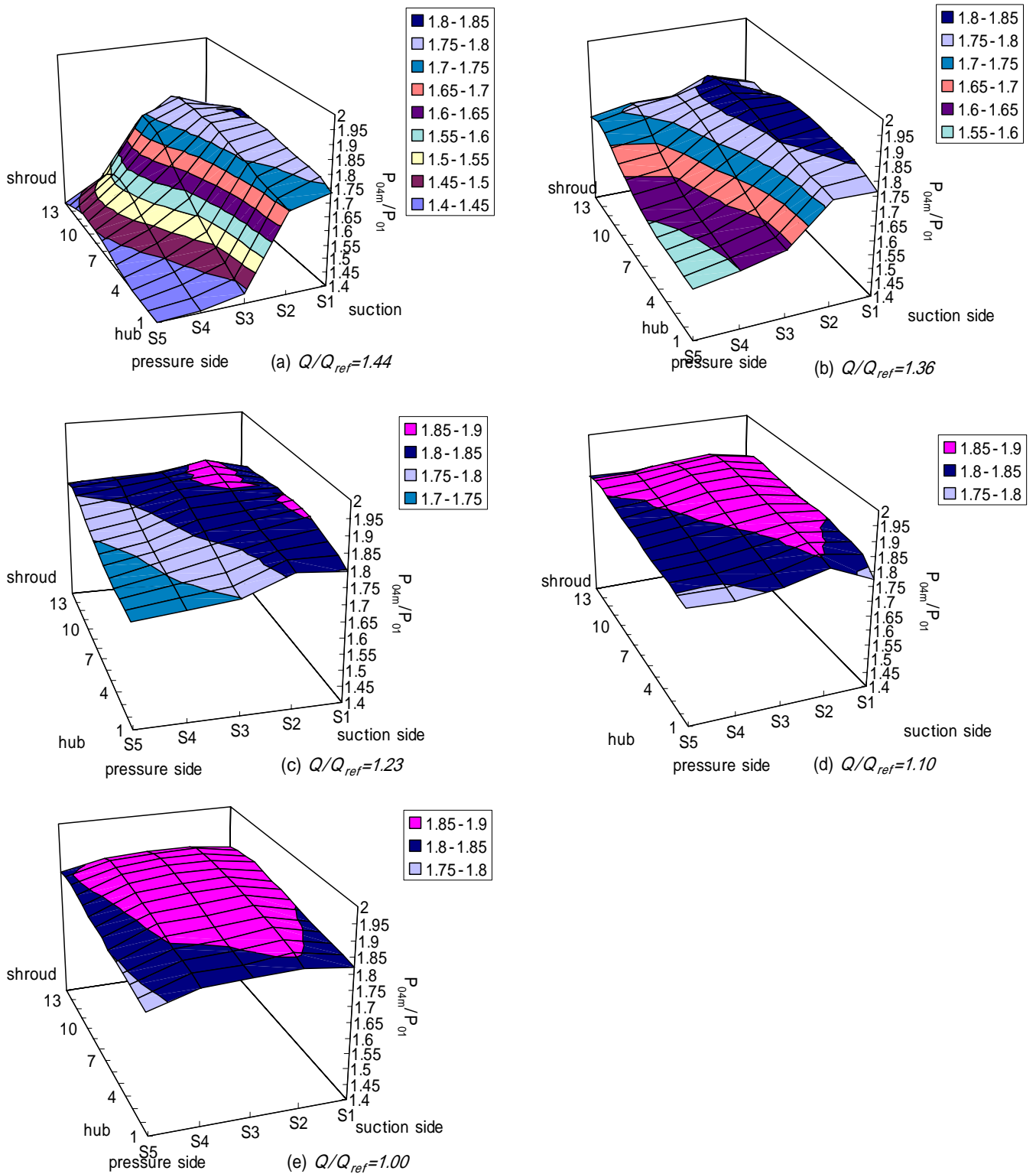


図 4-12 (c) ディフューザ出口全圧分布 (取付け角 65 度ディフューザ)

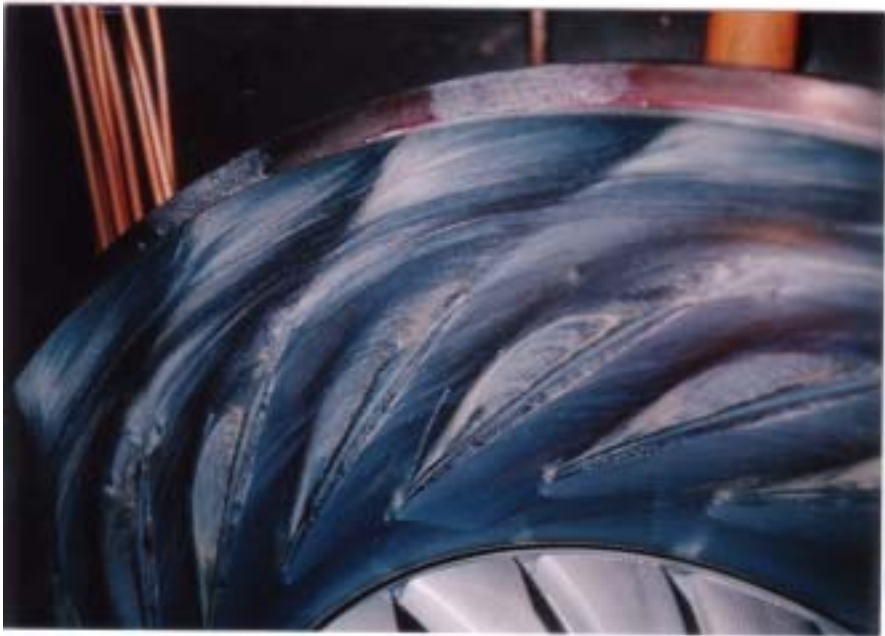


図 4-13(a) 流れの可視化結果 $Q/Q_{ref}=1.18$ (上:シュラウド 下:ハブ)



図 4-13(b) 流れの可視化結果 $Q/Q_{ref}=0.88$ (上:シュラウド 下:ハブ)

第 5 章 翼形ディフューザの性能向上

5.1 まえがき

第 4 章では一様化しにくいハブ、シュラウド間の流れの非一様性に着目し、ハブからシュラウドにかけての流れの非一様性が翼形ディフューザの流れに対して及ぼす影響をインペラ出口、翼形ディフューザ出口における 3 孔ヨーメータによるトラバース計測と油膜法による流れの可視化をもとに調べた。その結果、翼形ディフューザ内にはインペラ出口における流れ角の分布の影響を受けてハブ/圧力面側に低全圧領域が存在していることを明らかにした。

本章ではこの低全圧領域の発生を抑制できるディフューザ形状を検討し遠心圧縮機の効率の向上をめざした。

5.2 研究方法

図 5-1 に本研究で使用した遠心圧縮機試験装置の断面図を示す。インペラは、インペラと同軸上にあるラジアルタービンにより駆動される。供試インペラの主要形状は外径 247mm、バックワード角 35 度、出口幅 14.89mm、実験時の周速マッハ数は 0.92 であり、第 4 章の供試インペラと同一形状である。インペラ出口の流れの状態を把握するため $R=1.1R_2$ の位置で 3 孔ヨーメータによるトラバース計測を実施している。トラバース計測には下流に位置する翼形ディフューザの影響を避けるため羽根無しディフューザを用いた。

図 5-2 に供試ディフューザの形状およびディフューザ出口部における計測位置を示す。ディフューザ出口部でピッチ方向に位相の異なる計測位置を 5 点設定し、3 孔ヨーメータによるトラバース計測を行った。ハブ、シュラウド間でほぼ等間隔に 15 点、合計 75 点の位置で計測を行なった。

供試ディフューザ D1 は第 4 章で計測を行った取付角 70 度のディフューザである。

本研究では、供試ディフューザ形状の変更がディフューザ内の流れに及ぼす影響を調べるため三次元粘性圧縮性流れ解析コード BTOB3D⁽²⁸⁾を用いた。解析に用いた格子点数は流れ方向に 87 点、ハブ、シュラウド間に 23 点、翼間に 26 点の計 52026 点である。計算の安定性を増すため $R=0.9R_2$ の位置を計算の入口境

界とした。図 5-3 に計算格子を示す。

本計算ではインペラ出口のハブからシュラウドにかけての流れの非一様性を考慮するため、入口境界 $R=0.9R_2$ においてハブ、シュラウド間で分布を持つ流れ角と全圧を境界条件として与え、流量が目標の流量となるまで出口境界における静圧を変化させた。計算により得られた $R=1.1R_2$ における流れ角と全圧分布が同位置における 3 孔ヨーメータによるトラバース計測結果とほぼ一致するように $R=0.9R_2$ におけるハブ、シュラウド間の流れ角分布と全圧分布は試行錯誤的に選択されている。

5.3 ディフューザの流れ解析

5.3.1 D1 ディフューザの流れ解析

図 5-4 に供試インペラと D1 ディフューザを組合わせた場合のスクロール出口における圧力比・効率 - 流量特性（圧縮機全体性能）を示す。

効率は、最高効率 $_{ref}$ に対する比で示した。流量は最高効率点における流量 Q_{ref} で無次元化した。

$Q/Q_{ref}=1.18$ と最高効率点である $Q/Q_{ref}=1.0$ の点について D1 ディフューザ内の流れ解析を行った。図 5-5 に $R=1.1R_2$ における流れ角分布と全圧分布の計算値と計測値の比較を示す。両者の分布はほぼ一致しており本計算は、供試インペラ出口でのハブからシュラウドにかけての流れの非一様性を十分に反映していると考えられる。

図 5-6 に計算から得られたハブ、シュラウド近傍の速度ベクトルを示す。図 5-5 の流れ角分布から分かるようにインペラ出口においてハブからシュラウドにかけて流路幅の約 70% の領域で負のインシデンスをとる流れとなっている。また、ハブ側に近いほどディフューザに流入する流れはより大きい負のインシデンスを持つ。この結果ディフューザのハブ / 圧力面側ではく離が発生しやすくなる。このく離領域の大きさは流量の減少に伴う流れ角の増加により減少する。一方、シュラウド側におけるインペラ出口流れ角は約 90 度であり、ディフューザ先端部において速度ベクトルはディフューザの負圧面から圧力面へほぼ周方向を向いている。このような流れにもかかわらずシュラウド側にはく離領域は存在していない。

図 5-7 に油膜法による可視化結果を示す。図 5-6 に示したフローパターンと定

性的に良い一致をしている。

図 5-8 に計算により得られたディフューザ出口における全圧、マッハ数分布を示す。図 5-6、図 5-7 で見られたディフューザのハブ / 圧力面側に発生するはく離領域がブロックとなりディフューザベーン内の流れをシュラウド / 負圧面側に押し付ける。このためシュラウド / 負圧面側の全圧、マッハ数がハブ / 圧力面側の値に比べ大きくなる。流量が減少するにつれてハブ / 圧力面側に発生するはく離領域は縮小しシュラウド / 負圧面側の全圧、マッハ数はハブ / 圧力面側の全圧、マッハ数に近づく。

計算結果からヨーメータ計測位置における全圧、マッハ数を算出した結果とヨーメータ計測結果の比較を図 5-9 に示す。計算値と計測値は良く一致しており計算結果がディフューザ内の流れを良く捕らえていると考えられる。

図 5-10(a), (b) に $Q/Q_{ref} = 1.0$ におけるディフューザベーンの圧力面、負圧面近傍の速度ベクトルを示す。これらのベクトル図から図 5-10(c) に示すようにインペラ出口流れ角の非一様性のため翼形ディフューザ入口において、圧力面側にはシュラウドからハブに向かう流れが、負圧面側にはハブからシュラウドに向かう流れが形成されている。

圧力面側をシュラウドからハブに向かう流れは、図 5-6 の速度ベクトル図から分かるように翼形ディフューザ入口において半径方向速度成分をほとんど持たないシュラウド側の流れが負圧面側から圧力面側に向かって流れ、この流れがディフューザの圧力面に衝突し翼面に沿ってハブ側へ向かうために生じる。

負圧面側をハブからシュラウドに向かう流れは、ディフューザ入口においてハブからシュラウドにかけて負のインシデンスを持つ領域の流れが負圧面側に流れ込み負圧面にそってシュラウド側へ向かうことにより生じると考えられる。この流れは、半径方向に速度成分を持つ流れであり、負圧面側に沿ってハブからシュラウドに流れ込む。このためシュラウド側の流れはディフューザベーンに対して大きな正のインシデンスを持っているにもかかわらずはく離をおこしにくいと考えられる。

5.3.2 D2 ディフューザの流れ解析

D1 ディフューザのハブ / 圧力面側に発生する低全圧 (低速) 領域を抑制するた

めにはハブ側のインシデンスを改善する必要がある。そこでディフューザの取付け角が D1 ディフューザに対して 5 度小さい D2 ディフューザの流れ解析を行った。D2 ディフューザの翼枚数は、D2 ディフューザのスロート面積が D1 ディフューザのスロート面積と同じになるように選定した。

ディフューザ形状の変更による低全圧（低速）領域の変化が明確にわかるように D1 ディフューザの計算においてハブ / 圧力面側に大きなはく離領域が現れた $Q/Q_{ref}=1.18$ で解析を行った。

図 5-11 にハブ側の速度ベクトル、ディフューザ出口での全圧分布とマッハ数分布を示す。インシデンスの改善によりハブ / 圧力面側のはく離領域が D1 ディフューザより縮小し、ディフューザ出口における低全圧（低速）領域が減少している。

5.3.3 D3 ディフューザの流れ解析

D1 ディフューザのハブ / 圧力面側に発生している低全圧（低速）領域を減少させるために図 5-2 に示したように D1 ディフューザのスロート下流部の翼高さを絞った D3 ディフューザを考案し流れ解析を行った。D3 ディフューザは、D1 ディフューザのスロートより下流部分のみが変更されているため、供試インペラと合わせて試験した場合、図 5-4 と同等の作動域の確保が可能であると考えられる。

図 5-12 にハブ側の速度ベクトル、ディフューザ出口での全圧分布とマッハ数分布を示す。流路絞りの効果によって D1 ディフューザと比較して低全圧（低速）領域が減少している。

5.4 試験結果および考察

数値解析の結果、ディフューザのハブ / 圧力面側のはく離領域の低減に効果があると確認された D2 ディフューザと D3 ディフューザを試作し供試インペラと組合わせ試験を行った。図 5-13 に圧縮機のスクロール出口における圧力・効率 - 流量特性を示す。

D2 ディフューザの場合、チョークから最高効率点にかけて効率・圧力比ともに D1 ディフューザと比べ改善しているが、D1 ディフューザのサージ流量が 0.69

であったのに対して D2 ディフューザを使用した場合のサージ流量は 0.95 となり D1 ディフューザのサージ流量に対して約 38% サージ流量が大流量側にずれ作動域が減少している。この作動域の減少は羽根取付け角の減少によるインシデンスの増加が原因であると考えられる。

D3 ディフューザは、D2 ディフューザと同様にチョークから最高効率点にかけて効率・圧力比ともに D1 ディフューザより向上している。作動域は D1 ディフューザを用いた場合と同じである。これは、D3 ディフューザのディフューザ先端からディフューザスロートまでの形状が D1 ディフューザと同形状であるためと考えられる。

図 5-14 に供試ディフューザの $R/R_2=1.1$ から $R/R_2=1.58$ 間の圧力回復係数と $R/R_2=1.1$ 位置での流量平均流入角度の関係を示す。D2 ディフューザの圧力回復係数は大流量側で改善しているが圧力回復係数が最大となる流量でサージ状態になる。D3 ディフューザはスロート下流の流路幅が絞られているにもかかわらず D1 ディフューザより高い圧力回復係数を達成している。これはディフューザを絞ることによりディフューザ翼間のブロックageの原因となるハブ/圧力面側に発生する低速領域が減少し有効面積が増大したためと考えられる。

図 5-15 に D1、D2、D3 ディフューザのディフューザ出口におけるヨーメータトラバース結果を示す。D2 ディフューザ、D3 ディフューザともに数値計算で予測されたようにハブ/圧力面側に発生している低全圧（低速）領域が縮小し、全圧、マッハ数分布ともにディフューザ出口断面で一様化されていることが確認できる。

インペラ出口における流れの非一様性のため翼形ディフューザのハブ/圧力面側に低全圧領域が発生する傾向がある。この低全圧領域の発生を抑制するため翼形ディフューザの取付角度を減少させる方法をとるとディフューザ部のインシデンスの増加により圧縮機のサージ流量が増大し作動域が低下する可能性がある。一方、ディフューザ入口からスロートまでの形状を同一としスロートより下流でディフューザ翼高さを絞れば作動域の低下を引き起こさず圧縮機性能向上が可能であることが明らかになった。

5.5 結論

- (1) インペラ出口流れに由来するハブ、シュラウド間の非一様性が遠心圧縮機用翼形ディフューザの流れに及ぼす影響を詳細に調べるためにCFDコードを用いて翼形ディフューザ内の流れ計算を行なった。計算された流れ場は実験結果と定性的によい一致をした。
- (2) インペラ出口流れ角の非一様性のため翼形ディフューザ入口において、圧力側にはシュラウドからハブに向かう2次流れが、負圧側にはハブからシュラウドに向かう2次流れが形成されている。
- (3) インペラ出口における流れの非一様性のため翼形ディフューザのハブ/圧力側に低全圧領域が発生する傾向がある。この低全圧領域の発生を抑制するため本研究では
- (a) 翼形ディフューザの取付角度の減少
 - (b) 翼形ディフューザ入口からスロートまでの形状を同一としスロートより下流でディフューザ翼高さを絞る。
- 2つの方法を試みた。(a)、(b)ともにチョークから最高効率点にかけて圧縮機の効率・圧力比の改善に有効な手段であることが分かった。

しかし、翼形ディフューザの取付角度を減少させる方法を取ると圧縮機のサージ流量が増大し作動域が低下する可能性がある。一方、ディフューザ入口からスロートまでの形状を同一としスロートより下流でディフューザ翼高さを絞れば作動域の低下を引き起こさず圧縮機性能向上が可能であることが明らかになった。

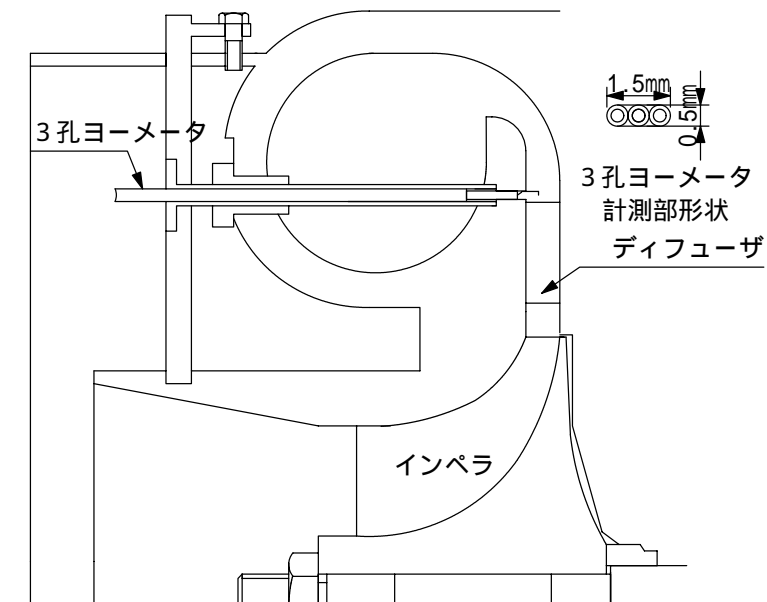


図 5-1 圧縮機断面図

表 5-1 ディフューザ諸元

ディフューザ	Z_V	W_{th}	B_3 / B_2	B_4 / B_2	R_c / R_2
D1	21	1.00	1.0	1.0	-
D2	36	0.57	1.0	1.0	-
D3	21	1.00	1.0	0.9	1.30
	AR	α_v (度)	α_v (度)		
	1.80	70	52		
	1.94	65	52		
	1.62	70	52		

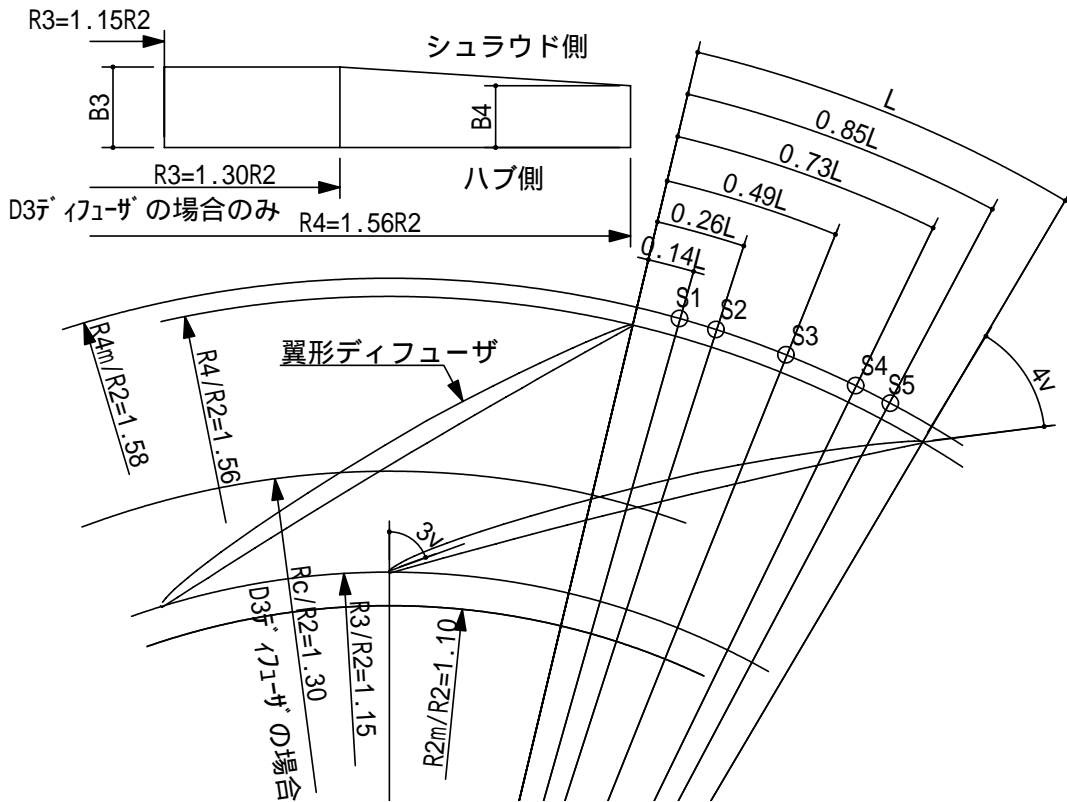


図 5-2 供試ディフューザ

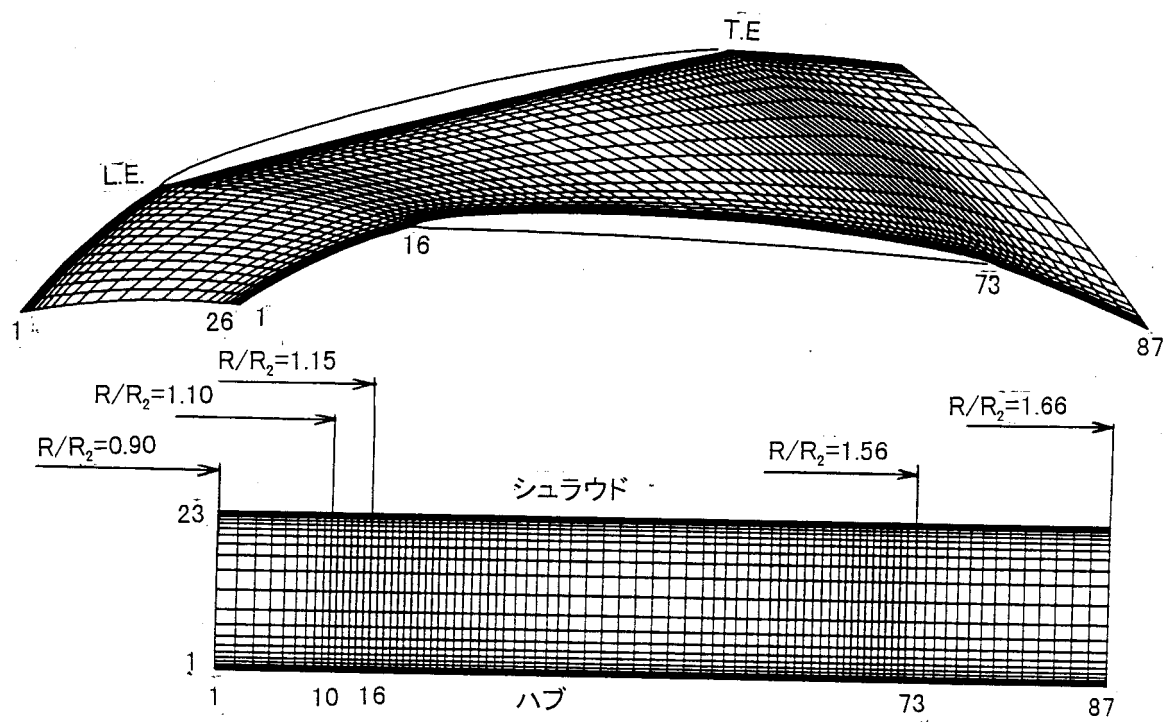


図 5-3 計算格子

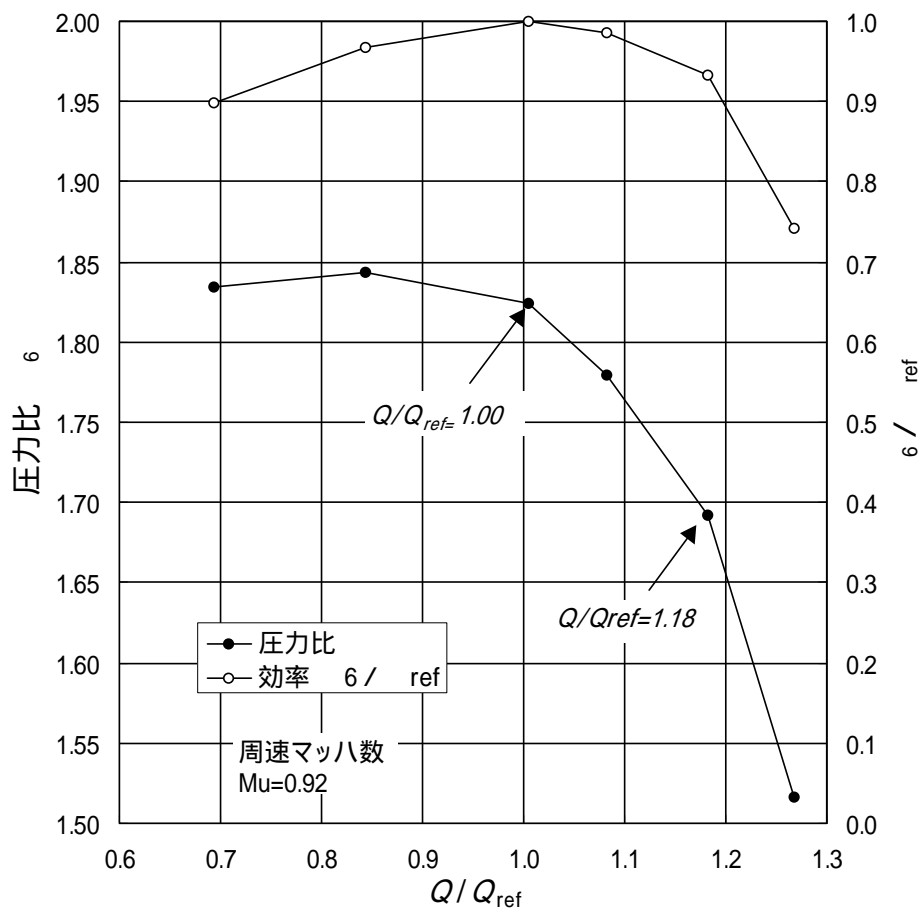
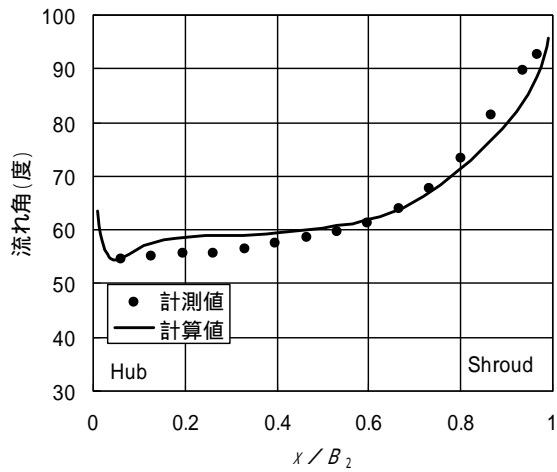
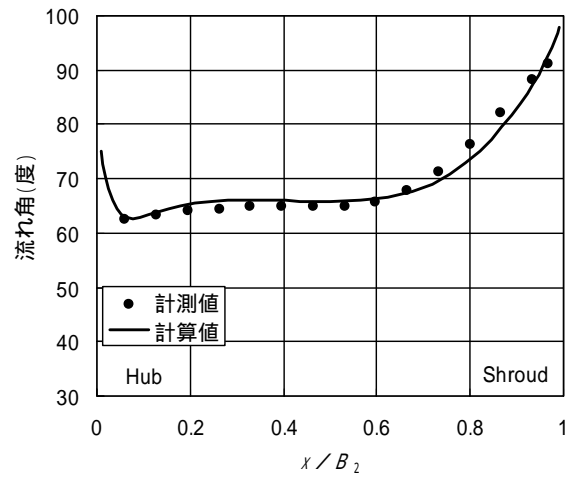


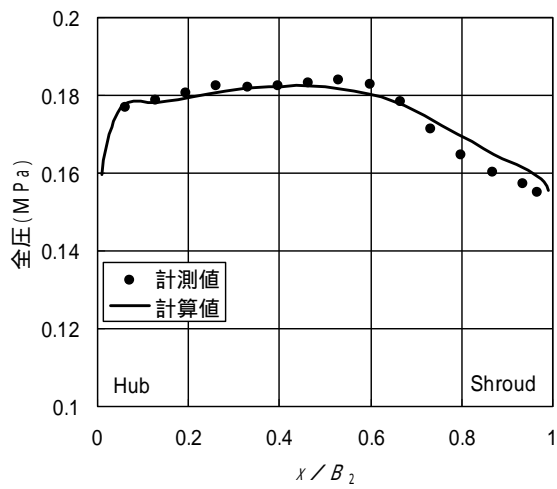
図 5-4 供試圧縮機性能



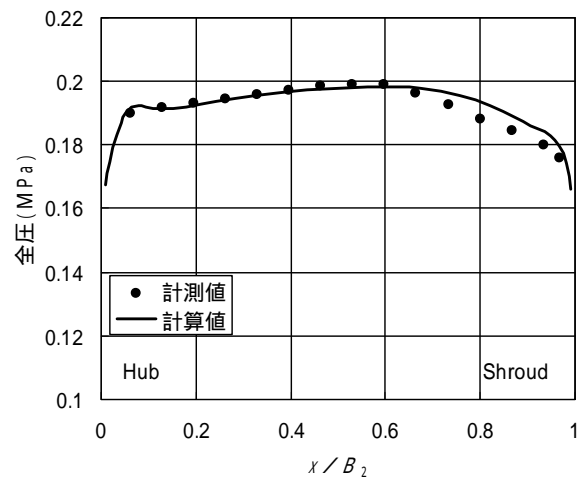
(b) 流れ角分布 ($Q/Q_{ref} = 1.18$)



(b) 流れ角分布 ($Q/Q_{ref} = 1.0$)

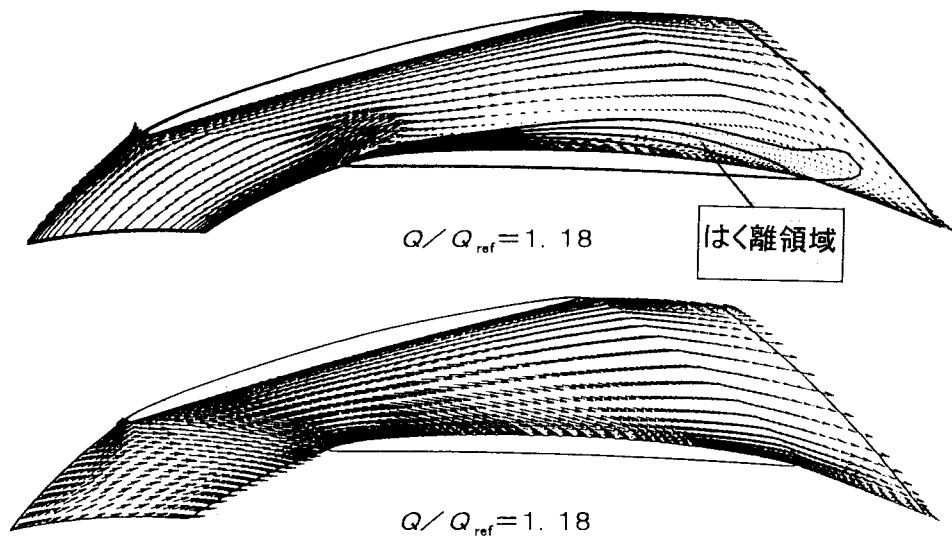


(a) 全圧分布 ($Q/Q_{ref} = 1.18$)

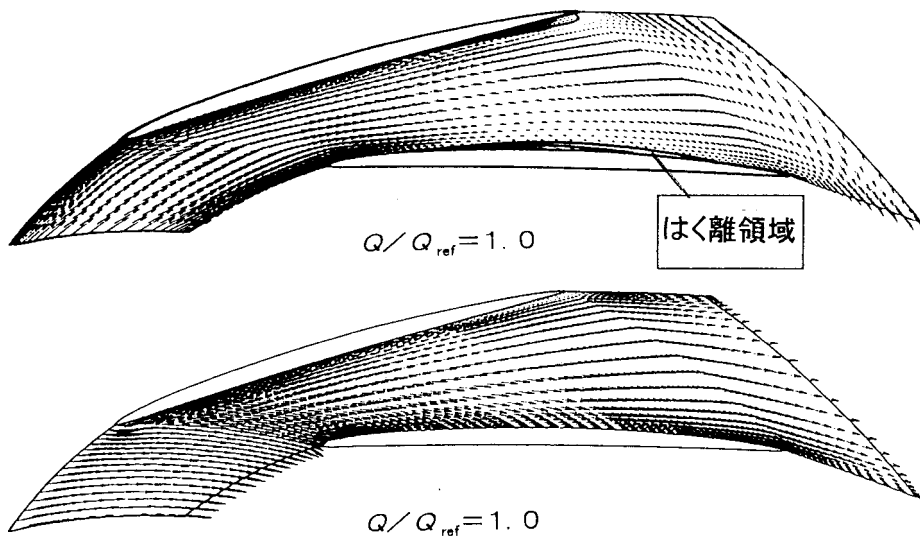


(a) 全圧 ($Q/Q_{ref} = 1.0$)

図 5-5 $R/R_2 = 1.1$ における全圧分布と流れ角分布



(a) $Q/Q_{ref}=1.18$ (上:ハブ近傍 下:シュラウド近傍)



(b) $Q/Q_{ref}=1.0$ (上:ハブ近傍 下:シュラウド近傍)

図 5-6 D1 ディフューザ流れ解析結果(速度ベクトル図)



図 5-7(a) 流れの可視化結果 $Q/Q_{ref}=1.18$ (上:ハブ 下:シュラウド)



図 5-7(b) 流れの可視化結果 $Q/Q_{ref}=1.0$ (上:ハブ 下:シュラウド)

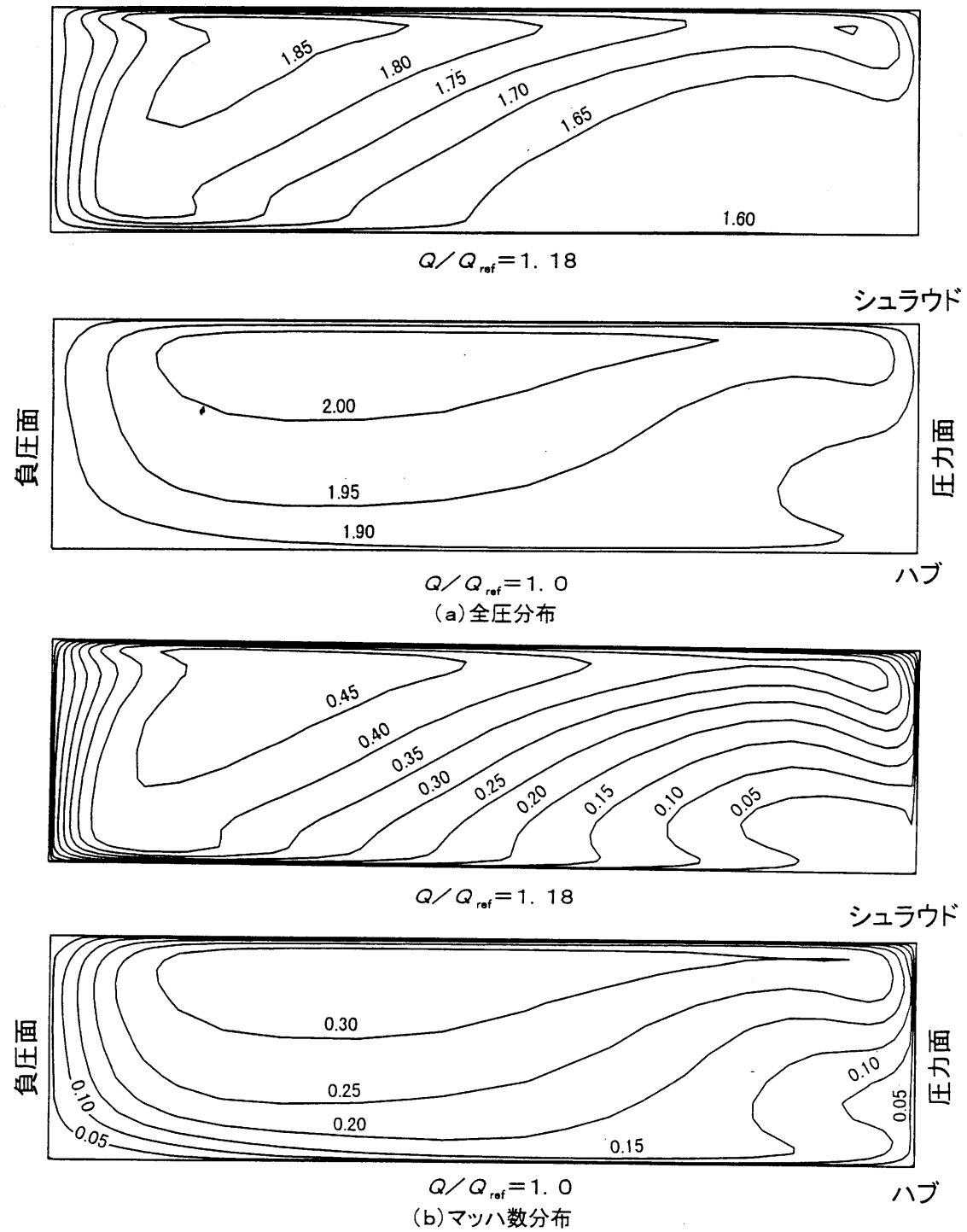
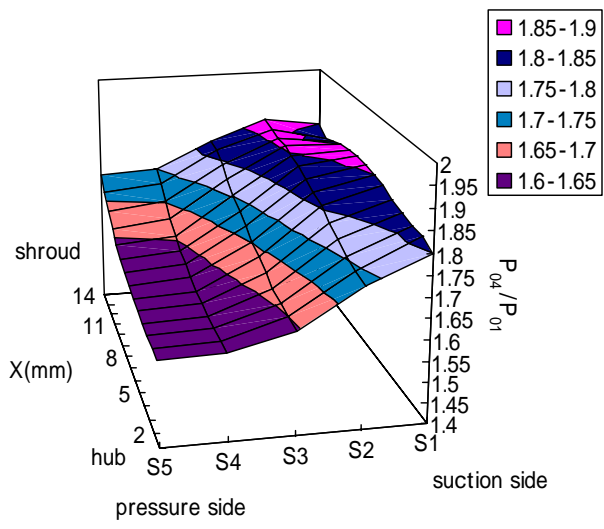
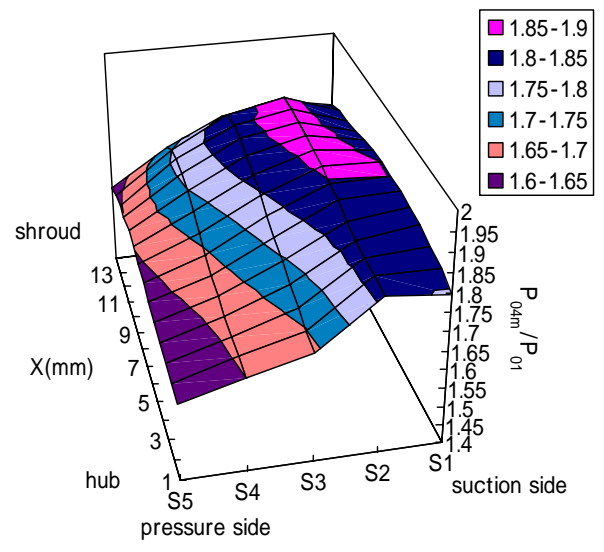


図 5-8 D1 ディフューザ流れ解析結果
(ディフューザ出口位置における全圧、マッハ数分布)

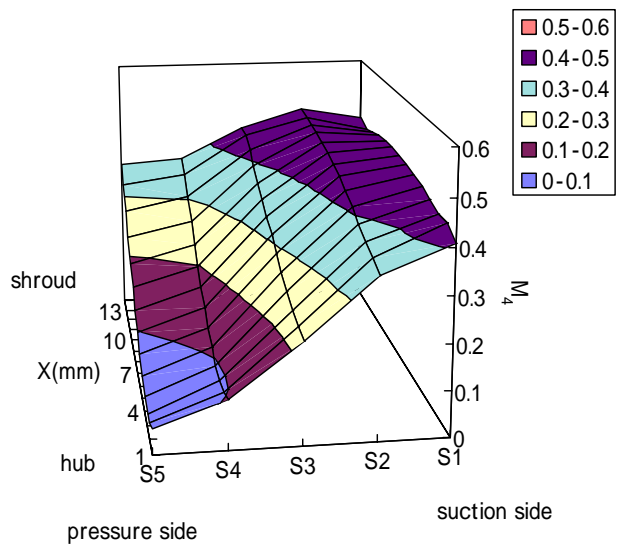


計算値

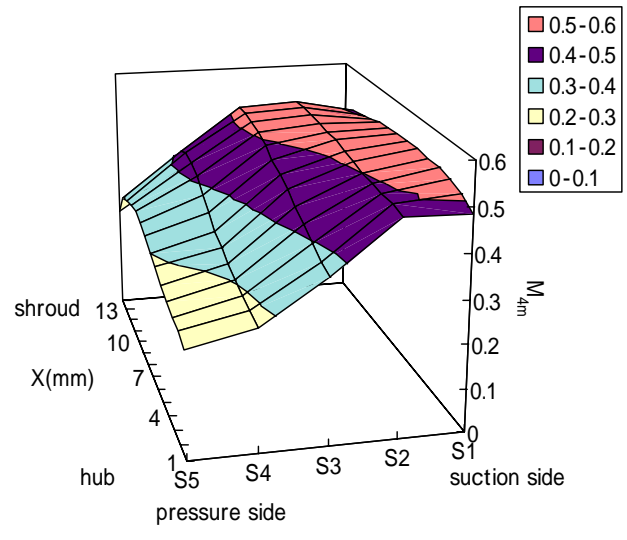


実験値

全圧分布



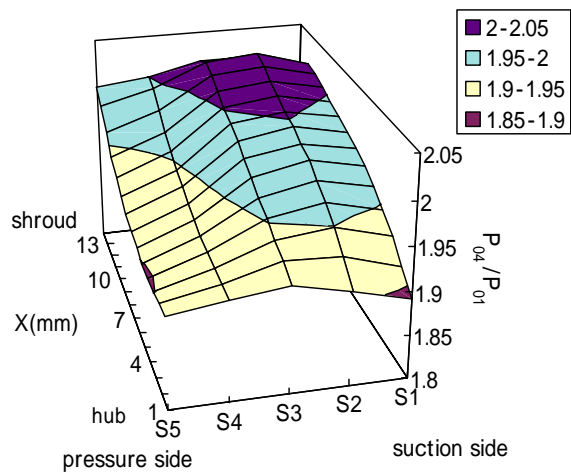
計算値



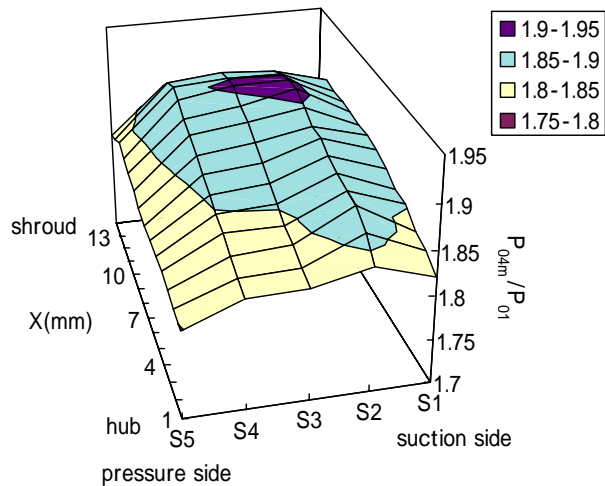
実験値

マッハ数分布

図 5-9(a) 計算結果と計測値の比較 ($Q/Q_{ref} = 1.18$)
(ディフューザ出口)

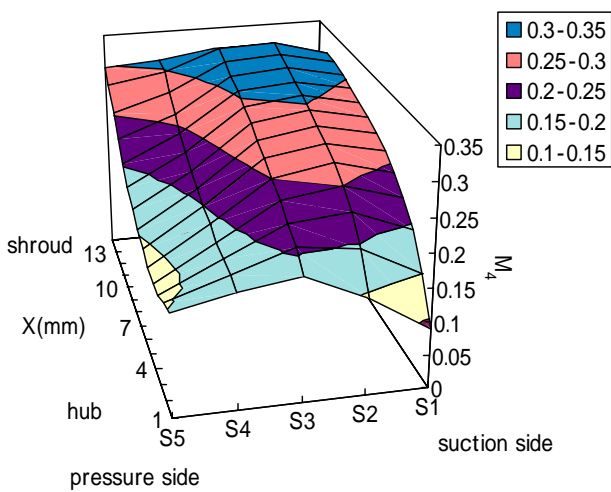


計算値

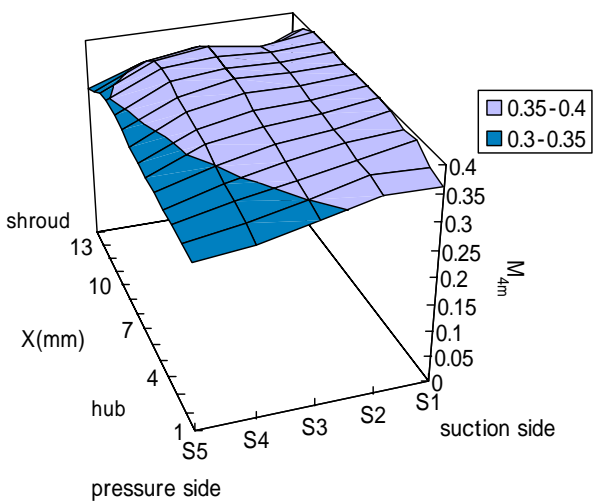


実験値

全圧分布



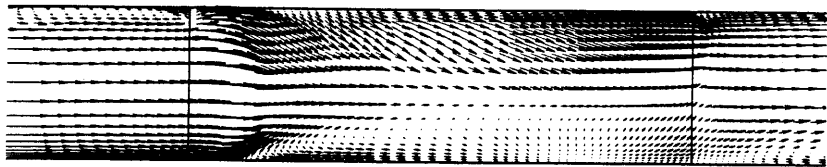
計算値



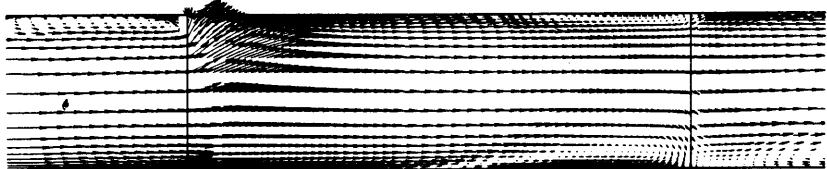
実験値

マッハ数分布

図 5-9(b) 計算結果と計測値の比較 ($Q/Q_{ref} = 1.0$)
(デフューザ出口)

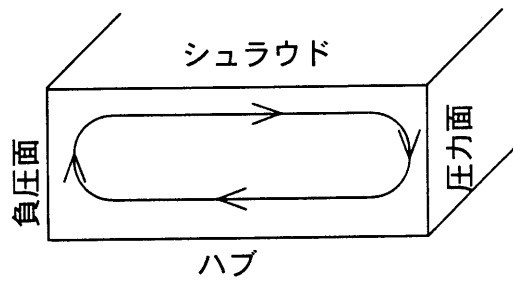


ディフューザ入口 前縁 (a) 圧力面近傍 シュラウド ディフューザ出口 後縁



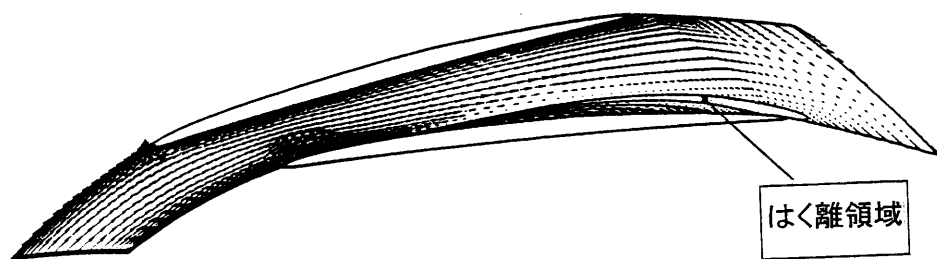
ハブ

(b) 負圧面近傍

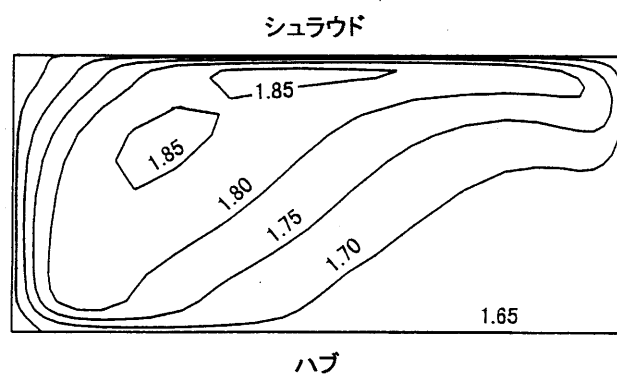


(c) ディフューザ入口部に発生する2次流れ

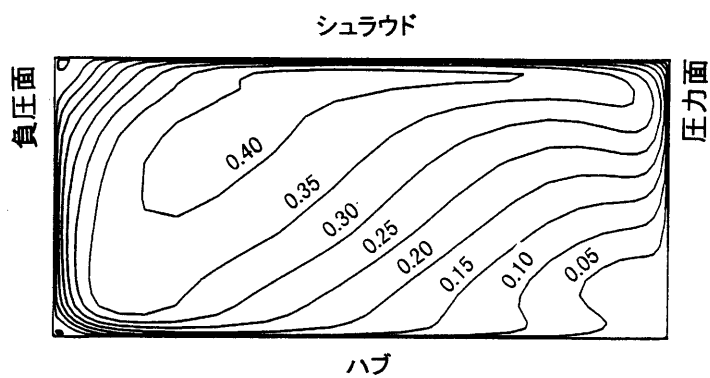
図 5-10 ディフューザ翼面近傍速度ベクトル ($Q/Q_{ref}=1.0$)



(a)速度ベクトル図(ハブ近傍)

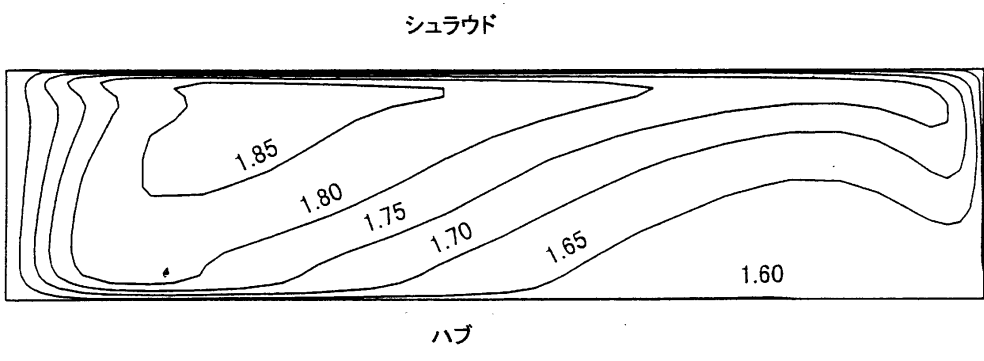
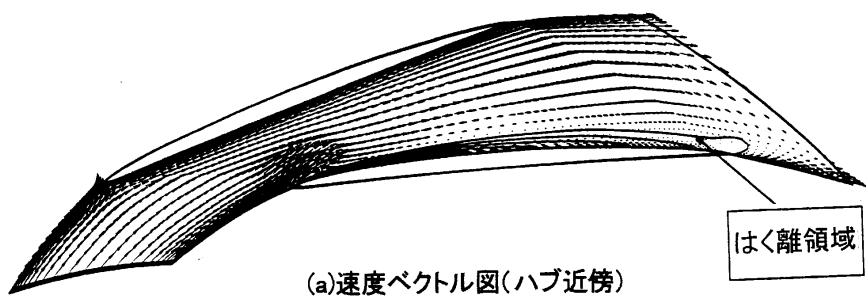


(b)ディフューザ出口位置における全圧分布

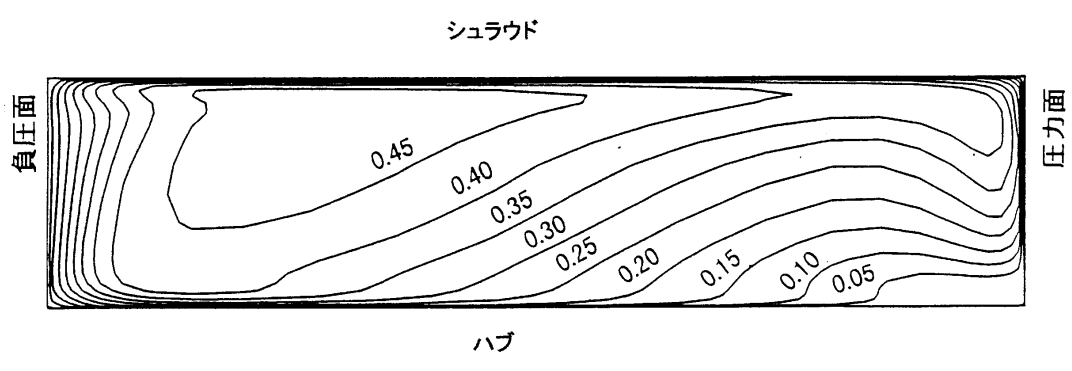


(c)ディフューザ出口位置におけるマッハ数分布

図 5-11 D2 ディフューザ流れ解析結果
($Q/Q_{ref}=1.18$)

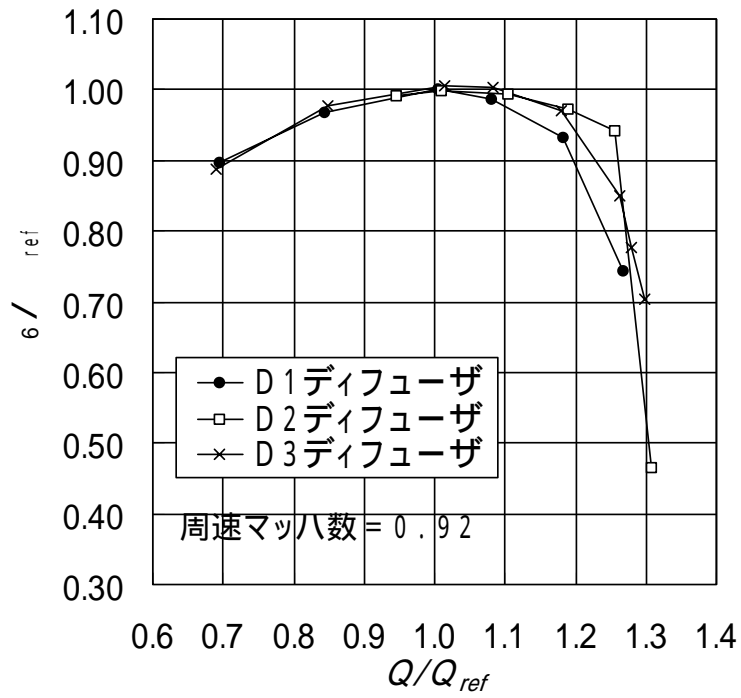


(b)ディフューザ出口位置における全圧分布

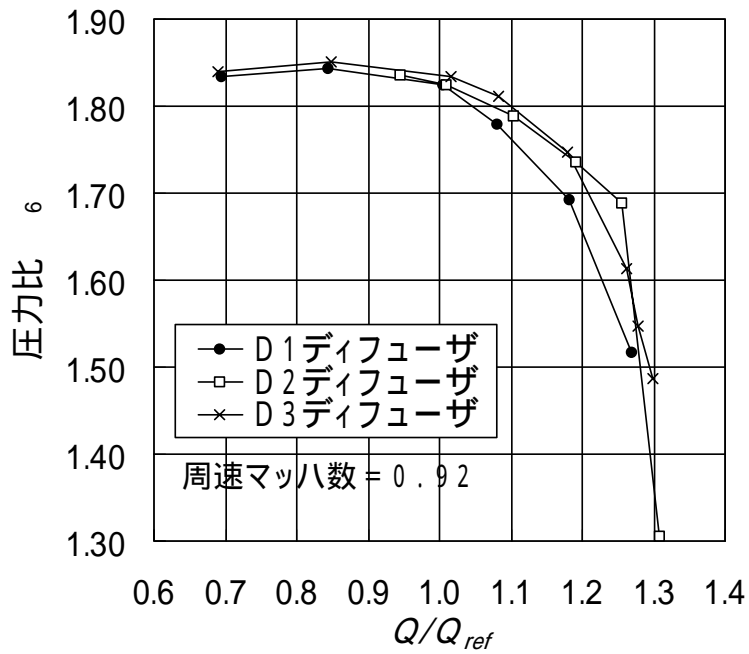


(c)ディフューザ出口位置におけるマッハ数分布

図 5-12 D3 ディフューザ流れ解析結果
($Q/Q_{ref}=1.18$)



(a) 流量 - 効率



(b) 流量 - 圧力比

図 5-13 圧縮機性能

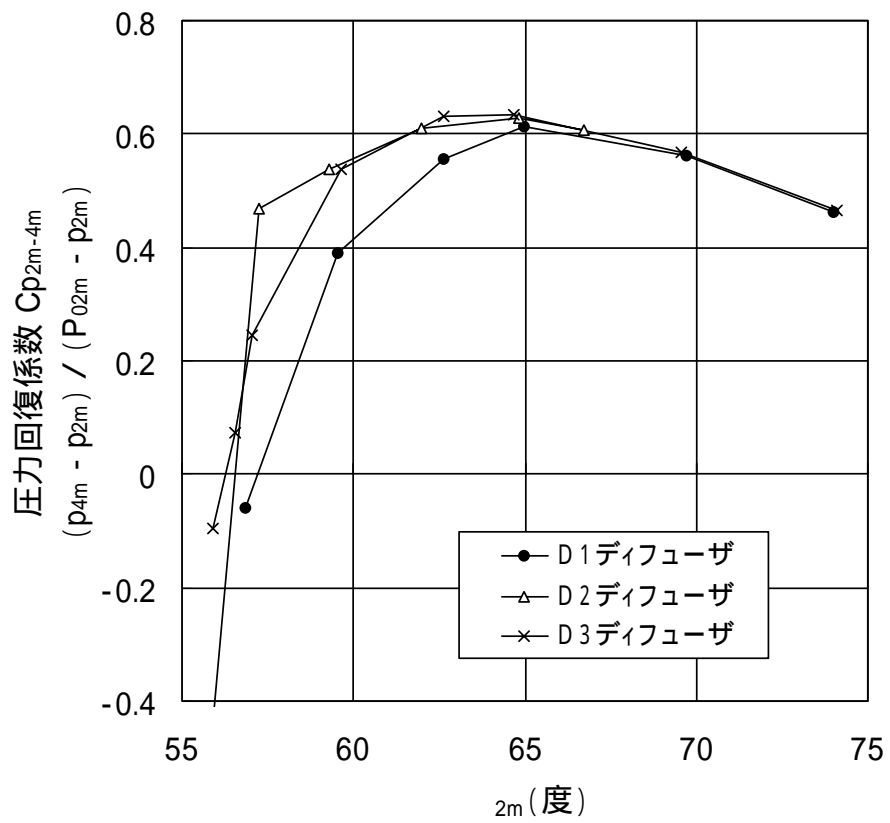
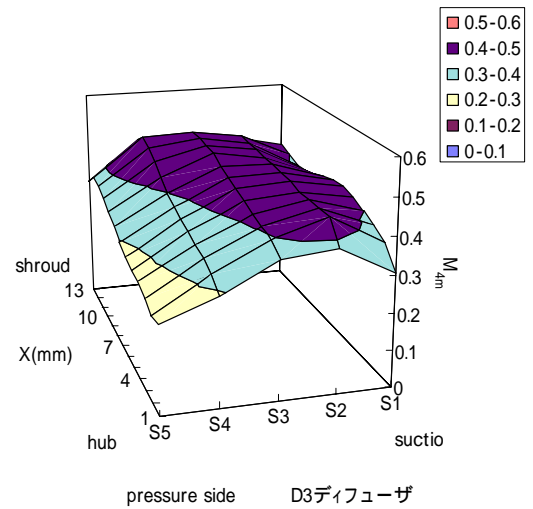
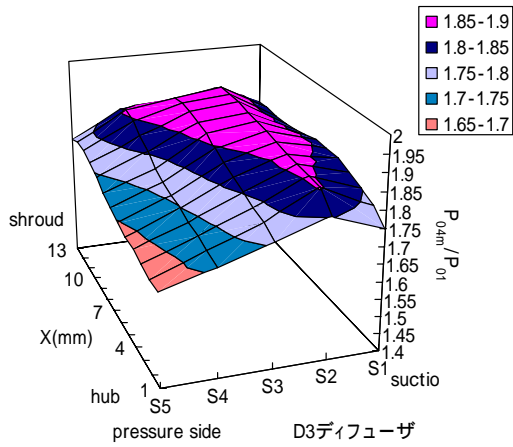
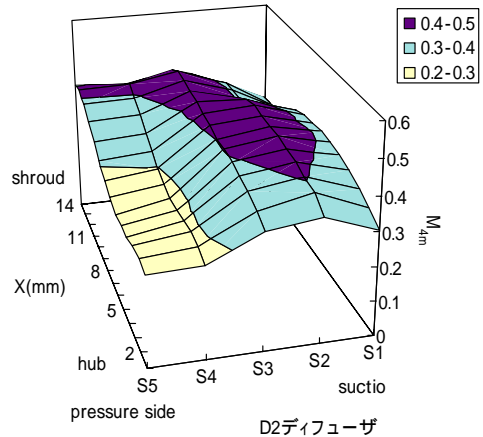
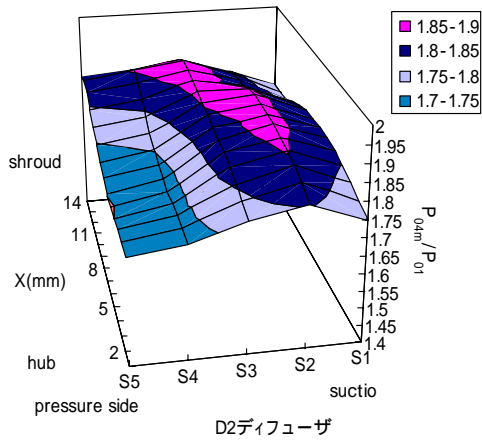
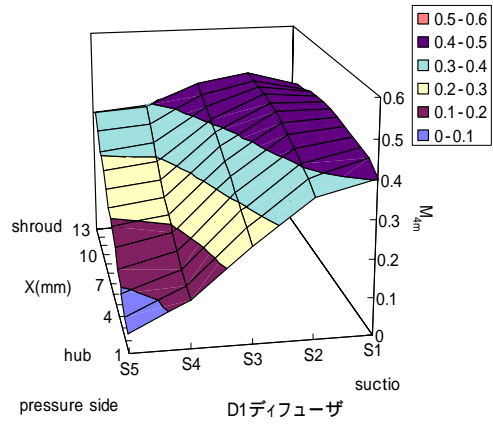
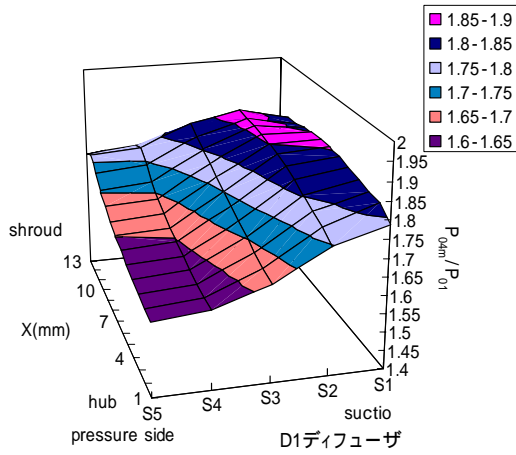


図 5-14 ディフューザ圧力回復係数



(a) 全圧分布

(b) マッハ数分布

図 5-15 全圧分布・マッハ数分布 (計測値 $Q / Q_{ref} = 1.18$)

第 6 章 高圧力比遠心圧縮機への翼形ディフューザの適用

6.1 まえがき

羽根付きディフューザ内にはインペラ出口における流れ角分布の影響を受け、ハブ/圧力面側に低全圧領域が存在する。この低全圧領域の発達を抑制することで、圧縮機性能を改善することが可能であることを第 4 章、第 5 章で示した。

これらの結果から、本章では、高圧力比遠心圧縮機の開発の中でディフューザに流入する流れの角度分布を一様化することによる圧縮機性能の向上を試みた。

さらに、第 5 章で、提案した D3 タイプのディフューザについても組み合わせ試験を実施した。また、供試ディフューザを選定する際に、第 2 章で見られた現象と同様の現象が得られたことも報告している。

6.2 試験方法

設計圧力比 4.3、設計回転数における周速マッハ数が $Mu=1.51$ の船用過給機用に 3 種類の遠心圧縮機インペラを開発した。図 6-1 に供試インペラの主要形状と A-インペラの写真を示す。

A-インペラ、B-インペラと C-インペラの入口羽根角、子午面形状は共通である。

A-インペラの短羽根(Splitter Blade)のキャンパーライン形状は、長羽根(Full Blade)のキャンパーライン形状と同一で、長羽根と短羽根の中央に位置している従来良く使用されているタイプのインペラである。B-インペラの短羽根は A-インペラの流れ解析結果を基に翼角分布を見直したインペラであり、長羽根と短羽根の形状は互いに異なっている。A-インペラ、B-インペラのバックワード角は、従来の遠心圧縮機インペラに見られるハブからシュラウドにかけて一様な角度を持つインペラである。また、C-インペラのバックワード角は、ハブからシュラウド方向に変化しており、ハブ側のバックワード角は、シュラウド側のバックワード角に比べ小さい値となるように設計されている。

各供試インペラの特徴については 6.3 で詳しく述べる。

図 6-2 に供試ディフューザ VD115 の代表寸法と翼形状を示す。VD115 は、A-インペラと各種形状のディフューザの組合わせて試験をした結果から選定された

ディフューザである。図 6-3 に試験結果から得られたディフューザスロート面積 A_{th} と圧縮機のサージ流量、チョーク流量の関係を示す。 A_{th} は VD115 のスロート面積により無次元化されている。 A_{th} が 1.0 から 0.9 に減少してもサージ流量は減少していない。第 2 章で得られた結論から、A-インペラの出口静圧が $Q/Q_{ref}=0.95$ で最大値となるためであることが推定できる。

図 6-3 には、インペラチョーク流量、第 2 章の方法で推定したディフューザチョーク、ディフューザストール流量および設計流量 ($Q/Q_{ref}=1.0$) における圧縮機の効率変化も示されている。供試ディフューザ VD115 は他のスロート面積を有する羽根付きディフューザと比較して作動域、効率で優れていることが分かる。

なお、本羽根付きディフューザの先端位置は、ディフューザがインペラに対して励振源となることを避けるため、インペラ半径の 1.15 倍の位置が経験的に選定されている。ディフューザ取付角は設計流量で流れ角と同じとなるように設計されている。

遠心圧縮機の全体性能は圧縮機入口、スクロール出口での全圧、静圧、全温計測により算出した。流量はスクロール下流の配管中に取付けられたオリフィスにより計測した。サージングは圧縮機入口とインペラ出口に設けられた圧力変換器からの圧力変動信号と音により判定を行った。また、インペラ、ディフューザ性能を算出するために $R/R_2=1.10$ と羽根付きディフューザ翼出口位置 $R/R_2=1.58$ において静圧計測を行った。

インペラ出口状態量は $R/R_2=1.10$ における静圧を使い第 2 章 2.3.1 と同じ手法により求めた。また、90%設計回転数に相当するインペラの周速マッハ数 $Mu=1.36$ において、 $R/R_2=1.10$ の位置で 3 孔ヨーメータを用いてインペラ出口の全圧、流れ角分布を計測した。

本研究では、インペラを設計するために米国 Northern Research Engineering Corporation により開発された三次元流れ解析コード VISIUN⁽³⁰⁾、⁽³¹⁾ を使用した。また、ディフューザ内の流れ解析は、三次元流れ解析コード BTOB3D⁽²⁸⁾ を用いた。

6.3 供試インペラの特徴

6.3.1 A-インペラと B-インペラ

図 6-4-1(a)に数値計算から得られた A-インペラのシュラウド近傍における長羽根 (Full Blade)、短羽根 (Splitter Blade) 上の静圧分布を示す。縦軸はシュラウド近傍の翼面上における静圧とインペラ入口全圧の比を示す。長羽根上の圧力面、負圧面の静圧差 (翼負荷) が短羽根入口付近で減少し $m/m_2 = 0.5$ 付近 (m はシュラウドにおける子午面長さ位置を示す。第 1 章、図 i-1 参照) では静圧差がほぼ 0 となっている。一方、短羽根入口で短羽根上の圧力面、負圧面の静圧差が非常に大きくなっている。

図 6-4-1(b)に短羽根入口近傍の速度ベクトルの分布を示す。インペラシュラウド付近では、インペラとケーシング間の隙間を圧力面から負圧面に向かう二次流れが存在する。この二次流れにより短羽根前縁における流れは、短羽根に対して正のインシデンスを持ち流入してくる。このため短羽根先端付近の翼負荷が増大し、負圧面側には図 6-4-1(b)のようにはく離領域が発生する。また、流れは短羽根負圧面と長羽根圧力面により構成される流路へ向け流れ込むため長羽根圧力面側の流速が大きくなり、短羽根先端近傍における長羽根の翼負荷が減少するものと考えられる。

従来形インペラに見られるような長、短羽根が同じキャンパーライン形状をとる設計手法では図 6-4-1 に示されるような翼面静圧分布、速度ベクトル分布を改善できない。このため短羽根の別設計が必要となる。

図 6-4-2 に短羽根を別設計した B-インペラのシュラウド近傍における長、短羽根上の静圧分布、速度ベクトル分布を示す。A-インペラの短羽根前縁で見られたはく離領域は消滅し、短羽根に分離された長羽根の左右の流路に対して流れがスムーズに流入している。この結果、長羽根、短羽根の翼負荷分布が改善されている。

6.3.2 A-インペラと C-インペラ

数値計算で得られた A-インペラの出口全圧、流れ角分布を周方向に重量流量平均し得られた全圧と流れ角を用いてディフューザ VD115 の流れ解析を行った。第 5 章と同様に入口境界 $R=0.9R_2$ においてハブ、シュラウド間で分布を持つ流れ角と全圧を境界条件として与え、流量が目標の流量となるまで出口境界における静圧を変化させた。計算により得られた $R=1.0R_2$ (インペラ出口位置に相当) における流れ角と全圧分布が、インペラの解析結果を周方向に重量流量平均し得ら

れた全圧、流れ角分布とほぼ一致するように $R=0.9R_2$ におけるハブ、シュラウド間の流れ角分布と全圧分布を試行錯誤的に選択した。

インペラ出口における流れ角分布を図 6-5(a)に計算結果を図 6-5(b)に示す。格子点数は第 5 章と同数、計算コードは BTOB3D⁽²⁸⁾を用いた。解析はほぼ設計点で行った。第 4 章で明らかにしたように羽根付きディフューザ内にはインペラ出口における流れ角分布の影響を受け、ハブ/圧力面側に低全圧領域が存在している。

インペラ出口の流れ角はインペラ内に発生する二次流れの影響のため、シュラウド側の流れ角がハブ側の流れ角よりも大きくなる傾向にある。一次元理論に従えばインペラのバックワード角が増大すれば流れ角が減少する。図 6-6(a)にインペラのバックワード角とインペラ出口における速度三角形の関係を示す。図 6-6(b)に、バックワード角をパラメータに一次元理論より算出したインペラ出口流れ角(ディフューザへの流入角度)の一例を示す(付録.A.2 参照)。C-インペラはインペラ出口流が一樣になるようシュラウド側のバックワード角がハブ側のバックワード角よりも大きいインペラ形状を採用している。

図 6-7 に計算で得られた A-インペラと C-インペラの出口におけるハブからシュラウドにかけての流れ角分布を示す。流れ角分布はインペラ出口流れを周方向重量流量平均して得られた値である。図 6-7 から C-インペラのハブ、シュラウド間の角度差は A-インペラの角度差より小さくなっておりインペラ出口流れ角が一樣化されていることが分かる。

6.4 実験結果および考察

6.4.1 インペラ性能の計測

A-インペラ、B-インペラ、C-インペラの 90%設計回転数におけるインペラ単体の性能を 3 孔ヨーメータを用いて計測した。図 6-8(a)に式(1)、(2)を用いて算出した $R/R_2 = 1.1$ における圧力比 η_{2m} 、効率 η_{2m} を示す。効率 η_{2m} はインペラ効率とほぼ同一であると考えられる。

$$\eta_{2m} = \frac{P_{02m}}{P_{01}} \quad (1)$$

$$\eta_{2m} = T_{01} * ((P_{02m}/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1) / (T_{06} - T_{01}) \quad (2)$$

B-インペラの効率は A-インペラより約 2.5%高い。本試験結果から短羽根形状の

別設計によるインペラ向上が確認された。

図 6-8(b)にハブからシュラウドにかけての重量流量平均流れ角分布 β_{2m} を示す。C-インペラのハブ、シュラウド間の角度差が最も小さくなっている。シュラウド側のバックワード角がハブ側のバックワード角よりも大きいインペラ形状を採用することでインペラ出口流れ角分布を一様化できることが確認された。

6.4.2 VD115 と組合わせた圧縮機性能

A-インペラ、B-インペラと C-インペラを VD115 と組合わせ試験を行った。得られた圧縮機性能を図 6-9 に示す。B-インペラが最も高い性能を示している。C-インペラは大流量域では A-インペラと比較して高い効率を示しているが作動域が減少している。

図 6-10 に 90% 設計回転数における $R/R_2=1.10$ からスクロール出口までの効率低下分 η_{6-i} を示す。 η_6 は第 2 章、式 (11) で定義される圧縮機全体の効率であり、 η_{6-i} はインペラ下流部の効率低下分に相当する。

C-インペラを用いた時、インペラ下流部の効率低下が最小となる。これは、ディフューザに流入する流れが最も一様化されているためと思われる。

本試験結果から、インペラ設計の際には、インペラ出口における流れ角の非一様性を設計クライテリアとして考慮することが必要であることが分る。

6.4.3 D3 タイプのディフューザの適用

第 5 章で検討した翼形ディフューザ入口からスロートまでの形状を同一としスロートより下流でディフューザ翼高さを絞った D3 タイプのディフューザを 3 つのインペラの内、VD115 と組合わせ最も圧縮機効率 η_6 の高かった B-インペラに適用した。

試験結果を図 6-11 に示す。また $Mu=1.36$ (90%設計回転数に相当)、 $Mu=1.51$ (100%設計回転数に相当)におけるインペラ出口からディフューザベーン出口までの圧力回復係数を図 6-12 に、図 6-13 に式(3)で定義されるインペラ出口からスクロール出口までの全圧損失係数を示す。全圧 P_{02} 、静圧 p_2 、流れ角 β_2 は $R/R_2 = 1.10$ における静圧を使い第 2 章 2.3.1 と同じ手法により求めた。

$$\text{全圧損失係数}=(P_{02}-P_{06})/(P_{02}-p_2) \quad (3)$$

図中の D1-Type は、VD115 を示す。また D3-Type は VD115 のスロート下流を絞ったディフューザである。試験結果から D3 タイプのディフューザは、B-インペラに対しても作動域の低下を引き起こさず圧縮機性能向上できることが確認された。

6.5 結論

- (1) インペラの短羽根を長羽根と別設計にすることで短羽根先端近傍における翼面静圧分布、速度ベクトル分布を改善でき、インペラ効率を向上できることを示した。
- (2) シュラウド側のバックワード角がハブ側のバックワード角よりも大きいインペラ形状を採用することでインペラ出口流れ角分布を一様化できることが確認された。
- (3) インペラ出口流れ角分布を一様化することで下流の羽根付きディフューザ性能の向上が可能であることが分かった。この結果から、インペラ設計の際には、インペラ出口における流れ角の非一様性を設計クライテリアとして考慮することが必要であることが分かった。
- (4) 第 5 章で検討した D3 - Type のディフューザを高圧力比遠心圧縮機に適用し、第 5 章と同様に作動域の低下を引き起こさず圧縮機性能向上できることが確認された。

インペラ	A	B	C
R_2 (mm)	123.5	123.5	123.5
R_{1s}/R_2	0.699	0.699	0.699
B_2/R_2	0.104	0.104	0.104
羽根枚数 (長羽根 / 短羽根)	20 (10 / 10)	20 (10 / 10)	20 (10 / 10)
短羽根 キャンバーライン形状	長羽根と同じ	長羽根と別設計	長羽根と別設計
バックワード角(ハブ)	30	30	25
バックワード角 (シュラウド)	30	30	35

表 6-1 供試インペラ形状

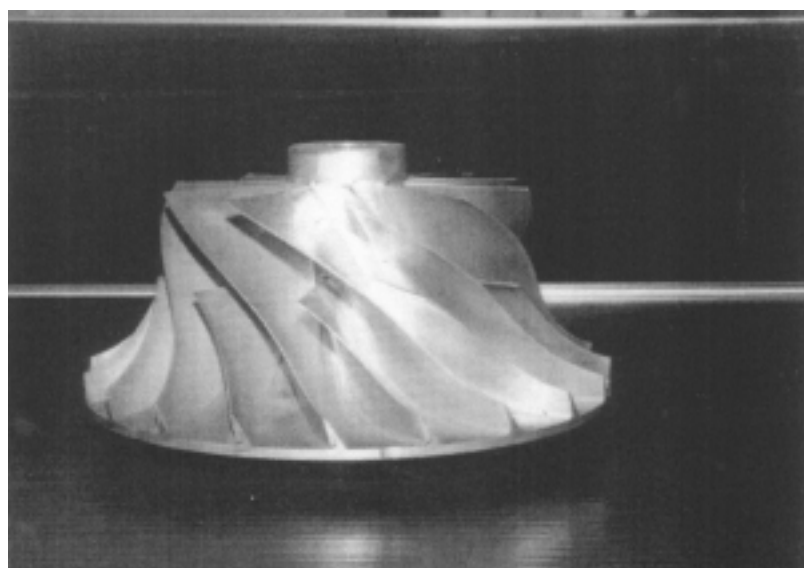
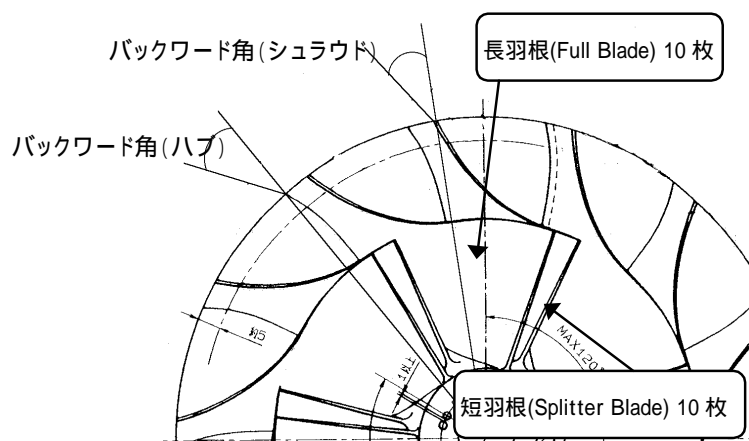


図 6-1 供試インペラ

ディフューザ	R_3/R_2	R_4/R_2	R_5/R_2	B_3/B_2	Zv	β_{3v} (度)	β_{4v} (度)
VD115	1.15	1.56	1.75	1.0	19	68	52

表 6-2 供試ディフューザ形状

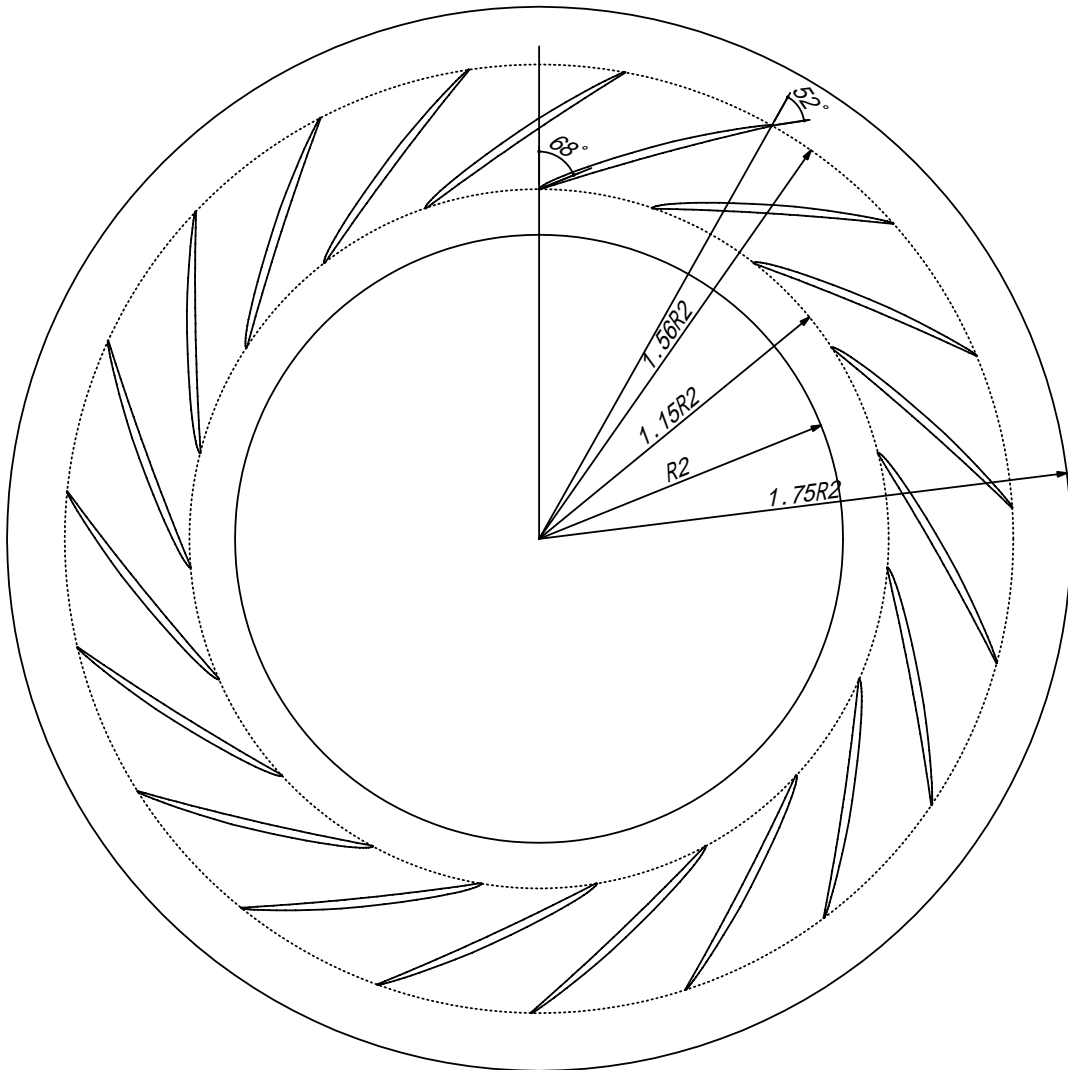


図 6-2 供試ディフューザ(VD115)

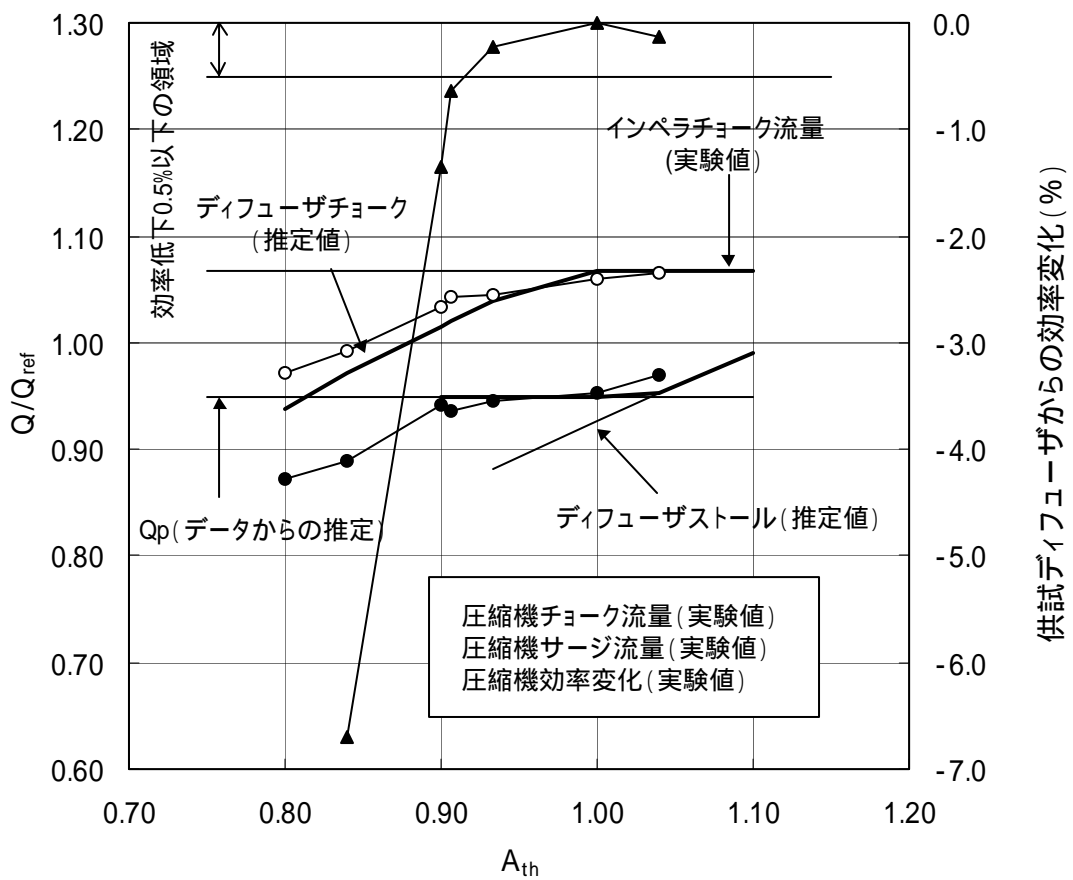
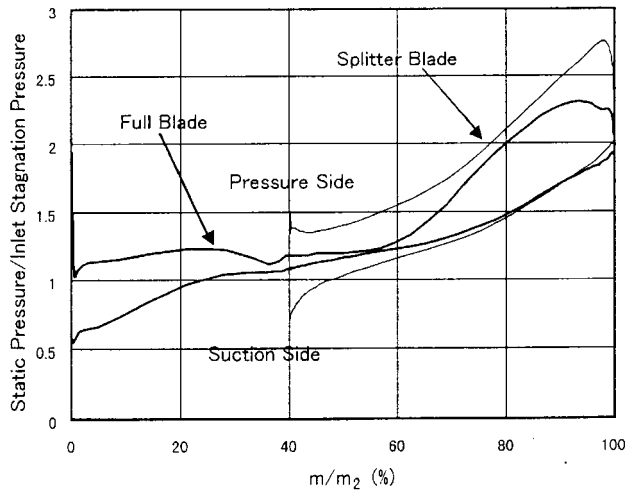
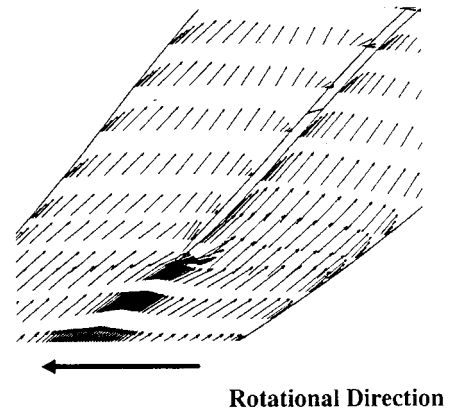


図 6-3 スロート面積と作動域の関係

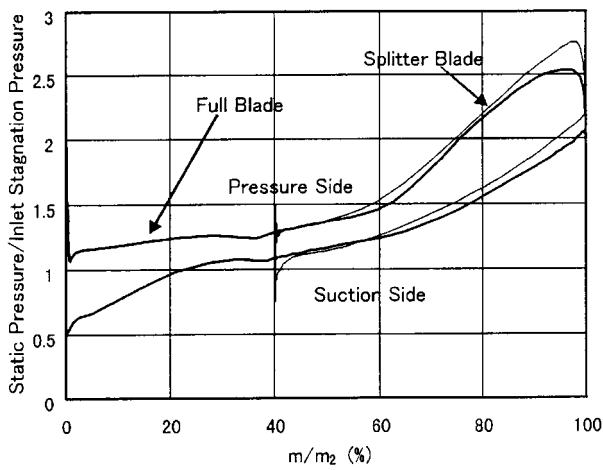


(a) 壁面静圧分布

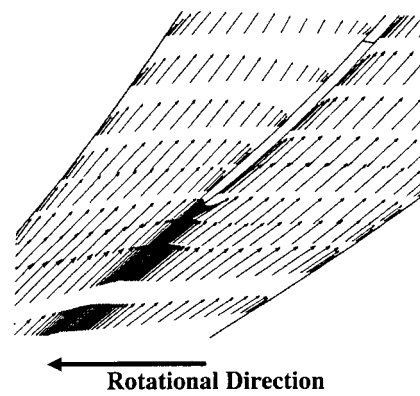


(b) 速度ベクトル
(短羽根入口部、シュラウド近傍)

図 6-4-1 A-インペラ解析結果



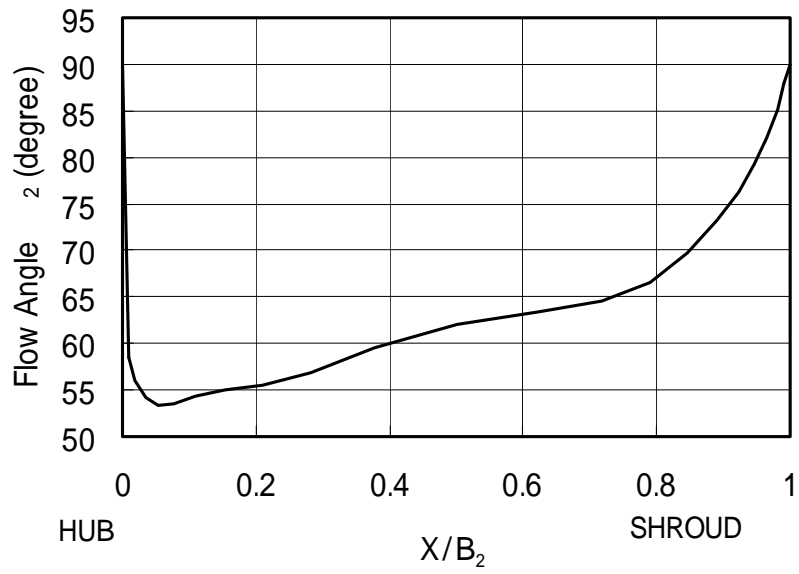
(a) 壁面静圧分布



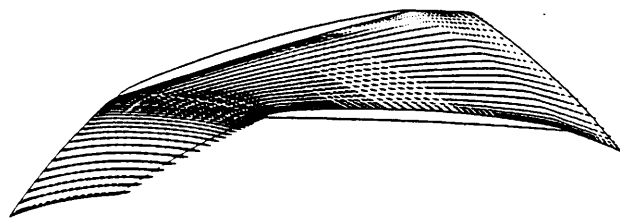
(b) 速度ベクトル
(短羽根入口部、シュラウド近傍)

図 6-4-2 B-インペラ解析結果

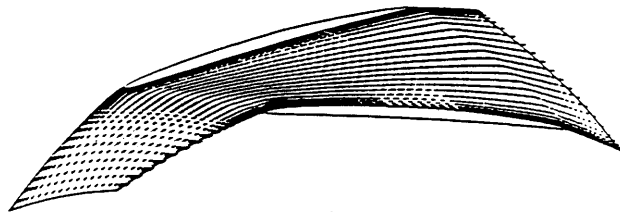
図 6-4 インペラ流れ解析結果



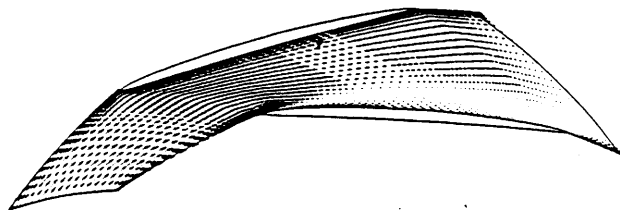
(a) インペラ出口流れ角分布



Near Shroud



Mid Span



Near Hub

(b)速度ベクトル分布

図 6-5 インペラ出口流れ角およびディフューザ内部流れ解析結果

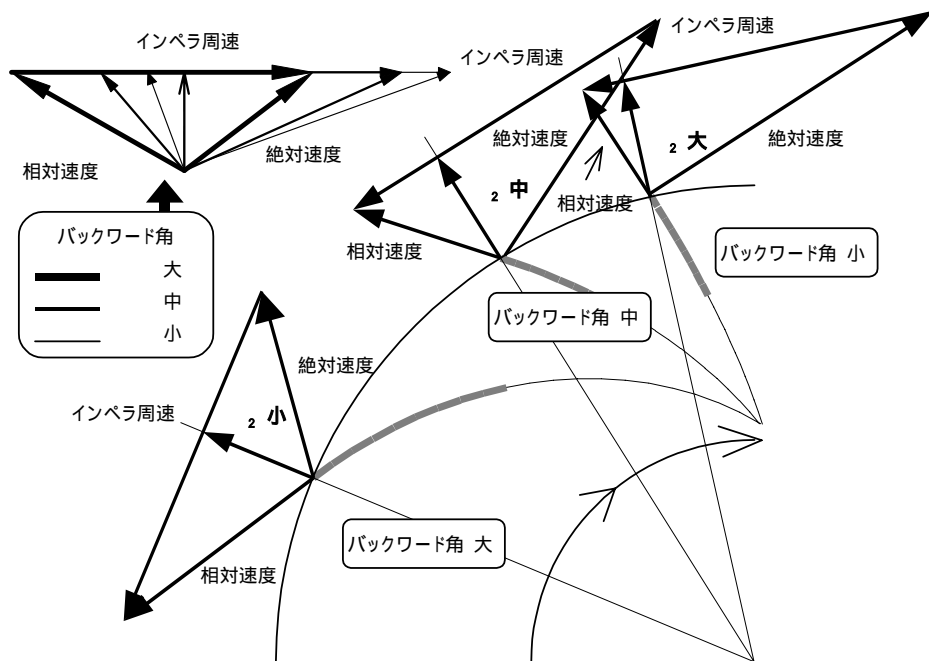


図 6-6(a) インペラ出口速度三角形

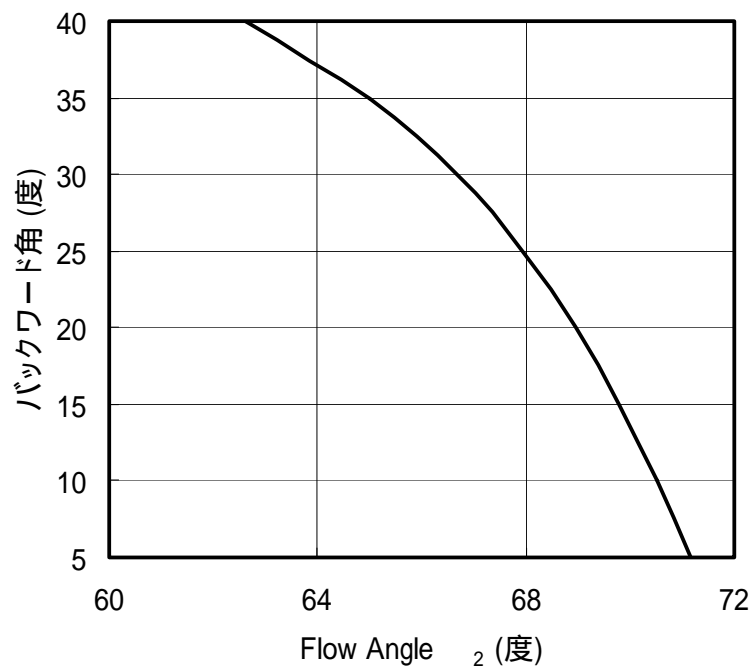


図 6-6(b) バックワード角と流れ角

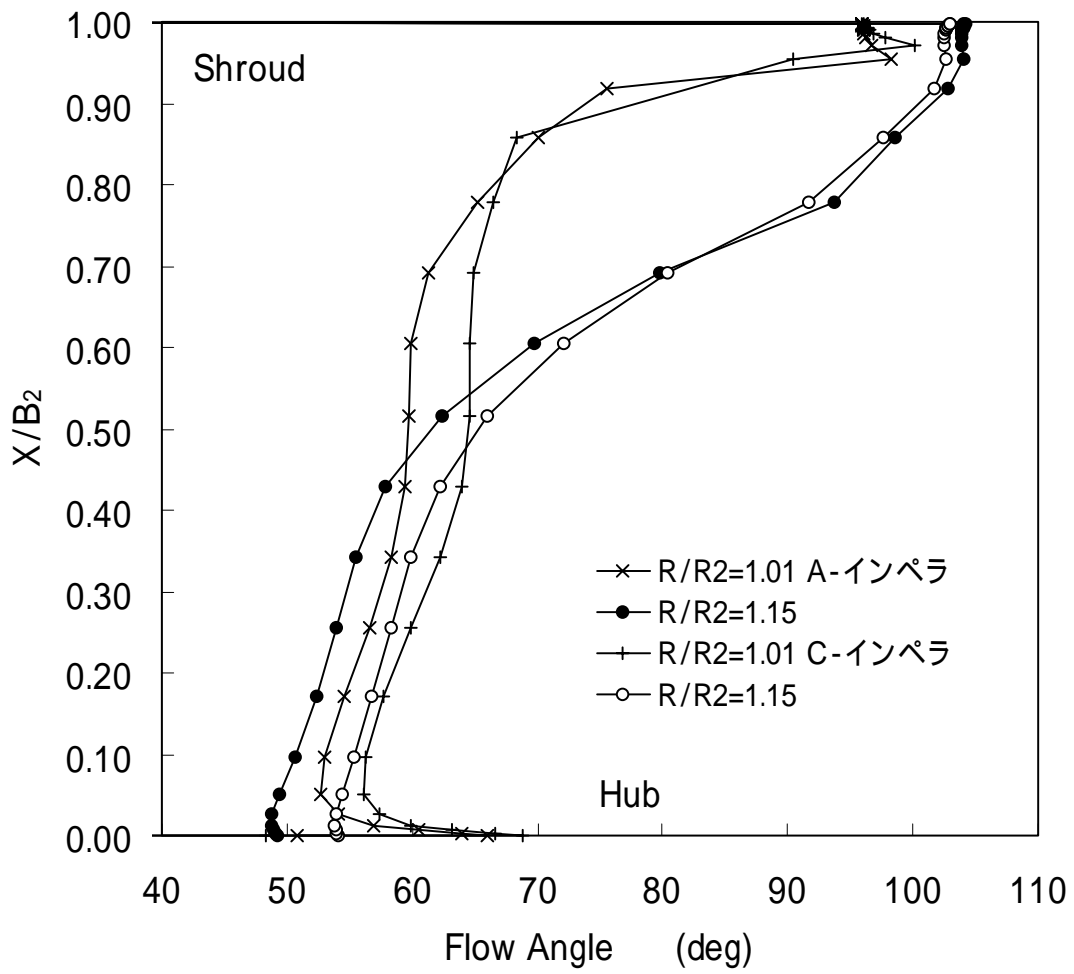
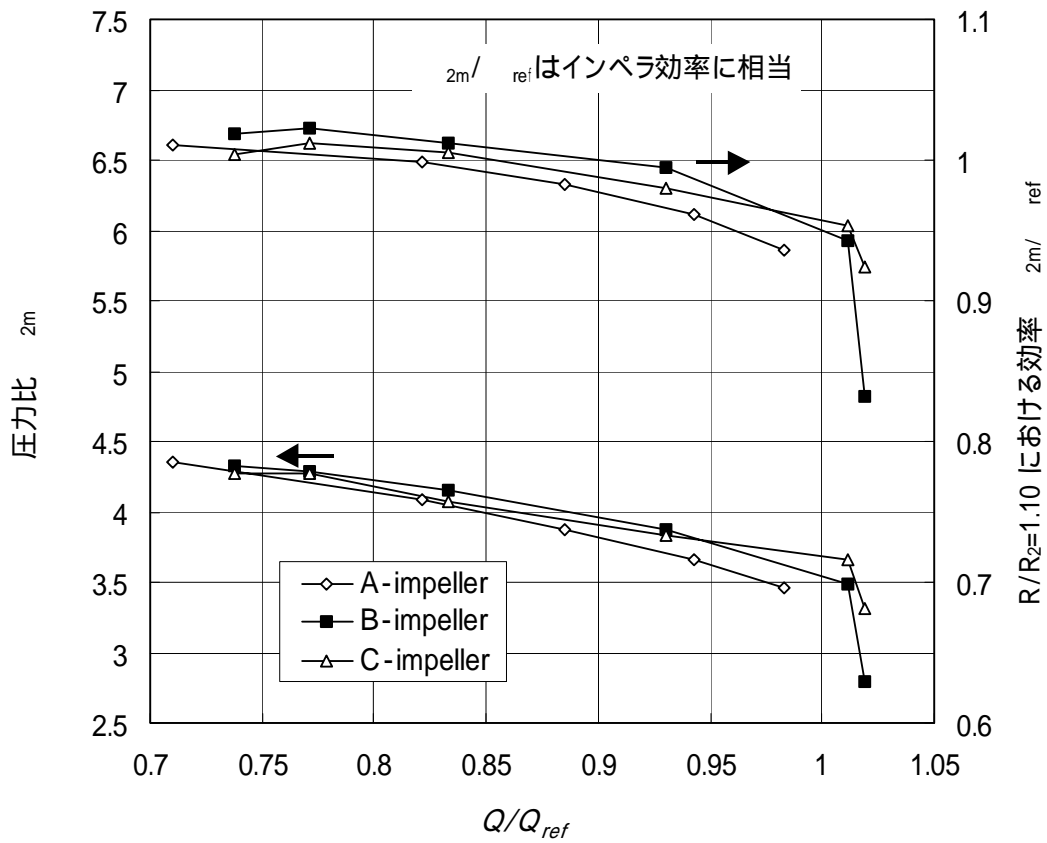
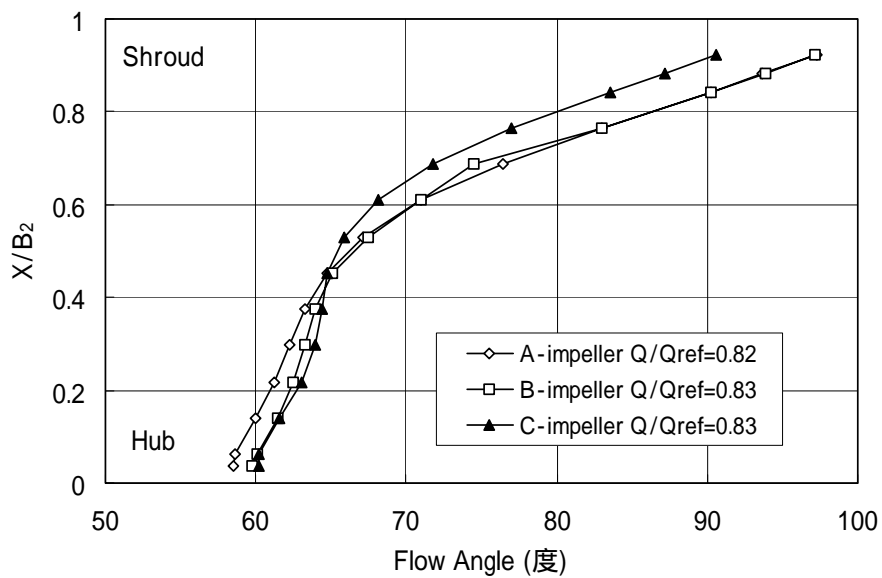


図 6-7 インペラ下流における流れ角分布

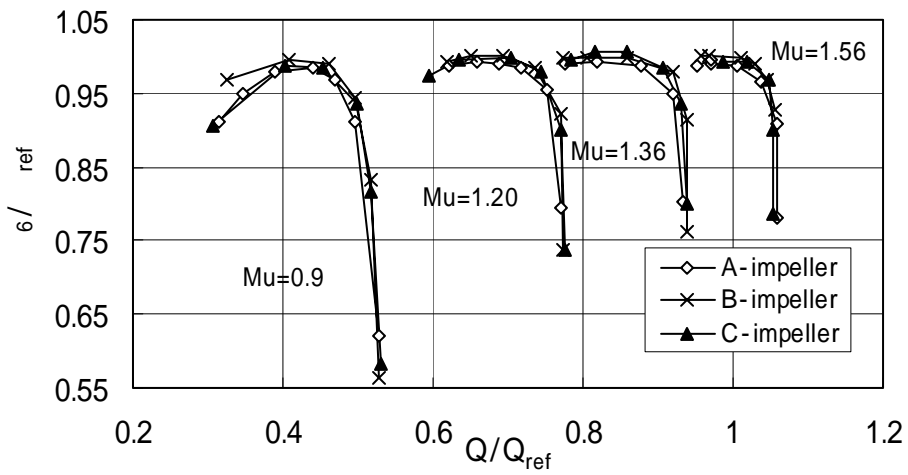


(a) R/R₂=1.10 における圧力比、効率

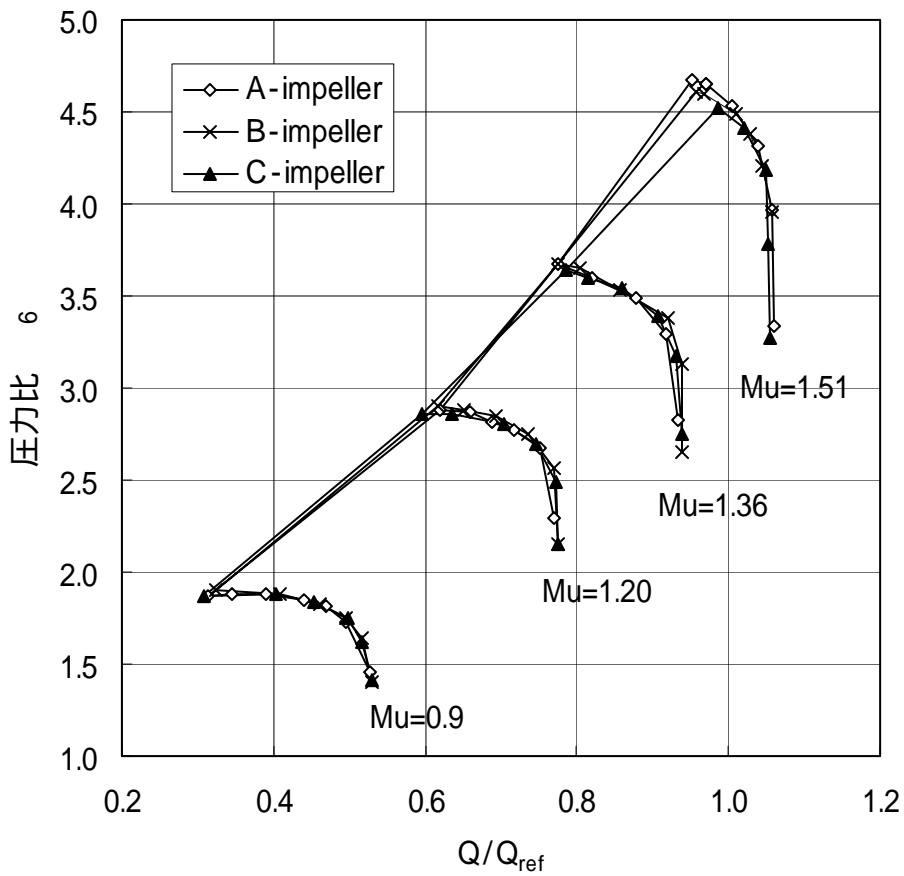


(b) インペラ出口流れ角分布

図 6-8 インペラ出口の性能および流れ角分布 (Mu=1.36 90%設計回転数)



(a) 壓縮機效率



(b) 壓力比

圖 6-9 壓縮機特性(VD115)

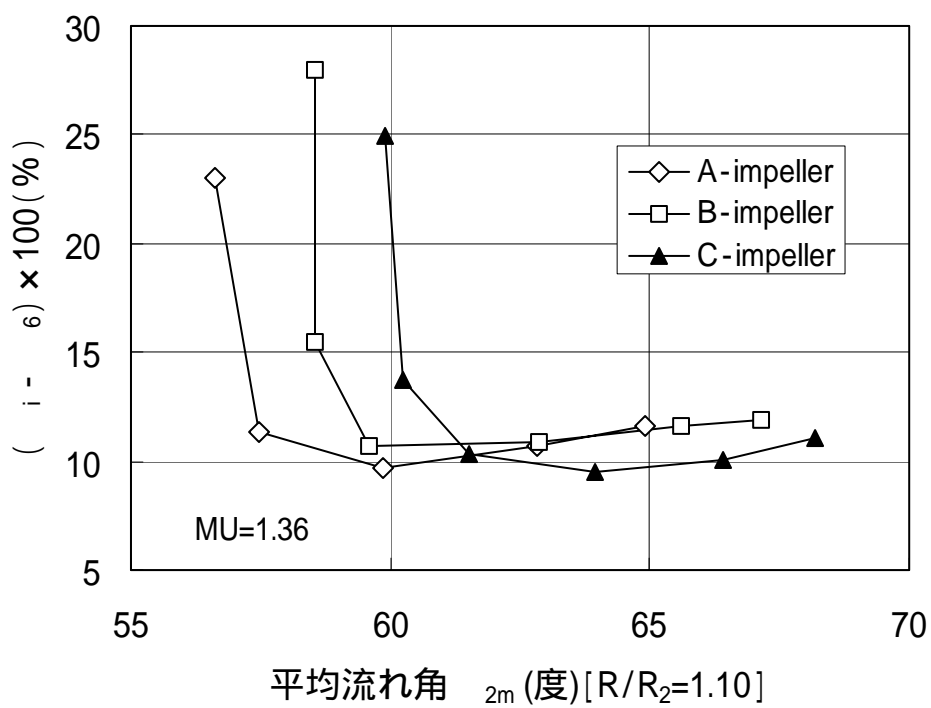
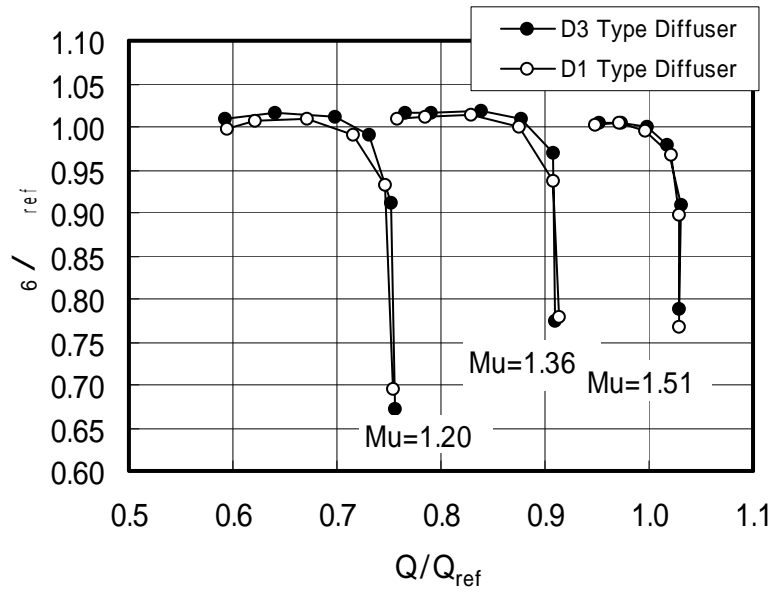
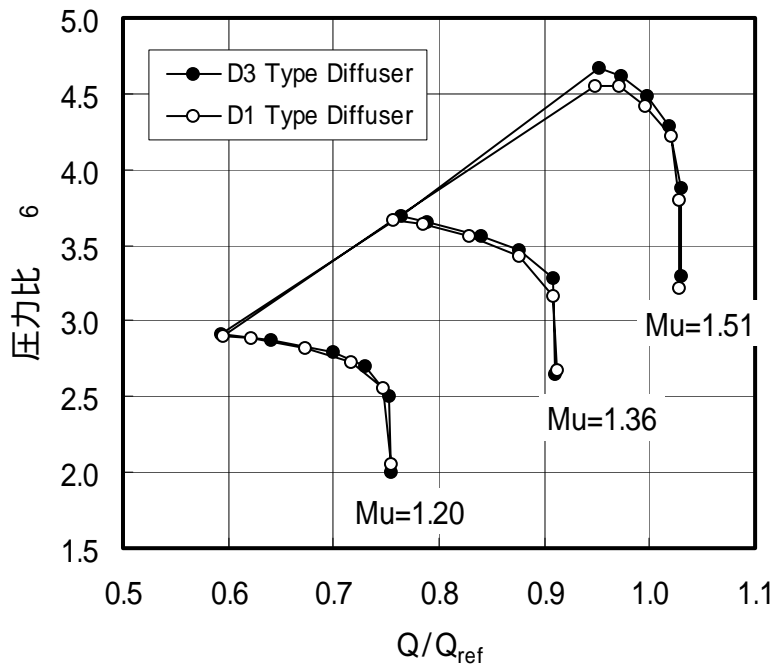


図 6-10 インペラ下流における効率低下 (Mu=1.36 90%設計回転数)

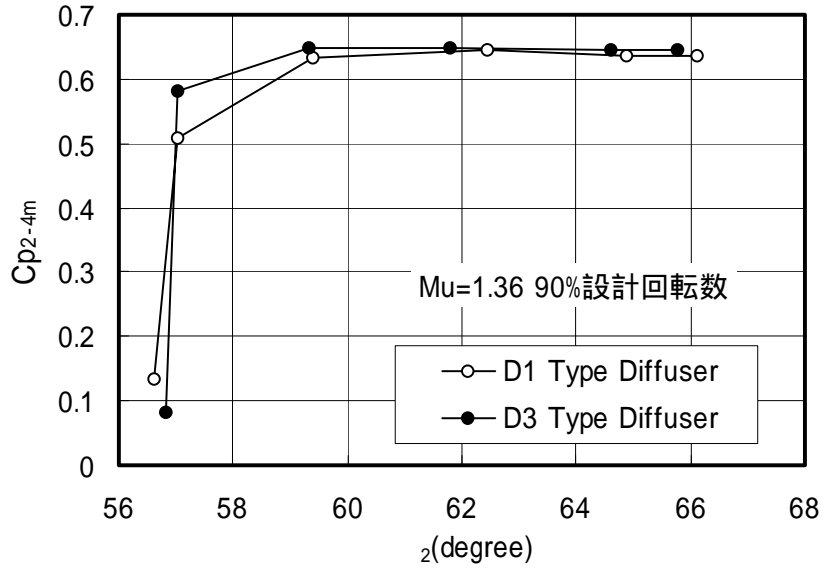


a) 圧縮機効率

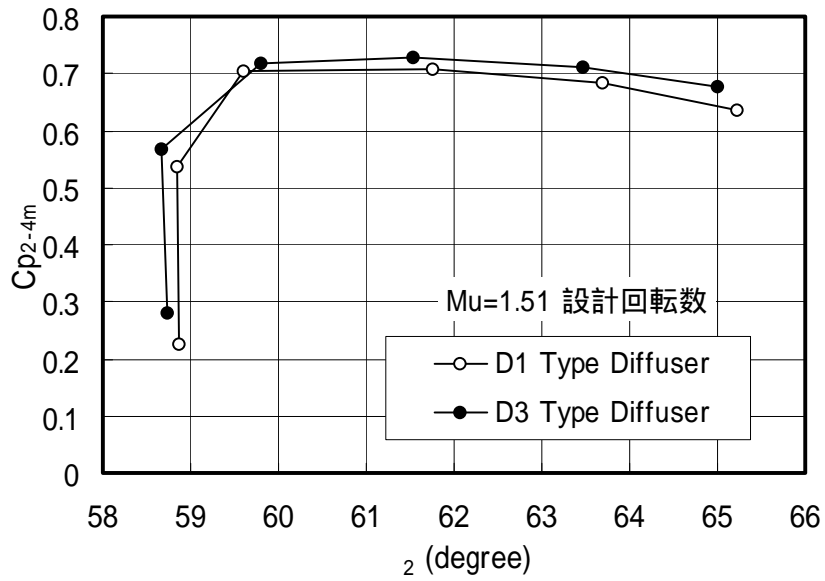


(b) 圧力比

図 6-11 遠心圧縮機の性能
(D1 タイプ(VD115)と D3 タイプディフューザ)

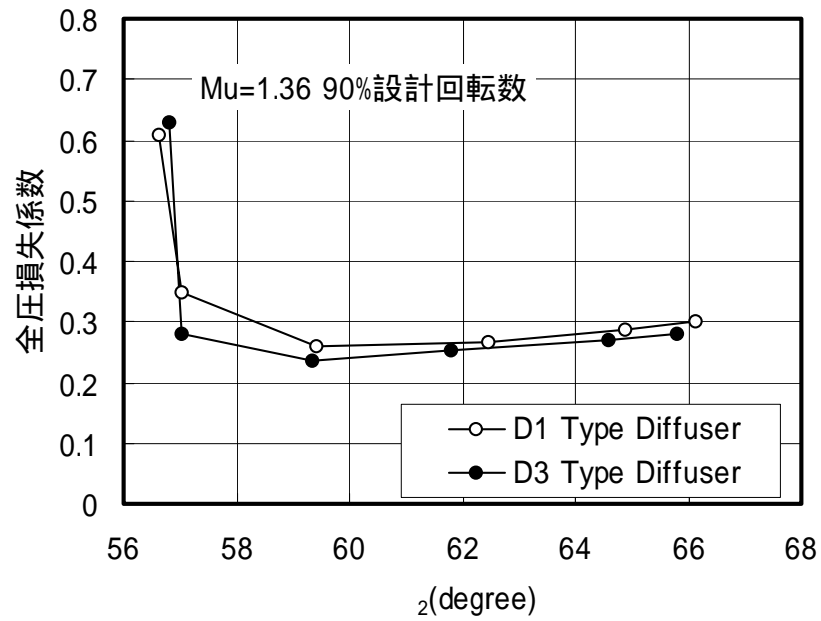


(a) $\mu = 1.36$ 90%設計回轉数

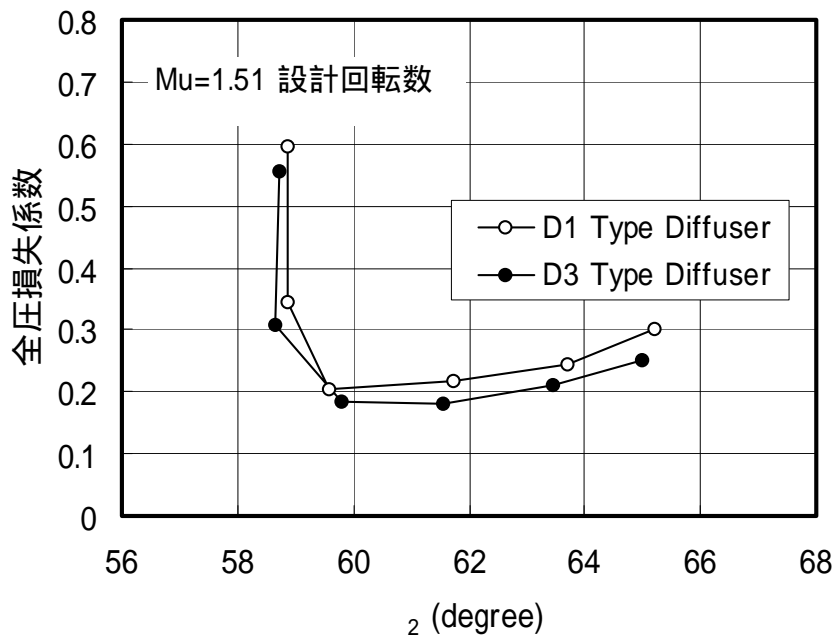


(b) $\mu = 1.51$ 設計回轉数

図 6-12 压力回復係数



(a) Mu=1.36 90%設計回転数



(b) Mu=1.51 設計回転数

図 6-13 インペラ出口からスクロール出口までの損失係数

第 7 章 結論

羽根付きディフューザを有する遠心圧縮機の広作動域を実現するために、羽根付きディフューザとインペラのマッチング方法、小ソリディティディフューザの選定手法を明らかにした。

また、羽根付きディフューザの入口、出口の 3 孔ヨーメータによるトラバース計測、油膜法による流れの可視化、3 次元圧縮性粘性流れ解析コードを用いた数値計算により羽根付きディフューザ内の流れと性能向上手法を明確にした。この結果を圧力比 4 クラスの高性能遠心圧縮機の開発に適用した。

遠心圧縮機羽根付きディフューザの高性能化に関する研究で得られた結果を以下に示す。

第 2 章「スロート面積の最適化」では、11 種類の異なる形状を持つディフューザをインペラと組み合わせ試験を行ない、サージ流量付近においてインペラの圧力比特性とインペラ下流のディフューザ部における圧力比特性を解析した。その結果、インペラとディフューザのマッチングをとる際には、インペラの圧力比が最大となる流量 Q_p が最も重要なパラメータであることを明らかにした。高効率遠心圧縮機は、作動域が Q_p 以上チョーク流量以下の羽根付きディフューザと組合わせた時のみ実現可能である。また、 Q_p より小流量を作動域とするためには、ディフューザのチョーク流量が Q_p と同等かそれ以下の羽根付きディフューザを選定する必要がある。しかし、この場合高効率を達成することは困難であることなどを示した。

第 3 章「小ソリディティディフューザの高性能化」では、従来の羽根付きディフューザの特長であるピーク効率の向上と、羽根無しディフューザの特長である広い作動域を合せ持つ、幾何学的スロートを持たない小ソリディティディフューザの設計手法について検討を行ない、小ソリディティディフューザにもチョーク流量が存在することを実験的に明らかにし、このチョーク流量の推定法も同時に提案した。また、小ソリディティディフューザを設計する際には、小ソリディティディフューザのチョーク流量が、作動域の改善を考えている遠心圧縮機のチョーク流量と同等となる形状を選定する必要があることを示した。

第 4 章「翼形ディフューザ内の流れ」では、3 孔ヨーメータを用いて羽根付きディフューザの入口、出口の計測を行ない、羽根付きディフューザ内にはインペラ出口における流れ角の分布の影響を受け、ハブ/圧力面側に低全圧領域が存在していることを明らかにした。

第 5 章「翼形ディフューザの性能向上」では、4 章で計測された低全圧領域の発達を抑制可能な羽根付きディフューザ形状を 3 次元圧縮性粘性流れ解析コードを用いて検討した。翼形ディフューザ入口からスロートまでの形状を同一としスロートより下流でディフューザ翼高さを絞った D3 ディフューザを製作、試験を実施し、低全圧領域の発達を抑制することで、羽根付きディフューザの圧力回復係数および遠心圧縮機全体性能の向上が可能であることを確認した。

第 6 章「高圧力比遠心圧縮機への翼形ディフューザの適用」では、ハブとシュラウドで異なるバックワード角を持つインペラを設計することでインペラ出口における流れ角分布の一樣化が可能であることと、このインペラ下流に置かれたディフューザの全圧損失係数が低下することを示した。また、第 5 章で検討した D3 タイプのディフューザを適用することで遠心圧縮機の作動域を減ずることなく効率を向上されることが可能であることなどを示した。

付録

A.1 インペラ入口状態量の計算

インペラ入口において予旋回がなく遠心圧縮機インペラの回転軸に対して平行に流入してくる場合 ($Cu_1=0$) を考える。

連続の式から

$$W = \rho_1 C m_1 A_1 \quad (\text{A-1})$$

ここでは、 A_1 はインペラ入口の環状面積を示す。

$$A_1 = \pi (R_{1s}^2 - R_{1h}^2)$$

エネルギー保存則から、

$$C_p T_1 = C m_1^2 / 2 + C_p * t_1$$

が成立しこの式を変形し、

$$T_1 / t_1 = (1 + (\gamma - 1) / 2 * M_1^2) \quad (\text{A-2})$$

気体の状態方程式より、

$$p_1 = \rho_1 R_g * t_1 \quad (\text{A-3})$$

が成立する。

全圧、静圧、淀み点密度、密度の間には以下の等エントロピの関係式が成立する。

$$P_{01} / p_1 = (1 + (\gamma - 1) / 2 * M_1^2)^{ \gamma / (\gamma - 1) } \quad (\text{A-4})$$

$$\rho_{01} / \rho_1 = (1 + (\gamma - 1) / 2 * M_1^2)^{ (1 / (\gamma - 1)) } \quad (\text{A-5})$$

マッハの定義式 $C m_1 = M_1 * (R_g T_1)^{0.5}$ と (A-2) ~ (A-5) を (A-1) 代入し整理すると以下の式が導かれる。

$$W * (R_g T_1 / P_{01})^{0.5} / (A_1 P_{01}) = M_1 (1 + (\gamma - 1) / 2 * M_1^2)^{- ((\gamma + 1) / 2 (\gamma - 1)) } \quad (\text{A-6})$$

(A-6) から M_1 求め、(A-2)、(A-4)、(A-5) よりインペラ入口状態量を算出する。

入口相対速度 W_T は以下の式より算出される。

$$W_T = (U_1^2 + C m_1^2)^{0.5}$$

ここで U_1 はインペラ入口シュラウド側周速である。インペラの回転数を $N(\text{rpm})$ とすると

$$U_1 = 2 \pi R_{1s} N / 60$$

入口相対マッハ数 M_T は以下の式より算出される

$$M_T = W_T / (R_g * t_1)$$

A.2 インペラ出口状態量の計算

A.2.1 インペラ内における状態量の計算

A.1 と同様にインペラ入口において予旋回がなく遠心圧縮機インペラの回転軸に対して平行に流入してくる場合 ($Cu_1 = 0$) を考える。

連続の式から

$$W = \rho_2 C m_2 A_2 \quad (A-7)$$

ここでは、 A_2 はインペラ出口の面積を示す。 Z_i をインペラの羽根枚数、 th_2 をインペラ出口翼厚とすると、

$$A_2 = (2 R_{1s} B_2 - Z_i B_2 th_2) * (1 - bl)$$

インペラ出口における周方向速度成分 Cu_2 は滑り係数 μ を用いて、

$$Cu_2 = U_2 + C m_2 \tan(\beta_2) \quad (A-8)$$

ここで β_2 はインペラ出口羽根角。バックワード角を有するインペラの場合、負の値をとる。滑り係数は Wiesner より導かれた以下の式を用いる。

$$\mu = 1 - (\cos(\beta_2))^{0.5} / (Z_i^{0.7})$$

インペラが流体に与える仕事（圧縮機内での全エンタルピ上昇）はオイラーの式より導かれ、

$$h = U_2 Cu_2 \quad (A-9)$$

インペラ出口全温 T_2 は

$$T_2 = T_1 + h / C_p \quad (A-10)$$

インペラ効率 η_i は流体が等エントロピ的に圧縮された時のインペラ出口全温を T_{ad2} とすると以下の式で表わせる。

$$\eta_i = (T_{ad2} - T_1) / (T_2 - T_1) \quad (A-11)$$

η_i を仮定すると、 $T_{ad2} = T_1 + \eta_i * (T_2 - T_1)$ となりインペラ出口全圧は、

$$P_2 = P_1 (T_{ad2} / T_2)^{\gamma / (\gamma - 1)} \quad (A-12)$$

(A-6) を導いた時と同様に全温、静温、全圧、静圧、淀み点密度、密度とマッハ数の関係と、 Cm_2 とマッハ数の関係

$$Cm_2 = C_2 * \cos(\alpha_2) = M_2 \cos(\alpha_2) * (R_g * t_2)^{0.5}$$

ここで C_2 は絶対速度、 α_2 は絶対流れ角を示し、

$$C_2 = (Cu_2^2 + Cm_2^2)^{0.5}$$

$$\tan(\alpha_2) = Cu_2 / Cm_2$$

を用いて連続の式(A-8)を変形すると

$$W * (R_g T_2 / \rho_2)^{0.5} / (A_2 P_{02}) = M_2 \cos(\alpha_2) (1 + (\gamma - 1)/2 * M_2^2)^{-((\gamma + 1)/2(\gamma - 1))} \quad (A-13)$$

(A-13)から M_2 求める。

(A-14)、(A-15)、(A-16)および(A-7)、(A-8)よりインペラ出口状態量を算出する。

$$T_2 / c = (1 + (\gamma - 1)/2 * M_2^2) \quad (A-14)$$

$$P_{02} / p_2 = (1 + (\gamma - 1)/2 * M_2^2)^{\gamma / (\gamma - 1)} \quad (A-15)$$

$$\rho_2 / \rho_2 = (1 + (\gamma - 1)/2 * M_2^2)^{1 / (\gamma - 1)} \quad (A-16)$$

A.2.2 インペラ出口直後（羽根無しディフューザ入口）における状態量の計算

A.2.1 で導かれた各種状態量に・を付けて表わす。

$$W = \rho_2 C m_2 A_2 \quad (A-17)$$

ここでは、 A_2 はインペラ出口の面積を示す。A.2.1 で用いた A.2.1 からインペラ出口翼厚分を除いた面積を用いる。

$$A_2 = 2 R_{1s} B_2 * (1 - bl)$$

周方向速度成分は角運動量保存則より

$$Cu_2 = \dot{C}u_2 \quad (A-18)$$

また全圧、全温も

$$P_{02} = \dot{P}_{02} \quad (A-19)$$

$$T_2 = \dot{T}_2 \quad (A-20)$$

が成立する。

変形された連続の式

$$W * (R_g T_2 / \rho_2)^{0.5} / (A_2 P_{02}) = M_2 \cos(\alpha_2) (1 + (\gamma - 1)/2 * M_2^2)^{-((\gamma + 1)/2(\gamma - 1))} \quad (A-21)$$

を解き(A-14)、(A-15)を用いて静圧、静温を求める。

A.3 羽根無しディフューザ部の状態量計算

A2.2 で求めた Cm_2 、 Cu_2 、 α_2 、 p_2 、 t_2 を初期値として Stanitz⁽²⁷⁾ により導か

れた下の式を積分することにより羽根無しディフューザ部分の状態量を求める。

半径方向の運動量保存則

$$C_m(dC_m/dR) - C_u^2/R + (dp/dR) - C_f/(B \sin \theta) = 0 \quad (A-22)$$

周方向の運動量保存則

$$C_m(dC_u/dR) + C_m C_u/R - C_f C_m C_u/(B \cos \theta) = 0 \quad (A-23)$$

ここで C_f は摩擦損失係数を表わし、レイノルズ数とマッハ数の関数である。

連続の式

$$2RB(1-b) C_m = W \quad (A-24)$$

エネルギー保存則

$$t + (C_m^2 + C_u^2)/2C_p = T_2 \quad (A-25)$$

気体の状態方程式

$$p = R_g t \quad (A-26)$$

A.4 圧力回復係数と圧縮機性能

スクロール出口における静圧、全圧とマッハ数の間には以下の関係が成立する。

$$P_{06}/p_6 = (1 + (\gamma - 1)/2 * M_6^2)^{\gamma/(\gamma - 1)} \quad (A-27)$$

スクロール出口配管内で $Cu_6 = Cm_2$ が成立すると仮定すると、

流量、全温、全圧、マッハ数の間には、(A-6)と同様に以下の式が成立する。

$$W * (R_g T_6 / p_6)^{0.5} / (A_6 P_{06}) = M_6 (1 + (\gamma - 1)/2 * M_6^2)^{-((\gamma + 1)/2(\gamma - 1))} \quad (A-28)$$

ここで A_6 はスクロール出口配管の面積である。

(A-28)に(A-27)を代入すると、

$$W * (R_g T_6 / p_6)^{0.5} / (A_6 p_6) = M_6 (1 + (\gamma - 1)/2 * M_6^2)^{0.5} \quad (A-29)$$

インペラ出口からスクロール出口までの静止流路内における静圧回復係数 Cp_6 と

スクロール出口静圧 p_6 との間に以下の関係がある。

$$p_6 = p_2 + Cp_6 (P_{02} - p_2) \quad (A-30)$$

(A-30)を(A-29)に代入すると、

$$W * (R_g T_6 / p_6)^{0.5} / (A_6 (p_2 + Cp_6 (P_{02} - p_2))) = M_6 (1 + (\gamma - 1)/2 * M_6^2)^{0.5} \quad (A-31)$$

参考文献

- (1) Yoshinaka T., 1997, "Surge Responsibility and Range Characteristics of Centrifugal Compressor," 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress
- (2) Hunziker R., Gyarmathy G., 1993, "The Operational Stability of a Centrifugal Compressor and Its Dependence on the Characteristics of the Subcomponents," ASME Paper 93-GT-284
- (3) Klassen H. A., Wood J. , 1977, "Experimental Performance of a 16.10 centimeter Tip Diameter Sweptback Centrifugal Compressor Designed for a 6:1 Pressure Ratio, " NASA TM X-3552
- (4) Cumpsty NA., 1989, "Compressor Aerodynamics," p.293, Longman Scientific & Technical
- (5) Kmecl T., Dalbert P., 1999, "Optimization of a Vaned Diffuser Geometry for Radial Compressors, Part 1. Investigation of the Influence of Geometry Parameters on Performance of a Diffuser," ASME Paper 99-GT-437
- (6) Senoo Y., 1981, "Low Solidity Circular Cascade for Wide Flow Range Blower," Proceedings of Advance Concepts in Turbomachinery, Fluid Dynamic Institute, Hanover, New Hampshire
- (7) Osborne C., Sorokos J, 1988, "The Application of Low Solidity Diffusers in Centrifugal Compressors," Flow in Non Rotating Turbomachinery Component, ASME-FED-69 pp.89-101 1995
- (8) Hayami H., Umemoto A., 1995, "Effect of Inlet Passage Width Contraction of Low Solidity Cascade Diffuser on Performance of Transonic Compressor," presented at 1995 Yokohama International Gas Turbine Congress 95-Yokohama-IGTC-15
- (9) Amineni N., Engeda A., 1997 "Pressure Recovery in Low Solidity Vaned Diffusers for Centrifugal Compressors," ASME Paper No. 97-GT-472 C554/002/98 1998
- (10) Engeda A., 1998, "Design and Investigation of Four Low Solidity Vaned Diffuser to Assess the Effect of Solidity and Vane Number," ASME Paper 98-GT-252
- (11) Krain H., 1987, "Swirling Impeller Flow," ASME Paper 87-GT-19
- (12) Senoo Y., Ishida M., 1977, "Asymmetric Flow in Vaneless Diffuser of Centrifugal Blowers," Trans. ASME, Journal of Fluid Engineering March
- (13) Mounts J. S., Brasz J. J., 1992, "Analysis of Jet/Wake Mixing in a Vaneless Diffuser," ASME Paper 92-GT-418
- (14) Dawes W. N., 1994, "A Simulation of Unsteady Interaction of Centrifugal Impeller with Its Vaned Diffuser: Flow Analysis," ASME Paper 94-GT-105
- (15) Dalbert P., Gamathy G., Sebesttyen A., 1993, "Flow Phenomena in a Vaned Diffuser of a Centrifugal Stage," ASME Paper 93-GT-53

- (16) Tamaki H., Nakao H., Sito M., 1999 "The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impeller and Diffuser," Trans. ASME, Journal of Turbomachinery Vol. 121
- (17) 玉木秀明、中尾秀史、斎藤正泰、1998 "羽根付きディフューザのスロート面積が遠心圧縮機のサージ点流量に及ぼす影響" 日本ガスタービン学会誌 Vol. 26, No. 102
- (18) Tamaki H., 1999 "Application of Low Solidity Diffuser for High Pressure Ratio Centrifugal Compressor," will be presented at International Gas Turbine Congress 1999 Kobe
- (19) 玉木秀明、中尾秀史 1998 "遠心圧縮機用翼形ディフューザ内の流れの測定," ターボ機械第 26 巻第 6 号
- (20) 玉木秀明、中尾秀史 1998 "遠心圧縮機用翼形ディフューザ内の流れと性能改善," ターボ機械第 26 巻第 12 号
- (21) Tamaki H., Nakao H., 1999 "Improvement of Flow Field in Vaned Diffuser for Centrifugal Compressor through Flow Field Calculation," ASME Paper 99-GT-435
- (22) Tamaki H., Yamaguchi S., Nakao H., Yamaguchi H., Ishida K., Mitsubori K., 1998 "Development of Compressor for High - Pressure Ratio Turbocharger," IMechE 1998 C554/002
- (23) Tamaki H., Maruyama T., Saito M., 1995 "Surge Characteristics of High Pressure Centrifugal Compressor," 95-YOKOHAMA-IGTC-21
- (24) Abdelhaimd A. N., 1982, "Control of Self-Excited Flow Oscillations in Vaneless Diffuser of Centrifugal Compression Systems," ASME Paper 82-GT-188
- (25) Whitfield A., Sutton A. J., Leonard H. J., 1991, "The Development of Turbocharger Compressor with Improved Surge Margin," C433/063 IMechE
- (26) Aoki S., 1991, "Dawes Code Applied to a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor," ASME FED-Vol. 120 Numerical Simulation in Turbomachinery 1991
- (27) Japikse D., 1984, "Turbomachinery Diffuser Design Technology," Concepts ETI, Inc.
- (28) Dawes, W. N., 1987 "Numerical Analysis of the Three-Dimensional Viscous Flow in a Transonic Compressor Rotor and Comparison with Experiment," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 109, pp. 83
- (29) Jansen, M., Rautenberg, M., 1982, "Design and Investigations of a three dimensionally twisted diffuser for a centrifugal compressors," ASME Paper 82-GT-102
- (30) Tamakai, H., Yamaguchi, H., Funabashi, S., 1995, "Application of CFD to Centrifugal Compressor," IHI Engineering Review Vol. 28 No.3
- (31) Yamaguchi, S., Kitajima, K., Yamaguchi, H., Nakamura, F., 1995, "Application of 3D Flow Analysis for Turbocharger Compressor Impeller," 95-YOKOHAMA-IGTC-77

- (32) Tamaki, H., Nakao, H., Yamaguchi, H., 1997, "Study on Flow Field in Vaned Diffusers of a Centrifugal Compressor," JSME ICFE-97-708
- (33) Deniz, S., 1996, "Effect of Inlet Flow Field Conditions on Performance of Centrifugal Compressor Diffusers," Massachusetts Institute of Technology, Gas Turbine Laboratory
- (34) 吉中司, 1990, "数式を使わないジェットエンジンのはなし" 酣燈社

謝辞

本研究は東京工業大学機械科学科、山根隆一郎教授の御指導と御鞭撻にもとづいて完成したものであり、ここに深く感謝の意を表します。

また、石川島播磨重工業技術開発本部本部長、山崎 禎昭氏には本研究の機会を与えて頂き心から感謝の意を表します。

さらに前ターボ機械開発部部長、斎藤正泰氏、ターボ機械開発部副部長、山口広氏には御指導ならびに御支援を受け賜りました。また、ディフューザの研究に対して、スイス Sulzer Turbo 社(現 Sulzer Innotec 社)Dr. Dalbert、米国 MIT Gas Turbine Laboratory Dr. Tan からは有益な議論、情報の提供を頂きました。

最後にターボ機械開発部の方々には解析の面で、実験技術部の方々には試験装置の組立て、分解、運転の面で多くのご協力をいただき、本研究は完成したもので、ここに謹んで感謝の意を表します。