

# 高圧力比形 AT14 過給機用遠心圧縮機の空力設計

## Aerodynamic Design of Centrifugal Compressor for AT14 Turbocharger

玉 木 秀 明 技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部 部長 博士（工学） 技術士（機械分門）  
海 野 大 技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部 主査  
川久保 知 己 技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部 課長  
平 田 豊 回転機械セクター開発部 部長

船用ディーゼルエンジンでは、機関の出力増大のために平均有効圧力の上昇が図られている。この平均有効圧力の増加には、過給機の高圧力比化と高効率化が不可欠である。この度、当社では 500 kW クラスの船用ディーゼルエンジン向けに高圧力比過給機 AT14 を開発した。過給機の高圧力比化は圧縮機内部に衝撃波を伴う複雑な流れを誘発し、効率と作動域の減少を引き起こす。高圧力比形 AT14 用圧縮機の開発では、適切な空力設計によってこれらの問題を克服し、圧縮機に要求される仕様を満足することができた。本稿ではその概要について報告する。

High boost pressure is required to increase the specific output power of diesel engines. The pressure ratio of compressors for turbochargers has been increased to meet these engine requirements. IHI developed a new turbocharger, AT14 mounting a high pressure ratio centrifugal compressor, for 500 kW class diesel engines. In high pressure ratio centrifugal compressors, it is expected that the complicated flow characteristics related to occurrence of shock wave will deteriorate compressor efficiency and operating range. To avoid these problems, several countermeasures were taken in the aerodynamic design of AT14 centrifugal compressor. Newly designed compressors were realized with the expected performance, stage pressure ratio, and efficiency. This paper outlines the aerodynamic design of the centrifugal compressor for AT14.

### 1. 緒 言

船用ディーゼルエンジンでは、機関の出力増大のために平均有効圧力（エンジンが 1 サイクル中になした仕事を行程容積で割った値をいう。1 サイクル中の圧力の変化に対応する）の上昇が図られている。この平均有効圧力の増加には、過給機の高圧力比化と高効率化が不可欠である。機関の給気圧力は、平均有効圧力の増大に伴って上昇しており、一部の船用機関では圧縮機に求められる圧力比が 6.0 に近づきつつある。また、エンジンの熱効率向上のために採用されるミラーサイクル（エンジンの膨張比を圧縮比より大きくすることで、より多くのエネルギーを取り出すサイクルをいう。吸気工程の途中で吸入弁を閉じることで実現できる）では、短時間で高密度の空気を供給する必要がある。高効率な高圧過給が不可欠な技術となっている。このため、船用過給機メーカー各社は高圧力比過給機の開発にしのぎを削っている。

この度、当社では 500 kW クラスの船用エンジン向けに高圧力比形 AT14 過給機を開発した。このクラスのエンジン用過給機には、最大 5.0 の圧力比を達成する圧縮

機が求められる。本稿では本過給機向けに開発した遠心圧縮機の空力設計について報告する。

### 2. 圧縮機の仕様

第 1 表に従来形 AT14 用圧縮機（以下、従来形圧縮機と呼ぶ）と高圧力比形 AT14 用圧縮機（以下、新形圧縮機と呼ぶ）の仕様を示す。また、第 1 図には、従来形圧縮機の性能と新形圧縮機の仕様を示す。

ここで、流量係数  $\phi$ 、圧力係数  $\mu_y$  および仕事係数  $\mu_0$  は以下の (1) から (3) 式で定義される。

$$\phi = \frac{G}{\rho_{01} D_2^2 U_2} \dots\dots\dots (1)$$

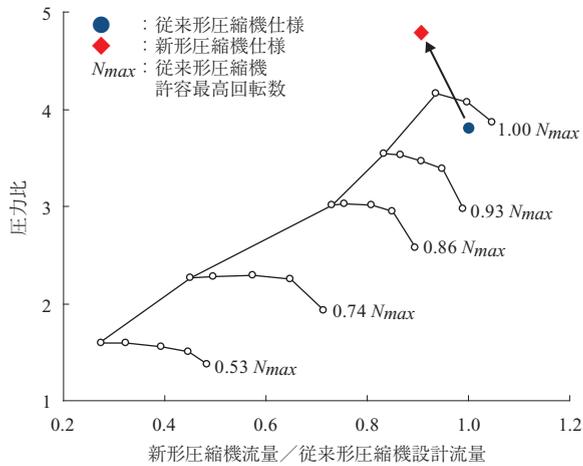
$$\mu_y = \frac{C_p T_{01} (\pi^{(\gamma-1)/\gamma} - 1)}{U_2^2} \dots\dots\dots (2)$$

$$\mu_0 = \frac{C_p (T_{02} - T_{01})}{U_2^2} \dots\dots\dots (3)$$

$C_p$  : 定圧比熱 (J/(kg·K))  
 $D_2$  : インペラ外径 (m)  
 $G$  : 質量流量 (kg/s)

第1表 遠心圧縮機設計仕様  
Table 1 Compressor specification

機 種	周 速 $U_2$ (m/s)	圧力比	流量係数 $\phi$	圧力係数 $\mu_y$
従来形圧縮機	512	3.8	0.130	0.532
新形圧縮機	530	4.8	0.114	0.606



第1図 従来形圧縮機の性能と新形圧縮機の仕様  
Fig. 1 Conventional compressor performance and specification of new compressor

$P_{01}, P_{02}$ : 全圧 (入口, 出口) (Pa)

$R$ : 気体定数 (J/(kg·K))

$T_{01}, T_{02}$ : 全温 (入口, 出口)

$U_2$ : インペラ外部周速 (m/s)

$\gamma$ : 比熱比

$\pi$ : 圧力比 ( $= \frac{P_{02}}{P_{01}}$ )

$\rho_{01}$ : 密度 (kg/m<sup>3</sup>)  $\rho_{01} = \frac{P_{01}}{RT_{01}}$

高圧力比を達成するためには、周速を増す必要がある。新形圧縮機インペラ（羽根車）と従来形圧縮機インペラの外径は同一であるため、本開発の周速の増加は回転数の増加に対応する。

第1表に示すように、新形圧縮機の圧力係数は従来形よりも大きい。このため、回転数とともに仕事係数も増す必要がある。仕事係数を増すためにはインペラが流体へ伝達する力を増す必要がある。この力はインペラの正圧面と負圧面の圧力差（翼負荷）に相当し、両面近傍の流速の差によってもたらされる。負圧面近傍の流速は、正圧面近傍より大きく、翼負荷の増加は負圧面近傍の流速増加を引き起こす。また、インペラが流体へ伝達する力はインペラから流出する流体がもつ周方向の運動量の増分にも相当す

る。このためインペラ出口での流れの転向、すなわち、インペラ出口羽根形状の影響を強く受ける。

前述した回転数と仕事係数の増加はインペラ内で相対マッハ数の増加を引き起こす。この相対マッハ数の増加は、インペラ内に衝撃波を伴う複雑な流れを誘発し、効率と作動域の減少を招く。また、インペラの流速の増加は下流にあるディフューザ部の速度も増大させ、摩擦損失の増加を引き起こす。新形圧縮機の開発に当たっては以下の点に留意した。

- (1) インペラ入口部における相対マッハ数の最小化  
インペラ入口半径を横軸、入口相対マッハ数を縦軸にとると両者の関係は凹の曲線（第2図）となる。そこで、できるだけ最小値に近い相対マッハ数を与える入口径を選定する。
- (2) 適切なインペラ出口羽根角度の選択  
インペラの仕事係数は、インペラ出口角度と出口羽根高さで決まる。適切な出口羽根角度の選定によって過度の翼負荷の増加を抑制する。
- (3) 半羽根最適設計による翼負荷の軽減  
従来、半羽根は長羽根の上流部分を切り落とし、先端部の翼を薄くしたものを採用してきた。本開発では半羽根周りの流れがよりスムーズになるように長羽根と別設計を行う。また、半羽根長さの適正化によって長羽根の負荷を軽減する。
- (4) 適正な羽根付きディフューザの選定  
インペラ出口から流出する流れの運動エネルギーは、インペラからの全入力エネルギーの30%から40%に相当する。これを効率良く圧力へ回復させるためにディフューザ性能の改善を図る。
- (5) ケーシングトリートメントの採用  
高圧力比化に伴い作動域の減少が懸念される。そのため、インペラ入口部に循環型のケーシングトリートメントを採用する。

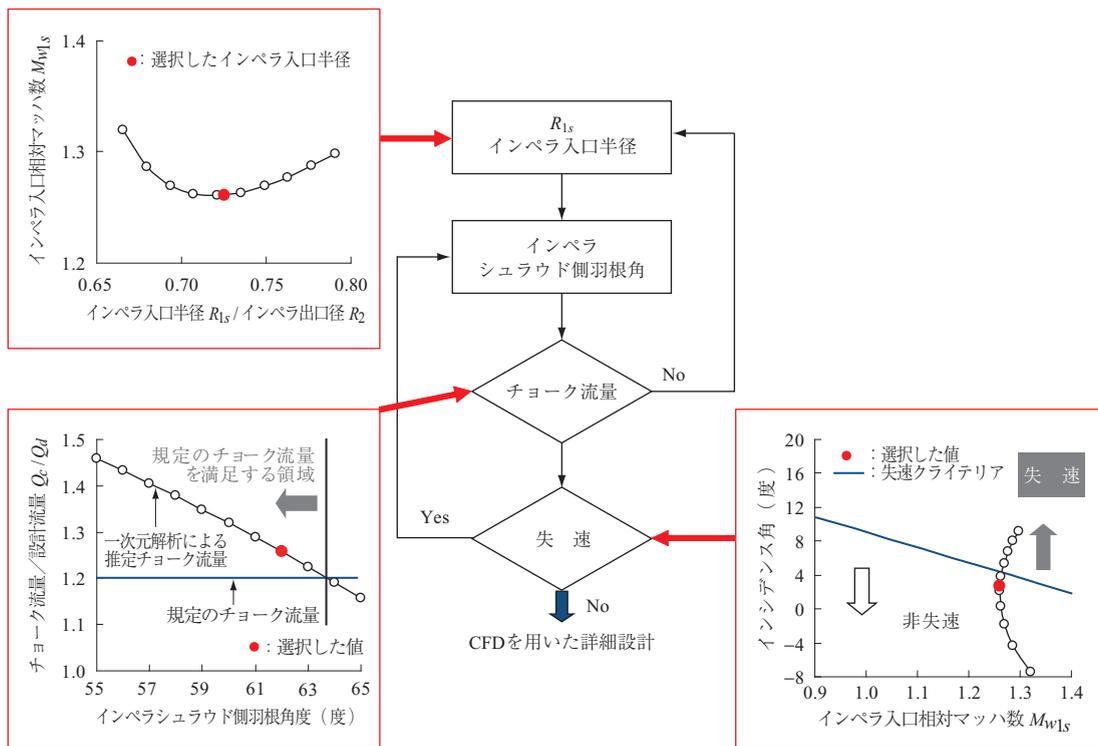
### 3. 基本設計

一次元解析を用いた基本設計の手順を以下に紹介する。

#### 3.1 インペラ

##### 3.1.1 インペラ入口

規定のチョーク流量（ある流路断面の流れが音速に達した状態をチョークという。チョーク流量がこの流路を流れる最大流量に相当し、チョーク流量以上の流量で圧縮機を運転することはできない。インペラの内部で流れの相対



第2図 インペラ入口形状の選定  
Fig. 2 Flow chart of inducer design

速度が音速に達するか、後述するディフューザで、絶対速度が音速に達する流量が圧縮機のチョーク流量になると設計点で失速しない条件<sup>(1)</sup>を満足したうえで、インペラ入口相対マッハ数ができるだけ小さくなる入口径と羽根角（または、入射角（インシデンス））を選定する。第2図にインペラ入口の設計プロセスを示す。

### 3.1.2 インペラ出口

仕様点において規定の圧力比が満足できるように、インペラ出口羽根角、羽根高さを決定する。遠心圧縮機では周速の制限がなければ、インペラ出口羽根角を回転方向と逆に傾ける（回転と逆方向をマイナスで表す<sup>(2)</sup>。-45度は、回転と逆方向に半径方向から45度傾いていることを意味する）と効率および安定作動域が改善することが知られている。しかし、実際には強度や軸振動の観点から、周速には制限が設けられる。規定の周速（ここでは、回転数）のもとで羽根角（回転方向と逆の傾き）を大きくし、高圧力比を達成するためには、出口羽根高さを増してインペラ内での相対速度比  $W_{1s} / W_2$  ( $W_{1s}$  はシュラウド側におけるインペラ入口相対速度、 $W_2$  はインペラ出口での相対速度を示す) を大きくする必要がある。一般に、仕様点でこの速度比は1.6を超えないことが推奨されている<sup>(2)</sup>。しかし、圧力比（圧力係数）が大きくなると、この推奨

値を満足することが困難となる。第3図-(a)、-(b)にインペラ出口羽根角、羽根高さとして圧縮機出口圧力比および相対速度比の関係を示す。これらの関係からインペラ出口羽根角として-15度を候補とした。

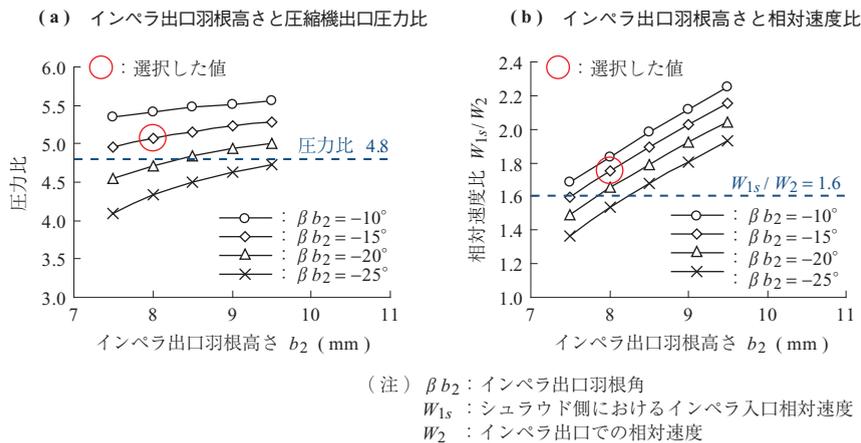
### 3.2 羽根付きディフューザ

基本設計の段階では、従来形圧縮機と同じ羽根形状、羽根枚数の羽根付きディフューザを用いることとし、羽根高さのみを再検討した。第4図にディフューザのチョーク流量・失速点流量<sup>(3)</sup>、インペラのチョーク流量・失速点流量およびディフューザ羽根高さの関係を示す。圧縮機が仕様点で安定運転でき、所定のチョーク流量を満足するように出口羽根高さを選定した。

## 4. 詳細設計

### 4.1 インペラ設計

基本設計で選択できる形状はインペラの入口および出口形状のみである。CFD (Computational Fluid Dynamics) を用いた詳細設計によって、インペラ（翼）の三次元形状を決定する。今回の新形圧縮機では、第5図に示すケーシングトリートメントを採用している<sup>(4)</sup>。このケーシングトリートメントは、インペラ入口に位置する上流溝と下流に位置する下流溝、これらを結合する環状通路から構成



第3図 インペラ出口形状選定  
 Fig. 3 Preliminary design of impeller outlet

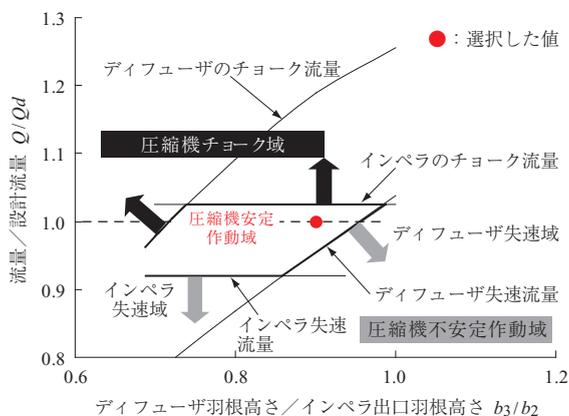
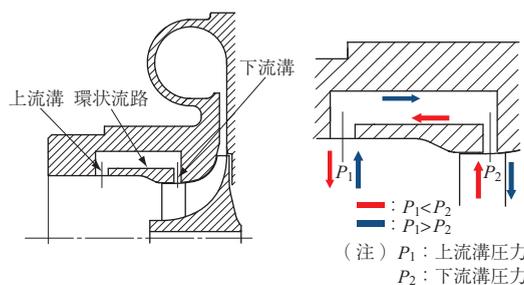


Fig. 4 Design of vaned diffuser height with 1-D analysis



第5図 Schematic of recirculation device

される。下流溝の圧力が上流溝の圧力よりも高くなると、インペラを通過する流体の一部が下流溝をバイパスし上流溝からインペラ上流へ再流入する。低流量域では下流溝と上流溝の圧力差が拡大し、インペラへ再流入（再循環）する流量が増加する。このため、圧縮機入口部では、入射角が改善される。この結果、インペラ入口部での失速が抑制され作動域が拡大する。ケーシングトリートメントはインペラの安定作動域に多大な影響を及ぼす。そこで、本イン

ペラ設計ではケーシングトリートメント部もインペラの一部とみなし、インペラ設計と並行してケーシングトリートメント形状の適正化を図った。

第6図にさまざまな流量でのインペラおよびケーシングトリートメント内流れの状況を示す。図中の $Q_r$ はインペラ出口流量に占める循環流量の割合である。正の値が下流溝から上流溝へ向かう流量に相当し、負の値は上流溝から下流溝へ向かう流量を表す。流量が減少するとともに、衝撃波が上流へ移動して下流溝での圧力が増加し、循環流量が増加していく。衝撃波と下流溝の位置が循環流量に強い影響を及ぼしているため、高圧力比遠心圧縮機のケーシングトリートメントの設計では下流溝の位置が重要なパラメータとなる。

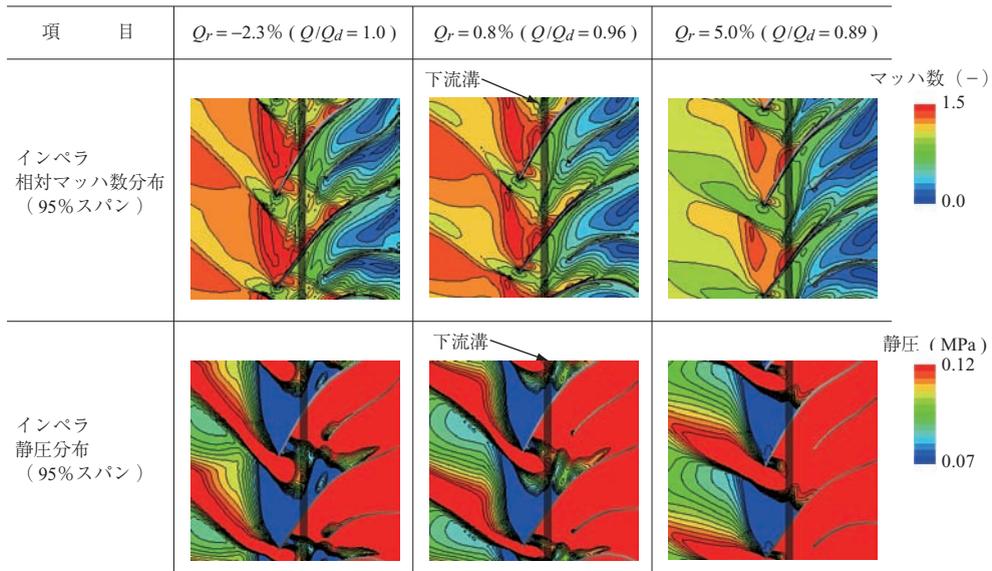
#### 4.2 羽根付きディフューザ

インペラを設計後、羽根付きディフューザの再設計を実施した。新形圧縮機では従来形圧縮機よりも、（半径方向から計測して）3度大きい取付角を選択した。この取付角の増加によって、設計点での圧縮機性能を変えずに、低流量域での圧縮機効率、圧力比および安定作動域を増すことができた。また、羽根先端の形状を通常の間弧からだ円形状に変更した。第7図に羽根先端が間弧形状とだ円形状の場合の羽根先端部の全圧分布を示す。羽根先端をだ円とすることで、間弧形状と比べて境界層の発達を抑制されることが分かる。CFDによれば、この羽根先端形状の変更による圧縮機効率の向上分は約0.2ポイントである。

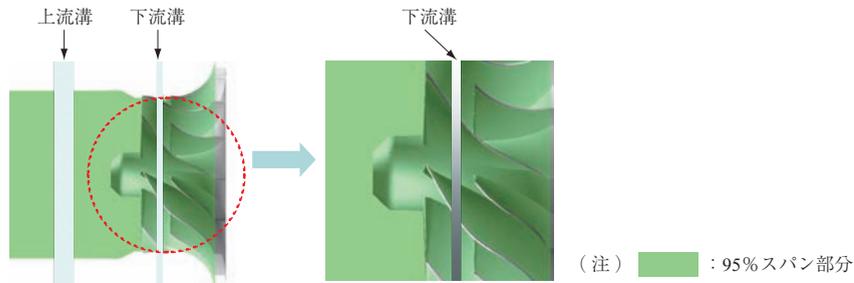
#### 4.3 設計パラメータと圧縮機性能

設計の初期および最終段階での形状を用いて圧縮機の形状パラメータの変更による圧縮機性能の変化の一例を示す。第8図に初期形状と最終形状およびCFDで得られ

(a) 相対マッハ数分布とインペラ静圧分布

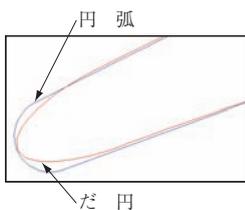


(b) 表示領域

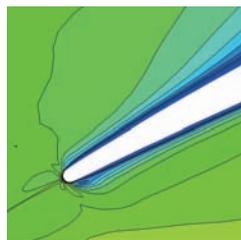


第6図 インペラ相対マッハ数分布と静圧分布  
Fig. 6 Flow field in impeller and recirculation devise

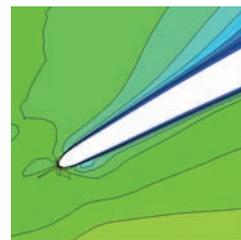
(a) ディフューザ先端形状の比較



(b) 先端円弧形状



(c) 先端だ円形状



全圧 (MPa)  
0.60  
0.75

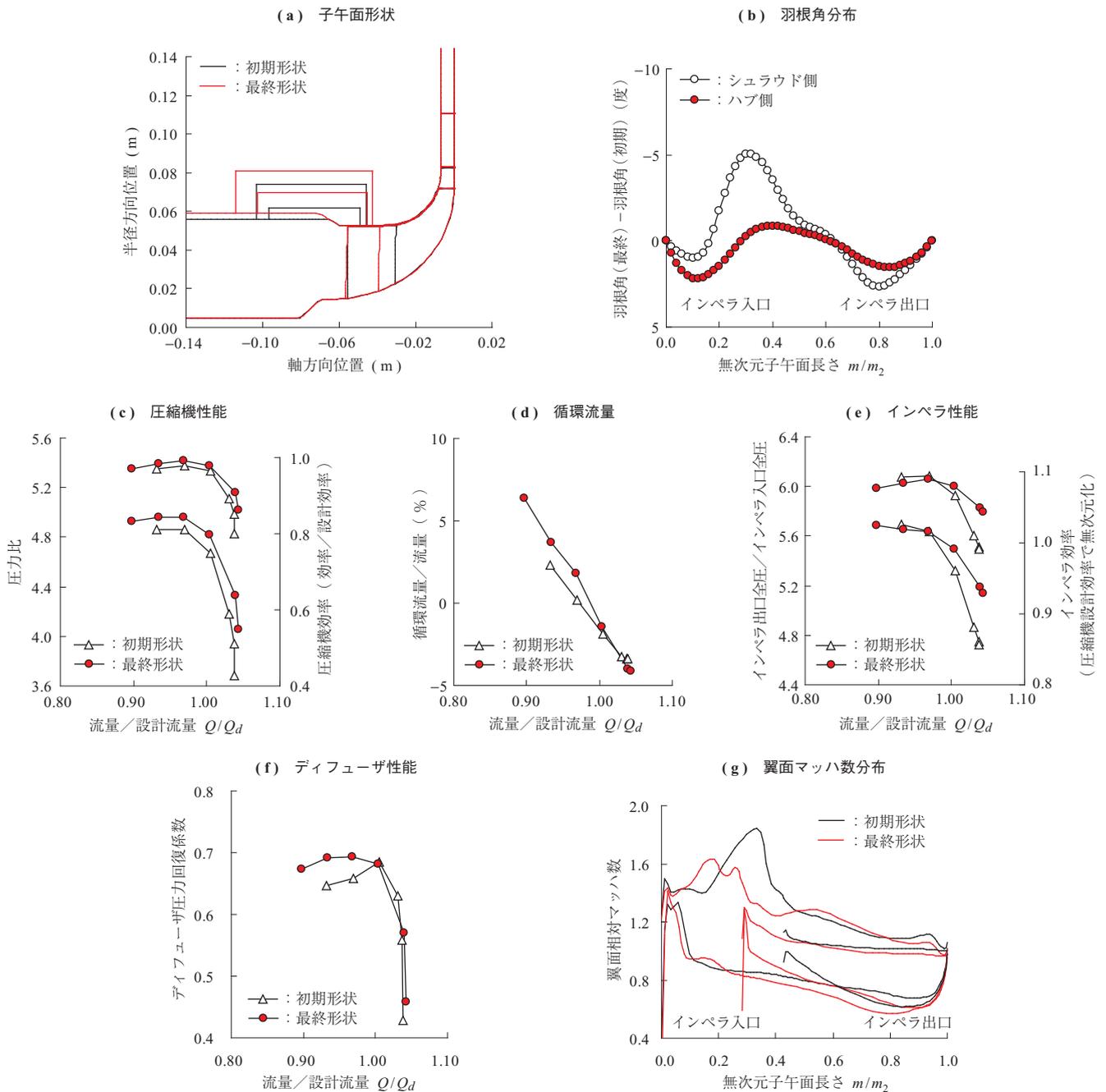
第7図 羽根付きディフューザ先端部全圧分布 (50%スパン)  
Fig. 7 Total pressure distribution around leading edge of vaned diffuser at 50% span

たそれぞれの性能を示す。構造を変更した結果、次のような性能変化が起きている。

- (1) 最終形状では、ケーシングトリートメントの下流溝を、より下流に設けた。これによって、循環流量が増し、サージ流量（回転数一定のもとで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。この現象をサージと呼び、周期的に発生する大きな力が機器の破損を招くことがある。このサージ発生直前の流量が圧縮機の運転可能な最小流量となる。インペラやディフューザの失速などが原因である）が低流量側に移動している。

- (2) インペラの羽根角分布の変更でチョーク側の効率、圧力がともに向上している。



第 8 図 圧縮機形状と性能（初期形状と最終形状比較）  
 Fig. 8 Comparison of compressor performance between initial and final design

(3) ディフューザの取付角の変化により低流量側の圧力回復特性が改善している。

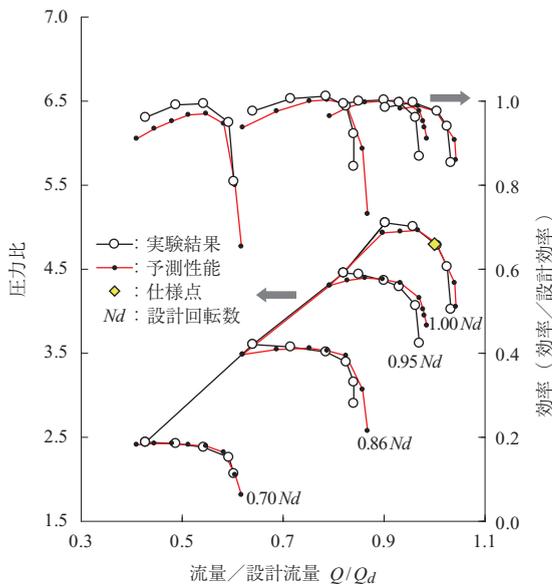
(4) 半羽根を長くしたことで、長羽根の翼負荷が軽減され負圧面側の相対マッハ数が改善している。

### 5. 新形圧縮機の性能

第 9 図に開発した圧縮機を示す。第 10 図に実験で得られた圧縮機性能と設計時の予測性能を示す。実験によって本圧縮機が目標とした仕様を満足することが確認できた。



第 9 図 高圧力比形 AT14 用圧縮機  
 Fig. 9 New compressor for AT14

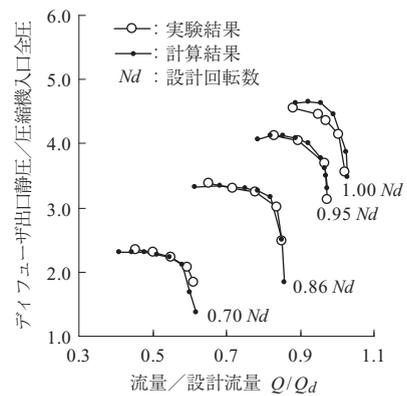


第 10 図 高圧力比形 AT14 用圧縮機性能  
Fig. 10 Measured and predicted compressor performance

本開発では CFD と一次元解析を併用して圧縮機性能を予測している。CFD でインペラ入口からディフューザ出口までを計算する。ディフューザ出口からスクロール出口（圧縮機出口）の間は、一次元解析モデルを適用する<sup>(5)</sup>。この 2 段階の計算によって全体性能を予測している。第 11 図に羽根付きディフューザ出口における圧力の実験値と計算値の比較を示す。第 10 図、第 11 図において計算値と実験値が良い一致をしていることから、本開発に用いた CFD および上に述べた性能予測手法が妥当であることが確かめられた。

## 6. 結 言

船用過給機用遠心圧縮機の圧力比は、今後も増加する傾向にある。圧力比 6 クラスの遠心圧縮機を実現するためには、相対マッハ数のさらなる増加に対応した新インペラの開発、内部流れの高温化に伴う材料強度の低下を防ぐインペラ冷却技術と、その開発を支える解析技術の開発が必要となる。これらの技術課題を克服し、高効率なさらなる高圧力比過給機の開発に取り組んでいく所存である。



第 11 図 ディフューザ出口静圧  
Fig. 11 Measured and calculated static pressures at exit of vaned diffuser

## 参考文献

- (1) H. Tamaki and S. Yamaguchi : The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impellers and Vaneless Diffuser for Turbochargers Proceedings of ASME TURBO EXPO 2007 GT2007-28300 ( 2007 )
- (2) N. A. Cumpsty : COMPRESSOR AERODYNAMICS Longman Scientific & Technical ( 1989 ) pp. 254 - 265
- (3) H. Tamaki, H. Nakao and M. Saito : The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impeller and Diffuser ASME Journal of Turbomachinery Vol. 121 ( 1 ) pp. 113 - 118 ( 1999 )
- (4) R. Hunziker, H.-P. Dickmann and R. Emmrich : Numerical and Experimental Investigation of a Centrifugal Compressor with an Inducer Casing Bleed System Proceedings of Institution of Mechanical Engineers Vol. 215 Part A pp. 783 - 791 ( 2001 )
- (5) R. H. Aungier : Centrifugal Compressor : a strategy for aerodynamic design and analysis ASME Press ( 2000 ) pp. 99 - 101