

高効率ターボ冷凍機用遠心圧縮機の開発

Development of High-Efficiency Centrifugal Compressor for Turbo Chiller

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（機械部門）
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 主査
塚本 稔 機械事業本部回転機械事業部圧縮機設計部 主査
沼倉 龍介 技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部 博士（工学）

大型空調向けターボ冷凍機用に高効率2段遠心圧縮機を開発した。本圧縮機を搭載するターボ冷凍機の性能として、業界トップクラスのCOP6以上を目標とした。目標性能を達成するために、従来型圧縮機の効率を大幅に上回る新型圧縮機の開発が必要となった。圧縮機効率向上のためには軸受やシール部、羽根車背面などに作用する摩擦に起因した機械損失、すき間から高压流体が漏れる漏れ損失、空力設計に起因する流体力学的損失の抑制を必要がある。本稿では圧縮機空力設計について遠心圧縮機の紹介を交えて解説する。

A high efficiency 2-stage compressor was developed for large capacity air conditioning equipment. The goal of COP (Coefficient of Performance) of the turbo chiller was more than 6.0, COP of 6.4 for the chiller size of more than 1 000 USRt, which is the highest COP in turbo chillers. In order to satisfy COP of more than 6.0, it was required to develop the new centrifugal compressors the efficiency of which was much higher than conventional centrifugal compressors' efficiency. CFD was successfully applied to the new compressor designing. The turbo chiller with the new 2-stage compressor achieved COP of 6.3 for the chiller size of up to 700 USRt. It is expected that the turbo chiller with the new 2-stage compressor will satisfy the target performance. The aerodynamic design of the 2-stage compressor is explained with a brief introduction of centrifugal compressors.

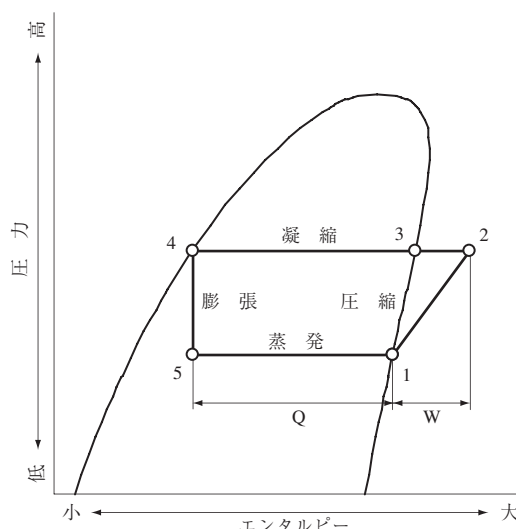
1. 緒言

ターボ冷凍機は、大規模ビルなどの大型空調設備、地域冷暖房、化学プラントなどのプロセス冷却や、大型施設の冷却設備として広範にわたる用途に適用されている。近年の環境問題に対する意識の高まりから、空調機器においても省エネルギー化が課題となっている。電力消費量の大きいターボ冷凍機の高効率化は、省エネルギー化による環境負荷低減、ランニングコスト削減の効果が大きい。

この度、当社ではダイキン工業株式会社が開発した世界最高水準の性能をもつ高効率ターボ冷凍機向けに高効率2段遠心圧縮機を開発した。ここでは、圧縮機の流体設計に関する概要を紹介する。

2. 冷凍サイクル

第1図に一般的な冷凍サイクルを示す。1→2で、圧縮機によって蒸発器から発生した蒸気（飽和）状態の冷媒は、圧縮されて温度が上昇する。凝縮器（2→4）では、蒸気（過熱）は冷却され飽和蒸気となり（2→3）、さらに冷却されて液化される（3→4）。この冷却は30



第1図 冷凍サイクル
Fig. 1 Chiller heat cycle

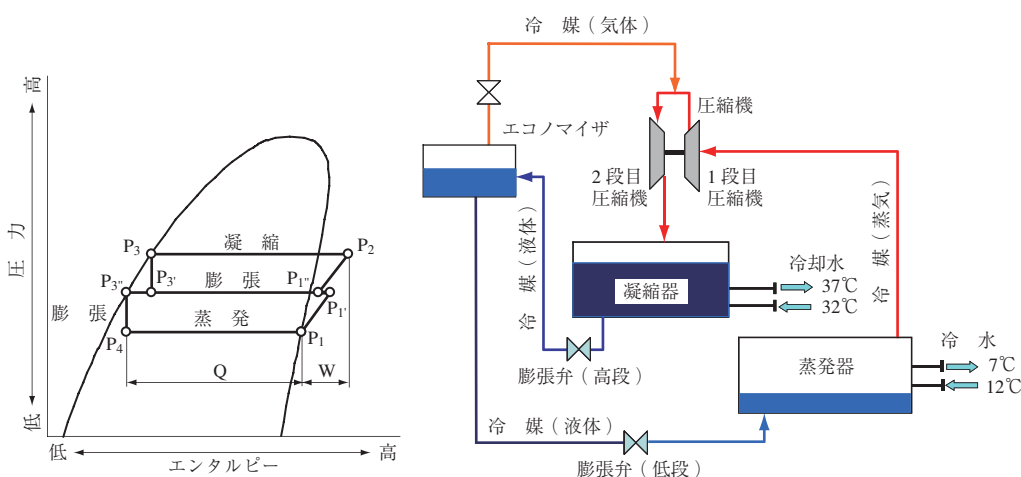
～40℃の水（冷却水）によって行われる。4→5で液化された冷媒を膨張弁で絞り膨張させる。冷媒液の一部は蒸発し、残りの冷媒液とともに蒸発器に入る。この冷媒液は蒸発器（5→1）で外部から熱を奪い（外部から加熱され）、蒸気（飽和）となる。蒸発器の加熱は10℃

前後の水（冷水）によって行われる。ターボ冷凍機では、上の圧縮過程にターボ圧縮機を用いる。冷凍機の冷凍能力は、蒸発器入口、出口での冷水温度がそれぞれ 12、7℃、凝縮器入口、出口での冷却水温度がそれぞれ 32、37℃の条件下で評価され、冷凍トン（RT）と呼ばれる単位で表示される。1 RT は、約 3.5 kW に相当する。冷凍機の性能は、成績係数または COP (Coefficient Of Performance) で評価され、外部から加えた仕事（圧縮機を駆動するのに必要な仕事）W に対する蒸発器で冷水から奪う熱量 Q の比、 Q/W で表す。

今回の冷凍機に採用された冷凍サイクルの概念図を第 2 図に示す。このサイクルは 2 段エコマイザサイクルと呼ばれ、2 段の遠心圧縮機を用い、1 段目圧縮機の下流にエコマイザ（中間冷却器）が結合されている。エコマイザは、その圧力が 1 段目圧縮機の出口圧力 $P_{1'}$ に保たれているので、凝縮器から流入する冷媒液の一部が蒸発して残りの冷媒液を $P_{1'}$ に相当する飽和温度まで冷却し、冷凍効果を増している。

2 段目圧縮機は、1 段目圧縮機から流出する温度 $T_{1'}$ の冷媒ガスとエコマイザで蒸発した冷媒ガスを吸引する。エコマイザから流入する冷媒ガスの温度は、 $T_{1'}$ より低いため、2 段目圧縮機に吸引される冷媒ガスの温度 $T_{1''}$ は、 $T_{1'}$ より低下する。圧縮機で所定の圧力を得ようとする場合、吸引する気体の温度が低いほど、圧縮に要するエネルギーが少なくてすむ。

エコマイザサイクルは、冷凍能力の向上と圧縮仕事の低減によって 1 段冷凍サイクルよりも高い COP を達成することができる。なお、冷媒にはオゾン層を破壊しない R134a が採用されている。



第 2 図 エコマイザサイクル
Fig. 2 Economizer cycle

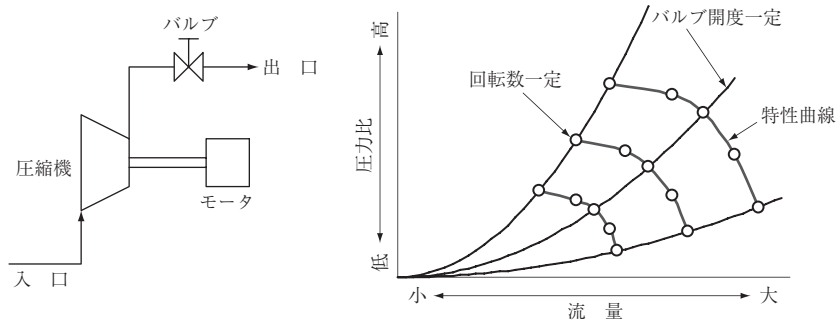
3. ターボ圧縮機

本冷凍機には、圧縮機としてターボ圧縮機が使用されている。回転する羽根車を介して、連続的にエネルギー変換する流体機械をターボ型流体機械と呼び、ターボ圧縮機は、その中に取付けられた羽根車で気体にエネルギーを与え、圧力の低いところから高いところへ気体を送り出す機械である。

ターボ圧縮機は機械内を気体が行く方向から分類すると、主に遠心式と軸流式に大別される。遠心式は羽根車から吐出される流体が、回転軸と直角な半径方向へ流出する。一方、軸流式は、気体が羽根車の回転軸方向に流入し、軸方向へ流出する。本圧縮機は遠心式（遠心圧縮機）である。

一般に、遠心圧縮機の性能は第 3 図に示すような回転数一定ライン上の流量（または流量係数）と圧力比（または圧力係数）の関係で表される。遠心圧縮機の実績曲線（または性能曲線）は、第 3 図のようにモータなどで遠心圧縮機の羽根車を駆動し、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ると、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第 3 図のような特性曲線が得られる。

遠心圧縮機の運転は、ある限られた流量範囲でのみ可能であり、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。羽根車の内部で流れの相対速度が音速に達するか、羽根車下流の流路で流れの（絶対）速度が音速に達する流量以上の



第3図 ターボ圧縮機の性能計測と特性曲線
 Fig. 3 Schematic of turbo-compressor test facility and compressor characteristics

流量で圧縮機を運転することはできない（チョークと呼ぶ）。また、圧縮機下流のバルブを徐々に絞って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。サージが起き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。遠心圧縮機羽根車を第4図に示す。一般に羽根車出口角度を大きくするとサージが発生しにくくなる。また、サージの発生原因は、小流量域で発生するはく離が主な原因であることが多い。

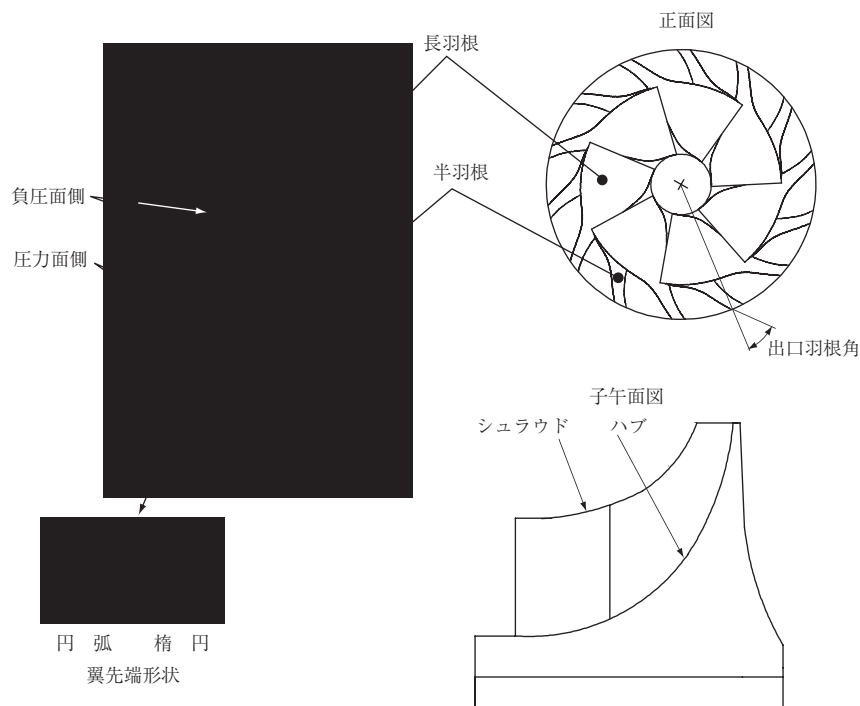
本冷凍機用遠心圧縮機は、一つの回転軸に二つの羽根車を設置する2段形式を採用している。通常の2段遠心圧縮機は第5図-(a)のように吸込側が同一の方向を向

ている。一方、本圧縮機は第5図-(b)のように羽根車を背面合わせとした構造を採用している。

運転中の遠心圧縮機の羽根車には第6図に示すようにハブ面と背面に静圧分布を受ける。この静圧の軸方向の分布の差が軸スラストとなって羽根車の吸込側に向かって作用する。この軸スラストはスラスト軸受で支持される。羽根車の配置を第5図-(b)のような構造にすると、1段目、2段目羽根車に作用する軸スラストが打ち消し合うためスラスト軸受に作用する荷重が減少し、軸受の長寿命化、機械摩擦損失が低減する利点がある。

(1) 羽根車の開発

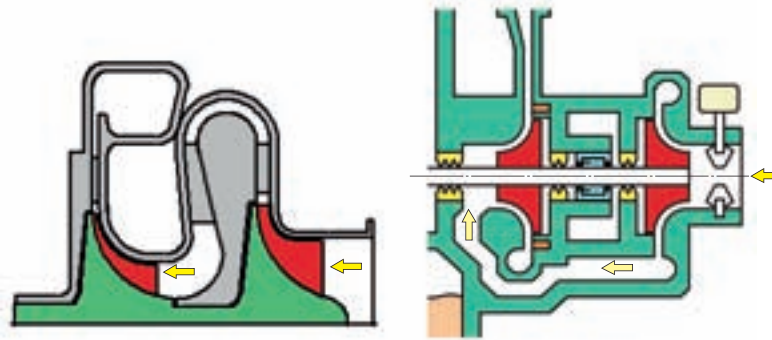
成績係数 (COP) 6.0 以上の高効率を達成するためには、従来型圧縮機の効率を大幅に上回る新型圧縮機の開発が課題となった。



第4図 遠心圧縮機羽根車
 Fig. 4 Centrifugal compressor impeller

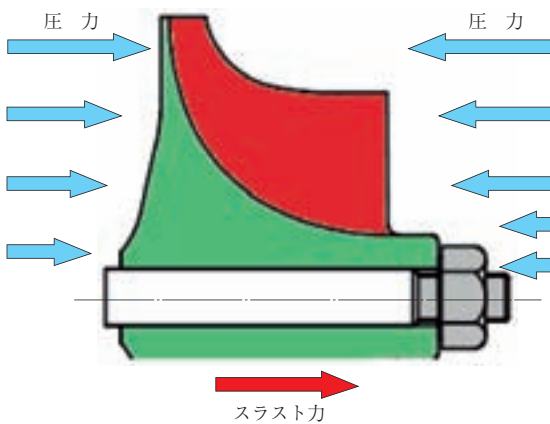
(a) 通常の2段遠心圧縮機

(b) 冷凍機用遠心圧縮機



第5図 2段遠心圧縮機

Fig. 5 Impeller arrangement of 2-stage centrifugal compressor



第6図 遠心圧縮機に作用するスラスト力

Fig. 6 Pressure force on compressor axial load

1 段目圧縮機は 2 段目圧縮機とのマッチングが容易になるように広い安定作動域が必要となる。また、熱サイクルの検討から 2 段目圧縮機は、高負荷（高圧力係数）となった。

羽根車による圧力上昇は羽根車の翼によって、流れが回転方向へ転向され流出することで実現される（第 4 図 参照）。有限の厚さの翼によって流れを転向するとき、負圧面側の流速が大きく（圧力が低く）なり、圧力面側の流速が小さく（圧力が高く）なる。この負圧面と圧力面の速度差（圧力面と負圧面の圧力差）は翼が厚いほど大きくなる。より高い圧力上昇を得ようとするとき、負圧面と圧力面の速度差（圧力面と負圧面の圧力差）が大きくなる。羽根車出口では、翼の圧力面と負圧面の速度（圧力）は一致するため、負圧面での減速（逆圧力勾配）が大きくなり、はく離や損失の原因となる。このため、安定作動域の確保と高効率化のためには、1 段目、2 段目圧縮機とも、羽根車の翼 1 枚当たりに掛かる負荷（圧力面と負圧

面の圧力差）を低減することが、効率向上の鍵の一つとなる。そこで、1 段目、2 段目羽根車ともに翼の厚さを薄くし、枚数を増やした。また、半羽根を上流へ傾斜させ、半羽根シュラウド側の翼を長くした。

1 段目の羽根車は安定作動域を拡大するため、羽根車出口角度（バックワード角）を大きくした。

羽根車内部のフローパターンを改善するため、1 段目、2 段目とも、翼先端を円弧から楕円形状とし、翼先端での急加減速を抑制した（第 4 図 参照）。さらに、半羽根を長羽根と別形状とし、半羽根、長羽根間の流れを滑らかにした。

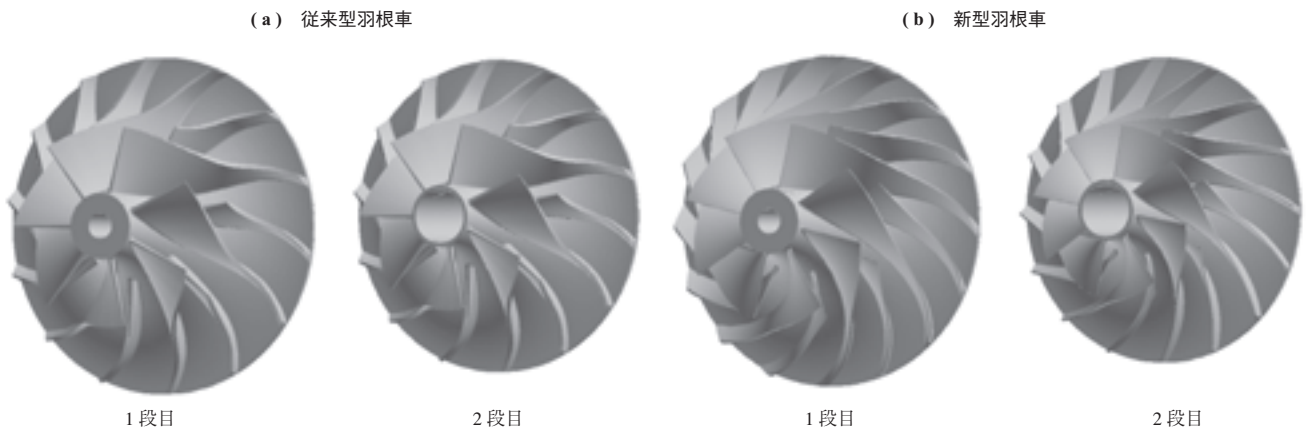
1 段目、2 段目ともに、CFD（Computational Fluid Dynamics）コードによる数値シミュレーションで羽根車内の流れを計算し、翼形状の最適化を図った。

第 7 図 に従来型および新型 1 段目、2 段目羽根車の形状を示す。第 8 図 に CFD の計算例として、従来型、新型 2 段目羽根車のシュラウド側（85% スパン位置）における相対マッハ数分布を示す。従来型には長羽根先端と半羽根先端に軽微なはく離が存在するが、新型では、この領域の発生が抑制されている。第 9 図 に CFD で予測した新型および従来型の羽根車の性能比較を示す。新型羽根車の効率は従来型を上回っている。

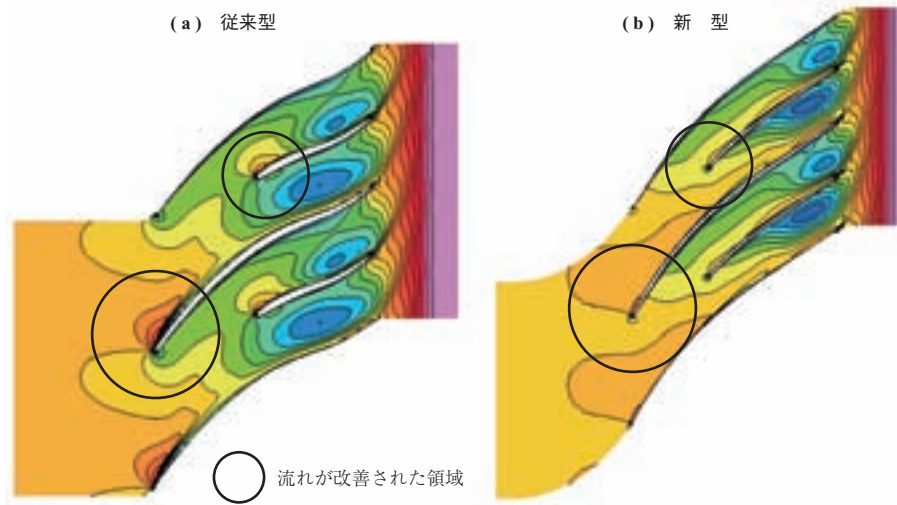
(2) 圧縮機性能

羽根車から流出する流れの持つ運動エネルギーは、羽根車による全入力仕事の 30% から 40% に相当する。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羽根車下流に設けた拡大流路（デフューザ）によって効率良く圧力に回復する必要がある。

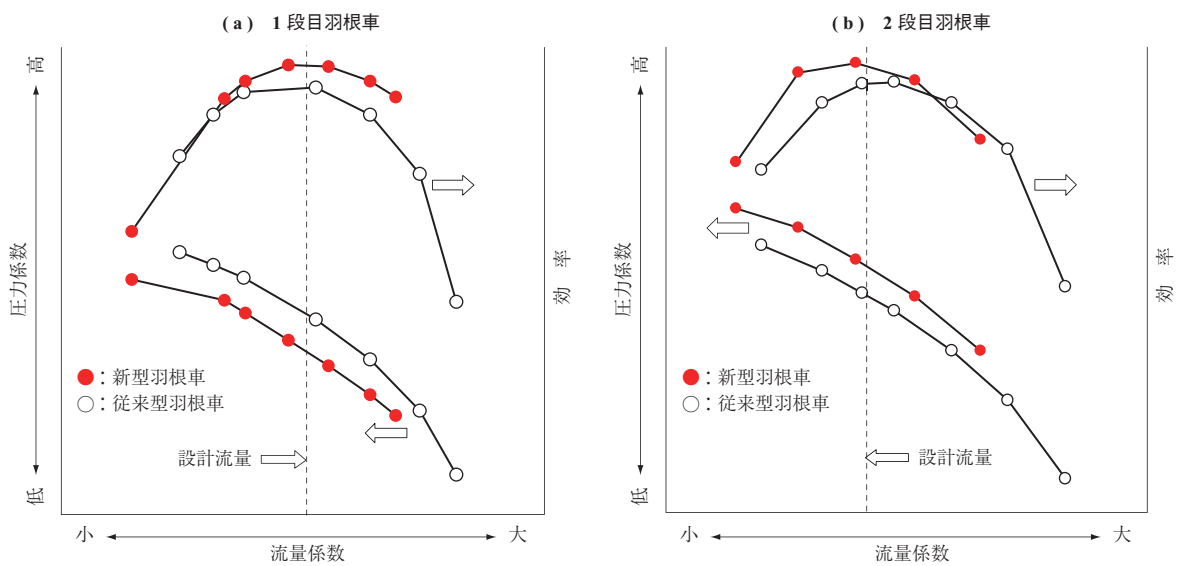
遠心圧縮機に使用されているデフューザは、羽根



第 7 図 羽根車形状
Fig. 7 Conventional and latest impeller shapes

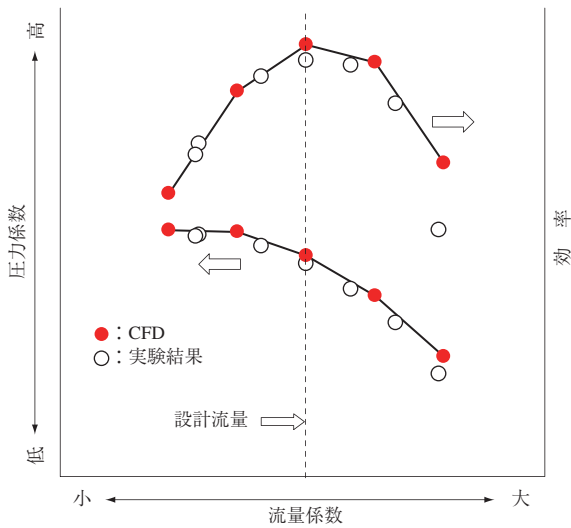


第 8 図 2 段目羽根車相対マッハ数分布 (シュ라우드側)
Fig. 8 2nd compressor impeller relative Mach number distributions at shroud section



第 9 図 羽根車性能
Fig. 9 Impeller performance

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、広作動域が要求される場合に広く使われる。一方、羽根付きディフューザは、高圧力比や高効率が必要される際に使用される。冷凍機用圧縮機は冷凍能力に応じて流量が大きく変化するため、作動域の広い羽根無しディフューザを採用した。第10図に1段目圧縮機のCFDと実験



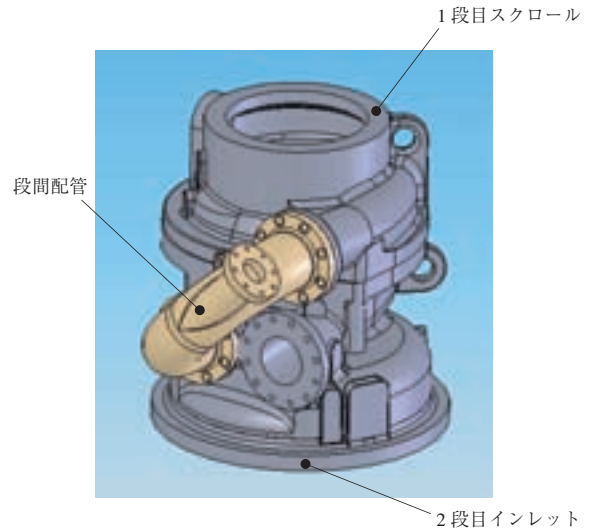
第10図 1段目圧縮機性能

Fig. 10 1st-stage compressor performance (comparison between CFD and test results)

結果の比較を示す。設計の意図通り性能向上が実現されている。

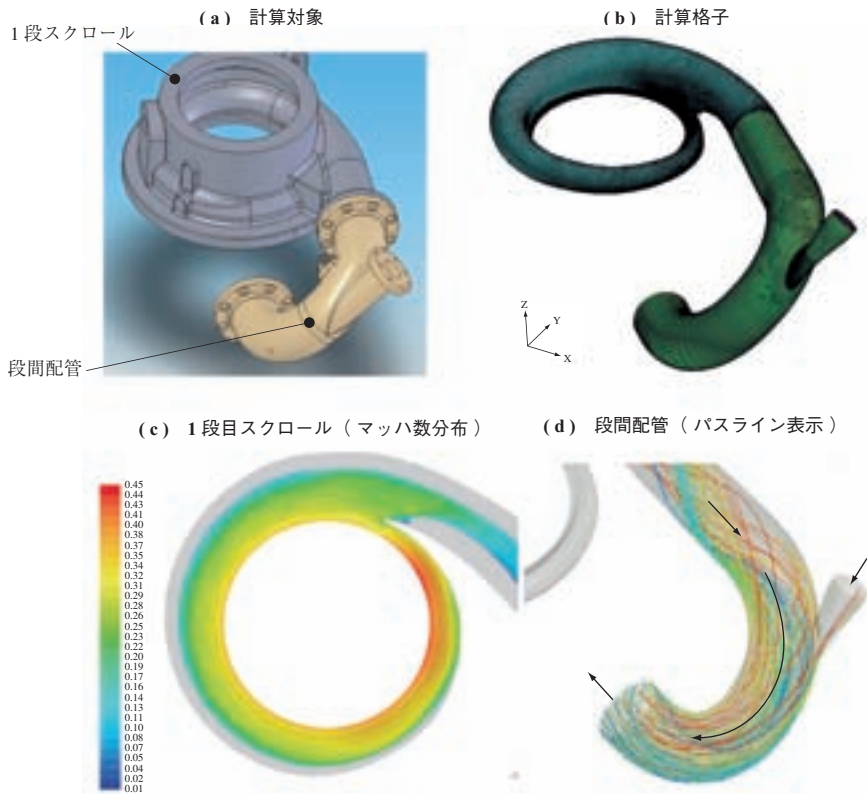
(3) 静止流路部の設計

本圧縮機の1段目圧縮機と2段目圧縮機の接続状態を第11図に示す。1段目出口(スクロール)と2段目入口(インレット)が配管(段間配管)で接続されている。さらに、この段間配管にエコノマイザが



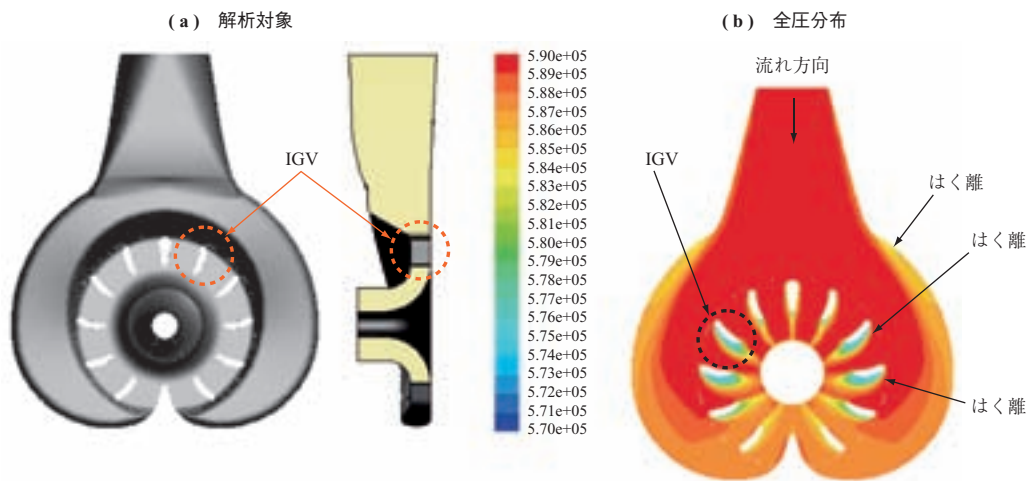
第11図 1段目圧縮機と2段目圧縮機の接続状態

Fig. 11 Connecting conditions of the 1st and 2nd compressors

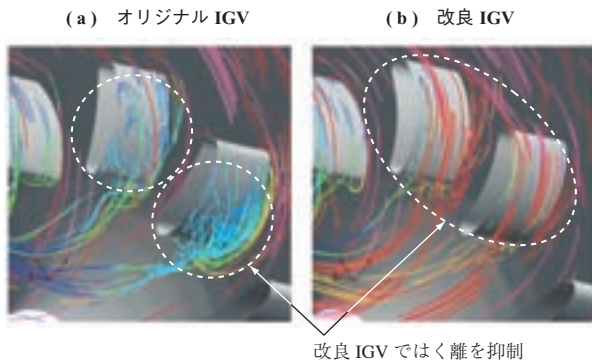


第12図 1段目スクロールと段間配管のCFD解析

Fig. 12 CFD results of 1st compressor scroll and connecting pipe



第 13 図 2 段目インレットの CFD 解析
 Fig. 13 CFD results of the 2nd-compressor inlet



第 14 図 2 段目インレット IGV 周りの流線
 Fig. 14 Streamline around IGV in the 2nd-compressor inlet

らの配管が接続される。インレットに流入した流れは、固定入口案内翼により旋回成分が除去されて軸方向に曲げられ、2 段目羽根車に流入する。性能の良い 2 段遠心圧縮機を実現するには、段間配管、インレットでの流れに逆流域や損失域の発生しない形状を選択する

必要がある。羽根車と同様に CFD を用いて、各要素内の流れを計算した。第 12 図に 1 段スクロールと段間配管の計算結果を示す。1 段目圧縮機のスクロールから流出する高温冷媒ガスとエコノマイザからの低温冷媒ガスの合流部において大きな逆流や損失域は見られない。第 13 図に 2 段インレットの計算結果を示す。固定入口案内翼 (Inlet Guide Vane : IGV) ではく離が発生している。第 14 図に示すように、はく離の発生している案内翼の取付角を変更することで、はく離の発生を抑えることが可能となる。

4. 結 言

本圧縮機を搭載したターボ冷凍機は目標の COP を達成することができ、環境負荷低減に貢献することができた。今後も、環境負荷に配慮した高性能ターボ冷凍機用圧縮機の開発を進めていく。