

ネオンターボブレイトン冷凍機に用いられるタービンおよび コンプレッサの CFD 解析

CFD Analysis of Turbines and Compressors Used in Neon Turbo-Brayton Refrigerators

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	部長
吉 永 誠一郎	技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部	部長
小 田 兼太郎	技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部	主査 博士(工学)
栗 原 和 昭	技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部	主査
金 子 雄 大	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)

近年、高温超電導 (HTS) 応用機器は研究段階から実用段階へシフトしつつある。ネオンを作動流体とするターボブレイトン冷凍機は省スペース化・大容量化に適しており、オイルフリー化によって長期信頼性を確保できメンテナンスも比較的容易であることから、HTS 送電線などの大型機器の冷却に適していると考えられる。当社は太陽日酸株式会社とともに 2006 年からその開発に携わっている。本稿では冷凍システムを構成するタービンやコンプレッサの空力開発に用いられた CFD 解析の内容について紹介する。

Recently, high-temperature superconducting (HTS) appliances have been transitioning from the research phase to the product development stage. A Turbo-Brayton refrigerator that uses neon gas as its working fluid is considered to be suitable for the cooling of large-scale equipment such as HTS cables. The reason for this is its compactness and high capacity, as well as its high reliability during long-term operation and relatively easy maintenance owing to its oil-free nature. IHI has been working with Taiyo Nippon Sanso on the development of such a Turbo-Brayton refrigerator since 2006. This report describes the CFD analysis that is used in the aerodynamic development of the turbines and compressors that constitute the refrigeration system.

1. 緒 言

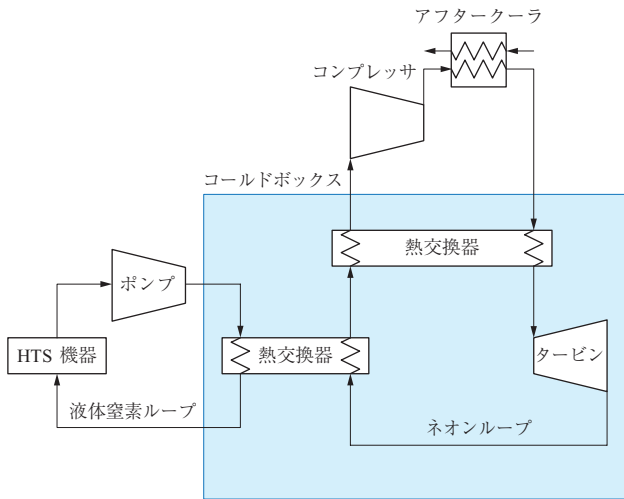
近年、高温超電導 (HTS : High-Temperature Superconducting) 応用機器は研究段階から実用段階へシフトしつつあり、送電線、モータ、発電機、変圧器などが実用化に向けて開発が進められている。また、以前から低温超電導 (LTS : Low-Temperature Superconducting) を適用している MRI (磁気共鳴画像) 装置や NMR (核磁気共鳴) 装置などの医療機器にも HTS の適用が考えられている。これらを冷却する冷凍機としては脈動を伴うスターリング冷凍機、GM (Gifford-McMahon) 冷凍機、パルス管冷凍機などの蓄冷器式と、脈動を伴わない JT (Joule-Thomson) 冷凍機、ブレイトン冷凍機などの熱交換器式がある。なかでもターボブレイトン冷凍機は省スペース化・大容量化に適しており、オイルフリー化によって長期信頼性を確保できメンテナンスも比較的容易であることから、HTS 送電線などの大型機器の冷却システムには適していると考えられる^{(1)~(5)}。

当社では太陽日酸株式会社 (以下、太陽日酸) とともに 2006 年からネオン冷媒のターボブレイトン冷凍機シス

テムの開発に携わっている。本稿ではそこで開発されたタービンやコンプレッサの空力設計における CFD (Computational Fluid Dynamics) 解析の内容について紹介する。特に、通常のターボチャージャやターボコンプレッサに用いられるタービンやコンプレッサの設計とは異なる、ネオンターボブレイトン冷凍機に特有の課題や留意点に着目して述べる。

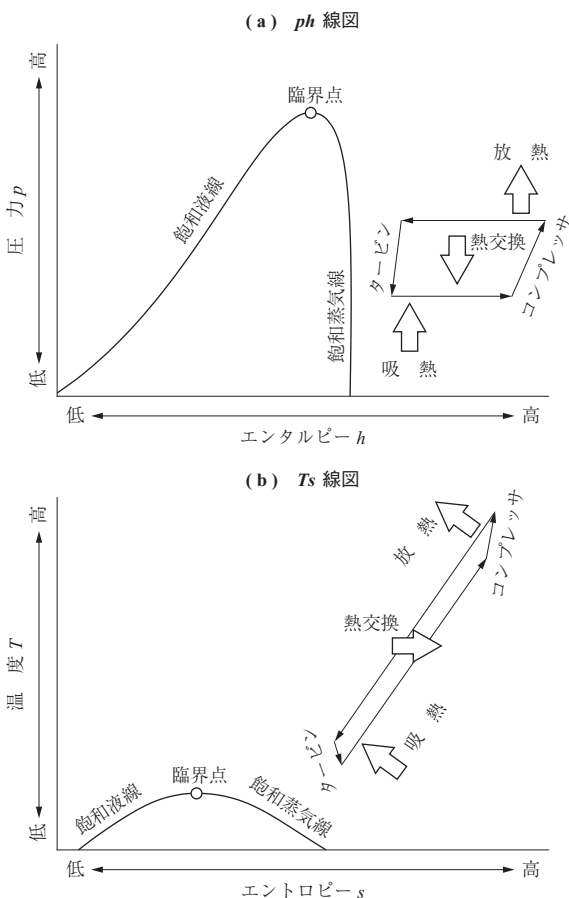
2. 研究開発の事例

ネオンターボブレイトン冷凍機を用いた HTS 送電線冷却システムは、送電線を冷却する液体窒素ループと、その液体窒素を冷却するネオンループから成る。第 1 図にネオンターボブレイトン冷凍機を用いた HTS 冷凍システム概念図を示す。ネオンターボブレイトン冷凍機は、① 70 K 程度の低温で作動するタービン ② 常温で作動するコンプレッサ ③ コンプレッサの圧縮熱を廃棄するアフタークーラ ④ タービン入口温度までネオンを冷却する熱交換器 ⑤ 液体窒素を冷却する熱交換器、などから構成されている。タービンで発生する動力はブレーキや抵抗で捨てられるタイプと、コンプレッサを駆動するモータをアシ



第1図 ネオンターボブレイトン冷凍機を用いた HTS 冷凍システム
 Fig.1 HTS refrigeration system using a neon Turbo-Brayton refrigerator

ストするのに使われるタイプがある。第2図にネオンターボブレイトン冷凍機の状態線図((a) ph 線図, (b) Ts 線図)を示す。ネオンタービンやネオンタービンコンプレッサはこの冷凍機のキーハードであり、①タービンインペラ②コンプレッサインペラ③モータなどの高速



第2図 ネオンターボブレイトン冷凍機の状態線図
 Fig.2 State diagrams for neon Turbo-Brayton refrigerators

回転体④それを支える磁気軸受⑤それらを取り囲む静止流路(スクロール, ノズル, ディフューザ)⑥遮熱構造⑦軸封構造, などで構成されている。

HTS 送電線の冷却に用いられるネオン冷媒のターボブレイトン冷凍機について, 近年幾つかの研究事例が報告されている。大陽日酸は 2006 年度と 2007 年度に NEDO (国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構) 研究「超電導応用基盤技術研究開発(第II期)」でレシプロコンプレッサ, 可変ノズルタービン, ガス軸受を適用した 2 kW ネオン冷凍機の開発を行った⁽⁶⁾。また, これに引き続き 2008 年度から 2012 年度に掛けて行われた NEDO 研究「イットリウム系超電導電力機器技術開発プロジェクト」のなかで, 2 kW の冷凍システムの開発を行っている。このシステムではタービンとコンプレッサは別軸で, それぞれが磁気軸受で支持されている。タービンは圧力比 2 のノズル付き単段ラジアルタービンで, インペラ外径 32 mm, 入口翼高さ 2.2 mm ないし 2.5 mm と非常に小さい。タービン効率は最高で 0.7 ~ 0.72 となっている。一方, コンプレッサは 2 段遠心式で, モータと磁気軸受を背面合わせの二つのコンプレッサインペラで挟む形となっている。コンプレッサについても 0.7 前後の効率が確認されている。その後, この 2 kW システムは NeoKelvin®-Turbo として 2013 年に商品化されている^{(7)~(9)}。

HTS 送電ケーブルの実用化のためには 5 ~ 20 kW の単機冷凍能力が必要とされており, 大陽日酸はその後 10 kW のブレイトンサイクルシステムの開発を行っている。このシステムでもコンプレッサは 2 段遠心式であるが, 各段が個別に磁気軸受支持され, それぞれがモータおよびラジアルタービンで駆動されている。この 10 kW システムも 2016 年に商品化されている^{(10), (11)}。

株式会社前川製作所は, 2007 年度から 2013 年度に掛けて行われた NEDO 研究「高温超電導ケーブル実証プロジェクト」のなかで, 冷凍能力が 5 kW のネオン冷却システムの開発を行っている。このシステムも磁気軸受を用いた 2 軸式であるが, コンプレッサは 3 段遠心式, タービンは単段ラジアル式となっている。1 本の軸の両端に 1 段目と 2 段目のコンプレッサインペラが背面合わせに付いており, モータによって駆動される。もう 1 本の軸には 3 段目のコンプレッサインペラとタービンインペラが背面合わせに付いており, モータおよびタービンによってコンプレッサが駆動される^{(12), (13)}。

海外ではフランスの Air Liquide 社が低温冷却システムを数多く手掛けている。アメリカの LIPA (Long Island Power Authority) 社の HTS 送電線プロジェクトでは、LIPA-I でスクリュコンプレッサ 2 台と 2 段タービンを用いたヘリウム冷媒のブレイトン冷凍機を開発、続く LIPA-II で 3 段遠心コンプレッサと単段タービンを用いたヘリウム/ネオン混合冷媒のブレイトン冷凍機を設計している^{(14)~(16)}。また、韓国では韓国電力公社 (KEPCO) が弘益大学や昌原大学などととも、2 kW ないし 10 kW 用のターボブレイトン冷凍機システムの検討と、それらに向けた単段ラジアルタービンの空力設計を行っている^{(17)~(19)}。

以上は全て HTS 送電線の冷却に用いられるネオン冷媒のターボブレイトン冷凍機の研究開発事例であるが、それら以外に欧米では主にアメリカの Creare 社が中心となって宇宙機器用に小型のネオンターボ冷凍機の研究開発を行っている。これらの冷凍機では軸受にガス軸受を用い、タービンの回転数は数十万 rpm にも上る^{(20)~(23)}。また、同社は C-17 輸送機搭載の空気分離システム用としてもネオンターボ冷凍機の研究開発を行っている⁽²⁴⁾。

3. 2 kW 研究試作機用タービンの CFD 解析

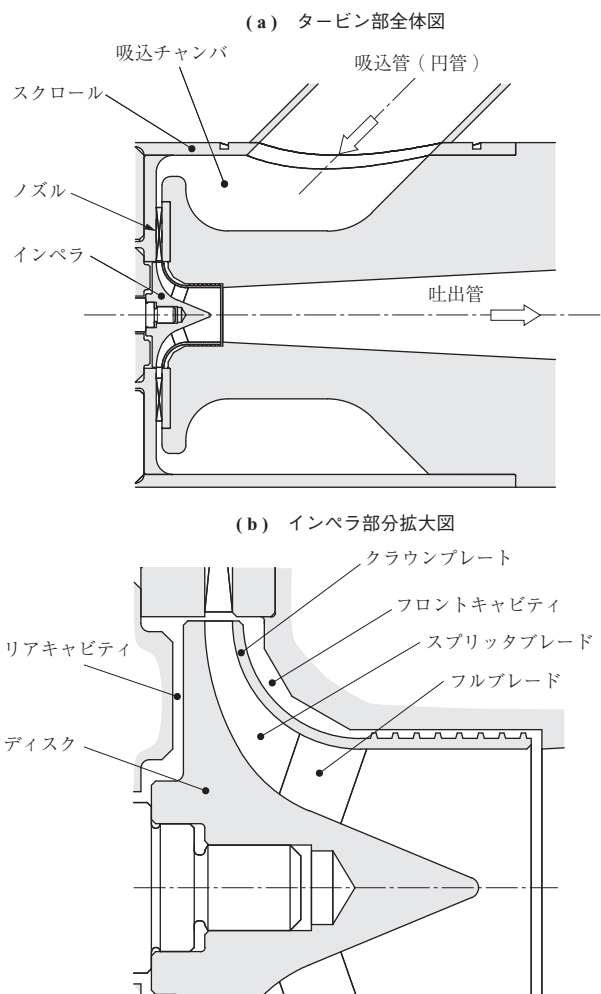
3.1 タービンの仕様と特徴

本タービンは 2 kW の研究試作機用 (以下、2 kW 機) に設計されたネオンタービンである。タービンの空力設計仕様を第 1 表に、タービン形状を第 3 図に示す。本タービンの大きな特徴として、冷媒流量が少ないためインペラ外径に比して流路が狭いことが挙げられる。このため、通常のオープンインペラ形態ではクリアランス漏れ損失による効率低下が大きくなることが予想される。この損失を抑制するために、本タービンではクローズドインペラ形態を採用している。また、タービンと反対側の軸端にはインペラは付いていないので軸スラストのアンバランスが大きくなるが、クローズドインペラとすることでアンバランスを

第 1 表 タービンの空力設計仕様 (2 kW 機)

Table 1 Aerodynamic design specifications for the turbine (2-kW research refrigerator)

項目	単位	値
形式		ラジアル
入口温度	K	68
入口圧力	kPa	2 000
出口圧力	kPa	1 000
ロータ回転数	rpm	98 000
質量流量	kg/s	0.300



第 3 図 タービン形状 (2 kW 機)

Fig. 3 Configuration of the turbine for a 2-kW research refrigerator

低減できる。

また、通常のタービンインペラは全てのブレードが同じ形状をしているが、本タービンインペラでは高性能化を目指して、長いブレードの間に短いブレードを交互に配したスプリットインペラ形態としている。さらに、流路が狭いため設計予測誤差や加工・組立誤差の影響を大きく受けて、ノズルとインペラが mismatches を起こすことが懸念される。そこで、運転時にマッチングを調整できるように、ノズルベーンの取付角度を変えられる可変ノズルタイプを採用している。

タービン設計においては、まず設計仕様に基づいて次元解析によって概略速度三角形を決定し、その後 CFD 解析および FEM (Finite Element Method) 解析によって、詳細な翼形状やディスク形状、クラウンプレート形状を決定している。

3.2 CFD 解析手法

CFD ソルバには ANSYS Fluent を用いる。ソルバは密

度ベースの連成ソルバとし、対流項は2次精度風上、乱流モデルには Realizable k-ε モデルを壁関数とともに使用する。流路面の表面粗さには図面指示値に対応する等価砂粒粗度を与える。

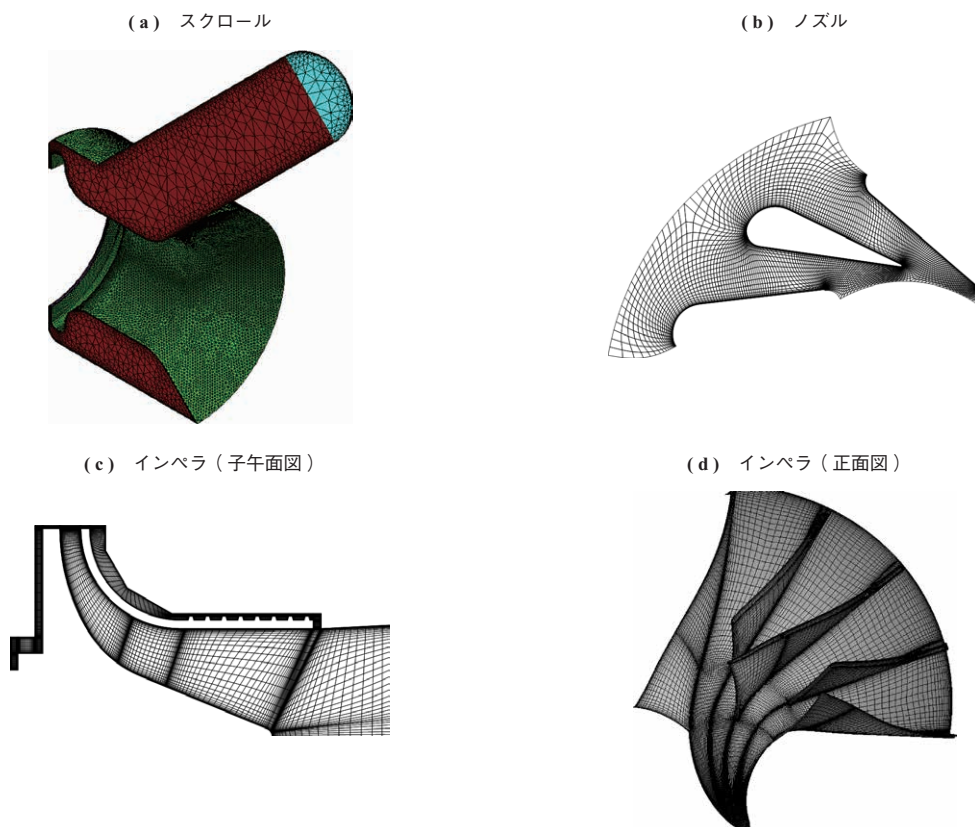
解析を効率的に行うために、タービンをスクロール部（低速部）とノズル部 + インペラ部（高速部）の二つのモデルに分割する。スクロール部は形状の対称性を考慮してハーフモデルとし、対称面には対称境界条件を用いる。ノズル部はスクロールからの非軸対称流れの影響を取り込むため全周モデルとする。ノズル流入条件はスクロール解析結果から抽出する（スクロールモデルの対称境界面に関して鏡面複写した条件を用いる）。ノズルは可変ノズルであるが、両端のプレートによってきつく挟まれており、ペーンはプレートとしゅう動しながら角度を変えるため、ペーン両端のクリアランスはゼロと仮定する。インペラ部は1ピッチ分の周期対称モデルとする（スクロールからの非軸対称性はノズルで吸収されて、インペラ入口までは残っていないと仮定する）。また、フロントキャビティ、リアキャビティもモデル化する。動静翼間のインタフェースにはミキシングプレーンを用いる。第4図にCFD解析格子を示す。

3.3 実在気体効果

ネオンは単原子分子であり分子間力が働かないため、常温付近での実在気体効果はあまり大きくないが、本タービンでは第1表に示すように低温状態で作動するため、圧縮係数は0.96～0.97と1よりもやや小さくなる。このため、実在気体効果の影響は定性的には顕著でないが定量的には無視できない。

気体物性値データベースとしては REFPROP や GSPAK などがあるが、本稿では後者を使用している。実在気体効果を表現できる状態方程式モデルとしては Redlich-Kwong モデル、Peng-Robinson モデル、ビリアルモデルなどがあるが、タービンなどの空力設計においてはいずれも十分な予測精度を有している^{(25)~(27)}。そこで本解析では Aungier-Redlich-Kwong 状態方程式モデル⁽²⁸⁾を用いる。また、非平衡物性（粘性係数、熱伝導率）に対しては密度2次、温度1次の近似多項式を作成して使用する。近似を行う際の元データは GSPAK を用いて計算する。

ただし、上記のような実在気体モデルを用いたCFD解析は計算負荷が高く、ポスト処理も煩雑となるため、空力設計においては近似的な完全気体モデルも併用する。完全



第4図 CFD解析格子
Fig. 4 CFD analysis mesh

気体モデルにおける物性値（気体定数 R ，比熱比 γ ，定積比熱 C_v ，定圧比熱 C_p ）はそれぞれ以下の(1)～(4)式のように設定する(25)～(27)。

$$R = \frac{p_{01}}{\rho_{01} T_{01}} \dots\dots\dots (1)$$

$$\gamma = \frac{\rho_{01} c_{01}^2}{p_{01}} \dots\dots\dots (2)$$

$$C_v = \frac{1}{\gamma - 1} R \dots\dots\dots (3)$$

$$C_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R \dots\dots\dots (4)$$

ここで， p_{01} ， T_{01} ， ρ_{01} ， c_{01} はそれぞれタービン入口よ
 ども条件での圧力，温度，密度，音速である。このように
 設定することで，完全気体解析で用いられる，または，結
 果として得られる，タービンの回転数，質量流量，断熱エ
 ンタルピー落差などの性能パラメータを实在気体状態に換
 算することなくそのまま用いることができ便利である。ま
 た，完全気体での粘性係数 μ と熱伝導度 λ はそれぞれ
 Sutherland の式を用いて近似する。

$$\mu = \mu_0 \frac{T_0 + S}{T + S} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \dots\dots\dots (5)$$

$$\lambda = \lambda_0 \frac{T_0 + S}{T + S} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \dots\dots\dots (6)$$

$$\lambda_0 = \frac{C_p \mu_0}{Pr} \dots\dots\dots (7)$$

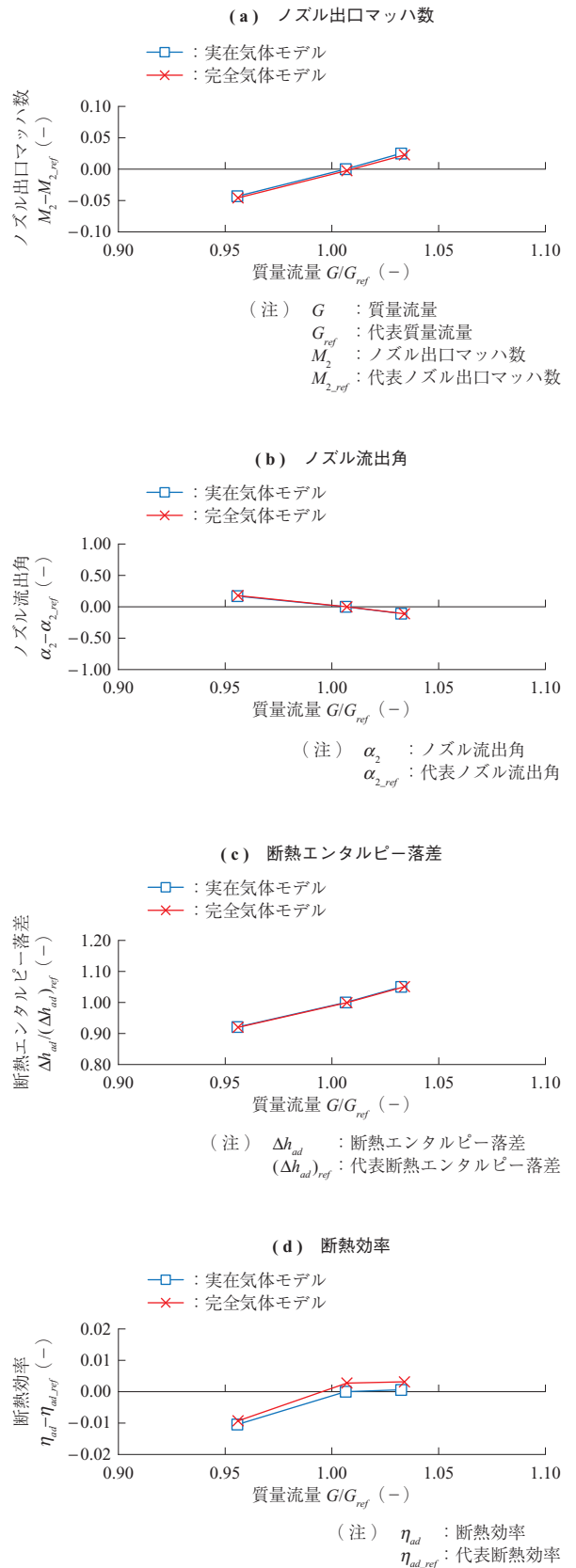
ここで T_0 は任意の参照温度である。GASPAK を用い
 て低圧状態での粘性係数 μ を温度 T の関数として $\mu(T)$
 と表し，それを用いて得られる温度の関数 $T^{3/2}/\mu(T)$ を想
 定温度範囲で $aT+b$ の形で最小二乗近似する。そのとき
 に得られる a や b の値を用いて，定数 S や参照粘性係数
 μ_0 は，

$$S = \frac{b}{a} \dots\dots\dots (8)$$

$$\mu_0 = \frac{T_0^{3/2}}{aT_0 + b} \dots\dots\dots (9)$$

と与えられる。同様に Prandtl 数 Pr は GASPAK を用い
 て得られる温度の関数 $C_p \mu(T)/\lambda(T)$ の想定温度範囲での
 平均値として求めることができる。

第5図に实在気体モデルと完全気体モデルを用いた場
 合のタービン性能予測結果の比較を示す。断熱効率に 0.2
 ポイント程度のわずかな差がみられるが，空力設計での判
 断に影響を与えるような大きな差異はみられず，完全気体



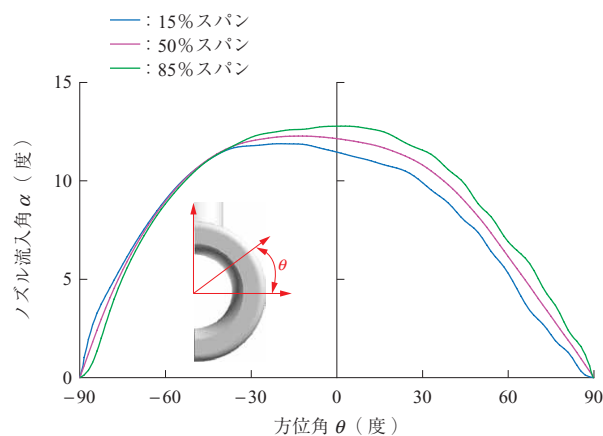
第5図 实在気体モデルと完全気体モデルを用いた場合のター
 ビン性能予測結果の比較
 Fig. 5 Comparison of turbine performance predictions using a real gas
 model and a perfect gas model

モデルでも実用上は十分な精度をもって実在気体効果を模擬できることが分かる。

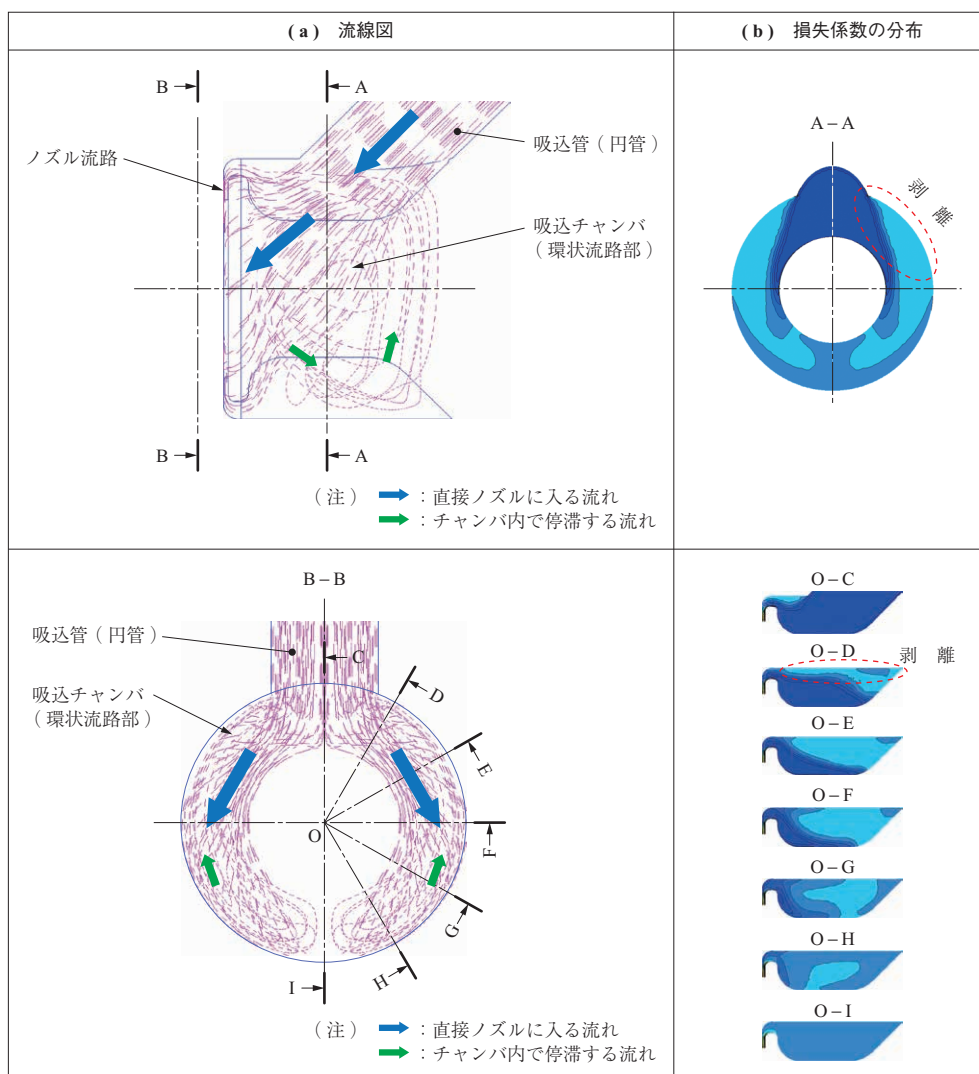
3.4 CFD 解析結果

第 6 図にスクロール内部のフローパターンを示す。第 6 図 - (a) は流線図を示し、長い線分は流速が速いことを、短い線分は遅いことを示す。第 6 図 - (b) は流線図 (- (a)) の A - A 断面での損失係数の分布を示す。吸込管からの流れがジェット状にスクロール内に流入し、そのままノズル流路に吹き抜けている。このジェット状の吹き抜けとは別に、吸込チャンバ内をゆっくりと循環する流れが形成されている。また、吹き抜け流の周囲に、流路の急拡大に伴う剥離による高損失領域が存在している。この剥離は、吸込管から吸込チャンバへ急激に流路面積が拡大することと、吸込チャンバを環状形状としているために生じたものである。

第 7 図にノズル流入角の周方向分布を示す。理想的には全ての周方向位置で流入角がゼロとなるのが望ましいが、方位角 0 度付近では約 12 度の旋回流が存在する。



第 7 図 ノズル流入角の周方向分布
Fig. 7 Circumferential distribution of the flow angle at the nozzle inlet



第 6 図 スクロール内部のフローパターン
Fig. 6 Flow pattern inside the scroll

また、スパン方向には著しい流れのひずみは存在しない。

全体としてスクロール内ではノズル入口位置で懸念されるような分布のひずみは生じておらず、また、タービン性能全体に占めるスクロール損失の割合は小さいので、問題ないレベルであるといえる。

第8図にタービン全体性能（圧力比 π 、断熱効率 η_{ad} ）、インペラ単体性能（圧力比 π_{imp} 、断熱効率 η_{ad_imp} ）、ノズル有効度 η_{NzL} を示す。それぞれのパラメータは以下の式で定義され、図では設計仕様値で正規化して示されている。

$$\pi = \frac{p_{01}}{p_4} \dots\dots\dots (10)$$

$$\eta_{ad} = \frac{h(T_{01}, p_{01}) - h(T_{04}, p_{04})}{h(T_{01}, p_{01}) - h(s_1, p_4)} \dots\dots\dots (11)$$

$$\pi_{imp} = \frac{p_{03}}{p_4} \dots\dots\dots (12)$$

$$\eta_{ad_imp} = \frac{h(T_{03}, p_{03}) - h(T_{04}, p_{04})}{h(T_{03}, p_{03}) - h(s_3, p_4)} \dots\dots\dots (13)$$

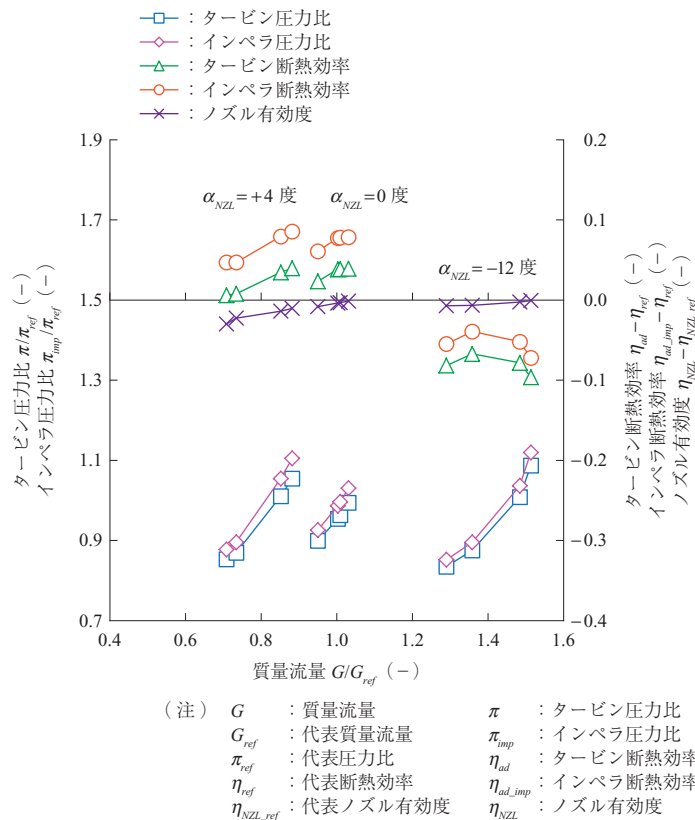
$$\eta_{NzL} = \frac{h(T_{01}, p_{01}) - h(T_3, p_3)}{h(T_{01}, p_{01}) - h(s_1, p_3)} \dots\dots\dots (14)$$

ここで、添え字 1, 3, 4 はそれぞれタービン入口、イ

ンペラ入口、タービン出口、添え字 0 はそれらのよどみ条件を意味する。 T, p, h, s は温度、圧力、エンタルピー、エントロピーである。インペラ断熱効率はクラウンプレート前面とディスク背面の円板摩擦損失、フロントキャビティの漏れ損失を含んだ値である。ノズル開度 $\alpha_{NzL} = 0$ 度および設計圧力比 $\pi = 2$ においてはほぼ仕様流量 $G = 0.3 \text{ kg/s}$ を満たしている。タービン全体効率とインペラ単体効率の差は 3 ~ 4 ポイントであり、インペラ性能が全体性能に対して支配的である。

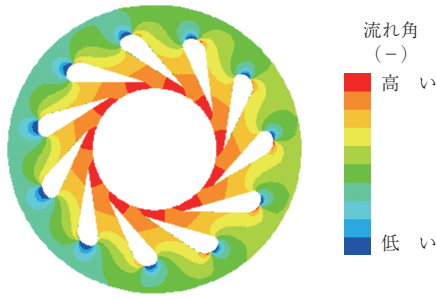
第9図にノズルミーン断面での流れ角分布を示す。上流側のスクロール形状の非軸対称性（第7図参照）のために、ベーン上流側では非軸対称な分布がみられるが、ミッドコードよりも下流ではこのばらつきはなくなる。ノズル入口や翼間には問題となるような剥離や逆流は見られず、全体的にフローパターンは良好である。

第10図にインペラ円板摩擦損失および漏れ損失を示す。円板摩擦による効率損失は $\Delta\eta_{ad} = 1$ ポイント程度であり、インペラでの効率低下 ($\Delta\eta_{ad} = 12 \sim 24$ ポイント) に対してさほど大きくはない。また、円板摩擦損失はクラウンプレート前面とディスク背面の両面で発生するが、内向き流れのあるクラウンプレート前面の損失の方が、流れ

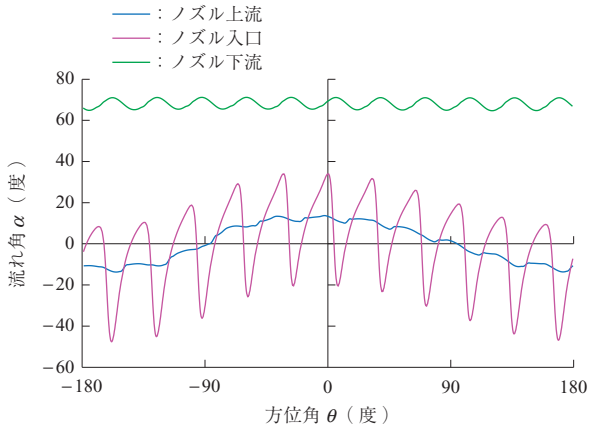


第8図 タービン全体性能、インペラ単体性能、ノズル有効度
 Fig. 8 Overall performance of the turbine, performance of the impeller alone, and nozzle effectiveness

(a) 流れ角コンター ($\alpha_{NZL} = 0$ 度)

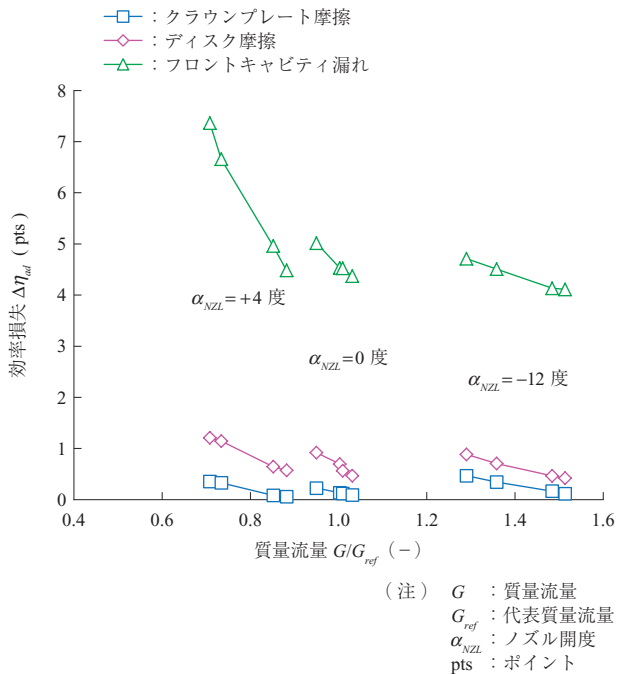


(b) 流れ角分布 ($\alpha_{NZL} = 0$ 度)



第 9 図 ノズルミーン断面での流れ角分布

Fig. 9 Distribution of the flow angle in the nozzle mean section



第 10 図 インペラ円板摩擦損失および漏れ損失

Fig. 10 Impeller disk friction loss and leakage loss

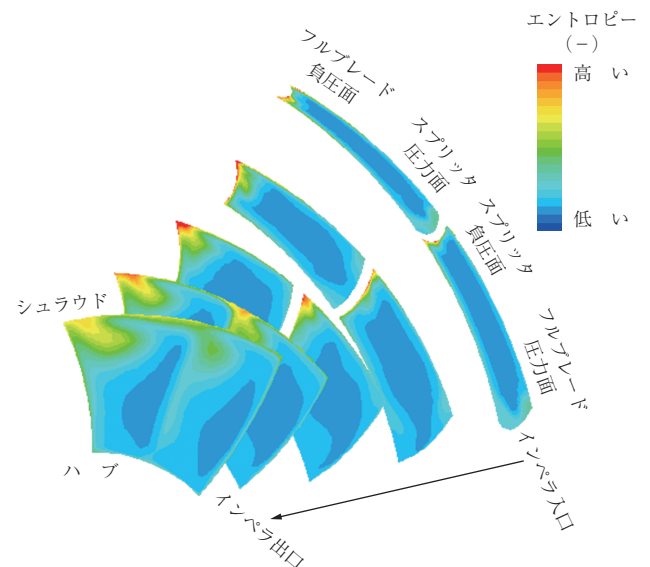
が全くない (と仮定した) ディスク背面の損失よりも小さくなっている⁽²⁹⁾。一方, フロントキャビティの漏れによる効率損失は $\pi = 2$ 付近で $\Delta\eta_{ad} = 4 \sim 5$ ポイントであ

り, インペラでの損失の大きな要因の一つとなっている。

第 11 図にインペラ内部の流れ方向の各断面位置でのエントロピー分布を示す。入口付近で剥離に伴うエントロピー生成が確認できる。負圧面側に生じた剥離損失は, 負圧面境界層損失とともに 2 次流れによってシュラウド側に流され, シュラウド面と負圧面の成すコーナ部に集積して高損失領域を生成している。しかし, この高損失領域は上流からの損失が集積したものであり, それに伴うコーナ剥離は生じていないため, これ自体は損失要因とはならないと考えられる。

3.5 2 kW 機用タービンのまとめ

本タービンはクローズドインペラ形態, スプリッターインペラ形態, 可変ノズル形態などの野心的な試みを積極的に取り入れた設計である。しかし, スクロール部の非軸対称性に基づく剥離損失とフロントキャビティの漏れ損失以外には, これと問題となるような損失は発生しておらず, 流れ場は全体的に良好である。また, スクロール部の損失はタービン全体性能に及ぼす影響はさほど大きくない。本タービンは実際に 2 kW 機に組み込まれて運転が行われ, 良好な性能が確認されている。今後はフロントキャビティの漏れ損失を抑制し, オープンインペラに対するクローズドインペラのアドバンテージをより大きく取れるような設計技術・加工技術が望まれる。



第 11 図 インペラ内部の流れ方向の各断面位置でのエントロピー分布

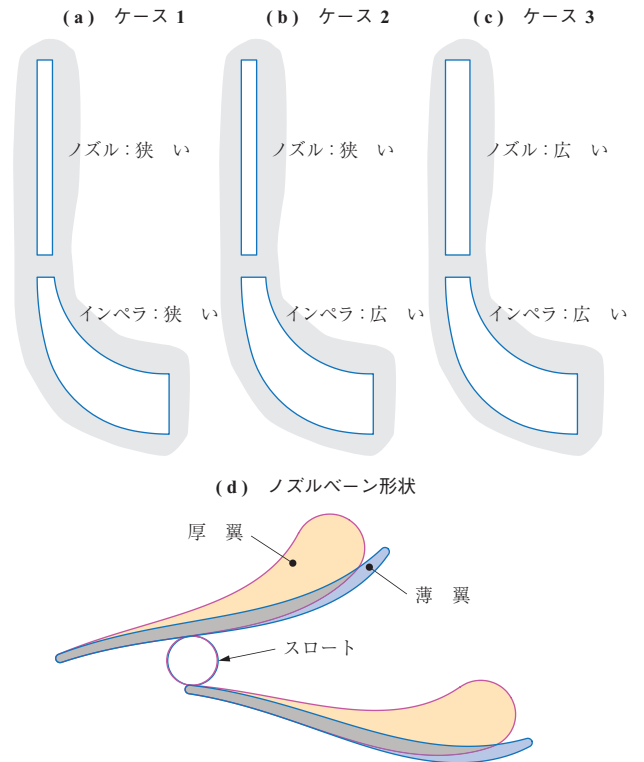
Fig. 11 Distribution of entropy at cross-sectional planes along the flow direction inside the impeller

4. 10 kW 機用タービンおよびコンプレッサの CFD 解析

4.1 タービンの仕様と特徴

10 kW 機に用いられるネオンタービンコンプレッサのタービンの空力設計仕様を第 2 表に示す。10 kW 機ではタービンインペラ羽根高さは前述の 2 kW 機ほどは小さくならない。入口圧力は 2 kW 機よりも低く、反対側の軸端にはコンプレッサインペラが付いている。また、2 kW 機ではフォイル軸受を用いていたが、10 kW 機では磁気軸受を採用している。これらの形態の違いから、本機ではクローズドインペラ形態ではなくオープンインペラ形態を採用している。また、スプリッタブレードのない通常のインペラ形態で、タービन्नズルは固定タイプである。

第 12 図に 10 kW 機用タービンコンプレッサの断面形状を、第 13 図にインペラ形状およびノズル形状を示す。本タービンはインペラ入口翼高さがノズル羽根高さの 1.6 倍と大きいのが特徴である (第 13 図 - (b) : ケース 2)。比較のための入口翼高さをノズル羽根高さと同じ



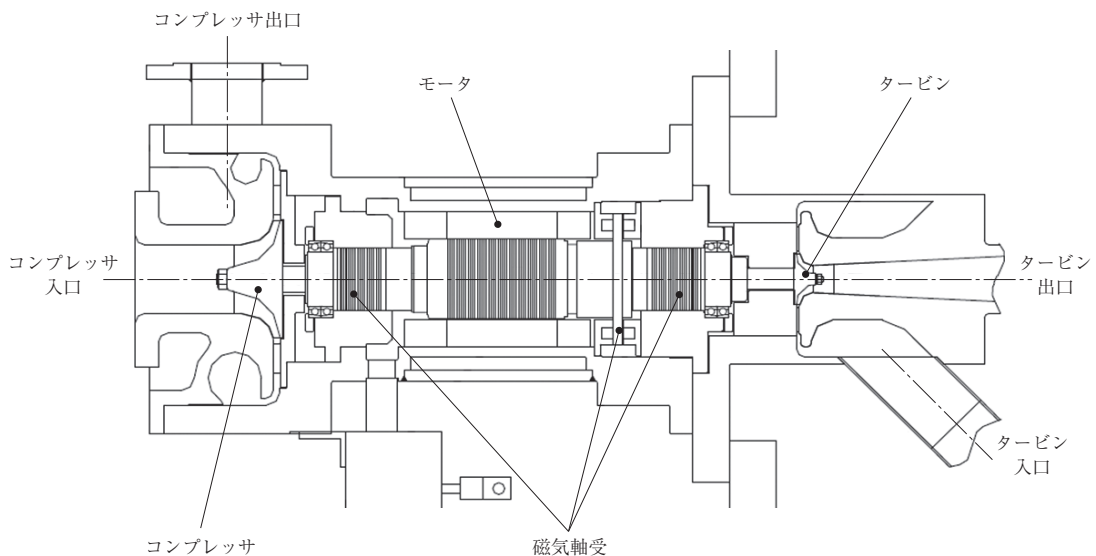
第 13 図 インペラ形状およびノズル形状
Fig. 13 Impeller shape and nozzle shape

第 2 表 タービンの空力設計仕様 (10 kW 機)

Table 2 Aerodynamic design specifications for the turbine (10-kW refrigerator)

項目	単位	値
形式		ラジアル
入口温度	K	73
入口圧力	kPa	987
出口圧力	kPa	540
ロータ回転数	rpm	42 000
質量流量	kg/s	0.480

にしたインペラについても検討する (第 13 図 - (a) : ケース 1)。ノズル翼高さの方をインペラ入口翼高さに合わせる形態 (第 13 図 - (c) : ケース 3) についても検討を行ったが、ノズル流出条件が悪化し効率低下が大きかったため、以下では省略する。また、本タービンインペラはシユラウド側最小翼厚がかなり小さく、切削加工が困難になることが懸念されたため、バックアップ形態として翼厚



第 12 図 10 kW 機用タービンコンプレッサの断面形状
Fig. 12 Cross-section of the turbine-compressor for a 10-kW refrigerator

が 1.5 倍のインペラについても比較を行う。同様にノズルについても構造上前縁を鈍頭化（厚翼化）する必要がある。性能的に問題ないかを確認するため、薄翼ノズルとの比較を行う。第 13 図 - (d) に薄翼と厚翼のノズルベーン形状を示す。両者の形状は前縁側では大きく異なるが、後縁側はほぼ同じになるように設計されており、スロート幅・スロート位置もほぼ同じである。

4.2 タービン CFD 解析手法

3 章に述べたようにスクロールの圧損はタービン全体性能に大きな影響は及ぼさないため、この 4.2 節のタービン CFD 解析ではスクロールはモデル化せず、ノズルとインペラのみをモデル化する。その際にノズル流入角はゼロに設定する。ただし、3.4 節で述べたようにスクロール形状の非軸対称性により、周方向位置によってはノズル流入角は ± 10 度程度変化し得る。そのため、別途ノズル流入角をこの範囲で変化させた CFD 解析を実施し、それによる効率変化が 0.1 ポイント以下で無視できるレベルであることを確認している。

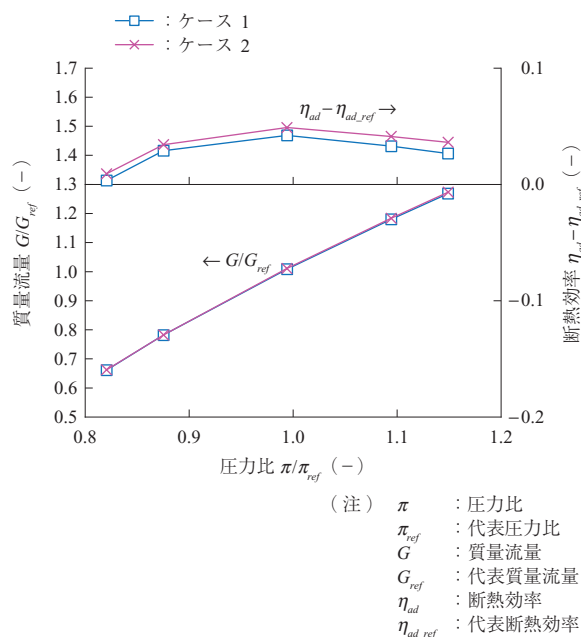
3.3 節で述べた完全気体モデルを用いて解析を行う。CFD ソルバにはターボ機械翼列用に社内開発された圧縮性・粘性・有限差分法 Navier-Stokes ソルバを用いる。対流項に Chakravarthy-Osher の TVD (Total Variation Diminishing) スキームを、乱流モデルは 1 方程式 Spalart-Allmaras モデルを用いている。動静翼間の領域接続にはミキシングプレーンを用いる。

4.3 タービン CFD 解析結果

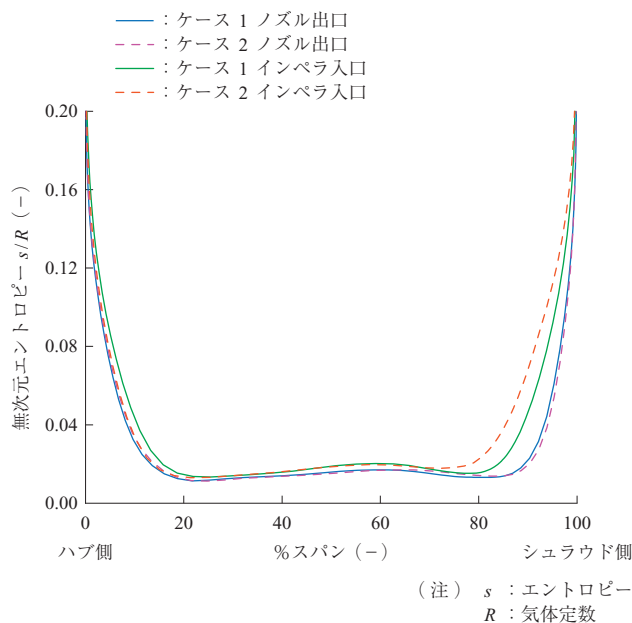
まず、ノズル翼高さインペラ入口翼高さが大きく異なることの影響について考察する。第 14 図にケース 1 とケース 2 のタービン全体性能の予測結果を示す。いずれのケースにおいても設計圧力比で仕様流量を満たしており、その点での効率はケース 2 の方がケース 1 よりも 0.7 ポイントほど高い。この差の原因について考察するため、ノズルおよびインペラのそれぞれの内部流れを詳細に分析する。

第 15 図にノズル出口およびインペラ入口でのエントロピーの span 方向分布を示す。ハブ側でケース 2 はエントロピー増加がほとんどないが、ケース 1 ではわずかに増加している。これはケース 1 の方が流路幅が狭く、流速が速いためと考えられる。一方、シュラウド側では流路幅拡大に伴う角部でケース 2 のエントロピー増加が大きい。

ケース 2 ではノズル下流での流路幅拡大が大きいいため、シュラウド側での逆流や剥離が懸念される。そこで、ノズル

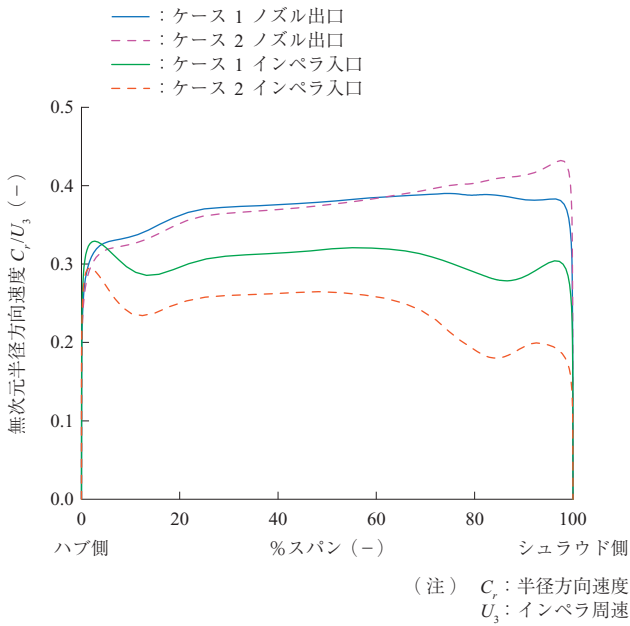


第 14 図 タービン全体性能の予測結果
 Fig. 14 Predicted overall turbine performance



第 15 図 ノズル出口およびインペラ入口でのエントロピーの span 方向分布
 Fig. 15 Spanwise distribution of entropy at the nozzle exit and the impeller inlet

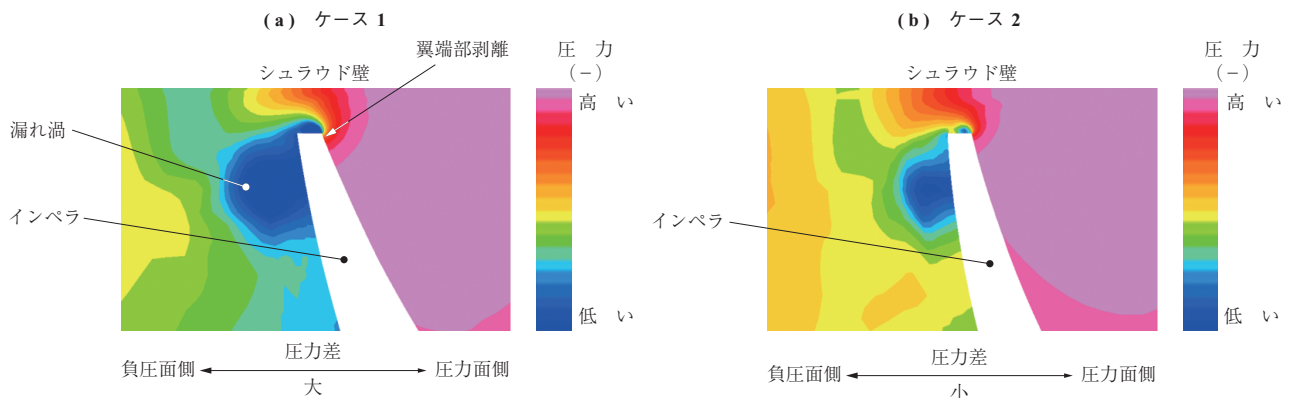
ル出口およびインペラ入口での半径方向速度の span 方向分布を第 16 図に示す。ケース 2 はケース 1 よりも大幅に減速しているが、シュラウド側境界層が剥離に近づいているようすは見られない。半径方向内向き流れでは、境界層内の圧損によって半径速度欠損が生じて、旋回流の作り出す半径方向圧力勾配によって内向きの 2 次流れが促進され、半径速度欠損が拡大しないためであると推定される（その分、スワール速度欠損は生じる）。



第 16 図 ノズル出口およびインペラ入口での半径方向速度のスパン方向分布
Fig. 16 Spanwise distribution of radial velocity at the nozzle exit and the impeller inlet

次にインペラ内部でのエントロピー増加の差について考察する。インペラ入口翼高さを大きくすることによって得られるメリットとして以下のことが考えられる。

- (1) 流路幅が広がることでクリアランス部の吹き抜け量が減る。
- (2) 翼面積が広がるので同じタービン仕事に対して面積当たりの翼負荷（差圧）が小さくなり、クリアランス漏れが抑制される。
- (3) 流路高さが拡大することによって半径速度が小さくなり、シュラウド側でのネガティブインシデンスが助長され、前縁での急激な負荷の増加に伴う剥離やクリアランス漏れが抑制される。

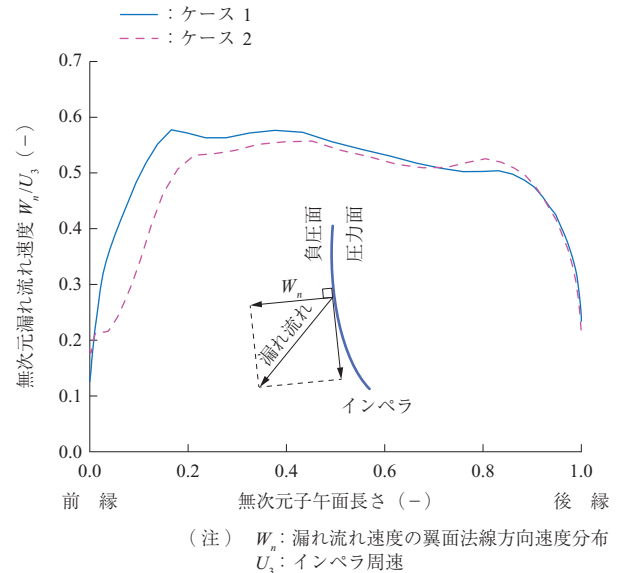


第 18 図 インペラ前縁近くでの翼端部の静圧分布
Fig. 18 Distribution of static pressure around the blade tip near the impeller leading edge

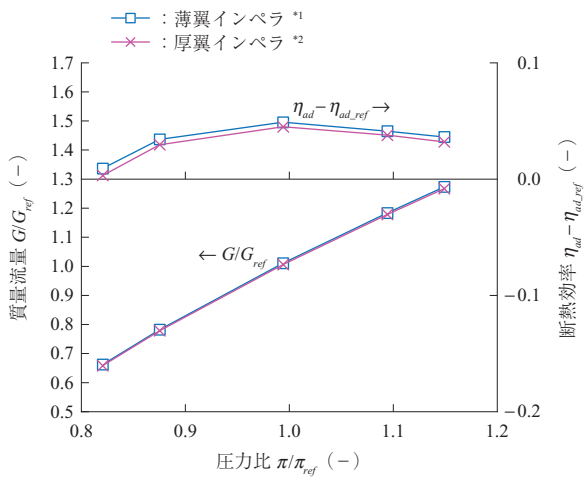
これらの効果を確認するために、クリアランス漏れ流れの速度分布を第 17 図に、インペラ前縁近くでの翼端部の静圧分布を第 18 図に示す。ケース 2 ではケース 1 よりも前縁側での翼負荷（差圧）が小さく、それに呼応するように漏れ流れの流速も小さくなっており、クリアランス漏れ流れの影響が抑制されていることが分かる。

以上考察の結果、流路が狭いタービンにおいては、インペラ入口翼高さをノズルベン高さよりも大きく設定することが損失低減に対して有効であることが分かった。

次にインペラおよびノズルの厚翼化の影響について考察する。第 19 図にケース 2 とケース 2 のインペラ翼厚を 1.5 倍にした場合のタービン全体性能の予測結果（インペラ翼厚の影響）を示す。設計圧力比において、厚翼化によって 0.4 ポイント程度の効率が低下すると見積もられる。流量特性の変化はごくわずかである。



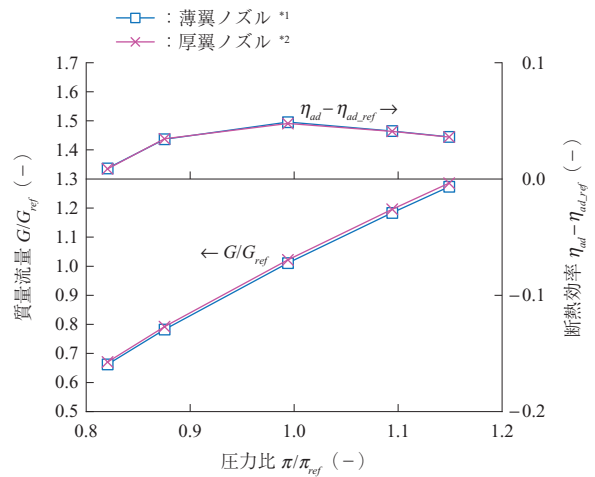
第 17 図 クリアランス漏れ流れ速度分布
Fig. 17 Velocity distribution of the clearance leakage flow



(注) *1: ケース 2
*2: ケース 2 のインペラ翼厚を 1.5 倍

第 19 図 タービン全体性能の予測結果 (インペラ翼厚の影響)
Fig. 19 Predicted overall turbine performance (influence of impeller blade thickness)

同様に第 20 図に薄翼ノズルと厚翼ノズルを組み合わせた場合のタービン全体性能の予測結果 (ノズル翼厚の影響) を示す。効率差は 0.1 ポイント以下でほとんど変化は生じないが、厚翼では出口羽根角が 1 度小さいので、その分流量が少し多め (約 1%) になっている。第 21 図にノズルミーン断面におけるベーン前縁近傍での散逸関数分布を示す。散逸関数は損失の発生量を示す。ベーンがキャンバを有するため流入角がゼロでも腹打ち型の速度分布となっている。薄翼では負圧面側も圧力面側も境界層の剥離は見られないが、鈍頭化したケースでは圧力面側で剥離域が見られる。この剥離域は下流側ですぐに再付着するが、剥離せん断層内でロスが発生している。ただし、これらのロス発生よりも通常の付着境界層でのロス発生の方が全体の発生量としてははるかに大きい。このためノズル前縁鈍頭化によって前縁圧力面側の剥離は避けられないと思われるが、それに伴う性能低下はごくわずかである。



(注) *1: ケース 2
*2: ケース 2 のノズルを厚翼化

第 20 図 タービン全体性能の予測結果 (ノズル翼厚の影響)
Fig. 20 Predicted overall turbine performance (influence of nozzle vane thickness)

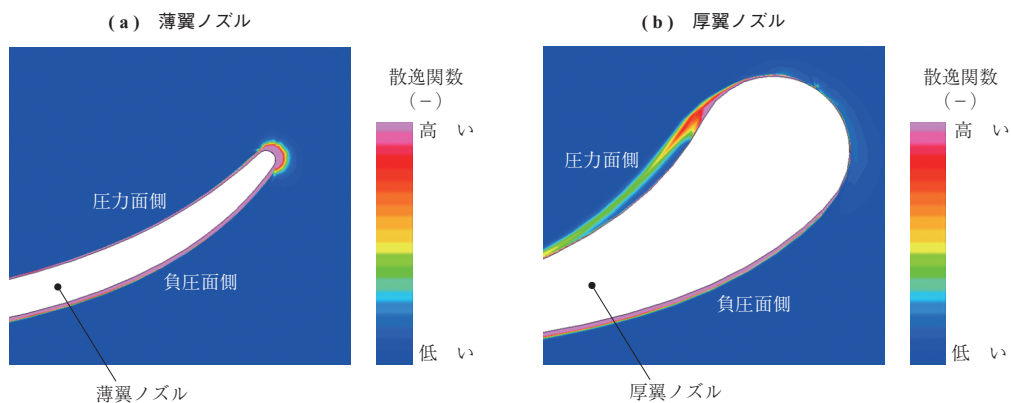
4.4 コンプレッサの仕様と特徴

10 kW 機に用いられるコンプレッサの空力設計仕様を第 3 表に示す。本コンプレッサは 2 段遠心形態であり、おのこの段のコンプレッサインペラは 4.3 節のタービンインペラと同軸上にある。1 段コンプレッサの下流にはインタークーラが、2 段コンプレッサの下流にはアフタークーラが付いており、コンプレッサで発生した圧縮熱をシ

第 3 表 コンプレッサの空力設計仕様 (10 kW 機)

Table 3 Aerodynamic design specifications for the compressor (10-kW refrigerator)

項目	単位	値	
		1 段	2 段
形式		遠心	遠心
入口温度	K	303	303
入口圧力	kPa	500	710
出口圧力	kPa	730	1 030
ロータ回転数	rpm	42 000	42 000
質量流量	kg/s	0.960	0.960



第 21 図 ノズルミーン断面におけるベーン前縁近傍での散逸関数分布
Fig. 21 Distribution of the dissipation function around the vane leading edge in the nozzle mean section

システム外部に廃棄している。仕様圧力比は 2.0 で 2 段機としてはさほど高くはないが、インペラ回転数が制限されているうえにネオンガスの音速が空気よりも高いため、空力的には非常に高負荷な仕様となっている。このため、本コンプレッサの開発に当たっては、通常のターボコンプレッサ製品に用いられる当社のインペララインナップのなかで、最も高負荷なインペラシリーズをベースとして設計を行っている。

第 12 図に示したように、コンプレッサ、磁気軸受、モータなどはコールドボックスの外側（常温エリア）にある。

4.5 比熱比の影響

4.4 節で述べたように本コンプレッサには通常のターボコンプレッサに用いられる高負荷・高効率インペラをベースに開発を行っている。このターボコンプレッサは主に空気や酸素、窒素などの圧縮用途に開発されたものであり、これらの気体（二原子分子）とネオン（単原子分子）では比熱比が大きく異なる（気体分子運動論から前者は $\gamma = 7/5 = 1.4$ 、後者は $\gamma = 5/3 = 1.67$ ）。通常、コンプレッサの性能は、実機運転条件と試験運転条件で物性値や入口状態が異なっても、相似則に基づいて周速マッハ数を合わせ、レイノルズ数の違いを適切に補正することで、実機運転状態での性能を予測することができる。ここで周速マッハ数 M_{u2} とレイノルズ数 Re は以下の式で定義される。

$$M_{u2} = \frac{u_2}{c_{01}} \dots \dots \dots (15)$$

$$Re = \frac{u_2 b_2}{\nu_{01}} \dots \dots \dots (16)$$

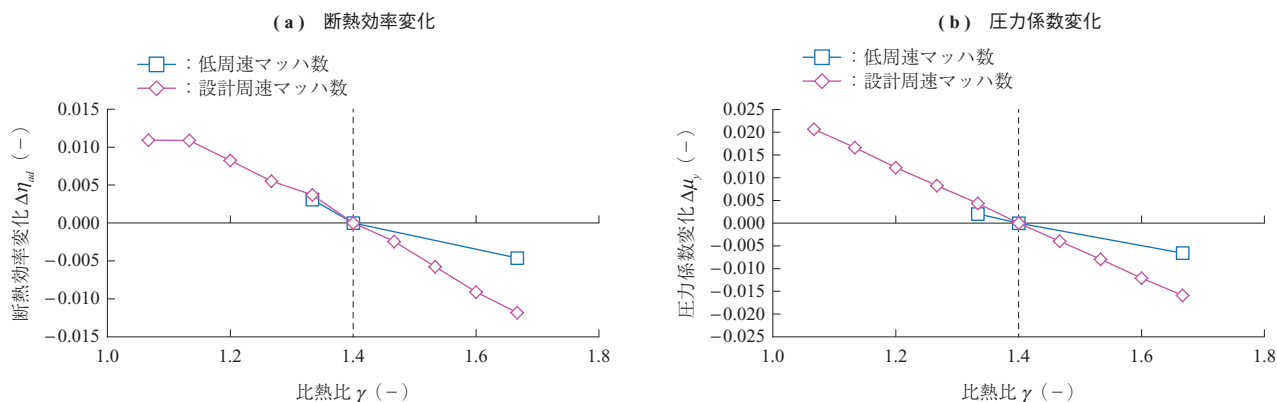
b_2 はインペラ出口の翼高さ、 u_2 はインペラ周速、 c_{01} 、 ν_{01} は入口よどみ条件に基づく作動流体の音速と動粘性係

数である。しかし、比熱比が異なる場合にはもはや相似則は厳密には適用できず、比熱比が大きくなると、たとえ周速マッハ数やレイノルズ数が同じでもコンプレッサ効率は低下することが知られている⁽³⁰⁾、⁽³¹⁾。したがって今回の開発では、物性値や入口条件の違いに基づく周速マッハ数やレイノルズ数の違いの影響のほか、比熱比の違いの影響も考慮しなければならない。

そこで、標準大気状態の空気をベースとして、周速マッハ数やレイノルズ数は完全に一致させた形で、比熱比のみが異なる架空の作動流体を用いた場合のコンプレッサの CFD 解析を行った。その結果を第 22 図に示す。この図で、設計周速マッハ数とは、元のエアコンプレッサが開発されたときの空気での設計値を意味する。一方、低周速マッハ数は今回のネオンコンプレッサの仕様値に近い値であり、設計周速マッハ数よりも低い値である。第 22 図から比熱比が大きくなるほど効率や圧力係数が低下し、その低下度合いは周速マッハ数が大きいほど顕著になることが分かる。しかし、今回の設計で用いられる周速マッハ数レベルでは、空気条件 ($\gamma = 1.4$) からネオン条件 ($\gamma = 1.67$) への比熱比の増加による効率低下は、0.5 ポイント以下で比較的小さいため、ネオン条件に合わせて大幅な形状修正を行う必要はない。

4.6 コンプレッサ CFD 解析結果

常温でのネオンの実在気体効果はほとんどないため、コンプレッサの空力解析には通常の気体物性値に基づく完全気体近似を用いることができる。CFD ソルバにはタービン同様に社内開発ソルバを用いる。差分スキーム、乱流モデル、動静翼間の領域接続などは、全て上述のタービンの場合と同様である。スクロール部分は CFD でモデル化せず、一次元モデルによって性能推定を行う。



第 22 図 コンプレッサ性能に対する比熱比の影響
Fig. 22 Influence of the specific heat ratio on the compressor performance

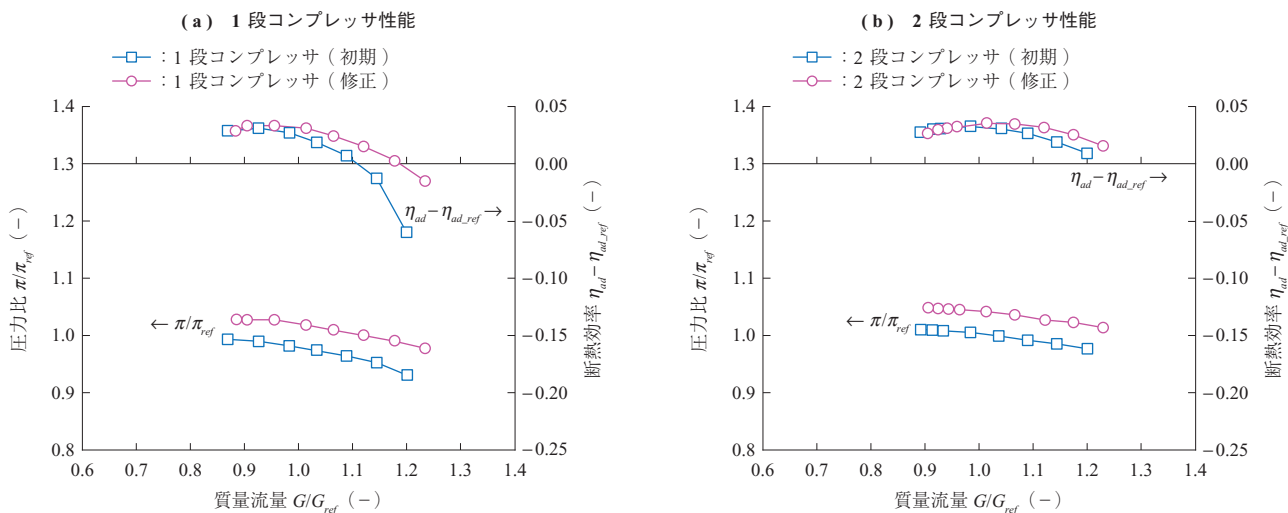
第 23 図に 1 段コンプレッサおよび 2 段コンプレッサの CFD 解析による全体性能の予測結果を示す。目標性能に対し、圧力比が若干不足しているが、実際にはこのコンプレッサ形状に対して圧力比の不足分を補うようにインペラ外径の調整を行い、仕様の圧力比を満足するように修正されている。

第 24 図に設計点付近でのインペラのシュラウド側での相対マッハ数分布を示す。いずれの段においてもインペラ

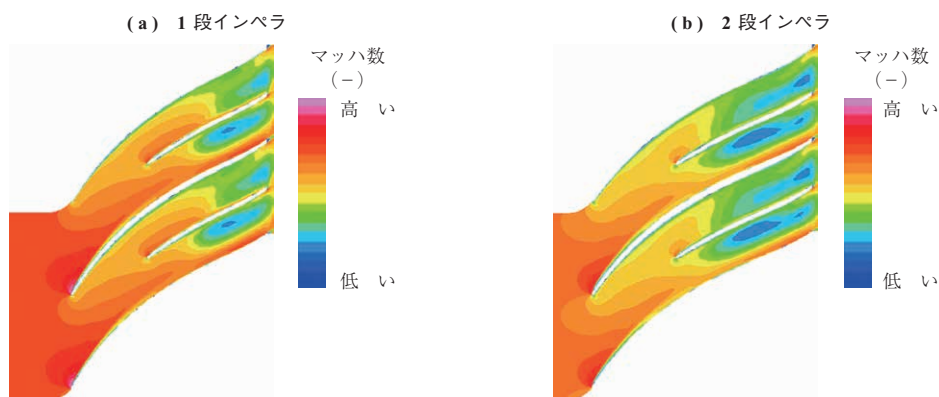
内の流れは滑らかであり、剥離や逆流などの問題は生じていない。同様にディフューザミーン断面でのマッハ数分布を第 25 図に示す。ディフューザについても内部流れは良好であり、空力設計の期待どおりの流れ場が形成されていることが分かる。

4.7 10 kW 機用タービンおよびコンプレッサのまとめ

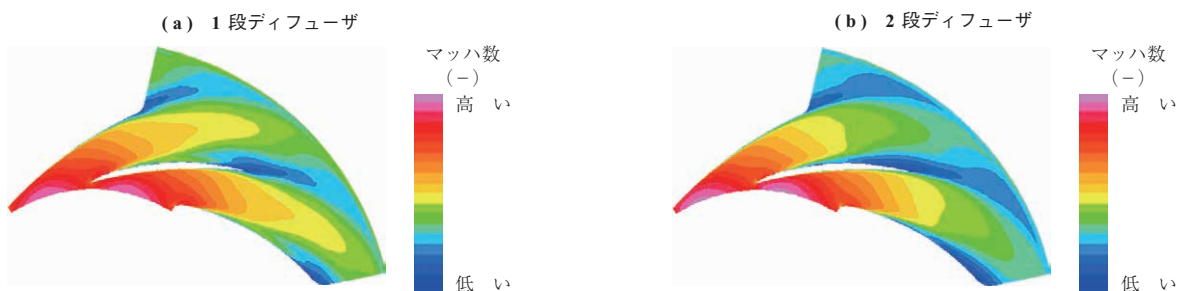
上述のタービンおよびコンプレッサは実際に 10 kW のネオンターボプレイトン冷凍機システムに組み込まれて運



第 23 図 コンプレッサ全体性能の予測結果
Fig. 23 Predicted overall compressor performance



第 24 図 インペラシュラウド側での相対マッハ数分布
Fig. 24 Distribution of the relative Mach number in the impeller shroud section



第 25 図 ディフューザミーン断面でのマッハ数分布
Fig. 25 Distribution of the Mach number in the diffuser mean section

転されており、設計意図どおりの良好な性能を有することが確認されている。試験結果の一部は既報の文献(10)、(32)にも紹介されている。

5. 結 言

ネオンターボブレイトン冷凍機のタービンおよびコンプレッサのCFD解析による設計、内部流れの評価について述べた。作動条件が特殊であるため、空力的にみて必ずしも理想的な仕様や形状とはならないが、CFD解析による分析・評価を行うことで、それらに伴って生じる損失や影響を定量的に評価することができ、設計改善につなげることができた。

本稿は、これまでの過去10年にわたる当社でのCFD解析に基づく、ネオンターボブレイトン冷凍機用タービンおよびコンプレッサの空力設計評価をまとめたものである。ネオン冷凍機のような特殊な作動流体・特殊な作動条件に対しても、CFD解析を理論的に適切にカスタマイズして用いることで、通常の空気などと同様にCFD解析を空力設計に有効に活用できることが実証できた。

今後はマルチフィジックス解析、特に伝熱解析や熱応力解析などと空力設計を連携・連成させることによって、より高性能・高機能かつ信頼性の高いネオンターボブレイトン冷凍機の開発に取り組んでいく。

— 謝 辞 —

大陽日酸株式会社の関係各位には、当社との長期にわたるパートナーシップに対して、ここに厚く感謝の意を表します。

参 考 文 献

- (1) 国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構技術戦略研究センター：超電導分野の技術戦略策定に向けて TSC Foresight Vol. 4 2015年10月 pp. 1 - 18
- (2) R. Radebaugh : Cryocoolers: the state of the art and recent developments Journal of Physics: Condensed Matter Vol. 21 No. 16 (2009. 4) p. 164219
- (3) S. S. Kalsi : Cooling and Thermal Insulation Systems Applications of High Temperature Superconductors to Electric Power Equipment (2011. 3) pp. 35 - 58

- (4) Y. Bi : Cooling and Cryocoolers for HTS Power Applications Applied Superconductivity and Electromagnetics Vol. 4 No. 1 (2013. 11) pp. 97 - 108
- (5) S. Grohmann : Cooling technology for HTS power applications ESAS Summer School (2016. 6)
- (6) NEDO : 超電導応用基盤技術研究開発(第Ⅱ期)平成15年度～平成19年度成果報告書 2008年5月
- (7) 平井寛一, 弘川昌樹, 高池 明 : 磁気軸受ネオン膨張タービンの開発 大陽日酸技報 No. 28 2009年 pp. 1 - 5
- (8) 平井寛一, 弘川昌樹, 高池 明, 尾崎信介 : 磁気軸受式小型ターボ圧縮機の開発 大陽日酸技報 No. 29 2010年 pp. 7 - 11
- (9) NEDO : イットリウム系超電導電力機器技術開発プロジェクト平成20年度～平成24年度成果報告書 2013年2月
- (10) 尾崎信介, 平井寛一, 弘川昌樹, 吉田 茂 : 10 kW ネオンターボブレイトン冷凍機の開発 大陽日酸技報 No. 33 2014年 pp. 1 - 6
- (11) S. Yoshida : Neon turbo-Brayton Refrigerator “NeoKelvin Turbo” for HTS Cable International Workshop on Cooling-System for HTS Applications (2015. 10) pp. 1 - 20
- (12) 仲村直子, 小松峻介, 植田翔太, 米田昌生, 工藤瑞生, 町田明登 : 高温超電導ケーブル用冷却システムおよび高性能冷凍機の開発 低温工学 Vol. 48 No. 7 2013年7月 pp. 382 - 387
- (13) NEDO : 高温超電導ケーブル実証プロジェクト平成19年度～平成25年度成果報告書 2014年2月
- (14) S. Bratt : Refrigerator Status - Performance DoE Peer Review Update (2008. 7)
- (15) A. Ravex : Refrigeration System Design DoE Peer Review Update (2010. 6)
- (16) F. Schmidt, J. Maguire, T. Welsh and S. Bratt : Operation Experience and Further Development of a High-Temperature Superconducting Power Cable in the Long Island Power Authority Grid Physics Procedia Vol. 36 (2012) pp. 1137 - 1144
- (17) H. M. Chang, C. W. Park, H. S. Yang, S. H. Sohn, J.

- H. Lim, S. R. Oh and S. D. Hwang : Thermodynamic Design of 10 kW Brayton Cryocooler for HTS Cable Advances in Cryogenic Engineering AIP Conference Proceedings Vol. 1 434 (2012. 6) pp. 1 664 - 1 671
- (18) C. H. Lee, D. M. Kim, H. S. Yang and S. Kim : Conceptual design of cryogenic turbo expander for 10 kW class reverse Brayton refrigerator Progress in Superconductivity and Cryogenics Vol. 17 No. 3 (2015. 9) pp. 41 - 46
- (19) J. Lee, C. Lee, H. Yang and S. Kim : Design of Thermodynamic Cycle and Cryogenic Turbo Expander for 2 kW Class Brayton Refrigerator KEPCO Journal of Electric Power and Energy Vol. 2 No. 2 (2016. 6)
- (20) W. L. Swift : Turbo-Brayton Cryocoolers Spacecraft Thermal Control Handbook, Vol. 2 Cryogenics The Aerospace Press (2003) pp. 175 - 186
- (21) R. W. Hill, J. K. Hilderbrand and M. V. Zagarola : An Advanced Compressor for Turbo-Brayton Cryocoolers 16th International Cryocooler Conference (2008. 5) pp. 391 - 396
- (22) M. Zagarola, J. McCormick and K. Cragin : Demonstration of an Ultra-Miniature Turboalternator for Space-Borne Turbo-Brayton Cryocooler 17th International Cryocooler Conference (2012. 7) pp. 453 - 460
- (23) J. Tanchon, J. Lacapere, A. Molyneaux, M. Harris, S. Hill, S. M. Abu-Sharkh and T. Tirolien : A Turbo-Brayton Cryocooler for Future European Observation Satellite Generation 19th International Cryocooler Conference (2016. 6) pp. 437 - 446
- (24) J. J. Breedlove, P. J. Magari and G. W. Miller : Cryocooler for Air Liquefaction onboard Large Aircraft Advances in Cryogenic Engineering Transactions of the Cryogenic Engineering Conference Vol. 53 (2008. 3) pp. 838 - 845
- (25) Y. Kaneko, S. Ohuchida, I. Morita and T. Kawakubo : Design Method of a Radial-Inflow Turbine for an Organic Rankine Cycle Generator using CFD with Perfect gas Assumption 13th Asian International Conference on Fluid Machinery (2016. 9)
- (26) T. Kawakubo : Simple, stable and reliable modeling of gas properties of organic working fluids in aerodynamic designs of turbomachinery for ORC and VCC 7th International Conference on Pumps and Fans (2015. 10)
- (27) 川久保知己, 大内田聡 : ORC および VCC の空力設計における有機作動媒体の完全気体近似 第 75 回ターボ機械協会総会講演会 2016 年 5 月
- (28) R. H. Aungier : A fast, accurate real gas equation of state for fluid dynamic analysis applications ASME Journal of Fluids Engineering Vol. 117 (1995. 6) pp. 277 - 281
- (29) 黒川淳一, 豊倉富太郎 : 遠心形ターボ機械の漏れ損失および円板摩擦損失について ターボ機械 Vol. 4 1976 年 6 月 pp. 302 - 310
- (30) V. F. Rice, 渡部一郎, 浜島 操 訳 : 遠心圧縮機 コロナ社 1969 年 10 月 pp. 126 - 168
- (31) S. K. Roberts and S. A. Sjolander : Effect of the Specific Heat Ratio on the Aerodynamic Performance of Turbomachinery ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 127 (2005. 3) pp. 773 - 780
- (32) 吉永誠一郎, 小田兼太郎, 平井寛一, 弘川昌樹 : 高温超電導電力機器冷却用大容量ターボ冷凍機向けタービンコンプレッサの開発 第 78 回ターボ機械協会富山講演会講演論文集 2017 年 9 月