

高温超伝導電力機器用ネオン冷媒冷凍機の開発研究

平井, 寛一

<https://doi.org/10.15017/1807016>

出版情報：九州大学, 2016, 博士（工学）, 課程博士
バージョン：
権利関係：全文ファイル公表済



KYUSHU UNIVERSITY

高温超伝導電力機器用

ネオン冷媒冷凍機の開発研究

平成29年2月

工学府エネルギー量子工学専攻

平井 寛一

目次

第 1 章	序論
1. 1	高温超伝導電力機器の冷却方法
1. 2	これまでの研究
1. 3	本論文の目的と構成
第 2 章	冷凍機システム
2. 1	ブレイトンサイクルとスターリングサイクル
2. 2	ネオン冷凍機の基本サイクル
第 3 章	膨張タービンの開発
3. 1	インペラの設計と製作方法
3. 2	主軸と軸受
3. 3	膨張タービンの制動方法
3. 4	膨張タービンの構造と機能
3. 5	膨張タービンの効率と性能試験
第 4 章	ターボ圧縮機の開発
4. 1	ターボ圧縮機の構造と機能
4. 2	ターボ圧縮機の性能試験
4. 3	低温圧縮試験
第 5 章	熱交換器の開発
5. 1	主熱交換器の検討
5. 2	サブクール熱交換器の検討
第 6 章	ネオン冷媒冷凍機システムの運転実証
6. 1	運転方法と制御
6. 2	運転温度と冷凍能力
6. 3	負荷変動試験
6. 4	液体窒素循環試験
第 7 章	結言
謝辞	
参考文献	

第 1 章 序論

1.1 高温超伝導電力機器の冷却方法

超伝導の応用機器では超伝導現象を得るために、超伝導体を臨界温度以下に維持する必要がある。超伝導体の使用される温度は-200°C以下の極低温であるため、超伝導体は断熱された容器内に収納され内部での発熱や外部からの侵入熱を冷却システムにより除去することで温度を保持している。超伝導機器の冷却方法としては、超伝導体を液体窒素に浸漬し吸熱した液体窒素を寒冷源で冷却する浸漬冷却法や、寒冷源となる冷凍機の冷熱部と超伝導体を直接接触させて冷却する冷凍機伝導冷却法が考えられる^{1,2)}。図 1.1-1 に超伝導コイルを例とした場合の浸漬冷却法の模式図を、図 1.1-2 に冷凍機伝導冷却法の模式図を示す。浸漬冷却法の場合、超伝導コイルは一般的には真空二重構造の断熱容器内に収納され、断熱容器内の液体窒素との熱交換により温度を保持している。コイルが液体窒素に浸漬されるためコイル温度の均一性が得やすい。

容器の構造上、上部の蓋は常温であり蓋と液体窒素表面との間に介在する窒素ガスが断熱材の役割を果たしている。窒素ガス層での断熱効果を高めるにはガス層を厚くとるよう容器の形状を設計することが考えられるが、これは容器容量の増大につながり設置空間や製造コストが増加するため、できるだけ薄いガス層（空間）で高い断熱効果を得る工夫が不可欠となる。窒素のガス層では

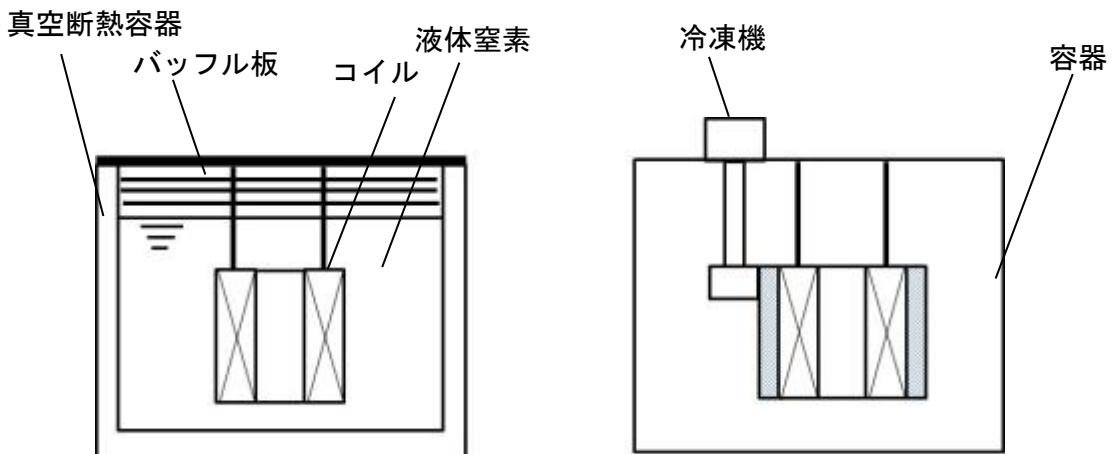


図 1.1-1 浸漬冷却法

図 1.1-2 冷凍機伝導冷却法

常温部（蓋の内側）と液体窒素表面との間で窒素ガスの対流によって侵入熱が増加してしまうため、ガスの対流を防ぐためのバッフル板と呼ばれる数層の板が設けられ侵入熱の低減が図られている。

一方、冷凍機伝導冷却法では、冷却対象となるコイルと寒冷発生部となる冷凍機のコールドヘッドを銅などの熱伝導特性の高い材料で結合し伝導冷却によりコイルが冷却される。図から分かるようにコールドヘッドとの熱交換はコイルと接している外周部のみとなるため、コイル内部の温度均一性は浸漬冷却法よりも低下する。コイルやコールドヘッドなどの低温部は、収納容器の内部を真空とすることで常温部と断熱されるため容器が簡易構造となり小型化も可能となるが、電力機器などの応用分野では機器の適用される電圧も高いため耐電圧の確保などの課題がある。

そのため、超伝導技術を変圧器やケーブルなどの電力機器へ応用する際は、超伝導体の冷却に液体窒素を利用した浸漬冷却法が多く用いられている^{3,4)}。液体窒素は工業的に広く利用されており、空気を液化し窒素、酸素、アルゴンなどに分離して採取することができる。そのため、液体ヘリウムなどと比較して価格が安価であり入手も容易であるという利点がある。よって、超伝導材料の臨界温度を上げることは超伝導機器の冷却コストの低減を意味し、これらの研究が活発に行われる理由のひとつとなっている。先ほど述べたとおり、電力機器では超伝導体に印加される電圧が高いため超伝導電力機器の耐電圧を確保するための配慮が必要であるが、この点においても液体窒素は優れた耐電圧性能を有する⁵⁾。しかし、飽和温度の液体窒素を超伝導電力機器の冷却に使用した場合、局所的に蒸発が起きてしまい蒸発によって発生した気泡が超伝導機器の耐電圧を低下させてしまうといった課題がある。そのため液体窒素を冷媒とした超伝導機器の冷却では、液体窒素の温度を飽和温度より下げたサブクール状態として利用する方法が広く利用されている。サブクール液体窒素を利用した浸漬冷却法では、超伝導機器の内部において発熱などによって局所的に発生した蒸発による気泡が周囲のサブクール液体窒素により瞬時に液体へと再凝縮し耐電圧の低下を防ぐことができる。

サブクール液体窒素を利用した浸漬冷却法では、超伝導体からの発熱および機器への侵入熱により温度上昇したサブクール液体窒素を冷却しサブクール液体窒素の温度を維持する必要がある。その寒冷源には極低温向けの冷凍機を使用するか、もしくは液体窒素の蒸発潜熱を利用する方法が考えられる¹⁾。

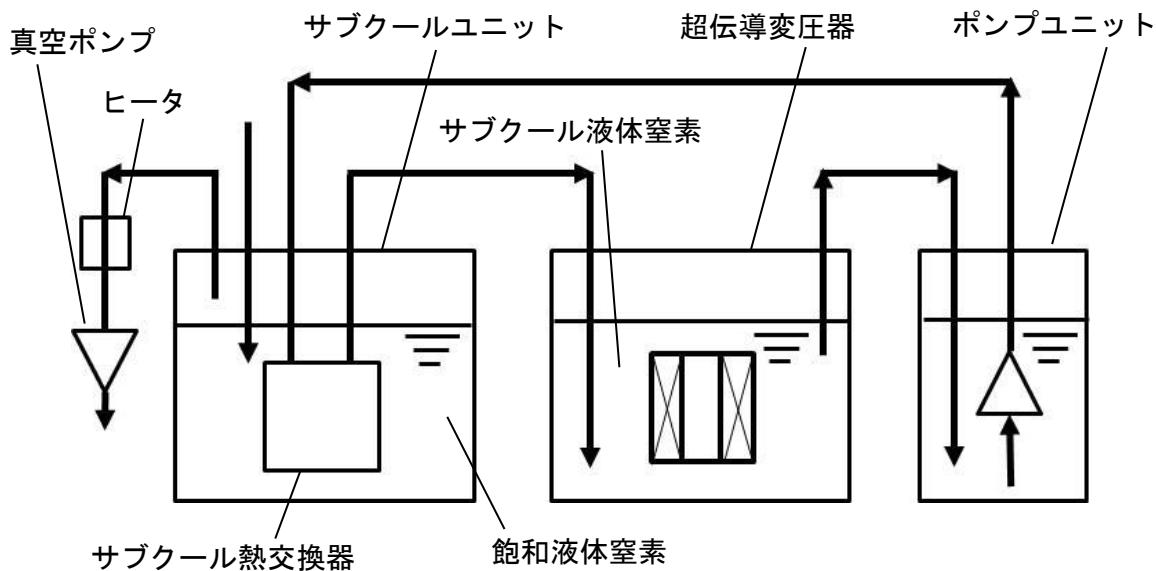


図 1.1-3 窒素蒸発式冷却システム

図 1.1-3 に超伝導変圧器を例に液体窒素の蒸発潜熱を利用した窒素蒸発式冷却システムの概略フローを示す¹⁾。冷却システムの主な構成要素は、超伝導変圧器本体、サブクールユニット、ポンプユニットである。各機器はサブクール液体窒素を循環するためのトランスファーチューブという真空二重構造の配管で連結されている。サブクール液体窒素の循環はポンプユニットに収納されたポンプで行われる。超伝導変圧器本体での熱交換により温度上昇したサブクール液体窒素はサブクールユニットへと圧送される。サブクールユニットには寒冷源となる飽和状態の液体窒素が貯液されており、それとサブクール液体窒素とを熱交換させるサブクール熱交換器が収納されている。サブクールユニットの内部は真空ポンプによって減圧されるため、飽和液体窒素は大気圧での飽和温度よりも低い温度で蒸発し、サブクール液体窒素を生成する。この際、排気される蒸発ガスの温度は蒸発温度に近いため、ヒータで常温まで昇温され真空ポンプに吸入される。このシステムでは、真空ポンプの排気量により冷凍能力の増減を行うことができる。そして、当然ではあるが、発生させる寒冷に応じて液体窒素が蒸発するため、常に液体窒素を補給する必要がある。

図 1.1-4 に超伝導変圧器を例に極低温用冷凍機を利用した冷凍機式冷却システムの概略フローを示す。本システムは、窒素蒸発式冷却システムと同様に超伝導変圧器本体、サブクールユニット、ポンプユニットで構成されるが、サブクールユニットの構造等が窒素蒸発式とは異なる。本システムでは窒素蒸発式冷却システムのようにサブクールユニットに飽和液体窒素を貯液する必要がな

い。そのため容器の断熱は真空二重構造ではなく、容器内部を真空にできればよく容器の構造が簡易となる。また図示はしていないが、冷凍機を使用する場合はサブクールユニットとサブクール熱交換器をポンプユニットと一体化でき、さらには冷凍機本体を直接超伝導変圧器本体に配置することでサブクール液体窒素の循環系を省くなどのシステムの小型化、簡略化も検討可能である。

サブクール液体窒素との熱交換に必要となるサブクール熱交換器は冷凍機の種類により構造が異なり、詳細については2.1節で述べることとする。

超伝導機器の冷却など-200°C以下の極低温で利用される冷凍機は必要な温度と冷凍能力によっていくつかの種類がある。特に高温超伝導機器の冷却用としては、ギフォード・マクマホン(GM)冷凍機、パルスチューブ冷凍機、スターリング冷凍機などの蓄冷式冷凍機もしくはタービン式冷凍機が候補となる⁶⁻⁹⁾。図1.1-5に各種冷凍機の冷却温度と冷凍能力の関係を示す¹⁰⁻¹²⁾。このうち図の中央部の四辺形の範囲が、高温超伝導電力機器の実用化において必要と思われる冷却温度と冷凍能力の範囲である。このうち冷却温度65K~70Kにおいて高温超伝導電力機器が必要としている冷凍能力は2~10kw程度である。そして、この用途に適用可能な冷凍機としてはスターリング冷凍機またはタービン式冷凍機となる。

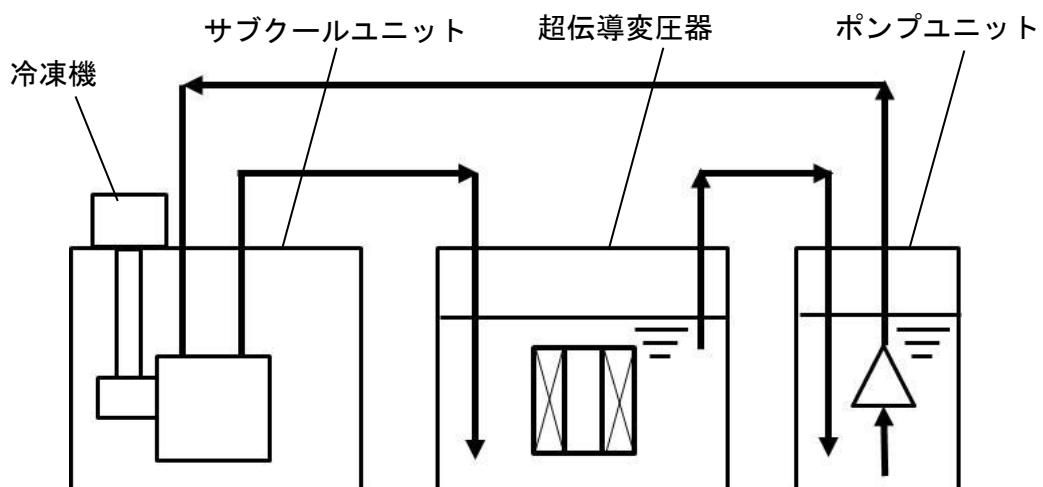


図1.1-4 冷凍機式冷却システム

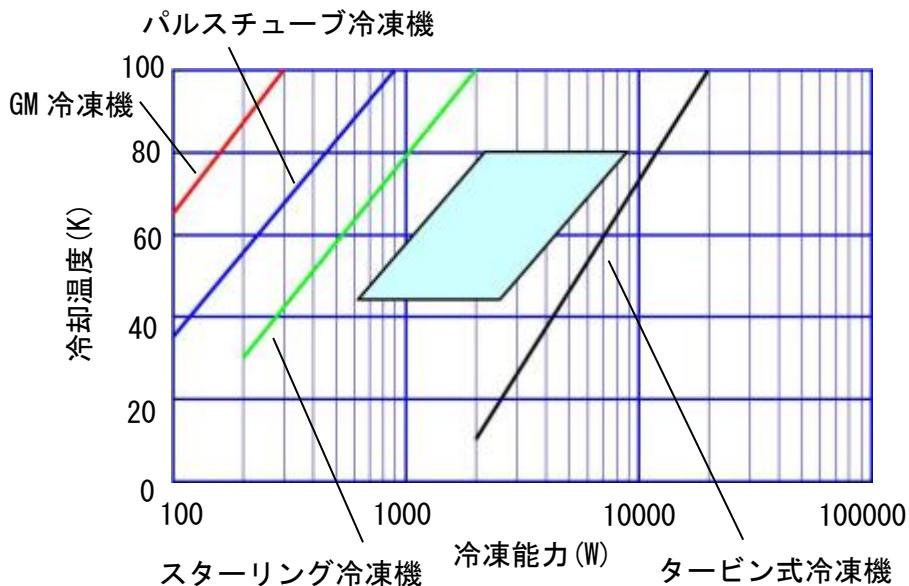


図 1.1-5 各種冷凍機の冷却温度と能力

このうちスターリング冷凍機は、これまででも HTS 機器の研究に広く利用されているが、実用規模の高温超伝導電力機器への適用には以下のようないくつかの課題がある¹²⁾。

- ① 1 気筒における冷凍能力が最大で約 1 kW であり、数 kW の冷凍能力を得るには多気筒にするか複数台の冷凍機を設置する必要があり小型化が難しい。
- ② 作動ガスの圧縮部などに摺動機構を有するため、定期的なメンテナンスが必要となる。

一方、極低温分野で膨張タービンを利用したタービン式冷凍機としてはヘリウム液化機が広く知られているが、高温超伝導電力機器への適用にはいくつかの課題がある。

- ① ヘリウム液化機(4 K レベル)を 70 K レベルの冷凍機として適用した場合、冷凍能力が大きくなりすぎる。また小型化を図る場合、ヘリウムの特性上高い効率を得ることが難しい。
- ② ヘリウム(作動ガス)の圧縮にスクリュー式圧縮機を使用するため、油分離器などの補機類が必要となりサイクルの複雑化やメンテナンスが必要となる。

したがって、スターリング冷凍機およびタービン式冷凍機とともに現在の技術や製品ではそれぞれ課題を持つが、このうちタービン式冷凍機においては作動ガスの圧縮をターボ圧縮機に置き換えることで課題を克服できると考えた。そ

の理由として、ターボ回転機械では主軸を支持する軸受に摺動部のないガス軸受や磁気軸受を採用することによりメンテナンス周期の長期化が実現できるだけでなく、油による潤滑を必要としないことで作動ガスの汚染防止が可能という利点を持つ。

しかしながらヘリウムは分子量が小さいため、高温超伝導電力機器が求める冷却温度と冷凍能力を満たす冷凍サイクルを実現しようとすると膨張タービンとターボ圧縮機には非常に高い回転数が要求される。

作動ガスのサイクルが断熱圧縮と断熱膨張、及び定圧変化で構成されるものはブレイトンサイクルと称される。このうち圧縮と膨張にターボ回転機械を利用する冷凍機はターボブレイトン冷凍機と表現されタービン式冷凍機の一種である。

一方、従来のヘリウム冷凍機については、作動ガスの膨張過程がカスケードに接続されることを特徴とするクロードサイクルと呼ばれていいる。そして作動ガスの圧縮にはスクリュー式圧縮機が利用され等温圧縮として扱われる。

1.2 これまでの研究

超伝導技術を変圧器へ応用した場合、従来の銅線を利用した変圧器と比較して設備の省スペース化や、油を使用しないことによる安全性および環境性の向上、電気抵抗ゼロによる変圧器の電気的な効率の向上などが利点としてあげられる。一方で超伝導コイルの製作技術やACロスの低減、コイルに必要な長尺超伝導線材の製造技術など様々な技術的課題もあり、これらの技術的課題の解消に向け積極的な研究・開発がなされてきた。さらに超伝導変圧器の冷却においても大型のコイルを収納するための容器（クライオスタット）の設計・製作技術、大型容器内の超伝導コイル周辺の液体窒素の温度分布に関する研究などが行われた。特に吉田らによる変圧器内部の液体窒素の温度分布に関する研究では、超伝導変圧器の収納容器の構造検討や侵入熱検討、冷却システムの仕様検討の基礎となる重要な知見が示された^{1, 13)}。

この研究においては、試作した超伝導変圧器の容量は500KVAと送電網の変電設備として使用される変圧器の容量と比較するとかなり小型であり、試作変圧器の冷媒であるサブクール液体窒素の冷却にはギフォード・マクマホン(GM)式冷凍機が使用されていた。また、その他の高温超伝導の機器応用における研究においても、冷媒となるサブクール液体窒素を作り出すために主にスターリング冷凍機などの蓄冷式冷凍機、もしくは液体窒素蒸発式冷却システムが用いられてきた¹⁴⁻¹⁹⁾。

既に述べた通り、蓄冷式冷凍機では、冷凍機の作動ガスの圧縮や膨張を行う機構部に摺動部があるため半年から1年といった短期間の頻度で内部部品のメンテナンスが必要となる。また大容量の寒冷を冷媒へ伝える熱交換の方法にも課題があった²⁰⁾。

タービン式冷凍機については、例えばU. Fleckらからは、クロードサイクルを基本とした高温超伝導機器用の冷凍機サイクルの提案がなされている²¹⁾。この研究では、冷媒としてヘリウムの他に窒素とネオンの混合冷媒などにおける冷凍サイクルの構成とサイクルの効率検討が行われた。しかしながら、タービン式冷凍機の課題である、冷媒の圧縮工程の方法や冷凍機の冷凍能力などについて具体的な提示はなく概念的な検討のみとなっていた。

一方、N. Sajiらからは、ヘリウムとネオンを混合したクロードサイクル冷凍機と冷媒の圧縮および膨張工程に必要となるターボ回転機に関する提案がなさ

れている²²⁾。1.1節で述べたような高温超伝導電力機器で必要とされる冷凍能力(2~10kW)の冷凍機をターボブレイトン冷凍機で実現しようとすると、ヘリウムの分子量が小さいことにより、ターボ回転機の最適な回転数が構成部品の遠心強度を超えてしまい実現困難となる。そのため、分子量の大きいネオンをヘリウムに40%混合した場合のターボ回転機が検討されたが、この場合でもターボ回転機の回転数は1400rps以上となり、ターボ回転機に必要となる40kW級モータの遠心強度の面では課題があった。

また、J. F. Maguireらによる長尺の超伝導ケーブル実証に関する研究では、要求される冷凍能力を満たすために、5kW級タービン式冷凍機が提案されている²³⁾。しかしながら、冷媒にはヘリウムが選択され、冷媒の圧縮には従来の油噴霧形スクリュー圧縮機が検討されており、冷凍機の課題を全て解決することはできていない。

このように、高温超伝導電力機器の実用化研究の進展に伴い、実用的な冷凍機の要求が高まっていたが、既に述べたような課題を解決できる冷凍機の実用化は進んでいない状況であった。

そこで、高温超伝導変圧器などの高温超伝導電力機器の実用化に適用可能な冷凍機を実現するため、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（以下、NEDO）による「超電導応用基盤技術研究開発 第Ⅱ期」において、平成18年度からネオンを冷媒とするターボブレイトン冷凍機の研究が開始された。これまでにネオンを冷媒（作動ガス）としたターボ回転機や熱交換器等に関する先行研究はほとんどなく、上記プロジェクトでは、動圧気体軸受式膨張タービン、レシプロ式圧縮機およびアルミプレートフィン熱交換器を組み合わせた試作タービン式冷凍機を製作し、性能評価試験が行われた¹²⁾。図1.2-1に試作されたタービン式冷凍機の写真を示す。当該研究では、冷却温度65Kでの冷凍能力として1.9kWの能力を得ることができ、ネオンを作動ガスとしたターボブレイトン冷凍機が実用超伝導電力機器の冷却に適用可能であることを示すことができた。

上記の試作タービン式冷凍機の製作では、当該冷凍機の仕様に適したターボ圧縮機が実用化されておらず、ネオンガス膨張タービンの実証を優先しレシプロ式圧縮機が採用された。そのため、装置寸法が大きく圧縮機摺動部の定期的なメンテナンスが必要になるなど、冷凍機の実用化には多くの課題が残されていた。さらに、圧縮機の効率向上による冷凍機COP（冷凍能力を投入電力で除し

た値) の改善も不可欠であった。

また、当該膨張タービンについては、採用された動圧気体軸受の場合、膨張タービンの起動、停止時に主軸と軸受とが接触する機構となるため、主軸が完全に非接触な状態で冷凍機を使用することはできず、やはり定期的な内部機構のメンテナンスが必要になるといった課題もあった。



コールドボックス



膨張タービン



レシプロ式圧縮機

図 1.2-1 試作タービン式冷凍機

1.3 本論文の目的と構成

これまでの研究成果を踏まえて、平成 20 年度から 5 年計画で「イットリウム系超電導電力機器技術開発」が NEDO にて開始された。この中でネオンを作動ガスとしたターボブレイトン冷凍機（以下、ネオン冷凍機）および高温超伝導電力機器冷却システムの研究が実施されることとなった。

ここで本研究の目的は主に以下の 2 点であった。

- ① ネオンを作動ガスとした小型ターボ圧縮機および小型膨張タービンを開発すると共に熱交換器の最適化等により実用ネオン冷凍機を開発し、高温超伝導電力機器への適用可能性を明らかにする。
- ② 開発したネオン冷凍機を用いた冷却システムを構築し、2MVA 級高温超伝導変圧器の冷却試験を実施し、ネオン冷凍機の有効性を明らかにする。

第 1 章は序論であり、超伝導電力機器の実用化に向けた冷却システムの現状について説明し、本研究の目的について述べた。

第 2 章では、まず、ネオン冷凍機の基本サイクルであるターボブレイトンサイクルに関する理論を説明しスターリングサイクルとの比較を行うと共に、ネオン冷凍機の開発、試作における目標および課題を整理した。次に、ネオン冷凍機の目標性能として冷凍能力を 2kW（冷却温度 65K）、冷凍効率（COP）を 0.06（冷却温度 80K）とし、本目標値の達成に必要な冷媒流量や冷媒圧力比などの冷凍機サイクルを検討し、膨張タービン、ターボ圧縮機、熱交換器などの各要素機器の設計に必要となる、各要素機器の出入口の圧力および温度条件（サイクル仕様）を決定した。

第 3 章では、第 2 章で決定したサイクル仕様に基づいて、膨張タービンの基本構造やインペラ等の構成部品、軸受方式及び制動方式について検討し、評価用膨張タービンの設計・製作について述べた。製作した評価用膨張タービンを試作タービン式冷凍機へ組み込んでの性能評価試験を行い、断熱効率などの性能データを取得し、冷凍機の目標性能達成に必要なタービン効率 70% を確保できることを確認した。

第 4 章では、膨張タービンと同様にターボ圧縮機の基本構造や主要構成部品の検討を行うと共に、評価用ターボ圧縮機の製作について記した。また、以下の項目についても言及している。ネオンを作動ガスとした評価用ターボ圧縮

機の性能評価試験を行い、ターボ圧縮機の効率や運転特性に関するデータを取得した。この結果に基づき、ターボ圧縮機の流量や圧力比が冷凍機サイクルの要求を満足することを確認すると共に、冷凍機の容量制御に必要な回転数可変運転が可能であることを確認した。また、ターボブレイトンサイクルの特長の一つである、低温圧縮サイクルに着目し、低温空気による低温圧縮試験を実施し、低温圧縮サイクルの実現可能性について考察した。

第5章では、第2章で検討した基本サイクルを元に主熱交換器のブロック数などの詳細な仕様について検討を行った。さらに、冷凍機で発生した寒冷を超伝導機器の冷却のために循環される液体窒素へと熱交換させるサブクール熱交換器の詳細な検討結果についてまとめている。

第6章では、これまでに検討、製作された膨張タービン、ターボ圧縮機、主熱交換器、サブクール熱交換器を組み合わせた実証用ネオン冷凍機を製作すると共に各種性能試験の結果を述べた。超伝導電力機器の冷却を想定したネオン冷凍機の運転・制御方法を検討し、検討された運転方法により実証用ネオン冷凍機での冷凍能力試験を実施した。さらに実証用ネオン冷凍機と液体窒素循環装置を接続した冷却システムを構築し、2MVA級超伝導変圧器の冷却試験を実施した。これらの試験結果から、ネオン冷媒によるターボブレイトン冷凍機において、実用の高温超伝導電力機器へ適用可能な冷凍能力と運転特性を有することが検証され、高温超伝導電力機器用冷却システムに適用可能であることを示した。

第7章では、本論文の結論と今後の展望について述べた。

第 2 章 冷凍機システム

2.1 ブレイトンサイクルとスターリングサイクル

高温超伝導電力機器の冷却システムの構築では、冷凍機単体の性能が重要であることは当然であるが、冷却システム全体としてはサブクール液体窒素との熱交換の方法も冷凍効率を左右する重要な要素である。

本節ではまず、ブレイトンサイクルとスターリングサイクルでのサブクール液体窒素との熱交換に関する比較を通して、ターボブレイトン冷凍機の特長について説明する。図 2.1-1 にターボブレイトン冷凍機とスターリング冷凍機におけるサブクール液体窒素との熱交換の概略図を示す²⁴⁾。

冷却システムの役目は、高温超伝導機器を冷却してサブクール熱交換器に戻された温度 T_m のサブクール液体窒素を所定の温度 T_c まで冷却し、高温超伝導機器へ循環させることであり、サブクール液体窒素をより効率的に冷却することが求められる。

ターボブレイトン冷凍機の特長は、サブクール液体窒素と作動ガス（本研究ではネオン）とが熱伝達による熱交換を行うため、理論的（理想的）にはサブクール液体窒素の入口温度 T_m と同じ温度まで熱交換できることである。また、冷凍機の最低到達温度もサブクール液体窒素の冷却温度 T_c と等しくすることが可能である。つまり、冷凍機の作動ガスは、 T_c から T_m まで変化しながらサブクール液体窒素と熱交換を行うことができる。

一方、スターリング冷凍機では、コールドヘッドが等温膨張により吸熱を行うので、コールドヘッド温度は常に冷却温度 T_c となる。

次にターボブレイトンサイクルとスターリングサイクルの理論的な COP を通じて、ターボブレイトン冷凍機の特長を説明する。図 2.1-2 に各冷凍機の冷凍サイクルを T-S 線図で表したものを見よ。

ターボブレイトン冷凍機は常温のガスを 1 から 2 の状態までターボ圧縮機で断熱圧縮する。アフタークーラで 3 の状態まで冷却され主熱交換器で 4 の状態まで定圧的に変化する。膨張タービンでの断熱膨張により 4 から 5 へ温度が低下し、5 から 6 への温度上昇（定圧）によりサブクール液体窒素と熱交換を行う。

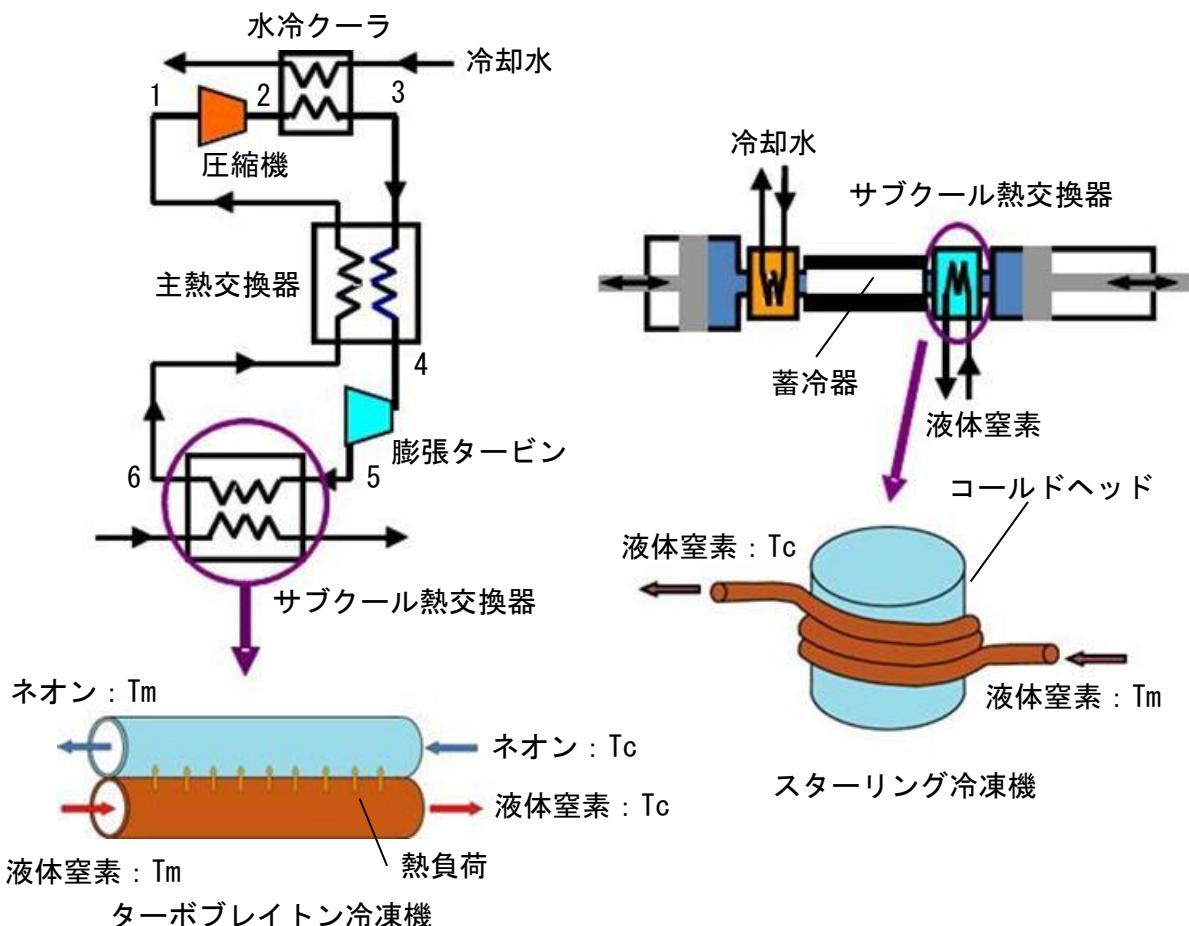


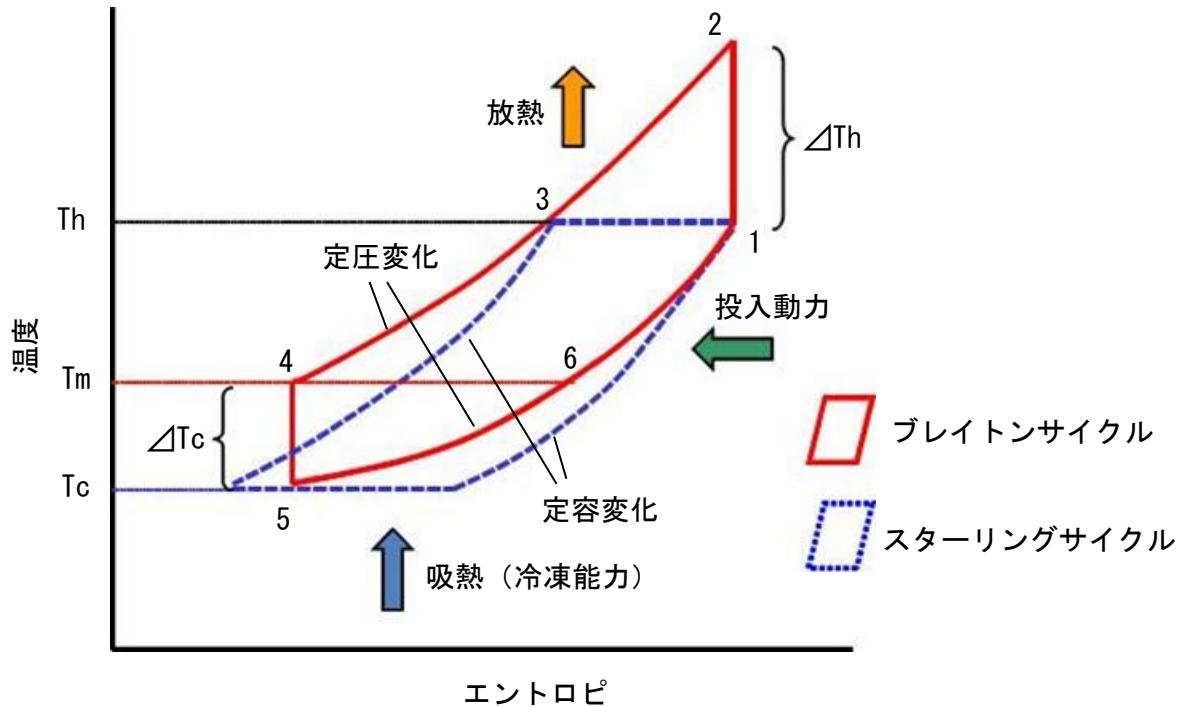
図 2.1-1 サブクール液体窒素との熱交換の概略図

一方、スターリング冷凍機では状態 1 から 3 の状態へ等温圧縮された作動ガスが内部の蓄冷材で温度 T_c まで定容的に冷やされ、等温膨張においてサブクール液体窒素との熱交換が行われる。

ここで作動ガスは理想気体とし、サブクール液体窒素と理想的な熱交換により、ブレイトン冷凍機の最低到達温度とスターリング冷凍機やコールドヘッドの温度を図 2.1-2 のように仮定した場合の冷却システムの COP を計算してみる。ブレイトン冷凍機の冷凍能力 (Q_{cb}) と投入動力 (W_b) は断熱仕事の関係から式 2.1-1 と式 2.1-2 が導かれる²⁵⁾。

$$Q_{cb} = C_p \cdot \Delta T_c \quad (2.1-1)$$

$$W_b = C_p \cdot \Delta T_h - C_p \cdot \Delta T_c \quad (2.1-2)$$



Q_{cb} : 冷凍能力 ; W_b : 圧縮仕事 ; C_p : 定圧比熱

ΔT_c : 断熱膨張における温度降下

ΔT_h : 断熱圧縮における温度上昇

ここで ΔT_h と ΔT_c は断熱圧縮の関係から式 2.1-3 と式 2.1-4 となる。

$$\Delta T_c = T_c \left(\gamma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (2.1-3)$$

$$\Delta T_h = T_h \left(\gamma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (2.1-4)$$

T_c : タービン出口温度 ; T_h : 圧縮機入口温度

γ : 圧力比 ; κ : 比熱比

ブレイトン冷凍機では、断熱膨張での温度降下による仕事を圧縮動力に利用できるため圧縮仕事に要する動力は $\Delta T_h - \Delta T_c$ となり理論的 COP (COP_b) は式 2.1-5 の通りとなる。

$$COP_b = Q_{cb} / W_b = T_c / (T_h - T_c) \quad (2.1-5)$$

一方、スターリング冷凍機の理論的 COP (COPs) は式 2.1-6 で定義される²⁵⁾。

$$COP_s = T_c / (T_h - T_c) \quad (2.1-6)$$

ゆえに、

$$COP_b = COP_s \quad (2.1-7)$$

よって式 2.1-7 のようにブレイトン冷凍機とスターリング冷凍機とで冷却システムの理論的な COP は同じとなる。

実際の冷却システムでは、冷凍機の構成要素やサブクール熱交換器の性能によりシステム全体の効率が左右される。

冷凍機単体で比較した場合、一般的にはスターリング冷凍機の COP がターボブレイトン冷凍機の COP より高いとされている。しかしながら高温超伝導機器の冷却ではサブクール液体窒素を効率的に冷却することが重要である。スターリング冷凍機の場合、大容量の冷凍能力に対して、比較的コールドヘッドが小さい。このため、十分な熱交換面積の確保が困難となり、コールドヘッド温度をサブクール液体窒素の出口温度 T_c よりもかなり低い温度まで冷却する必要がある。したがって、冷却システム全体の効率を低下させてしまう。当然、ターボブレイトン冷凍機においても、ここで示したようなサブクール液体窒素との温度差が小さい熱交換器を実現することや断熱膨張での温度降下による仕事を効率的に圧縮動力に利用できることが冷却システムの効率向上にとって非常に重要なとなる。

2.2 ネオン冷凍機の基本サイクル

本研究では、冷却対象物をイットリウム系超伝導変圧器とし、ターボブレイトン冷凍機の目標性能として冷凍能力 2 kW (冷却温度 65 K)、冷凍効率 (以下、COP : 冷凍能力を投入電力で除したもの) を 0.06 (冷却温度 80 K) とした。

このうち冷凍能力については、1.1 節で述べた高温超伝導電力機器が必要とする冷凍能力のうち最小の容量である 2kW (冷却温度 65K) を設定した。また COP のについては従来のスターリング冷凍機との比較がしやすいよう、冷却温度 80 K における効率を目標とした。

冷凍機の効率や冷凍能力が、膨張タービン、ターボ圧縮機、主熱交換器の性能によりどの程度期待できるか検討を行った²⁷⁾。まず始めに冷凍機の COP について検討を行った。図 2.2-1 (a)、(b) に COP と膨張比の関係を示す。図 2.2-1 (a) は主熱交換器の熱交換効率を 99%、図 2.2-1 (b) は熱交換効率 98% の条件で計算している。そして、いずれも膨張タービンおよびターボ圧縮機の断熱効率を

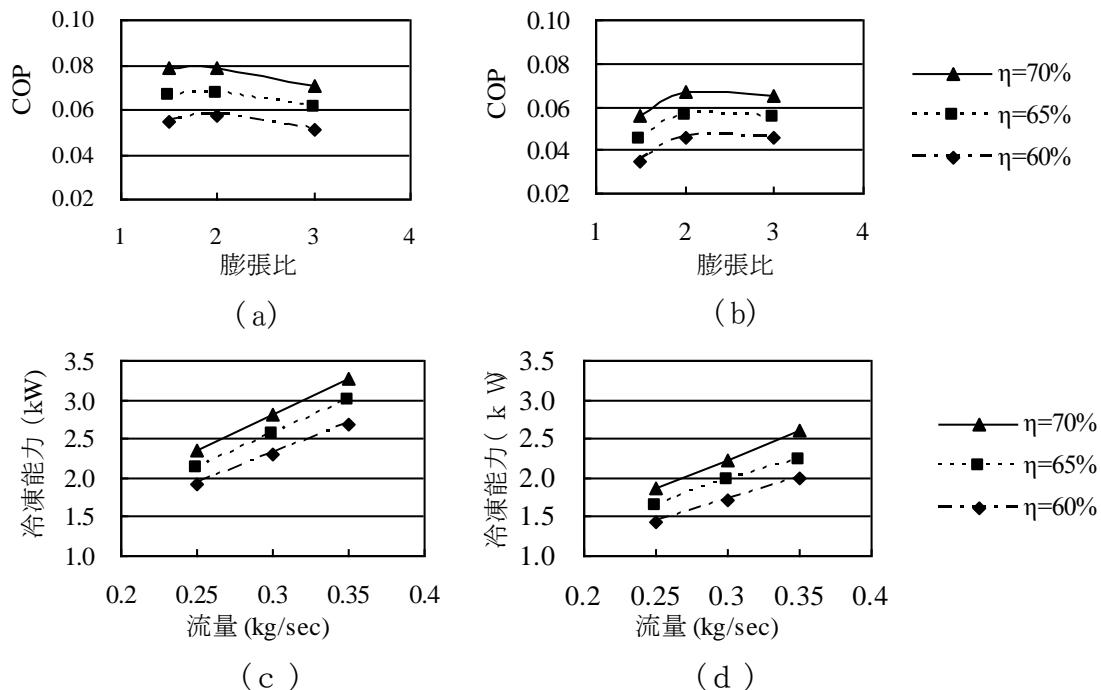


図 2.2-1 冷凍機の基本サイクル検討結果

(a)、(c) : 热交換効率 99%

(b)、(d) : 热交換効率 98%

η : ターボ回転機効率

60%、65%、70%について計算を行った。計算条件は簡素化のために、冷凍機サイクルは単純ブレイトンサイクルで理想気体を冷媒とし、冷凍機内における圧力損失を無視している。また、COPは他の冷凍機との比較のため、冷却温度80 Kにおける値を計算している。結果から分かるようにCOPの数値は膨張比2近傍にて最大値を示している。さらにこの結果より、COPが0.06以上を達成するためには膨張タービン及び圧縮機の断熱効率が65～70 %、熱交換器の効率が98～99%程度必要であることが分かる。次に、膨張比2を選んだ際に、65 Kにおける冷凍能力と作動ガス流量の関係を検討した。図2.2-1 (c)、(d)に冷凍能力と作動ガス流量の関係を示す。計算では、図2.2-1(a)及び(b)と同様に膨張タービンとターボ圧縮機の断熱効率及び主熱交換器の熱交換効率をパラメータとして示している。

膨張タービン及びターボ圧縮機の断熱効率を65 %、主熱交換器の熱交換効率を98 %とした場合、目標の冷凍能力を得るための作動ガス（ネオン）の流量は300 g/secとなることが確認された。

以上の検討により、本研究でネオン冷凍機が目標とする冷凍能力や冷凍効率を満たすために必要な圧力比、温度、冷媒（作動ガス）流量などの基本サイクル仕様を決定した。表2.2-1に基本サイクルの検討結果を示す。第3章以降の膨張タービン、ターボ圧縮機、熱交換器の開発については、この基本サイクルの検討で得られた仕様が各機器の設計条件として与えられ、これを満足するよう各機器の詳細が検討される。

表 2.2-1 基本サイクル仕様

項目	仕様
冷凍能力 kW	2
冷却温度 K	65
冷凍効率 (COP)	0.06 (80K)
高压側	1
サイクル圧力 MPaA [*]	
低压側	0.5
サイクル圧力 MPaA [*]	
膨張タービン	65~70
断熱効率 %	
ターボ圧縮機	65~70
断熱効率 %	
流量 g/s	300

^{*}MPaA は絶対圧力を示す

第3章 膨張タービンの開発

膨張タービンは、冷凍機のクールダウンや冷却対象物（本研究では液体窒素）の冷却に必要な全ての寒冷を発生させる重要な機器である。したがって、膨張タービンの効率や流量、運転の安定性などは、冷凍機の冷凍能力や冷凍効率、信頼性に大きな影響を及ぼす。そこで、膨張タービンを開発するため、具体的な検討、試作及び性能試験を実施した。膨張タービンを開発するにあたり、タービン入口、出口の温度と圧力および流量などの設計条件は第2章での冷凍機の基本サイクル検討結果より決定した。膨張タービンの設計条件を表3-1に示す。

表3-1 膨張タービンの設計条件

項目	仕様
流体	ネオン
入口温度 K	68
出口温度 K	55.5
入口圧力 MPaA*	1
出口圧力 MPaA*	0.5
断熱効率 %	70
流量 g/s	300

* MPaA は絶対圧力を示す

本研究における膨張タービンの検討では、目標の冷凍能力を満たす断熱効率（タービン効率）とメンテナンスフリーを実現することが必要となる。そのため膨張タービンの設計ではインペラなどの流体解析以外にも以下のようないくつかの要素について設計上の配慮が必要となる。

- 1) 冷媒の物性や使用条件（温度、圧力）、侵入熱を考慮した材料と構造の検討
- 2) 主軸部材の遠心強度とタービン性能に配慮した回転数の決定
- 3) 運転方法や使用目的を考慮した制動方式及び軸受の選定

3.1節から3.3節にて膨張タービン各部の検討内容について説明し、3.4節で

は 3.3 節までの検討結果を元に決定した膨張タービンの基本構造や各部の機能などについて説明する。また、3.5 節にて開発した膨張タービンの性能試験結果を述べる。

3.1 インペラの設計と製作方法

膨張タービンには流体が主軸と並行して流れる軸流式と主軸に対して半径方向に流れる半径流式に分類される。軸流式は多段、大流量のサイクルで多く用いられ、発電用ガスタービンなどが代表例である。半径流式は単段、小流量のサイクルで用いられ、ターボチャージャーなどが代表例となる。本研究での膨張タービンは膨張比が 2 ($1\text{MPa}/0.5\text{MPa}$) と低く、単段となることから半径流式を採用した。図 3.1-1 に半径流式タービンの模式図を示す。

半径流タービンの主要部品は、図 3.1-1 に示すようにスクロールとノズル（静翼）、インペラ（動翼）、ディフューザで構成される。スクロールに入った高圧の作動ガスはノズル外周部からノズルに流入し、ノズル羽根通路内で断熱膨張をしながら音速近くまで加速し、温度が降下する。さらにノズル羽根通路から出た作動ガスは高速で回転するインペラに流入して、インペラ羽根通路内でさらに断熱膨張して温度が降下する。インペラを出た作動ガスはディフューザで減速され、圧力を回復しながらタービン出口へと出て行く。図 3.1-2 に本研究

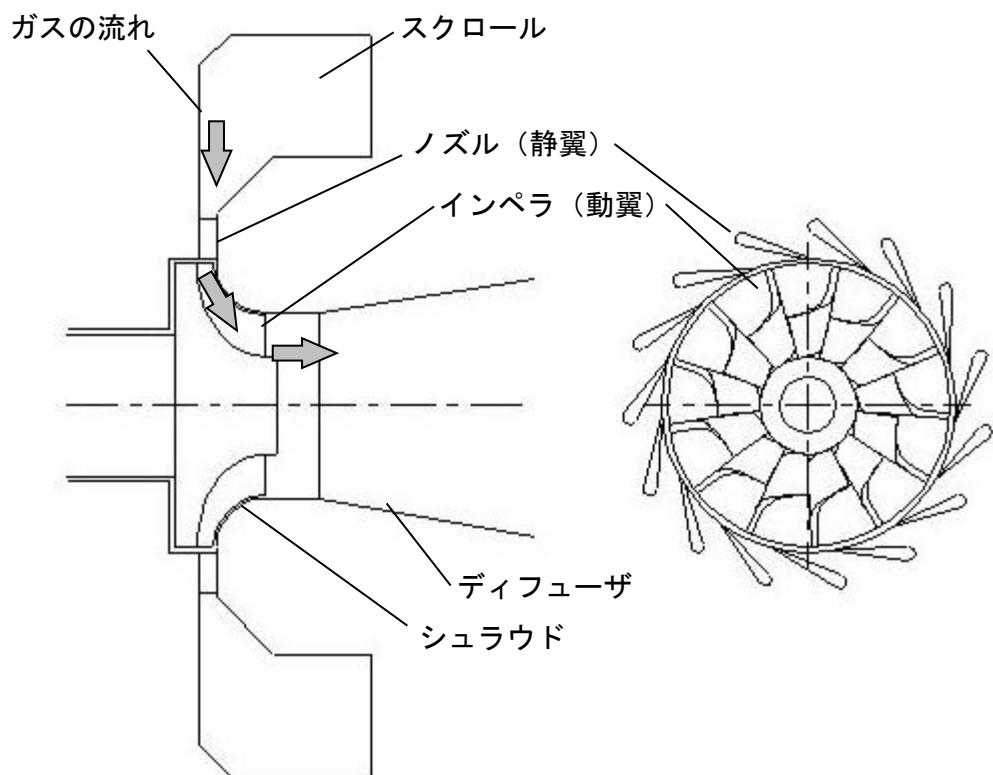


図 3.1-1 半径流式膨張タービン模式図



図 3.1-2 タービンインペラとノズル

で製作された膨張タービンのインペラとノズルの写真を示す。

タービンインペラの羽根はガスが流入する外周部から出口に向かって羽根の角度が変化していく 3 次元羽根形状となっており、羽根とシュラウドで形成される流路を外周部から中心に向かって作動ガスが流れる。

インペラ外周部の羽根高さは所定のタービン流量が確保できる流路断面積となるように設計することになるが、インペラ外径が大きくなつた場合でも必要な流路断面積は一定であるからインペラ羽根高さは外径に反比例して小さくなる。羽根高さが著しく小さくなるとインペラでの流体損失や漏れ損失が増加しタービン効率が低下する。

一般に膨張タービンの設計では、設計条件から算出される比回転速度 N_s と比直径 D_s によって回転数とインペラ外径が決まる²⁸⁾。

比回転速度 N_s は次式による。

$$N_s = n \times \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3.1-1)$$

N_s : 比回転速度 [−]

n : 回転数 [rpm]

Q : タービン入口体積流量 [m^3/s]

H : ヘッド [$kgf \cdot m/kg$]

体積流量 Q は次式で計算される。

$$Q = \frac{m}{\rho} = \frac{0.3}{36.91} = 0.00813 \quad [m^3/s] \quad (3.1-2)$$

$$m \quad : \text{タービン質量流量} (=0.3) [\text{kg/s}]$$

$$\rho \quad : \text{タービン入口でのガス密度} (=36.91) [\text{kg/m}^3]$$

ヘッドHは次式で計算される。

$$H = J(h_0 - h_{3s}) = 426.8 \times 4.78 = 1664.5 \text{ [kgf m/kg]} \quad (3.1-3)$$

ここで、

$$h_0 - h_{3s} : \text{タービン入口とタービン出口断熱膨張エンタルピ熱落差} \\ (=3.90) \text{ [kcal/kg]}$$

$$J : \text{熱の仕事当量} (=426.8) \text{ [kgf} \cdot \text{m/kcal]}$$

一般的に比回転速度 Ns は 20~36 が望ましいとされているため、適切なタービン回転数は下記となる。

$$n = Ns \times \frac{H^{3/4}}{\sqrt{Q}} = (20 \sim 36) \times \frac{1664.5^{3/4}}{\sqrt{0.00813}} = 57803 \sim 104045 \text{ [rpm]} \div 963 \sim 1734 \text{ [rps]}$$

一方、比直径Ds は次式で計算される。

$$Ds = d \times \frac{H^{1/4}}{\sqrt{Q}} \quad (3.1-4)$$

$$Ds \quad : \text{比直径} [-]$$

$$d \quad : \text{タービンインペラ外径} [\text{m}]$$

比直径Ds は 1.6~2.7 が望ましいとされているため、適切なインペラ外径は下記となる。

$$d = Ds \times \frac{\sqrt{Q}}{H^{1/4}} = (1.6 \sim 2.7) \times \frac{\sqrt{0.00813}}{1664.5^{1/4}} = 0.0226 \sim 0.0381 \text{ [m]} = 22.6 \sim 38.1 \text{ [mm]}$$

以上よりネオン冷凍機用の膨張タービンは超高速回転で小径インペラとなることが分かる。またタービンインペラは次式で与えられる U/C_0 が 0.7 程度となることが望ましい。

$$\frac{U}{C_0} = \frac{Ns \times D_s \times \pi}{\sqrt{2 \times 9.807 \times 60}} = 0.7 \quad (3.1-5)$$

U : インペラ外周の周速 [m/s]

C_0 : 理論断熱噴出速度 [m/s]

図 3.1-3 に U/C_0 が 0.7 となるインペラ外径と回転数の関係を示す。図よりインペラ外径が小さくなると製作が困難になるだけでなく、タービン回転数も高くなることが分かる。よってインペラ外径は回転数も考慮して 32mm とした。タービン回転数は 1200rps とした。

タービンインペラには図 3.1-1 および図 3.1-2 にあるようなインペラとシュラウドが分離しているオープンインペラの他にインペラとシュラウドが一体となっているクローズドインペラがあり、それぞれの形式により製作方法が異なる。図 3.1-4 にクローズドインペラの写真を示す。

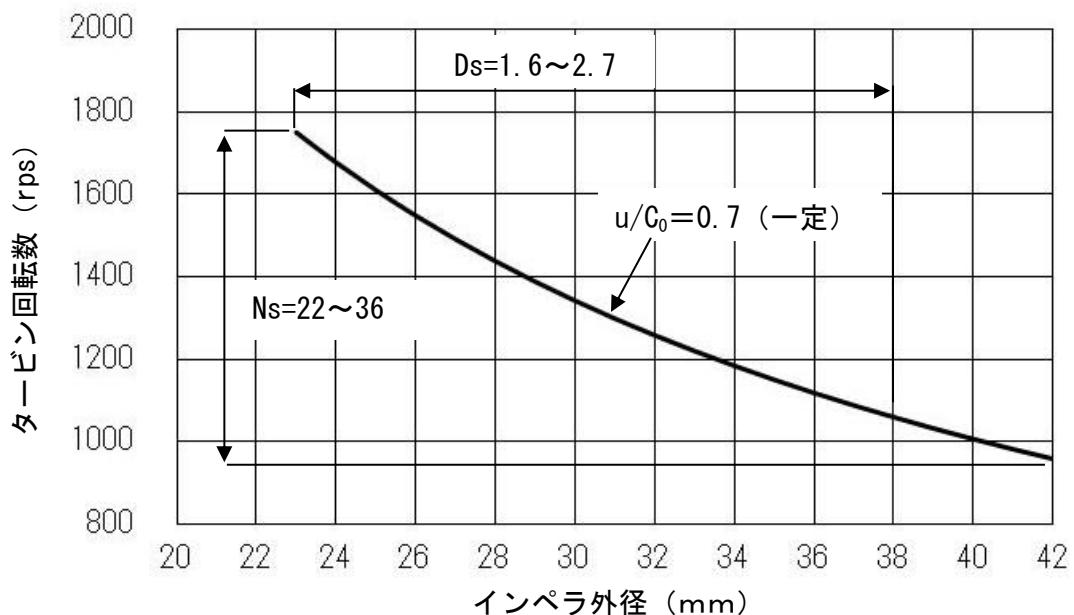


図 3.1-3 インペラ外径と回転数の関係



図 3.1-4 クローズドインペラの写真

図 3.1-2 に示したオープンインペラは精密鋳造や 5 軸 NC 加工機による削り出し加工などの製作方法がある。精密鋳造では鋳造用の鋳型製作が必要となるため製作個数が多い場合に用いられる。一方、5 軸 NC 加工機による削り出しは鋳型の代わりに加工用 NC プログラムが必要となるが、プログラムは鋳型製作より安価となるため少量生産に適している。

一方、クローズドインペラは図 3.1-4 の写真にあるように羽根がシュラウドで覆われているため、一部の大型インペラを除き 5 軸 NC 加工機による削り出し加工が困難となる。そのため製作個数に関係なく精密鋳造による製作が必要となる。表 3.1-1 にオープンインペラとクローズドインペラの特徴として、各タイプの製作方法や長所、短所をまとめている。

製作方法は製作個数と製作コストの関係より製作方法を選択できることが好

表 3.1-1 オープンインペラとクローズドインペラの特徴

クローズドインペラ	オープンインペラ
<ul style="list-style-type: none">羽根の削り出しができないため、精密鋳造により製作精密鋳造では製作不良が発生しやすい。インペラとシュラウドでの漏れ損失がなくタービン効率が向上する。	<ul style="list-style-type: none">5 軸 NC 加工機による削り出し加工または精密鋳造での加工が可能。インペラとシュラウドの隙間の調整が必要。インペラとシュラウドに隙間があるため漏れ損失によりタービン効率が低下する。

ましいが、クローズドインペラでは精密鋳造を選択せざるを得ない。このため製作個数が少量の場合コストアップの要因となってしまう。また精密鋳造では鋳込み作業時に巣が入るなどの製作不良が起こるため、作業に熟練やノウハウを要する。したがって製作の難易度や製造コストの観点からオープンインペラが有利となる。

一方、タービンの性能ではクローズドインペラに優位性がある。インペラ内のガスは羽根とシュラウドで形成される流路を流れしていくが、オープンインペラでは羽根とシュラウドに一定の隙間（シュラウドクリアランス）を確保する必要がある。そのため隙間部分での損失によりタービン効率が低下する。

インペラの形式はこれまで説明した各形式の特徴や製作コスト、得られる性能などにより決定する必要がある。本研究では実用化における製造コストなどを考慮し、オープンインペラを採用した。

本研究の膨張タービンでは、これまでに参考研究がないネオンガスを作動流体としており、インペラ径が32mmと小型であるため、インペラ羽根形状のうちインペラ出口側の流路面積の違いが断熱効率にどの程度の影響を与えるかに着目し、3種類のインペラを製作することとした²⁹⁾。図3.1-5にインペラの写真を、表3.1-2にインペラの仕様を示す。

図(a)は羽根枚数12枚のフルブレードインペラ32F1204、図(b)は16枚のフルブレードインペラ32F1604、図(c)は8枚のフルブレードと8枚のスプリッターブレードで構成される32S1604である。3種類とも外径32mm、羽根厚さは羽根の根元側が0.5mm、先端側が0.3mm、羽根出口の直径と羽根角度は全て同じとした。ただし、32S1604インペラの外径部の羽根高さは2.2mmとし、他のインペラより0.3mm低く、ノズル羽根角度を71°としている。



(a) 32F1204H25N74



(b) 32F1604H25N74



(c) 32S1604H22N71

図3.1-5 タービンインペラ写真

表 3.1-2 タービンインペラとノズルの仕様

インペラ型式	32F1204H25N74	32F1604H25N74	32S1604H22N71
外径 (mm)		32	
羽根形式		フルブレード	スプリット
羽根枚数	12	16	フル:8 スプリット:8
羽根厚さ (mm)		0.4	
羽根高さ (mm)		2.5	2.2
ノズル羽根角度		74	71

3.2 主軸と軸受

3.1 節で述べたように、本研究での膨張タービンでは、1200rps という超高速回転が要求される。また、タービンの動作圧力も 0.5～1MPa といった加圧雰囲気であるため、タービンの軸受には回転数や使用環境に適したものを選択しなければならない。ここでは、ネオン冷凍機に搭載する膨張タービンの軸受として必要となる条件や軸受の種類などについて述べる。

ネオン冷凍機用膨張タービンの軸受として必要となる条件を以下に示す。

- ①加圧雰囲気および気密構造で使用できる
- ②ネオンガスを汚染しない
- ③超高速回転で使用できる
- ④軸受の摩擦損失が小さい
- ⑤構成機器が簡素で、メンテナンス間隔が長い

ネオン冷凍機では系内に高圧のネオンガスを充填し、圧縮機で 0.5MPa から 1MPa に昇圧、膨張タービンで 1MPa から 0.5MPa に断熱膨張させるクローズドサイクルとなっている。したがって、タービンで断熱膨張したネオンガスは再び圧縮機の吸入側に戻る循環サイクルのため、ネオン冷凍機では通常のヘリウム冷凍機やフロン冷凍機と同様にネオンガスが大気中にリークしないよう気密構造とする必要がある。そのため軸受は 0.5～1MPa という加圧雰囲気で使用が可能であると同時に気密構造が容易に形成できる必要がある。

また、ネオン冷凍機に封入されたネオンガスは常温から 55K (-218°C) 程度まで冷却されるため、ネオンガス中に水分や油分などの不純物が混入すると冷却運転中にそれらの不純物が固化して配管や熱交換器を閉塞させるだけでなく、固化または液化した不純物が膨張タービンに流入し、膨張タービンにて異常振動などのトラブルを引き起こす可能性がある。したがって、ネオンガスの純度を維持することが重要であり、軸受に油などの潤滑剤などを使用することは極力避けるべきである。

また、膨張タービンで発生する動力は数 kW のオーダーであり、高速回転での軸受の摩擦損失が大きいと発熱による侵入熱が増加し、タービン効率の低下が懸念される。さらに、構成機器が複雑となると設備コストの上昇や短期間でメンテナンスの開放点検が必要となり、冷凍機を実用化する際の経済性が課題

となる。表 3.2-1 に高速回転で使用される軸受の種類と特徴を示す。

表 3.2-1 軸受の種類と特徴

種類	特徴
磁気軸受	電磁石による吸引力で軸を非接触支持 軸受負荷や軸振動などのモニタリングが可能 摩擦損失が小さい 動圧气体軸受より軸長が長くなる
動圧气体軸受	軸の回転で発生する气体膜により軸を非接触支持 小型設計が可能で、軸長を短くできる 高速回転ほど軸受負荷能力は高くなる 回転中は摩擦損失が小さい 起動、停止時には軸と軸受が接触
静圧气体軸受	軸受ガスの静圧による气体膜により軸を非接触支持 摩擦損失が小さい 軸受ガス供給設備などの補機類が必要
油軸受	油膜により軸を非接触支持 油分が冷媒側に侵入しないようにシール機構が必要 油ポンプ、オイルクーラーなどの補機類が必要 摩擦損失が大きい
転がり軸受	外輪と内輪の間にある転動体の転がりにより軸を支持 転動体が摩耗するため定期的な軸受交換が必要 摩擦損失が大きい

このうち、本研究の膨張タービンに求められる事項を満たす軸受としては、磁気軸受および動圧気体軸受が候補となる。その他の形式の軸受については、補機類が必要であったり、軸受磨耗があるなど、構成機器の簡素化および長いメンテナンス間隔の実現に課題がある。

ここで、磁気軸受および動圧気体軸受の原理について説明する。

図 3.2-1 に磁気軸受の原理を示す³⁰⁾。磁気軸受は磁性体で構成される主軸に対して電磁石を配置し、主軸の変位を検知する変位センサの出力を制御回路へフィードバックして電磁石への電流を制御し、主軸を非接触支持している。電磁石への電流制御により吸引力と主軸にかかる外力とが釣り合い、主軸が軸受中心付近に浮上する。磁気軸受では、制御回路のプログラムにより高速回転時には主軸を慣性中心軸（重心を通る軸）で回転させる自動バランスシステムと呼ばれる制御が可能であり、主軸のアンバランスによって発生する遠心力をキャンセルすることができる。そのため、他の軸受方式と比べて、主軸のバランス作業が容易となる。また変位センサの出力や電磁石の制御電流から軸振動と軸受にかかる負荷の状態をモニタすることが可能である。ただし、回転センサや変位センサを複数配置するスペースが必要となるため、動圧気体軸受などと比べると主軸の軸方向寸法が大きくなるため、軸の曲げ固有振動数が低くなる傾向となる。一般的に回転機械の主軸の固有振動数は、設計回転数の 1.5 倍程度を確保する必要があるため、動圧気体軸受よりも設計回転数を低めに設

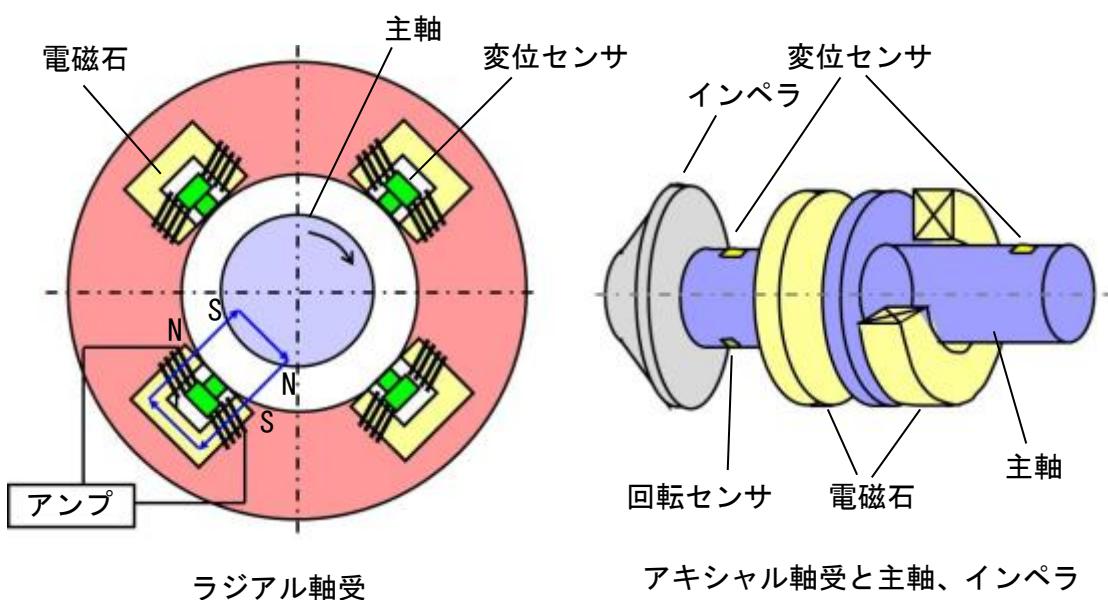


図 3.2-1 磁気軸受の動作原理

定する必要がある。

図 3.2-2 に動圧気体軸受の原理を示す³¹⁾。

動圧気体軸受では軸が回転することによって軸と軸受の間の微少な隙間に周囲のガスが粘性によって引き込まれ、くさび効果により形成される気体膜の圧力で回転軸を非接触支持する。したがって、軸の回転数が低い場合は気体膜の圧力が低下し、軸と軸受が接触することになる。一般に、動圧気体軸受では耐久性を高めるために軸や軸受の表面には耐摩耗性のある特殊なコーティング処理が施されることが多い。

次に、磁気軸受と動圧気体軸受の比較である。どちらの方式もヘリウム冷凍機などの用途の膨張タービンなどで適用の実績があり、気密構造や冷媒ガスを汚染しない構造となっており、補機類を必要としない。

膨張タービンの運転では主にアキシャル方向（軸方向）の軸受負荷が作用する。タービンの設置状態を縦置き（図 3.4-1 参照）とすると、アキシャル負荷の大きさは、インペラの前面（タービン出口側）と背面に作用する圧力差、および主軸の自重で決定される。本研究での膨張タービンの仕様における軸受負荷では、磁気軸受および動圧気体軸受、共に適用が可能である。

先に述べたとおり、磁気軸受では、動圧気体軸受と比較して主軸寸法が長く、固有振動数が低下する傾向となるため、本研究の膨張タービン仕様での設計回転数を許容できるかが課題であったが、磁気軸受を採用した場合でも、固有振動数は設計回転数に対して十分な裕度を確保できることを確認した。

一方、動圧気体軸受では表 3.2-1 に示した通り、膨張タービンの起動、停止

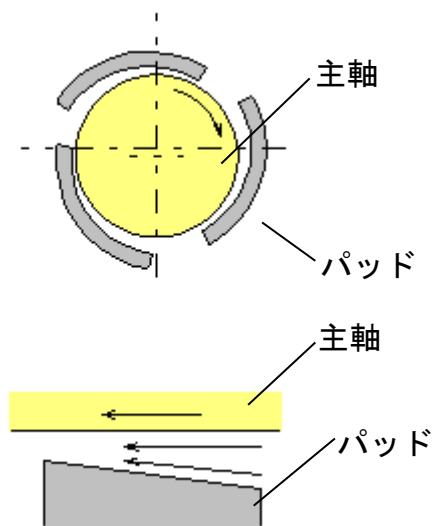


図 3.2-2 動圧気体軸受の動作原理

時は、軸受部でのくさび効果による気体膜が形成できず、主軸と軸受面が接触してしまう。そのため、転がり軸受方式ほどではないが、数年後ごとに開放点検が必要となる。

そこで本研究では、主軸を常時非接触で支持できる磁気軸受を採用することとした。磁気軸受の採用により、原理上、内部の開放点検が不要となる冷凍機が実現可能となる。

3.3 膨張タービンの制動方法

膨張タービンに流入する作動ガスはインペラ内で仕事を行い、断熱膨張して温度下降する。一方、インペラは作動ガスの仕事をにより回転するが、仕事を消費するブレーキ（制動）機構を設けないとタービン主軸は回転摩擦損失と釣り合う回転数まで上昇することとなる。つまり膨張タービンには主軸回転数を一定に制御するための制動方法が必要となる。表 3.3-1 に小型高速タービンで採用されている制動方式の種類と特徴を示す。また、図 3.3-1 に各制動方式の概略構成を示す。

プロワ制動はタービンインペラと同軸でプロワインペラが配置され、タービンで発生する仕事をプロワのガス昇圧によって消費し、回転数を制御する方法である。プロワ側にはガスを循環させるための循環経路（配管）が備えられ、循環経路には循環量を調整するための制動弁と、昇圧時に発熱した循環ガスを冷却するアフタークーラーが備えられる。

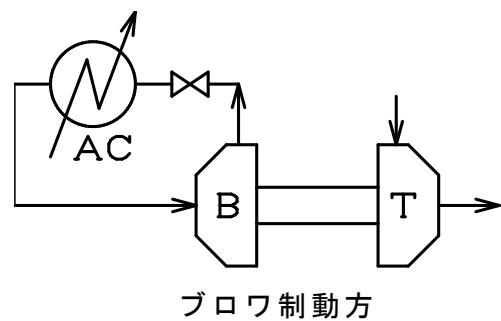
プロワ制動の場合、回転数は制動弁の開度で調整される。制動弁が開いていくとプロワ流量が増加してプロワの消費動力が増え、主軸には大きなブレーキ力がかかり回転数は低下する。逆に制動弁が閉まっていくとプロワ流量が減ってプロワの消費動力が減り、その分ブレーキ力が低下し回転数が増加する。

表 3.3-1 小型高速タービンの制動方式

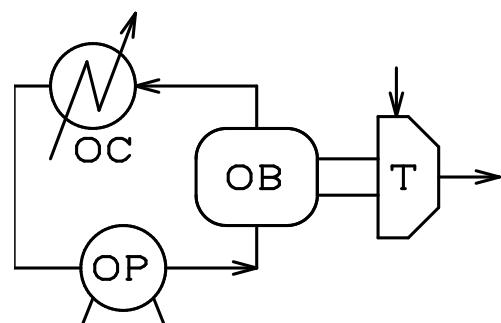
制動方式	特 徴
プロワ制動	<ul style="list-style-type: none">・構造が簡単で冷媒を汚染しない・ガス循環用の配管や冷却クーラーと冷却水配管が必要・循環回路のスペースが必要・プロワでのサージングがあるため制動範囲がせまい
オイル制動	<ul style="list-style-type: none">・制動範囲はプロワ制動よりも広い・冷媒側へ制動オイルがリークしないように特殊なシールとシール用ガスの供給が必要・油循環ポンプ、配管、オイルクーラーが必要
発電機制動	<ul style="list-style-type: none">・制動範囲が広い・コンパクト・タービンで発生した動力を電力として回収することが可能・高周波モータとインバータ制御回路が必要

制動弁の操作ではプロワ流量だけでなくプロワ入口、出口の圧力比が変化する。制動弁の開度が全閉に近付くとプロワがサージングを起こし、軸振動を発生させる。そのため回転数の制御範囲はプロワのサージ特性により左右され、制御範囲はあまり広くない。

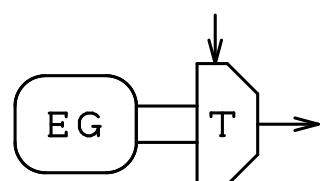
オイル制動は、プロワ制動と同様に循環経路（配管）にオイルを循環させる制動方式である。オイルタンクに貯められたオイルをオイルポンプで昇圧し、タービンの制動部分に供給している。回転数は制動部バイパスラインに設置された調整弁によって調整される。調整弁を閉めると制動部の油圧が上がってオイル流量が増加し、より大きなブレーキ力がかかって回転数は低下する。逆に調整弁を開けると油圧が下がってオイル流量が低下し、回転数が増加する。



プロワ制動方



オイル制動方



発電機制動方

図 3.3-1 各制動方式の概略構成

発電機制動は主軸の発生する仕事を、発電機により電力に変換し回転数を制御する制動方式である。通常、大型のタービンでは発電電力の周波数が 50~60 Hz になるよう、主軸に減速機を接続し発電機エレメントの回転数を下げる構造となっている。しかし今回のような小型、高速回転のタービンでは、高速回転(約 7 万 rpm)に対応できる減速機の設計や設置スペースの関係で発電機エレメントの回転数を下げる出来ない。そのため発電機エレメントは主軸に固定され、主軸と同じ回転数で回転する。発電機エレメントが主軸と同軸で回転する発電機制動では、高周波発電機（モータ）と高周波インバータが必要となる。

本研究における膨張タービンでは、作動ガスであるネオンの純度を維持する必要があるため、オイル制動は検討対象から除外した。またプロワ制動では循環経路（配管）を設ける必要があり実用化における機器の小型化が難しいと判断した。よって今回の膨張タービンには、高周波発電機（モータ）と高周波インバータを組み合わせた発電機制動方式を採用することとした。

発電機制動の膨張タービンにおいて、膨張タービンで発生する仕事量が制動機構の容量をオーバーすると、発電機の発熱やインバータの過負荷が発生して回転数を制御できずにオーバースピードする危険性がある。そこで制動機構の容量はタービンの仕様値により計算される寒冷発生量より決定した。表 3-1 よりタービン入口、出口のエンタルピを求める

タービン入口 h0	126.37 kJ/kg
タービン出口 h3	116.79 kJ/kg

膨張タービンでの発生寒冷Qはタービン流量mとエンタルピ^o h0、h3 より次式で与えられる。

$$Q = m (h_0 - h_3) = 300 \times 10^{-3} \times (126.37 - 116.79) = 2.874 \text{ kJ/sec} = 2.87 \text{ kW}$$

ネオン冷凍機では 2kW の熱負荷を冷却できるよう計画しているが、冷凍機の必要とする寒冷量は熱負荷の冷却の他に熱侵入や熱交換器の効率なども考慮する必要があり、膨張タービンの発生寒冷量は冷凍能力より大きめに計画されている。

タービンで発生する仕事はタービン入口温度が常温の場合や、入口圧力が高く設定された場合には上記計算結果より増加する傾向となる。そのためタービンの運転状態が過負荷の状態になっても回転数を制御できるよう、高周波発電機の定格容量はタービンの発生寒冷量の 1.5 倍となる 4.3kW とした。さらにインバータの定格出力は、発電機で発生した電力を充分処理できるよう 13kVA の機種を選定した。

3.4 膨張タービンの構造と機能

図 3.4-1 に膨張タービンの構造を、図 3.4-2 に膨張タービン本体の写真を示す。タービンケーシングはコールドボックス内の配管と接続され、タービン入口配管からネオンガスが流入する。流入した高圧のネオンガスはタービンケーシング内のノズル（固定翼）とインペラ（動翼）で断熱膨張することにより寒冷を発生させる。図 3.4-1 に示すように主軸の最下部にはタービンインペラが具備され、中央部には制動用モータが配置されている。

高速回転する主軸を支える軸受には磁気軸受を採用した。制動用モータの下側にはアキシャル方向の負荷を支えるアキシャル磁気軸受が、さらに制動モータの上部及びアキシャル磁気軸受の下部にラジアル磁気軸受が配置されている。

磁気軸受や制動モータの配線類はハーメチックコネクタを通じて外部と接続され、膨張タービン本体は気密構造となっている。低温雰囲気で動作するインペラと常温部に位置する固定フランジまでの距離は数十ミリしかなく侵入熱によるタービン効率の低下が懸念される。そこで、インペラ背面には熱伝導率が小さいFRP樹脂の断熱リングを配置すると共にタービンケーシングの円筒部は薄肉構造とし侵入熱の低減を図った。

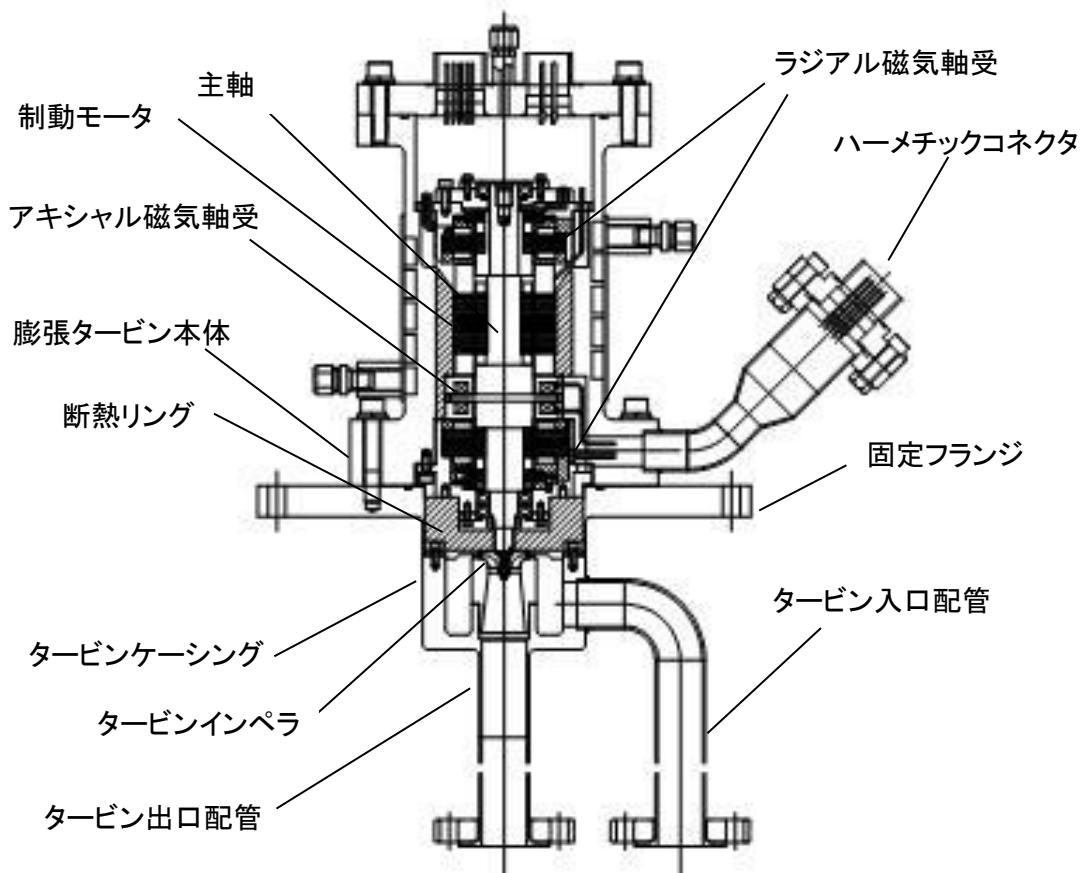


図 3.4-1 膨張タービンの構造

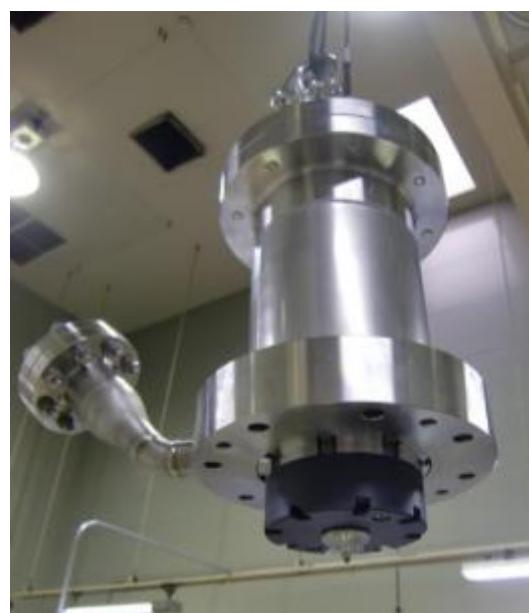


図 3.4-2 膨張タービン本体の外観

3.5 膨張タービンの効率と性能試験

第3章の最初で述べたように、本研究での冷凍機では冷凍能力に必要な寒冷を全て膨張タービンから得る必要がある。膨張タービンで得られる理論的な寒冷量は、膨張タービンの作動ガス流量と膨張タービンでの熱落差（エンタルピ差）の積となる。膨張タービンでは作動ガスの断熱膨張により寒冷を発生させているが、実際には可逆断熱膨張とはならず、様々な損失等により不可逆な断熱膨張となる。したがって、膨張タービンの性能の優劣は実際の断熱膨張での熱落差に対する可逆断熱膨張での熱落差との比で評価され、断熱効率（タービ

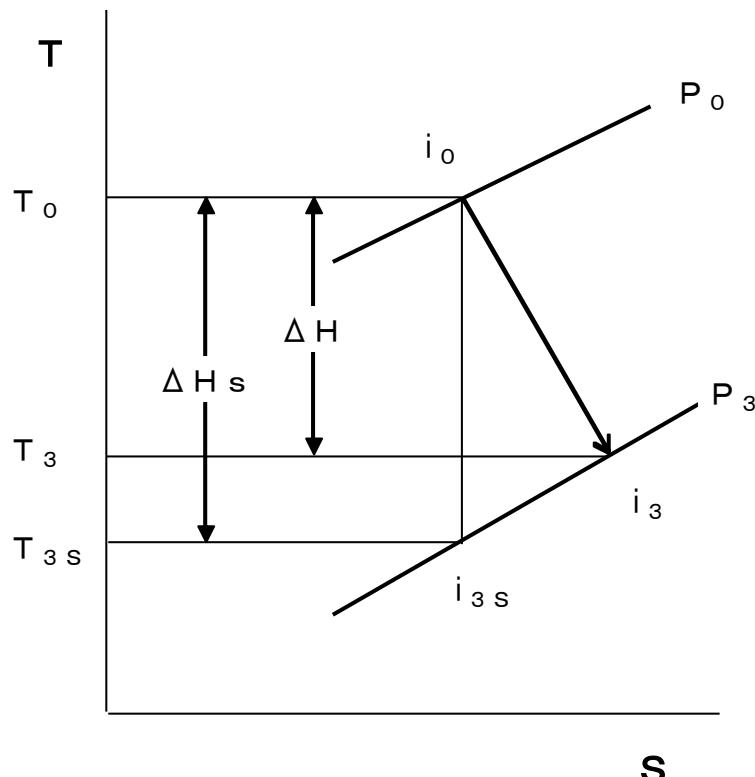


図 3.5-1 膨張タービン T-S 線図模式図

ン効率) と称される。図 3.5-1 に膨張タービンの T-S 線図模式図を示す。

膨張タービンの断熱効率 η_i は図 3.5-1 の T-S 線図に示すように、タービンの入口条件 (P_0, T_0) と出口条件 (P_3, T_3) のエンタルピ[°]熱落差 ΔH と、入口条件から出口圧力 P_3 まで可逆断熱変化（等エントロピー変化）した場合 (P_3, T_{3s}) のエンタルピ[°]熱落差 ΔH_s を用いて、次式で与えられる。

$$\eta_i = \frac{\Delta H}{\Delta H_S} = \frac{i_0 - i_3}{i_0 - i_{3S}} \quad (3.5-1)$$

そして、膨張タービンの断熱効率に影響を与える因子は様々あるが、主としてノズルとタービンインペラにおける流れ損失、インペラとシュラウド（固定壁）との隙間での漏れ損失の二つが上げられる。

このうちノズルとインペラでの流れ損失については、流体解析技術を用いてノズルやインペラの形状および羽根枚数などを変え、渦流れを極力低減した設計が行われている。漏れ損失についても性能予測プログラムによる定量化や流体解析による解析が可能である。

試作した膨張タービンの性能を確認するため、図 3.1-5 に示した 3 種類のインペラを組み込んだ膨張タービンを試作タービン式冷凍機に取り付けて性能試験を実施した。図 3.5-2 に膨張タービンの性能試験結果を示す²⁹⁾。図の横軸にある U/C0 は 3.1 節で述べたインペラ周速 U と膨張タービンでの理論断熱噴出速度 C0 の比である。半径流式膨張タービンでは、この U/C0 とタービン効率に相関関係があり、U/C0 が 0.65～0.7 で効率が最大となる³²⁾。性能試験の結果より、図 3.1-5 (a) 及び (b) のフルブレードインペラについては、U/C0 が 0.65 以上の範囲においてタービン効率は 70% を超え、最高で約 72% の結果を得た。一方、図 3.1-5 (c) のスプリットインペラでは、U/C0 が 0.65 以上の範囲において、タービン効率は 67～70% となり、フルブレードインペラと比較してタービン効率は低い結果となった。図 3.1-5 (a) 及び (b) での性能の比較では、羽根枚数（タービンインペラ出口部の流路断面積）の違いによるタービン効率への影響を確認するのが目的であったが、今回の試験結果より、今回の仕様条件では、タービン効率への大きな影響はないことが確認された。一方、スプリットブレードインペラのタービン効率低下については、三つの要因が考えられ、第一にスプリット羽根およびノズル角度による流れ損失の増加、第二に羽高さの違いによる漏れ損失の増加、第三にインペラ出口の羽根枚数 8 枚による流れ損失の増加である。タービン効率低下の原因については、今後さらに試験条件を変更した試験が必要となる。

今回の試験結果より、実証用ネオン冷凍機の試験に使用する膨張タービンでは図 3.1-5 (a) のインペラを採用することとした。以上の検討と性能試験結果

より、評価用膨張タービンでは表 3.5-2 に示す仕様での運転が可能であることを検証した。

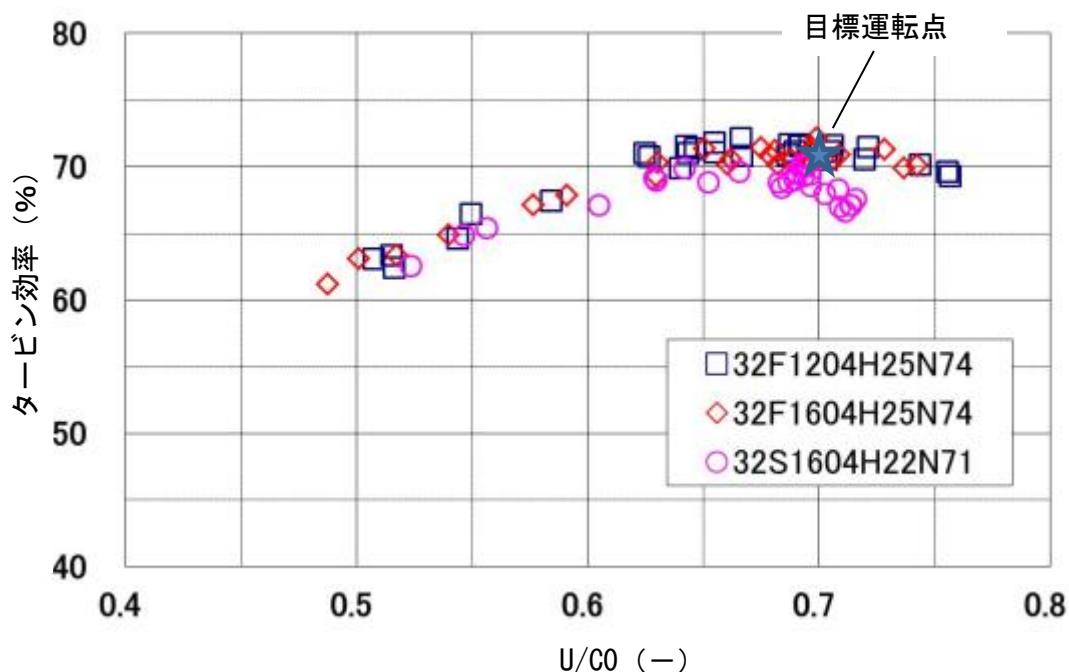


図 3.5-2 膨張タービンの性能試験結果

表 3.5-2 評価用膨張タービンの仕様

項目	仕様
流体	ネオン
入口温度 K	68
出口温度 K	55.5
入口圧力 MPaA*	1
出口圧力 MPaA*	0.5
断熱効率 %	70
流量 g/s	300
インペラ外径 mm	32
タービン回転数 rps	1200
軸受形式	磁気軸受
制動方式	発電機制動

* MPaA は絶対圧力を示す

第 4 章 ターボ圧縮機の開発

超伝導電力機器の実用化において重要である機器の小型化やメンテナンス間隔の長期化において最も課題となるは冷凍機の作動ガスを圧縮する圧縮機であると言っても過言ではない。なぜなら、既に述べている通りスターリング冷凍機を始めとする蓄冷式冷凍機では作動ガスを圧縮（膨張）する機構に摺動部があるためメンテナンス間隔の長期化が難しい。またタービン式冷凍機であるヘリウム冷凍機においても作動ガスの圧縮にはスクリュー式圧縮機が用いられるため摺動部があるだけでなく、摺動部の内部潤滑と圧縮効率を高めるために潤滑油を摺動部に噴射している。そのため作動ガスから油分を分離する油潤滑などの周辺機器が必要となり装置の小型化が困難である。

そこで、本研究では作動ガスの圧縮にターボ圧縮機を用いることにより、冷凍機の小型化とメンテナンス間隔の長期化を目指した。そこで、ターボ圧縮機を開発するための詳細な検討、試作及び性能試験を実施した。

ターボ圧縮機の開発に必要となるターボ圧縮機出入口の温度等の設計条件は、膨張タービンと同様に、第 2 章の基本サイクルの検討結果より与えられる。ターボ圧縮機の設計条件を表 4-1 に示す。

表 4-1 ターボ圧縮機の設計条件

項目	仕様
流体	ネオン
入口温度	°C 30
入口圧力	MPaA [*] 0.5
出口圧力	MPaA [*] 1
圧力比	2.0
断熱効率	% 65～70
流量	g/s 300

^{*}MPaA は絶対圧力を示す

ターボ圧縮機は冷凍機の投入電力のほとんどを消費する機器であり、またメンテナンス間隔の長期化や小型化を実現するために以下の要素について設計上の配慮が必要となる。

- 1) 冷凍機の小型化やコストを配慮した圧縮機段数の決定
- 2) モータ容量、インペラ等の遠心強度を考慮した主軸回転数の決定

4.1 ターボ圧縮機の構造と機能³³⁾

冷凍機において所定の流量と圧力比を得るためにまずはターボ圧縮機の段数を決定する必要がある。ターボ圧縮機では、熱サイクルの理論上では断熱圧縮となるが、段数が増えると理論的には等温圧縮に近づきサイクルの理論的な効率が向上するため、段数が多い方が冷凍機の高効率化が期待できる。しかしながら実際の圧縮サイクルでは、圧縮機で圧縮された作動ガスの圧縮熱を除去するため、各段の出口側（二次側）にクーラーを配置する必要があり、段数の増加はクーラーの増加による冷凍機全体の圧力損失の増加を意味し、冷凍効率が低下するだけでなくコストの上昇や設置スペースの増加につかがる。一方、ターボ圧縮機の設計では1段あたりの圧力比（圧縮機ヘッド）に設計上の制約があるため、この点も考慮する必要がある。本研究の冷凍機のサイクル仕様におけるターボ圧縮機の段数は2段もしくは3段程度が適当であるが、今回のターボ圧縮機の設計では2段圧縮とした。図4.1-1にターボ圧縮機の構造を示す。ターボ圧縮機を2段とすることで、主軸の両端にインペラを配置する構造とし、圧縮機の小型化を図った。またこのインペラの配置では、各段のインペラの圧力差によって生じる軸方向の推力が互いに打ち消し合って、軸方向の軸受負荷を軽減できるといったメリットがある。主軸の駆動方式は、メンテナンスフリーと高効率を得るためにダイレクトドライブ方式とし、主軸の中央部に高周波モータを配置した。高周波モータは高周波インバータにより回転数制御され、冷凍機の負荷変動に応じて圧縮機を可変速運転することができる。また主軸の回転による流体の摩擦損失とモータ損失（銅損失と鉄損失の和）による発熱を除去するために、モータの外側には水冷式の冷却ジャケットを設けていている。

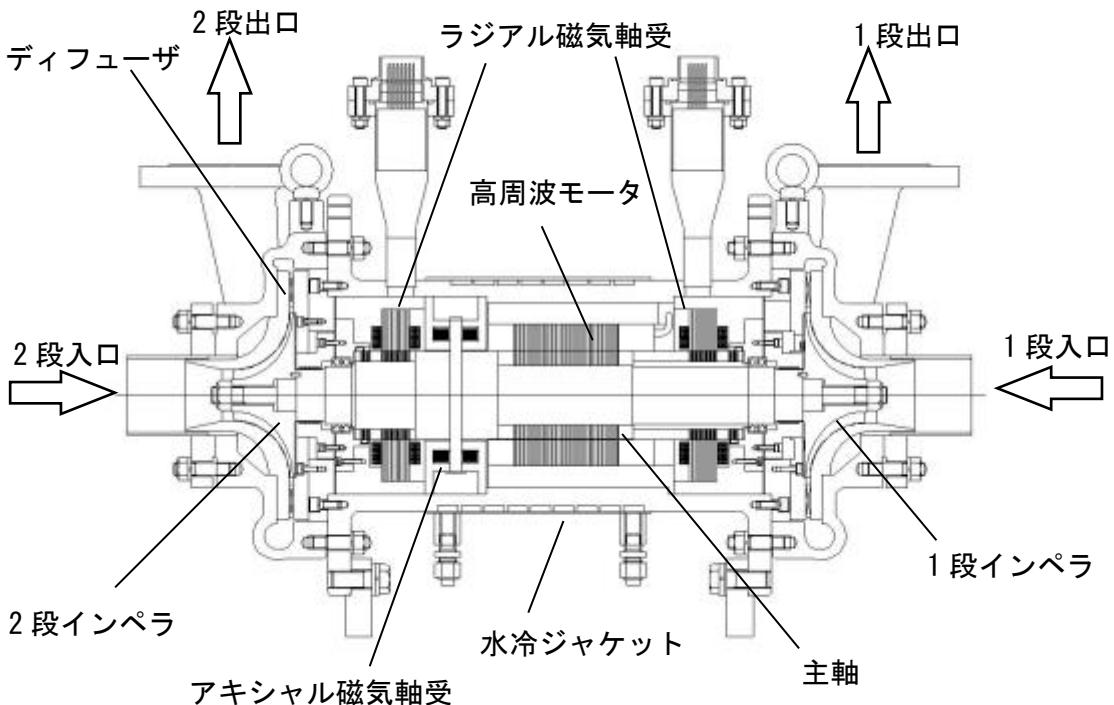


図 4.1-1 ターボ圧縮機の構造

ターボ圧縮機の設計においてモータ容量と主軸の回転数は重要な項目である。圧縮機の軸動力は、圧縮機の理論圧縮動力と目標とする断熱効率（65%）から46 kW となり、圧縮機駆動用モータの定格容量を 60 kW とした。主軸を支持するための軸受には、膨張タービンと同様に非接触支持が可能となる 5 軸制御磁気軸受を採用した。半径方向を支持するラジアル磁気軸受と軸方向を支持するアキシャル磁気軸受とを高周波モータの両外側に配置している。

ターボ圧縮機で所定の圧力比を得るためにインペラ外周部に十分な周速度が必要となる。そのためインペラの回転数が高いほど必要な周速度が得られるインペラ外径は小さくなりインペラの摩擦損失を低減することができる。一方で、モータや主軸には大きな遠心応力が作用し、材料強度の限界がある。この両方の制約を考慮し、本ターボ圧縮機の設計回転数を 617rps とした。また、617rps における圧力比は 2.2 とし、表 4-1 に記載の圧力比 2.0 に対して若干の余裕を持たせる目標を設定した。

既に述べた通り本研究のターボ圧縮機は 2 段圧縮としているが、段数の検討は表 4-1 のターボ圧縮機の設計条件を元に式(4.1-1) で計算される比速度 N_s から判断される。

$$Ns = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0.75}} \quad (4.1-1)$$

Ns : 比速度、n : 圧縮機回転数、Q : 圧縮機体積流量、H : 圧縮機ヘッド

比速度は圧縮機の効率に大きく影響し、実用的な比速度の範囲は80～1500(rpm, m³/min, m)、特に高い圧縮機効率が得られる最適比速度は150～600とされている。表4-1に示した仕様から求めた1段と2段の比速度は147となり、さらに圧力比2.2を目標とした場合は107～138の範囲となる。したがって、高い圧縮機効率を得るには圧縮機のインペラやディフューザの形状設計は入念に行う必要があった。表4.1-1に圧縮機インペラの形状寸法を、図4.1-2に1段側圧縮機インペラとディフューザの写真を示す。所定の圧力比と必要なインペラ周速からインペラ外径は各段とも155 mmとした。

インペラ外周部の羽根高さは、1段目と2段目それぞれ4.0 mmと2.8 mmである。インペラ外周部の羽根高さが低くなるとインペラとシュラウド(固定壁)との隙間で生じる漏れ損失の影響が大きくなり、効率が低下する。これを補い

表4.1-1 圧縮機インペラの形状寸法

	1段側	2段側
材質		アルミ合金
インペラ径 (mm)		155
羽根枚数		18
羽根高さ (mm)	4.0	2.8
羽根形式	後ろ向き (バックワード形)	



図4.1-2 1段側圧縮機インペラとディフューザ

高い効率が得られるよう、インペラ外周部の羽根角度を回転方向に対して後ろ向きに傾けるバックワードインペラを採用した。また、インペラから出たガスの速度エネルギーを圧力上昇に変換するディフューザも、より高い性能が得られるよう、羽根付ディフューザとした。ディフューザは羽根枚数8枚と15枚の2種類を製作し、圧力特性やサージ特性などの違いを見ることとした。

4.2 ターボ圧縮機の性能試験

ターボ圧縮機の運転特性の把握は、冷凍機の設計において重要な事項である。例えばターボ圧縮機ではサージングという不安定現象があり、これを避けるよう冷凍機の設計や運転方法などに配慮が必要となる。そこで、ターボ圧縮機の運転特性を把握するため、単体試験設備を用いた評価試験を実施した。図 4.2-1 にターボ圧縮機単体試験設備の概略フローを、図 4.2-2 にターボ圧縮機単体試験設備の外観図を示す。試験装置はネオンガスの消費を最小限に抑えるよう閉サイクルとし、JIS B 8345「ターボ形ガス用プロワ・圧縮機の閉回路による試験及び検査方法」に基づいて試験を実施した³⁴⁾。圧縮機の圧力比や流量は、圧縮機吐出弁の開度と回転数の変更により調整される。閉サイクルの試験装置では、圧力比や流量を変更すると 1 段側の吸入圧力が変化してしまうため、1 段吸入圧力の上流側にガスチャージポートを設け、1 段吸入圧力が一定になるよう調整している。圧縮機の性能データとして各段の圧力と温度、および圧縮機流量や回転数などを測定した。各段での圧縮により昇温したネオンガスはインタークーラとアフタークーラにより常温まで冷却される。ターボ圧縮機の断熱効率 η_c は膨張タービンと同様の考え方で、可逆断熱圧縮と実際における断熱熱落差（エンタルピの差）の比で表され、式 4.2-1 で定義される。また、膨張タービンの場合では入口と出口の温度が 70 K 以下という非常に低温のため、ネオンガ

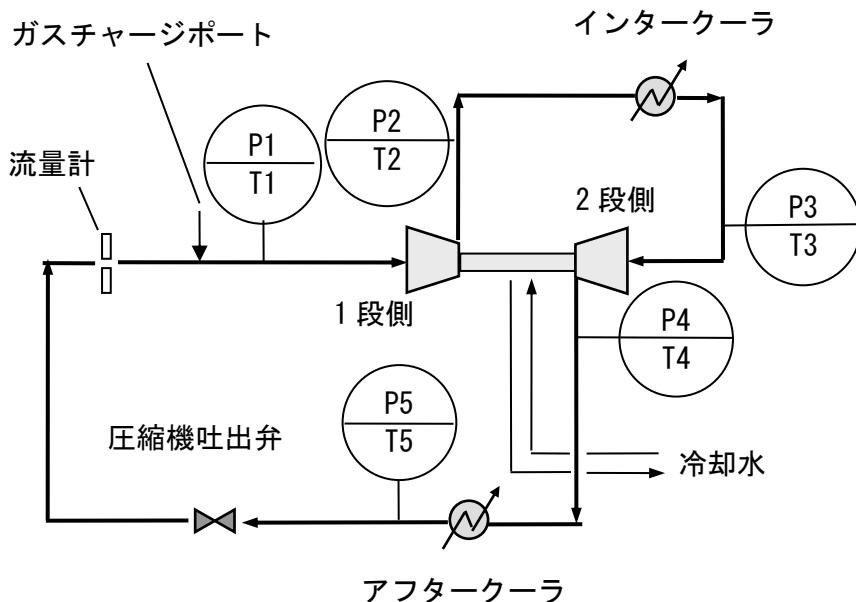


図 4.2-1 ターボ圧縮機単体試験設備概略フロー

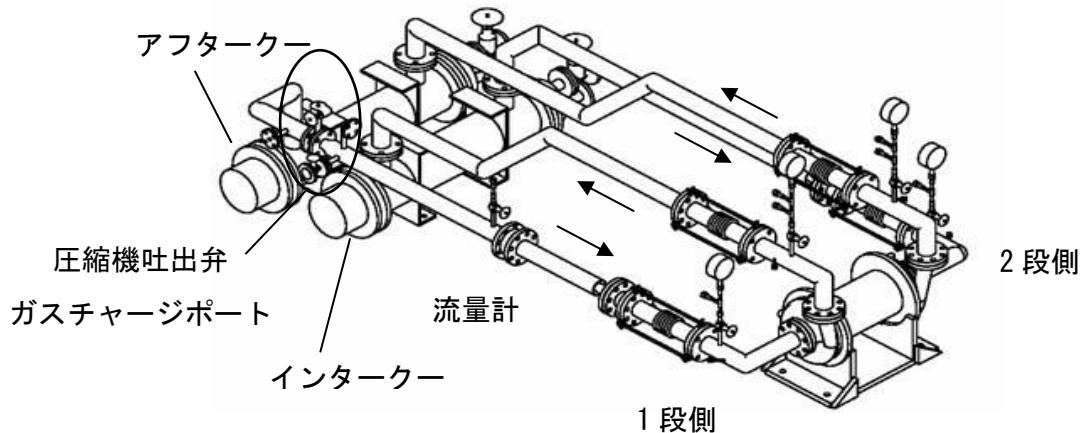


図 4.2-2 ターボ圧縮機単体試験設備外観図

スを理想気体として扱うと断熱効率の評価に誤差を生じることとなるが、ターボ圧縮機の場合は動作温度が室温よりも高く、断熱効率の評価を理想気体として取り扱っても差し支えない範囲である。理想気体の場合はエンタルピの代わりに温度を用いて式 4.2-2 および式 4.2-3 を用いて簡易的に表すことができる。

$$\eta_C = \frac{H_{2S} - H_1}{H_2 - H_1} \quad (4.2-1)$$

$$\eta_C = \frac{T_{2S} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (4.2-2)$$

$$T_{2S} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \right)} \quad (4.2-3)$$

ここで、 H_1 :ターボ圧縮機入口エンタルピ、 H_2 :ターボ圧縮機出口エンタルピ、 H_{2S} :断熱圧縮（等エントロピー変化）した時のターボ圧縮機出口エンタルピ、 T_1 :ターボ圧縮機入口温度、 T_2 :ターボ圧縮機出口温度、 T_{2S} :断熱圧縮（等エントロピー変化）した時のターボ圧縮機出口温度、 P_1 :ターボ圧縮機入口圧力、 P_2 :ターボ圧縮機出口圧力、 κ :ガスの比熱比（常温のネオン $\kappa=1.668$ ）

ターボ圧縮機の性能評価については 3 つのステップを経て進められた。まず作動流体に窒素を用いた等価試験により、回転機械として高速回転に支障がないかの確認と窒素での性能データを取得した。次にネオンでの性能データ取得

を実施し、さらにターボ圧縮機に改良を行い、試作タービン式冷凍機での運転特性確認を行った。

a 窒素ガスでの等価性能試験

ターボ圧縮機の運転初期の段階では、磁気軸受やインバータなどの各部の機能を調整する必要があり、技術的課題解決のための分解、組立も予想された。この場合、試験設備を開放するたびに高価で貴重なネオンを大気中に放出することとなるため、作動流体にネオンを使用しての本格的な性能試験を実施する前にネオンと物性が近い窒素でのターボ圧縮機の性能試験を実施した。実際の作動流体と異なるガスで試験する方法は前述した JIS B 8345 で規定されており、これに基づいて窒素による等価性能試験を実施している。

ネオンでのターボ圧縮機の設計回転数は 617 rps であるが、これと等価な窒素ガスの運転回転数は 518 rps となる。ネオンガスの設計流量は 300g/s であるが、これと等価な窒素の流量は 250g/s となる。

図 4.2-3 に窒素における圧力比と流量の試験結果を示す。縦軸はターボ圧縮機の圧力比、横軸はターボ圧縮機の流量であり、図の☆印が等価運転点（ネオンでのターボ圧縮機の設計点と等価）である。圧力比は 1 段吸入圧力と 2 段吐出圧力の比であり、1 段吐出から 2 段吸入までの配管、インターフューラーでの圧力損失を含んでいる。4.1 節で述べた通り、ディフューザについては羽根枚数 8 枚と羽根枚数 15 枚の 2 種類が製作され、図中の○印はディフューザ羽根枚数 8 枚での実測データ、△印はディフューザ羽根枚数 15 枚での実測データである。図中の曲線はディフューザ羽根枚数 8 枚での実測データを元に、ターボ圧縮機の相似則に従った各回転数での運転特性であり、ターボ圧縮機の各回転数における運転特性を把握しやすくするために図示している。

本試験の実施において、ターボ圧縮機を駆動するモータの冷却に関して技術的課題が顕在化したため、性能試験はディフューザ羽根枚数 8 枚では 300rps から 450rps の範囲、羽根枚数 15 枚では 300rps から 400rps の範囲での実施となった。

ターボ圧縮機では、ある回転数での試験結果を元に相似則により別の運転条件での運転特性を予測することが可能である。ディフューザ羽根枚数 8 枚における実測データと相似則による各回転数の性能曲線はよく一致しており、ターボ圧縮機の相似則が成立し、運転特性を評価するための温度、圧力、流量など

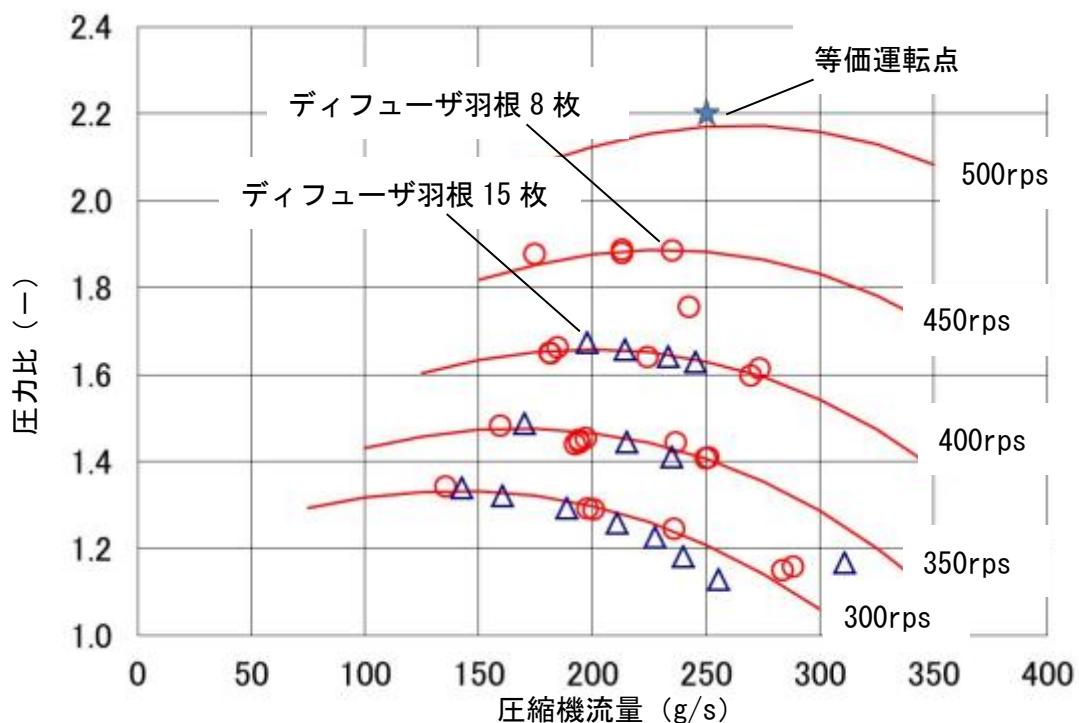


図 4.2-3 窒素における圧力比と流量の試験結果

の測定の精度が十分に確保できていることを確認した。

今回の羽根枚数 8 枚での試験結果を元にした相似則により 500rps での性能予想を行ったところ、窒素で圧力比 2.2 が得られる等価運転点（窒素での目標運転点、☆印）は 500rps 付近であることが分かり、当初予定の等価回転数 518 rps に近い性能が確認された。

ディフューザ羽根枚数 15 枚での圧力比は、羽根枚数 8 枚での圧力比と比較して、流量 250g/s を超える大流量側の範囲で圧力比が低下する傾向が見られた。

図 4.2-4 に窒素における圧縮機効率と流量の試験結果を示す。図中の実線は図 4.2-3 と同様に、ディフューザ羽根枚数 8 枚での相似則に従った各回転数での傾向を示している。

ディフューザ羽根枚数 8 枚 (○印) と 15 枚(△印)の圧縮機効率の傾向を比較すると最高効率はどちらも約 68%程度を示しているが、ディフューザ羽根枚数 15 枚の圧縮機効率は、圧力比の試験結果と同様に、大流量側にて効率が低下する傾向が確認された。

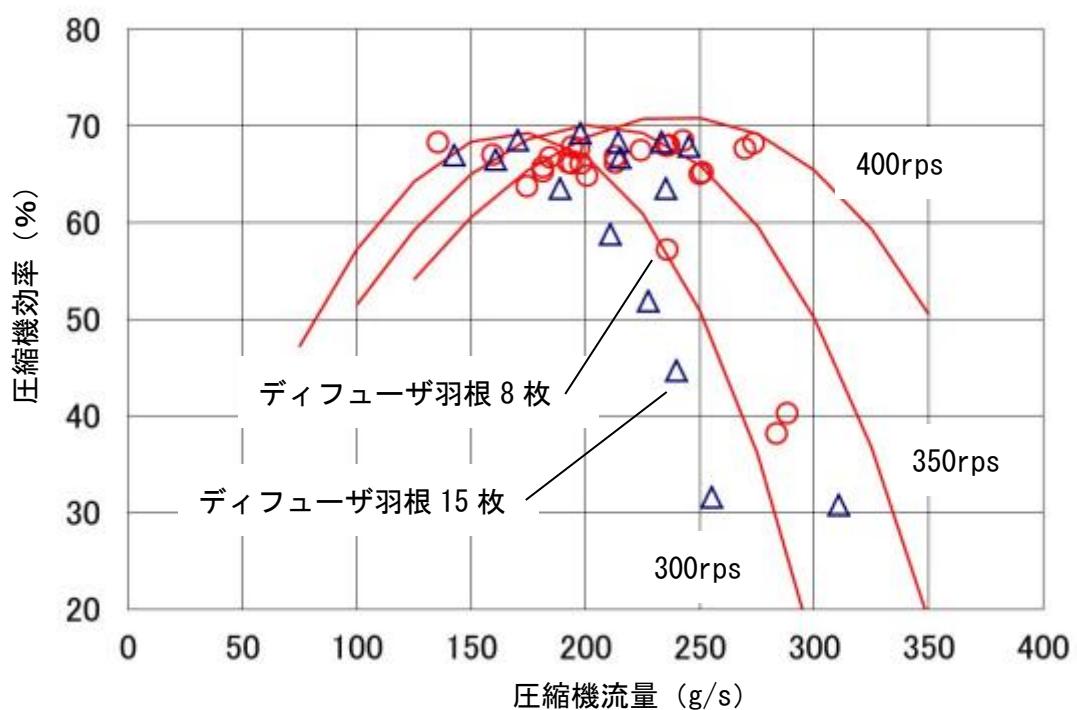


図 4.2-4 窒素における圧縮機効率と流量の試験結果

b ネオンガスでの性能試験

窒素での等価試験によってターボ圧縮機の運転特性や試験データの再現性を検証することができたので、試験回路内の作動流体を窒素からネオンへ置換してネオンによるターボ圧縮機の性能試験を実施した。

図 4.2-5 にネオンにおける圧力比と流量の試験結果を示す。ディフューザ羽根枚数 8 枚では 350rps から 570rps の範囲、ディフューザ羽根枚数 15 枚では 300rps から 500rps の範囲で試験が実施された。図中の実線は、ディフューザ羽根枚数 8 枚でのネオンでの実測データから得られた相似則の特性である。

また、図中の破線は圧縮機吐出弁の開度を一定に保持したままターボ圧縮機の回転数を変化させた時のターボ圧縮機の特性の変化を示したものである。

ディフューザ羽根枚数 15 枚では、窒素での試験結果と同様に、ディフューザ羽根枚数 8 枚と比較して圧力比が低下する傾向が見られ、ディフューザの羽根設計に起因する圧力比の低下が考えられた。圧力比低下が特に大流量側で顕著であることから、ディフューザ入口部での衝突損失に着目し、羽根形状の改良を実施し、性能試験を実施した。図中の□が試験結果であるが、回転数 400rps での圧力比を比較すると、圧力比は、従来の羽根枚数 15 枚の結果よりも改善さ

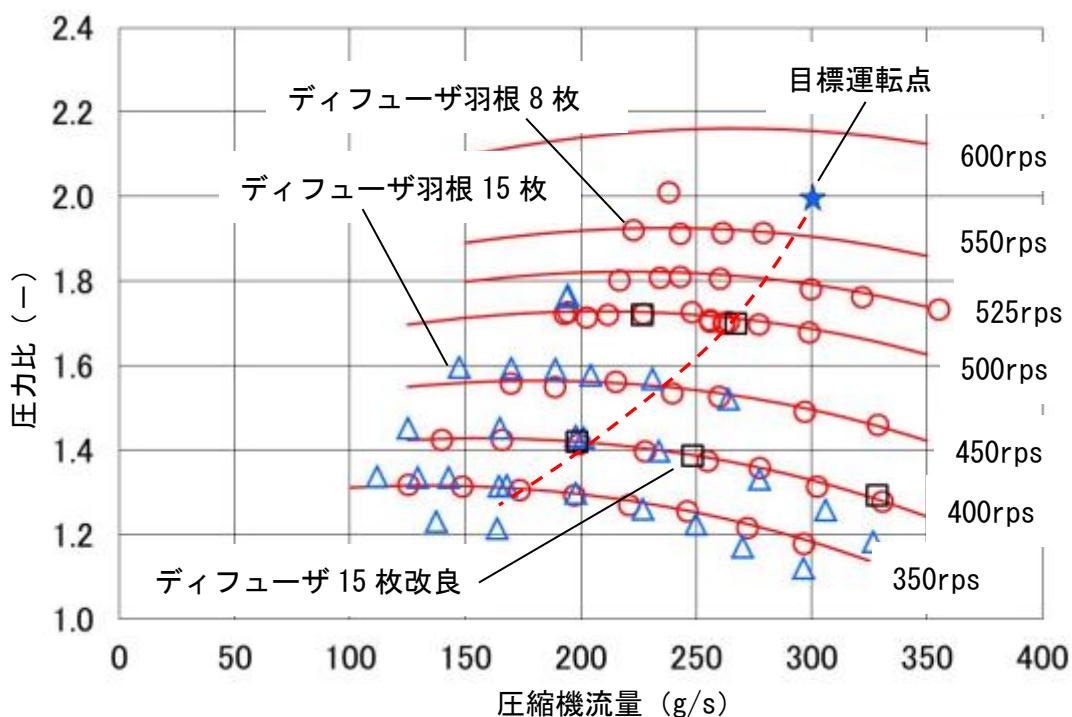


図 4.2-5 ネオンにおける圧力比と流量の試験結果

れ、8枚での圧力比と同等の性能を得ることができた。

本試験の実施期間中に、窒素での性能試験中に顕在化したモータ冷却に関する課題への改良も合わせて実施し、570rpsまでの運転が可能となった。これにより、ネオンにおいて570rpsにて圧力比2.0を達成することができた。また、目標とする圧縮機流量300g/sでの圧力比2.0は回転数が550～600rpsで達成できる見通しを得た。

ターボ圧縮機では流量が低下すると圧力振動を伴うサージ現象が懸念されるため、450rpsにてサージ試験を実施した。その結果、ディフューザ羽根枚数15枚では、羽根枚数8枚よりも低流量での運転が可能であることが確認できた。

詳しくは第6章で述べるが、冷凍機の運転では冷凍能力の調整方法として、ターボ圧縮機の回転数を変更する方法を採用する予定である。この場合、ターボ圧縮機の運転特性は膨張タービンの冷媒流量に依存する。膨張タービンの流量は、タービン入口の温度と圧力の平方根に比例し、この挙動は、本試験において圧縮機吐出弁を一定の状態でターボ圧縮機の回転数を変化させることで模擬できる。圧縮機吐出弁をターボ圧縮機の設計運転点(圧力比2.0、流量300g/s)となる弁開度に調整し各回転数での圧力比と流量を確認した結果、ターボ圧縮機の回転数の変更により、ターボ圧縮機の運転点がサージ現象の発生領域に近づくなどの問題がないことを確認した。

以上の結果より、サージ現象に対して運転領域が広い改良型の羽根枚数15枚ディフューザを採用することとした。

図4.2-6にネオンにおける圧縮機効率と流量の試験結果を示す。図には各回転数での効率特性が分かるよう、羽根枚数8枚の400rps、450rps、500rpsおよび羽根枚数15枚の400rpsにおける試験データを連ねた特性曲線を図示している。特性曲線は図4.2-3の記述で述べたように、ターボ圧縮機の相似則を元にしたものである。

各ディフューザの400rpsでの効率を比較すると、羽根枚数15枚では、羽根枚数8枚と比較して大流量側で効率が大きく低下していることが分かる。圧縮機流量300g/s、回転数400rpsの運転条件で比較すると、羽根枚数8枚では約60%の効率を得ているのに対し、羽根枚数15枚では約45%程度となっている。そして、図4.2-5で述べたように、羽根枚数15枚のディフューザにおける羽根形状の改良の結果、改良後の羽根枚数15枚(□印)では、羽根枚数8枚と同等の圧縮機効率が得られていることが確認できた。

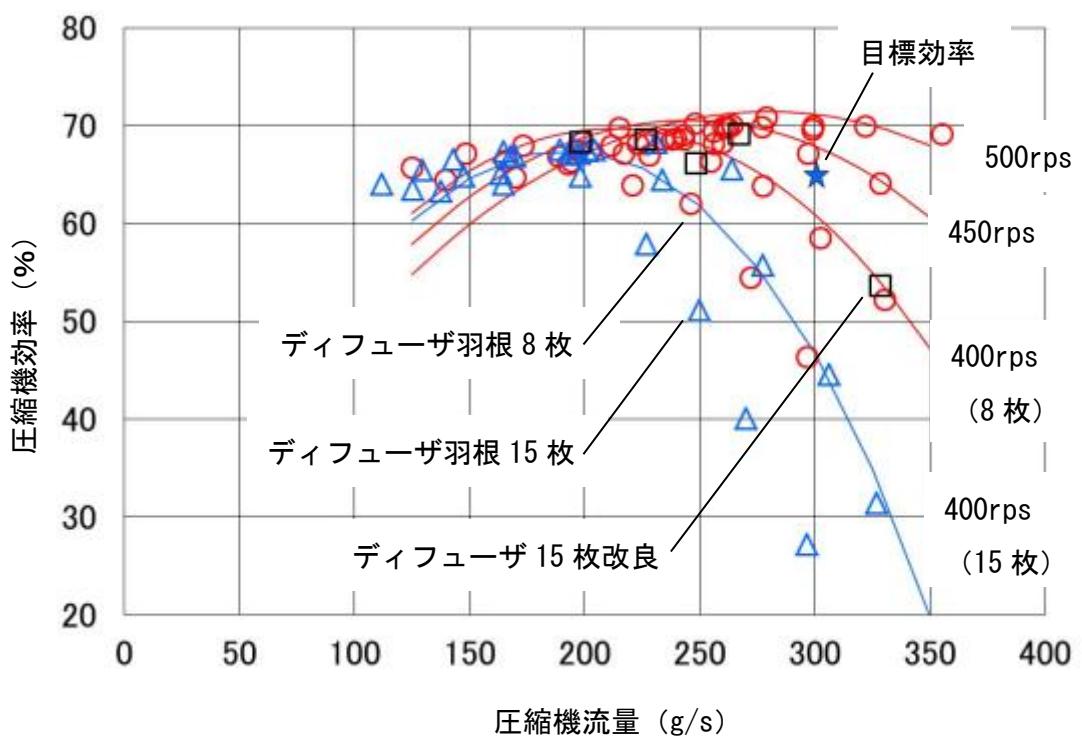


図 4.2-6 ネオンにおける圧縮機効率と流量の試験結果

仕様流量 300g/s での圧縮機効率は、500rps 以上では 67~70%を得られることも確認することができた。ターボ圧縮機の理論上、圧縮機回転数が増加すると圧縮機効率は上昇傾向となるため、目標性能である圧力比 2.0、圧縮機流量 300g/s における圧縮機効率は約 70%が期待できる。

c 試作タービン式冷凍機での運転特性確認

ターボ圧縮機の目標達成及び冷凍機性能向上を目的として、平成 23 年度に 3 つの改良策を実施した。第一にシュラウドクリアランス（インペラと固定壁の隙間量）の最適化による漏れ損失の低減。第二に中間羽根インペラへの変更による流れ損失の低減、第三にモータ冷却構造の改良によるモータ温度の低減である。

これまでに実施した単体試験では、磁気軸受の制御特性において確認すべき項目もあったため、万一の制御トラブルも考慮し、シュラウドクリアランスを大きめに設定し組立てを実施していた。その後の単体試験において磁気軸受の制御特性についても十分な確認ができたため、シュラウドクリアランスを減少させ、漏れ損失の低減を図ることとした。

さらに、圧縮機インペラ入口部での流れ損失の影響を確認するため、スプリット羽根インペラでの運転確認を行うこととした。

また、これまで圧縮機を駆動するモータの温度上昇により、目標運転点である流量 300g/s、圧力比 2.0 の運転が困難であった。そこで、圧縮機ボディの冷却構造の見直しを行った。

改良されたターボ圧縮機は、試作タービン式冷凍機におけるレシプロ式圧縮機の代替として冷凍機に接続され、運転特性の確認が行われた。図 4.2-7 に冷凍機に接続されたターボ圧縮機の写真を示す。これまで圧縮機流量 300g/s、圧力比 2.0 を得るために使用されていたレシプロ式圧縮機と比較して、大幅な設置容積の低減が図られていることが写真より見て取れる。さらに、レシプロ式圧縮機で必要であった、強固なコンクリート基礎などの付帯構造物も不要とすることができた。



図 4.2-7　冷凍機に接続されたターボ圧縮機

図 4.2-8 に試作タービン式冷凍機での圧縮機の圧力比と圧縮機流量の試験結果を示す。本試験では、先のネオンでの単体試験において改良された羽根枚数 15 枚の改良型ディフューザが使用されている。また、上記 3 点の改良を施したターボ圧縮機を使用している。本試験での冷凍機運転では、ターボ圧縮機の回転数を 400rps から 575rps の範囲で運転をおこなったが、このうち 500rps 以上のデータについて図示した。

今回の改良により、モータ冷却構造の改良の効果が得られ、圧縮機回転数 575rps にて目標運転点である圧縮機流量 300g/s、圧力比 2.0 での運転が可能であることを確認した。

本試験では、ターボ圧縮機が実際の冷凍機の運転範囲において使用可能であるかを確認することも目的の一つであった。そこで、冷凍機冷却温度 65K および 80K における各回転数でのターボ圧縮機運転特性を確認した。特に冷却温度 80K での運転では、膨張タービンの流量がタービン入口温度の平方根に比例して減少するため、冷却温度 65K での運転よりもターボ圧縮機の運転がサージ現象の発生領域に近づくといった課題があった。確認試験の結果、図の点線で示す運転特性となり、冷却温度 80K においてもサージ領域に交わることなくターボ

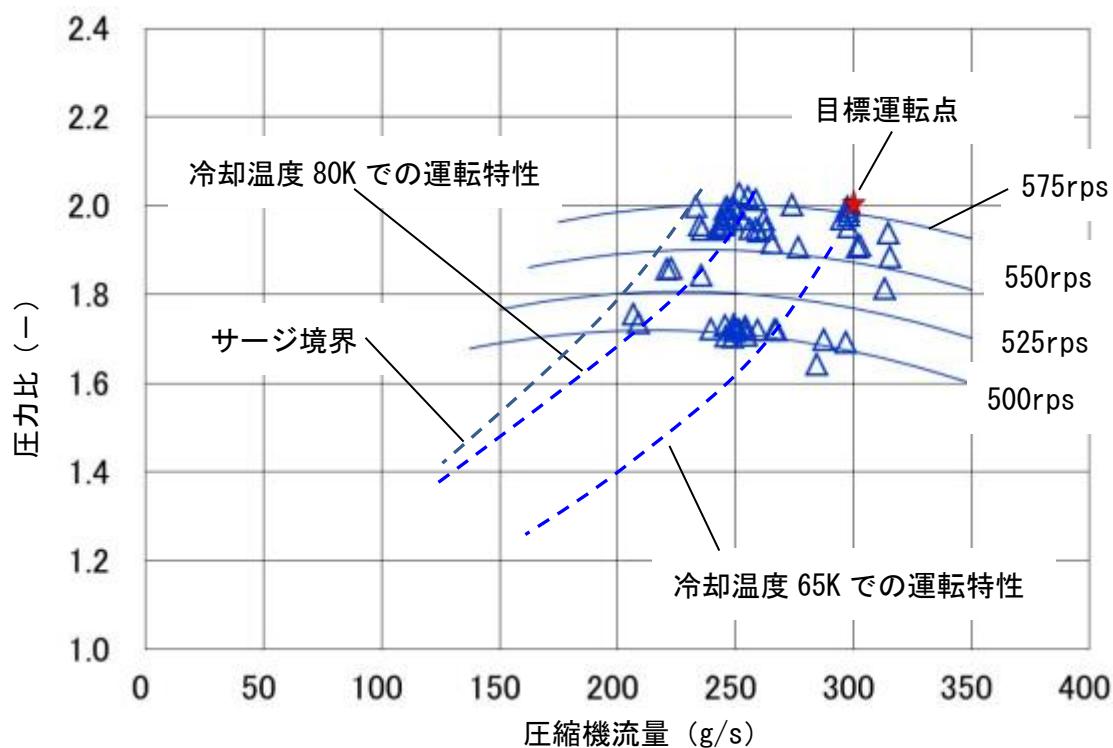


図 4.2-8 冷凍機における圧力比と流量の試験結果

圧縮機を安定して運転できることを確認した。

図 4.2-9 に試作タービン式冷凍機での圧縮機効率と圧縮機流量の試験結果を示す。図 4.2-8 と同様に圧縮機回転数 500rps 以上のデータについて図示している。

本試験では、初めて目標運転点（圧縮機流量 300g/s、圧力比 2.0）での圧縮機効率が測定でき、68~72%の結果を得られた。一方で、本試験では圧縮機インペラ入口部の損失低減を目的に圧縮機インペラへの中間羽根方式の採用、およびシュラウドクリアランスの最適化を実施したが、図 4.2-6 の圧縮機効率と比較して圧縮機効率の大きな改善は見られなかった。

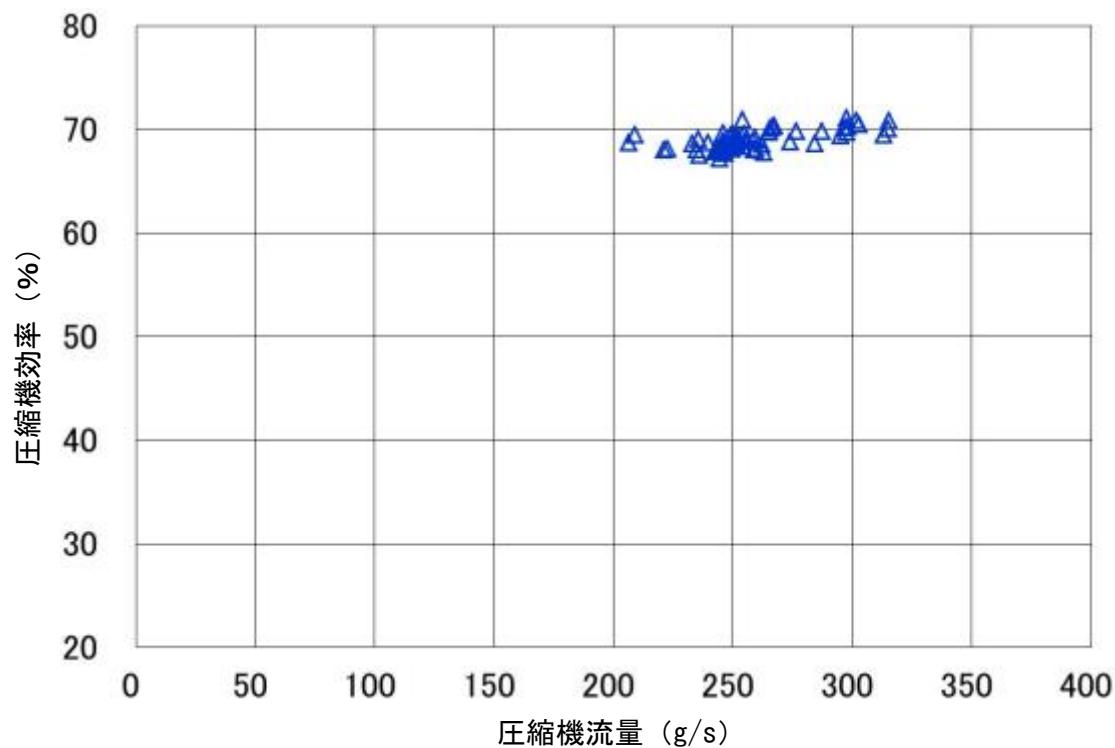


図 4.2-9 冷凍機における圧縮機効率と流量の試験結果

以上の検討と性能試験結果より、評価用ターボ圧縮機では表 4.2-1 に示す仕様での運転が可能であることを検証した。

表 4.2-1 評価用ターボ圧縮機の仕様

項目	仕様
流体	ネオン
入口温度 K	300
入口圧力 MPaA [※]	0.5
出口圧力 MPaA [※]	1.0
断熱効率 %	68
流量 g/s	300
圧縮機段数	2
インペラ外径 mm	155
圧縮機回転数 rps	575
軸受形式	磁気軸受
駆動方式	ダイレクトドライブ

4.3 低温圧縮試験

ターボ圧縮機の動力 L は式 4.3-1 に示すようにターボ圧縮機の入口温度 T_1 に比例するため、LNG などの余剰寒冷が利用できる場合、ターボ圧縮機の入口温度を下げて低温圧縮することでネオン冷凍機の COP の向上が期待できる。例えば、ターボ圧縮機の入口を LNG と熱交換させて 300 K から 150 K に変更するとターボ圧縮機の動力は 1/2、COP は 2 倍となる³⁵⁾。

$$L = \frac{\dot{m}}{\eta} \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} \quad (4.3-1)$$

ここで、 \dot{m} :質量流量、 η :断熱効率、 R :ガス定数、 κ :比熱比、 P_1 :入口圧力、 P_2 :出口圧力である。

圧縮機の入口が 150 K (-120°C) という低温で動作する数 kW クラスの小型ターボ圧縮機はヘリウム冷凍機などで開発された例はあるが、数十 kW クラスのターボ圧縮機は実例がない。そこで、今回開発したターボ圧縮機の圧縮部を低温環

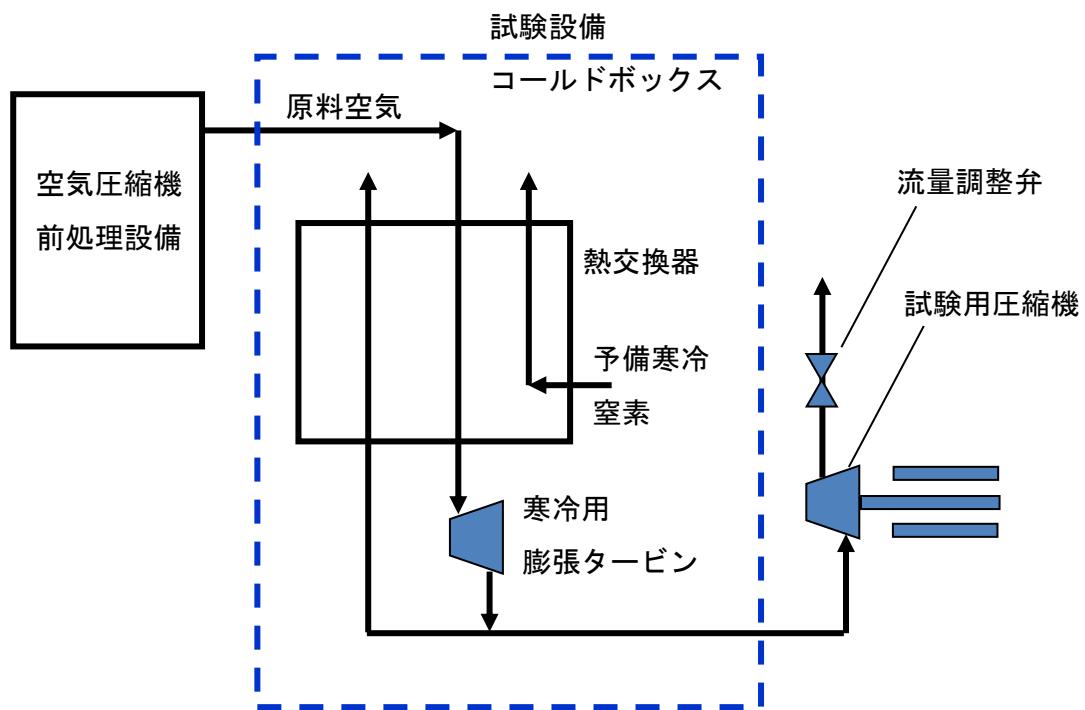


図 4.3-1 低温圧縮機試験概略フロー

境とした場合の磁気軸受や高速モータへの影響、期待される性能を実際に低温試験で確認した。

図 4.3-1 に低温圧縮試験の概略フローを示す。本研究で試作したターボ圧縮機の 1 段側インペラを羽根がないダミーディスクに交換し、2 段側インペラを低温圧縮部として評価試験を実施した。概略フロー図に示すように評価試験では、別置きの空気圧縮機で圧縮された圧縮空気が前処理吸着器で水分と炭酸ガスが除去され熱交換器へと送られる。熱交換器で乾燥空気は戻り空気との熱交換により温度が下がり、寒冷発生用膨張タービンで断熱膨張することで-100°C 程度の低温空気が作り出される。低温圧縮試験では、寒冷発生用膨張タービン出口の低温空気を低温圧縮部に導入した。図 4.3-2 に低温圧縮試験の写真を示す。2 段側のターボ圧縮機ケーシングは低温空気により霜で白くなっているが、ターボ圧縮機の磁気軸受やモータは常温、もしくはそれよりも高い温度で動作し、開発したターボ圧縮機を低温圧縮機として運転することが可能であることを確認した。

本試験では、低温圧縮におけるターボ圧縮機の構造上の課題の確認および、運転温度によるターボ圧縮機の運転特性についての確認が目的であった。そのため本試験では、インペラやディフューザについて新たな設計や製作は行わず、



図 4.3-2 低温圧縮機試験状況

これまでの常温のネオンや窒素での性能試験と同一のインペラおよびディフューザ（羽根枚数 15 枚改良型）を使用した。そのため、圧縮機効率については圧縮機入口温度 -70°C および -100°C 共に約 55% であった。

図 4.3-3 に圧縮機回転数 550rps、入口温度 -70°C および -100°C での圧力比と圧縮機流量の試験結果を示す。試験では、寒冷用膨張タービンからの低温空気を分岐して試験用圧縮機に供給するため、圧縮機入口温度および試験設備の熱バランスを保ちつつ、ターボ圧縮機の運転条件を変える必要があり、結果的に -70°C で 3 点、 -100°C で 4 点のデータを採取した。この他に -20°C から -70°C の領域においても運転データを採取し、ターボ圧縮機の運転特性を確認している。これらの結果から、圧縮機回転数 550rps、入口温度 20°C 、 -70°C および -100°C で予想される圧縮機運転特性を図に実線で示している。実線の運転特性はこれまでの試験と同様に、ターボ圧縮機の相似則を利用して図示された結果である。

ターボ圧縮機では、理論上、圧縮機の入口温度が低下すると流体の音速が低下する物性上の理由により、同一のインペラ周速に対する圧力比が増加する。本試験でも 550rps の運転において、圧縮機入口温度 -100°C では最高圧力比が約 2.0 であるのに対して、 -70°C では約 1.8 という結果を得た。

以上の結果より、LNG などの余剰寒冷が利用できる場合では、低温圧縮サイクルを採用することにより、圧縮機 1 段で圧力比 2 が得られ、圧縮動力が常温の約半分で冷凍機サイクルが成立することを実際の運転で確認することができた。ただし、本サイクルの実用化には、第 2 章で述べた最適な圧力比や圧縮機流量などを再検討し、より高い効率が得られる圧縮機インペラおよびディフューザを新たに設計する必要がある。

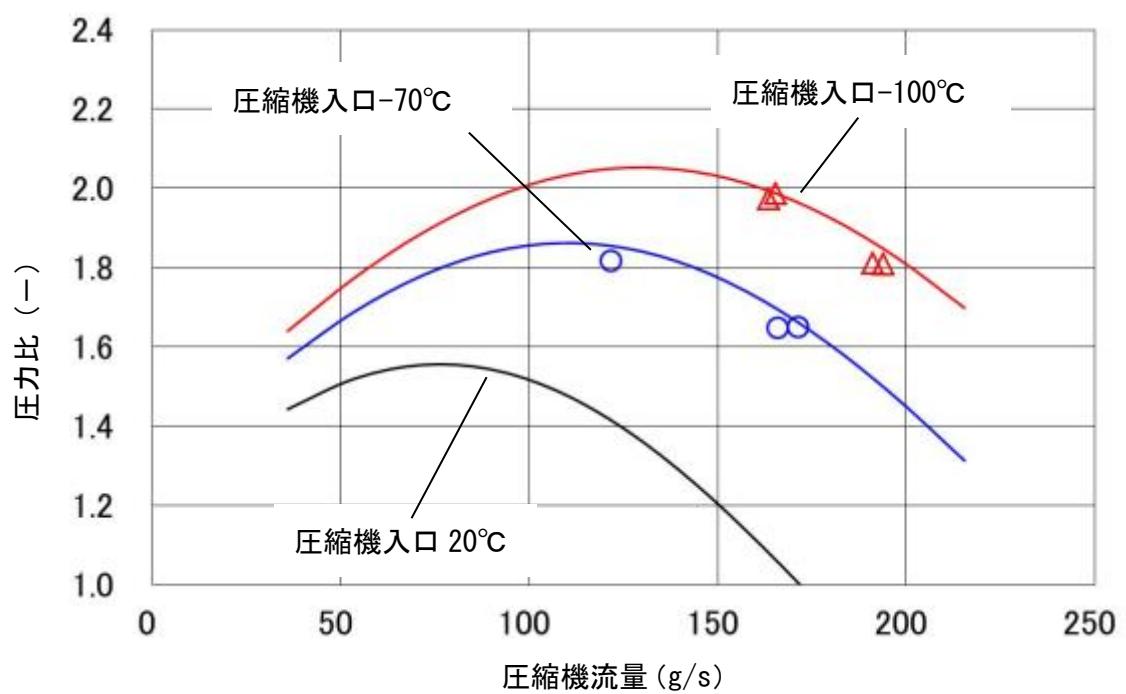


図 4.3-3 低温圧縮試験結果

第 5 章 热交換器の開発

本研究の冷凍機では、膨張タービンに供給される高圧側ネオンとターボ圧縮機に戻る低圧側ネオンとを熱交換させる主熱交換器、膨張タービンで生成した寒冷と液体窒素とを熱交換させるサブクール熱交換器の 2 種類の熱交換器を用いた。いずれの熱交換器もアルミプレートフィン形の熱交換器を採用した³⁶⁾。アルミプレートフィン形熱交換器は、工業ガス（酸素、窒素、アルゴン）を製造する空気分離装置などの低温装置で広く用いられ、小型で高い熱交換効率が得られることを特徴としている。しかしながら、本研究におけるネオン冷凍機への適用では以下の課題があった。

冷凍機の主要構成機器のうち、主熱交換器は膨張タービンやターboro圧縮機と比較して機器寸法が大きいため、実用レベルの冷凍機を実現するには、目標の冷凍機性能を達成しつつ、熱交換器寸法を最小限に抑える必要がある。

また、サブクール熱交換器については、液体窒素の運転温度が液体窒素の凝固温度に近いため、サブクール熱交換器には液体窒素の凝固を防ぐ工夫が必要である。

5.1 主熱交換器の検討²⁹⁾

これまでの研究で試作されたタービン式冷凍機では、主熱交換器としてアルミプレートフィン形熱交換器が 5 ブロック組み込まれていた。図 5.1-1 に主熱交換器の写真を示す。主熱交換器は各ブロックが同一形状であり、幅 290mm、奥行 270mm、高さ 1300mm であった。

2.2 節に述べたとおり、冷凍機の効率 (COP) や冷凍能力は、熱交換器の効率（伝熱面積）、膨張タービンおよびターboro圧縮機の効率に大きく依存する。そこで、本研究で製作される実証用ネオン冷凍機での主熱交換器ブロック数を決定するため、主熱交換器のブロック数および回転機械（膨張タービンやターboro圧縮機）の断熱効率の条件を変えた場合の冷凍機の COP や冷凍能力の性能予測を行った。この性能予測の計算モデルは、基本サイクルの検討とは異なり、プロセスシミュレーションプログラムである “g PROMS” 及びガス物性プログラムで



図 5.1-1 試作タービン式冷凍機 主熱交換器写真

ある“REFPROP”を組み込み、主熱交換器や配管の圧力損失を考慮したモデルとなっている^{37, 38)}。ターボブレイトン冷凍機では膨張タービンで発生する仕事をターボ圧縮機の動力として回生することが可能なため、COP の検討では動力の回生を含めている。動力の回生では、膨張タービンやターボ圧縮機の流体摩擦損失やインバータでの電気的な損失により膨張タービンで発生される仕事の一部が失われる。そこで各回転機械に機械効率を与え計算に加味している。性能予測に用いた計算条件は以下のとおりである。

ターボ圧縮機圧力比 : 2.20

ターボ圧縮機入口圧力 : 0.455 MPa (A)

回転機械の機械効率 : 0.8

ターボ圧縮機の設計仕様の圧力比は 2.0 であったが、最高回転数での運転が可能となった場合に期待できる圧力比 2.2 を使用した。これに伴い、サイクルの最高圧力である 1.0 MPa (A) に合わせてターボ圧縮機の入口圧力は 0.455 MPa (A) とした。回転機械（膨張タービンおよびターボ圧縮機）の機械効率については 0.8 としているが、本予測計算の時点では各種損失の実測データはなかったため仮定値である。

表 5.1-1 に性能予測結果を示す。性能予測では、冷却温度 65K および 80K において主熱交換器（主熱交）のブロック数を 5 ブロック、4 ブロック、3 ブロックについて検討した。回転機械の断熱効率については 65%（5 ブロックのみ）と 70%について検討を行った。性能予測結果より、回転機械（膨張タービン及びターボ圧縮機）の断熱効率が 70%を達成することができれば、主熱交換器は 5 ブロックから 3 ブロックへ削減しても、目標の冷凍機性能が達成できる見込みとなることを確認できた。

しかしながら、検討を実施した段階では、ターボ圧縮機の断熱効率は 65%にとどまり、断熱効率 70%を得るには更なる改良が必要な状況であった。そこで、本研究では冷凍機の目標性能達成を優先し、主熱交換器のブロック数を 4 ブロックとした。

表 5.1-1 主熱交換器ブロック数と冷凍機性能予測

冷却 温度 (K)	ブロック 数	回転機械 断熱効率 (%)	COP	冷凍 能力 (kW)	主熱交 効率	膨張比
65	5	65	0.0453	2.5	0.991	1.97
65	5	70	0.0538	2.7	0.991	1.97
65	4	70	0.0526	2.6	0.988	2.01
65	3	70	0.0497	2.5	0.984	2.04
80	5	65	0.0589	3.2	0.991	1.95
80	5	70	0.0698	3.5	0.991	1.95
80	4	70	0.0695	3.4	0.988	1.99
80	3	70	0.0672	3.3	0.984	2.02

5.2 サブクール熱交換器の検討²⁴⁾

本研究におけるサブクール熱交換器にアルミプレートフィン形熱交換器を採用したことは既に第5章で述べているが、本研究ではサブクール熱交換器として3つの形式の熱交換器が候補となった。まず始めにチューブコイル浸漬形、次にアルミプレートフィン形、そして多重螺旋管形である。

図5.2-1にチューブコイル浸漬形熱交換器の模式図を示す。膨張タービンで温度降下したネオンが流入するチューブコイルが、循環液体窒素の流れるタンクに収納される。窒素の凝固温度以下となるネオンによりチューブコイルの外表面には窒素が凝固して付着する。ネオンと循環液体窒素とはチューブコイルと凝固した液体窒素とを通じて熱交換するため、所定の液体窒素温度を得るためのネオン温度は必然的に低くなる。そのため2.1節で述べた効率的な冷却システムの実現に対しては有効な方法ではないと判断した。

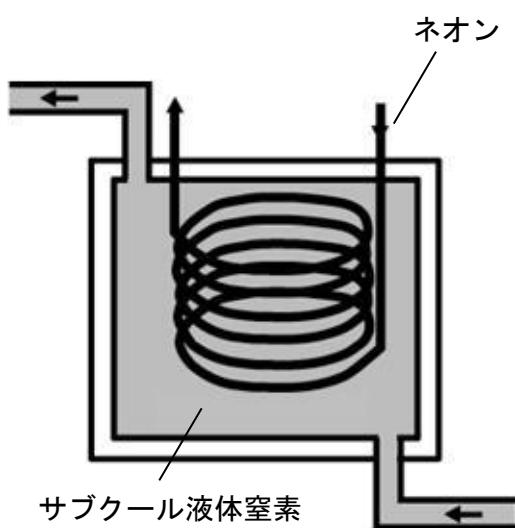


図5.2-1 チューブコイル浸漬形熱交換器模式図

2.1節で述べているが、効率的な冷却システムを実現するには、寒冷源のネオンと液体窒素との温度差を小さくし、冷凍機の運転温度を高く維持できるサブクール熱交換器が不可欠であった。最も簡易な方法は、窒素の凝固温度以上のネオンで冷却することであるが、既に2.2節で述べた通り、冷凍機が高い効率を得るには高圧側と低圧側のネオンの圧力比は2.0程度が必要であり、この場合、膨張タービン出口のネオンは窒素の凝固温度以下にならざるを得ない。

サブクール熱交換器の検討を進めるに当たり、まずは冷却システム全体のサイクル検討を実施した。サイクル検討の概略フロー図を図5.2-2に、サイクル検討結果を表5.2-1に示す。サイクル検討には主熱交換器およびサブクール熱交換器の熱バランスを成立させるために、初期条件として点5、点6及び点7の温度をそれぞれ69K、70K、67Kとしている。また、その他に下記の条件を与えている。

ネオン流量	0.3kg/s
窒素流量	0.42kg/s
膨張タービン断熱効率	0.7
熱交換効率	0.99
高圧側ネオン圧力	1000kPa(A)
低圧側ネオン圧力	500kMPa(A)
窒素圧力	101.3kPa(A)

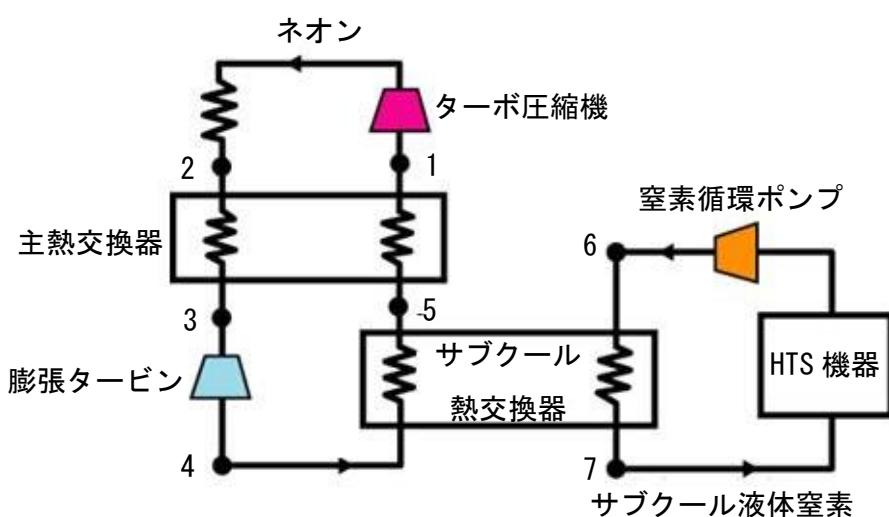


図5.2-2 冷却システムの概略フロー

このうち窒素の条件である点 6 の温度、圧力及び窒素流量は後に述べる超伝導変圧器の窒素循環で要求された数値を用いている。また点 7 については、本検討の時点では最も冷凍能力が大きい冷凍機が実現された場合の冷凍能力の予測値を元に決定した。膨張タービンの断熱効率および主熱交換器の効率についても同様に最も高い効率の場合を想定している。このモデルでは窒素の交換熱量で約 2.5kW の冷凍能力を有することになる。点 5 については、効率的な冷却システムとして窒素温度（点 6）との差を 1K に設定し 69K とした。

表 5.2-1 冷却システムサイクル検討結果

ポイント No.	圧力 (kPa)	温度 (K)
1	500	297.7
2	1000	300.0
3	980	72.7
4	540	61.2
5	520	69.0
6	101.3	70.0
7	101.3	67.0

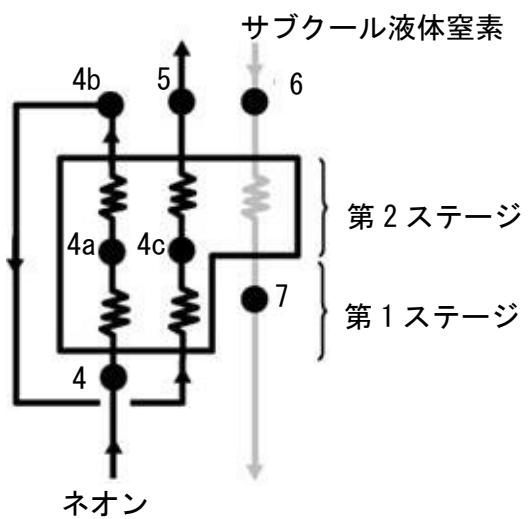


図 5.2-3 2ステージ熱交換器フロー

次に、窒素の凝固温度以下のネオンを用いて窒素を凝固させずに冷却する方法として、図 5.2-3 に示すような 2ステージの熱交換器フローについて検討を行った。まず第 1ステージでネオンガス同士を並流で熱交換することでネオンを窒素の凝固温度以上まで温度上昇させ、次に第 2ステージでネオンと液体窒素を熱交換させる。この熱交換器フローを実現できる熱交換器の形式として、アルミプレートフィン形と多重螺旋管形を検討した。検討に用いた各サブクール熱交換器の形状は、必要な交換熱量に応じた伝熱面積や、許容される圧力損失および熱交換器容積などを考慮して形状を仮定し、その形状において詳細な熱交換の検討を行った。

アルミプレートフィン形については、図 5.2-4 に示す熱交換器形状についてサイクルの検討を行った。検討を行った熱交換器コアは図 5.2-3 に示す点 4 から点 4b への流れを A 流体(ネオン)、点 4b から点 5 への流れを B 流体(ネオン)、点 6 から点 7 への流れを C 流体(窒素)とし、ネオンどうしが熱交換する 1 段目のコアは幅、奥行き、高さが 200mm である。ネオンと窒素が熱交換する 2 段目のコアは各流体のレイヤが A 流体、C 流体、B 流体という順に配置され、これを 12 セット組み合わせた 36 レイヤで構成されている。幅と奥行きは 200mm、高さは 600mm である。各流体のフィン厚さは 0.3mm、分配部(ディストリビュータ)を含めた熱交換器の全長は 1150mm である。表 5.2-2 にアルミプレートフィン形熱交換器のサイクル検討結果を示す。このうち点 4、点 5、点 6 および点 7 の温度については、計算の初期条件として表 5.2-1 で与えられた数値であ

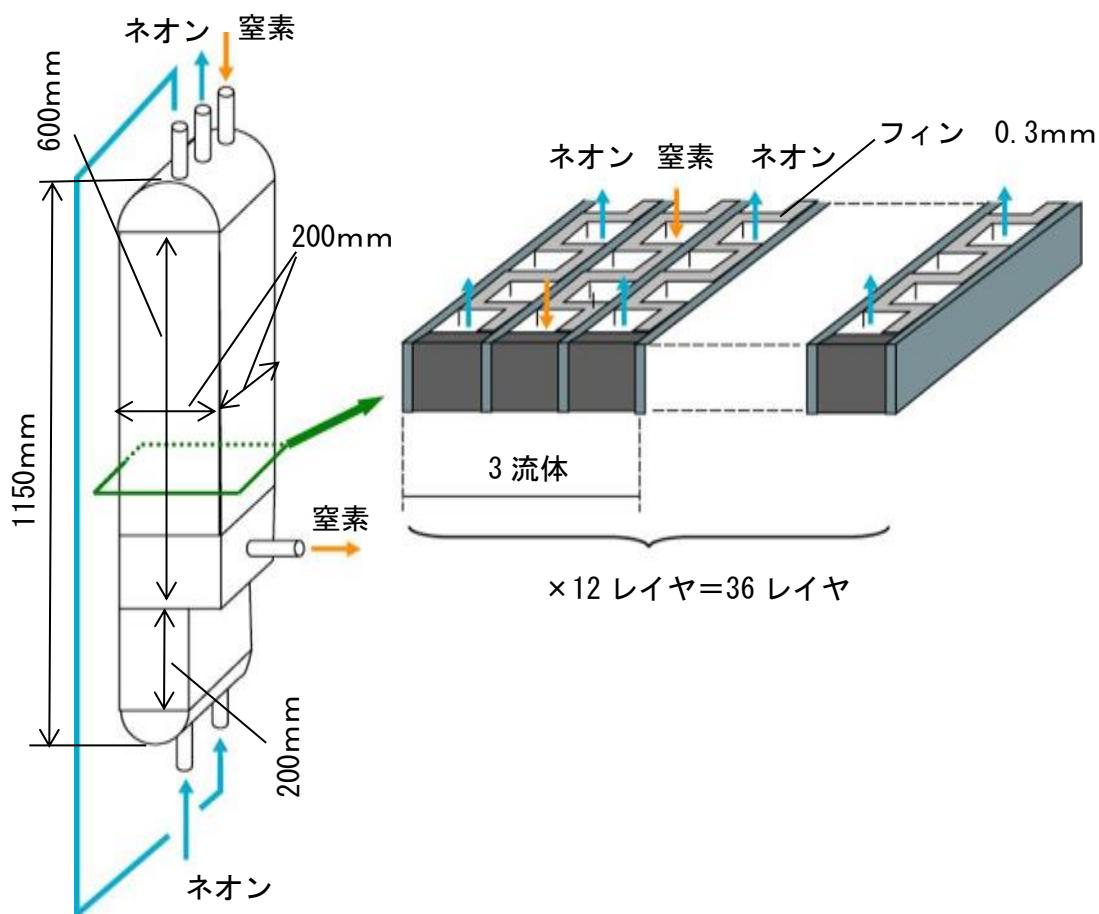


図 5.2-4 アルミプレートフィン形熱交換器形状

表 5.2-2 アルミプレートフィン形熱交換器サイクル検討結果

ポイント No.	圧力 (kPa)	温度 (K)
4	540.00	61.20
4a	539.85	64.79
4b	539.25	69.00
4c	539.06	65.39
5	538.46	69.00
6	101.33	70.00
7	101.24	67.00

る。窒素を凝固させる恐れのある点 4a および点 4c の温度はそれぞれ 64.79 K および 65.39 K となり、窒素の凝固温度である 63 K を上回る結果となり、窒素の凝固を防止しながら所定の冷却システムが成立可能であることを確認した。

次に多重螺旋管形の熱交換器について検討を行った。検討に用いた熱交換器の構造を図 5.2-5 に示す。熱交換器は実際の加工性や表 5.2-1 で想定した圧力損失などを考慮し、ネオン流量 0.015 kg/s、窒素流量 1.5L/min が流れる熱交換器コアを 20 セット並列に連ねる形態としている。表 5.2-3 に多重螺旋管形熱交換器のサイクル検討結果を示す。サイクル検討は先に述べた 1 コア分の熱交換について行っている。各部の初期条件などはアルミプレートフィン形熱交換器と同様である。この場合においてもアルミプレートフィン形熱交換器と同様に窒素の凝固温度以下のネオンで窒素を冷却することが可能であることが確認できた。多重螺旋管形熱交換器はアルミプレートフィン形熱交換器と比較して比較的安価に製作することが可能である。しかしながら、熱交換器コアを 20 セット並列に接続した場合、アルミプレートフィン形熱交換器より数倍の設置容積が必要となり、実用的な冷却システムの実現は難しいと判断した。

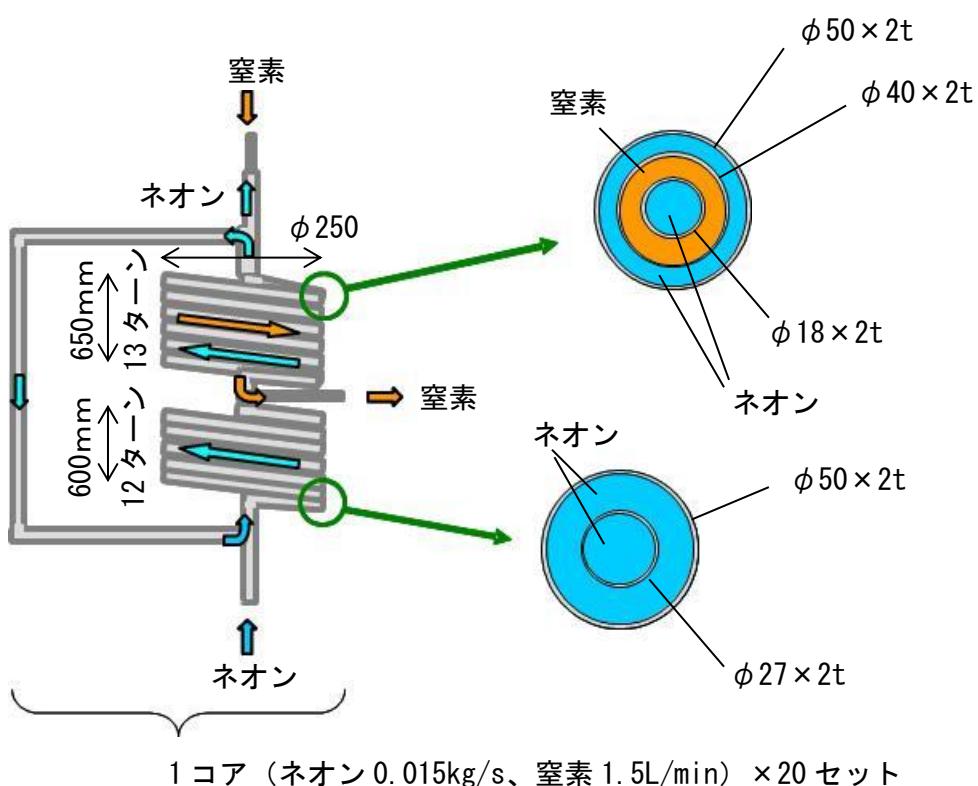


図 5.2-5 多重螺旋管形熱交換器形状

表 5.2-3 多重螺旋管形熱交換器サイクル検討結果

ポイント No.	圧力 (kPa)	温度 (K)
4	540.00	61.20
4a	539.96	65.05
4b	539.40	69.38
4c	539.24	65.50
5	539.22	69.00
6	101.33	70.00
7	101.20	67.00

第6章 ネオン冷媒冷凍機システムの運転実証

本研究の目的の一つは1.3節で述べたように、高温超伝導電力機器の冷却に適用できる実用的なネオン冷凍機の開発である。そこで、実際の高温超伝導電力機器の運用を考慮した場合の冷凍機の運転方法や冷凍機の運転特性について検討と確認を行った。

6.1 運転方法と制御

冷凍機の基本的な温度や圧力の仕様はサイクル検討により決定されているが、実際の冷凍機の運転では様々な運転状況が想定される。まず始めに冷凍機は系内が常温の状態からクールダウンを行う必要があり、クールダウン完了後は、高温超伝導電力機器が必要とする温度を無負荷の状態で保持できなければならぬ。さらに、高温超伝導電力機器の運転を開始した際は、冷凍機への熱負荷に合わせて冷凍能力を調整し、窒素の温度を安定的に保つ必要がある。また、電力機器の冷却を目的とする冷却システムの実現を進める上で、クールダウンから負荷運転までの操作は自動（無人）運転で実行できる必要がある。

図6.1-1にネオン冷凍機の基本フローを示す。本研究で検討したネオン冷凍機は2段ターボ圧縮機、膨張タービン、主熱交換器、サブクール熱交換器および水冷クーラで構成されている。水冷クーラはターボ圧縮機で圧縮されたネオンの圧縮熱を除去するために使用され、1段圧縮機吐出（2段圧縮機入口）に設置される水冷クーラ(CL1)をインタークーラ、2段圧縮機吐出に設置される水冷クーラ(CL2)をアフタークーラと称している。そしてアフタークーラの出口と1段圧縮機入口とを連結するようにバイパス弁(V1)が配置される。

ターボブレイトン冷凍機の基本的な作動ガス（ネオン）の動作及び被冷却物（窒素）との熱交換については2.2節に述べているが、ここで改めてネオン冷凍機の動作について説明する。

ターボ圧縮機で圧縮されたネオンはインタークーラおよびアフタークーラで圧縮熱が除去され、常温の状態で主熱交換器（高圧側）へ流れる。主熱交換器では、ターボ圧縮機へ戻る低圧側ネオンとの熱交換により高圧側ネオンが冷却され、膨張タービンへと流れ込む。膨張タービンではネオンの断熱膨張により

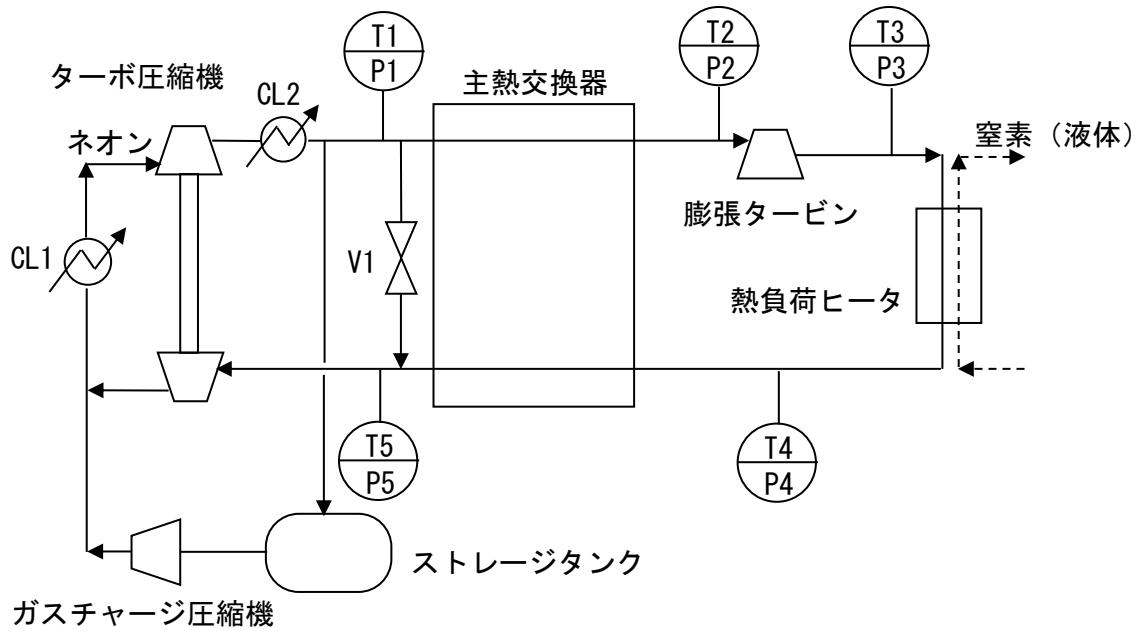


図 6.1-1 ネオン冷凍機の基本フロー

温度がさらに低下すると共に圧力が降下する。膨張タービン出口のネオンは冷却システム系内で最も低い温度となり、系内の全ての冷却（温度保持）を担う寒冷源となる。低温、低圧となったネオンはサブクール熱交換器で被冷却物である窒素と熱交換し、主熱交換器の低圧側へと流れ込む。主熱交換器で常温に戻された低圧側ネオンガスはターボ圧縮機へ再び戻る。ネオン冷凍機の系内の圧力は、クールダウンに伴うネオンの密度変化により徐々に減少する。圧力の減少を補うために、ネオン冷凍機にはネオンのストレージタンクとガスチャージ圧縮機が設置され、ターボ圧縮機の1段側入口配管に接続されている。また、運転温度が上昇した場合、系内の圧力も上昇するため、アフタークーラ (CL2) 出口配管からストレージタンクへと接続された配管を通じてネオンを回収する。

冷凍機の運転では、まず冷凍機の起動とクールダウンが必要となる。冷凍機の起動では、はじめに膨張タービンを起動し、その後にターボ圧縮機を起動させる。膨張タービンでは制動ブレーキに発電機制動方式を採用しており、膨張タービンを先に定格回転数で起動しておくことで制動ブレーキが動作し、膨張タービンのオーバースピードを防止することができる。

また、冷凍機のクールダウンでは、バイパス弁とターボ圧縮機の回転数を調整する必要がある。このうちバイパス弁は、ターボ圧縮機のサーボングを防止するために調整される。ターボ圧縮機では流量が低下した際に、圧縮機吐出圧力が不安定となり、軸振動を引き起こすサーボングという現象が発生する。一

方、膨張タービンの流量は式 6. 1-1 に示すように膨張タービンの入口圧力に比例し、入口温度の平方根に反比例する関係を持つ³⁹⁾。つまり、冷凍機が常温の場合は、膨張タービンの流量が定格の運転状態と比較して半分程度に低下する。そこで、ネオン冷凍機の運転では、ターボ圧縮機のサージングが発生しないよう、バイパス弁の開度を調整し、ターボ圧縮機の流量を確保する必要がある。

$$m \propto \frac{P_{in}}{\sqrt{T_{in}}} \quad (6. 1-1)$$

また、ターボ圧縮機の回転数は、膨張タービンの制動ブレーキの過負荷を防ぐために調整される。膨張タービンの制動ブレーキにかかる負荷は、式 6. 1-2 で表すことができる。

$$W = m \times \angle h = m \times (h_{in} - h_{out}) \quad (6. 1-2)$$

W は制動ブレーキ負荷、 m は膨張タービンの作動ガス流量、 h_{in} は膨張タービン入口エンタルピ、 h_{out} は膨張タービン出口エンタルピである。

制動ブレーキには定格の負荷容量が設定されているが、膨張タービンに流れる作動ガスが常温（設計温度よりも高い）の場合、作動ガスの物性の影響により同じ圧力比における熱落差が大きくなる。そのため、クールダウンの際に圧縮機の回転数を定格回転数まで増加させ圧力比を上げてしまうと、制動ブレーキの負荷容量を超えてしまい、膨張タービンがオーバースピードする恐れがある。

最終的に冷凍機のクールダウンが設計温度近くまで進むと、膨張タービンは、ターボ圧縮機のサージングを防止するのに十分なターボ圧縮機流量を確保できるようになり、バイパス弁を全閉にすることができる。これによりターボ圧縮機で圧縮されたネオンを全量膨張タービンに流し最大の寒冷を得ることが可能となる。

冷凍機の冷凍能力は、ターボ圧縮機の回転数を変えることで調整することとした。第 4 章で述べたように、ターボ圧縮機では回転数を増減させることで圧力比と流量が変化する。これにより膨張タービンで発生させる寒冷量を調整し、外部からの熱負荷に対して運転温度を一定に保つことができる。

6.2 運転温度と冷凍能力⁴⁰⁾

6.1 節にて冷凍機の冷凍能力はターボ圧縮機の回転数を増減させることで調整すると述べた。理論上はターボ圧縮機の圧力比と流量の変化により膨張タービンでの寒冷量が変化するため任意の熱負荷に対して自由に冷凍能力を調整できるが、各ターボ圧縮機の回転数に対する冷凍能力や冷却温度の特性を把握する必要があった。そこで、これまでの研究で使用していた試作タービン式冷凍機を改造し、第2章で述べた評価用膨張タービンおよび第3章で述べた評価用ターボ圧縮機を組み込み冷凍機の運転を実施した。主熱交換器については試作タービン式冷凍機で使用されていたものを4ブロック組み込んでいる。

クールダウンにおける膨張タービンの温度変化を図6.2-1に示す。図中15分において膨張タービンが定格回転数まで起動され、さらに20分にターボ圧縮機が300rpsまで起動するところまでが起動工程である。そこから徐々にターボ圧縮機の回転数を增速し、膨張タービンの入口と出口に温度差が生じることでクールダウンが開始される。この時ターボ圧縮機のサージングを防止するためバイパス弁は調整開度となっている。クールダウン中のターボ圧縮機回転数は手動で增速操作され、バイパス弁も手動で段階的に閉操作を行っている。膨張タ

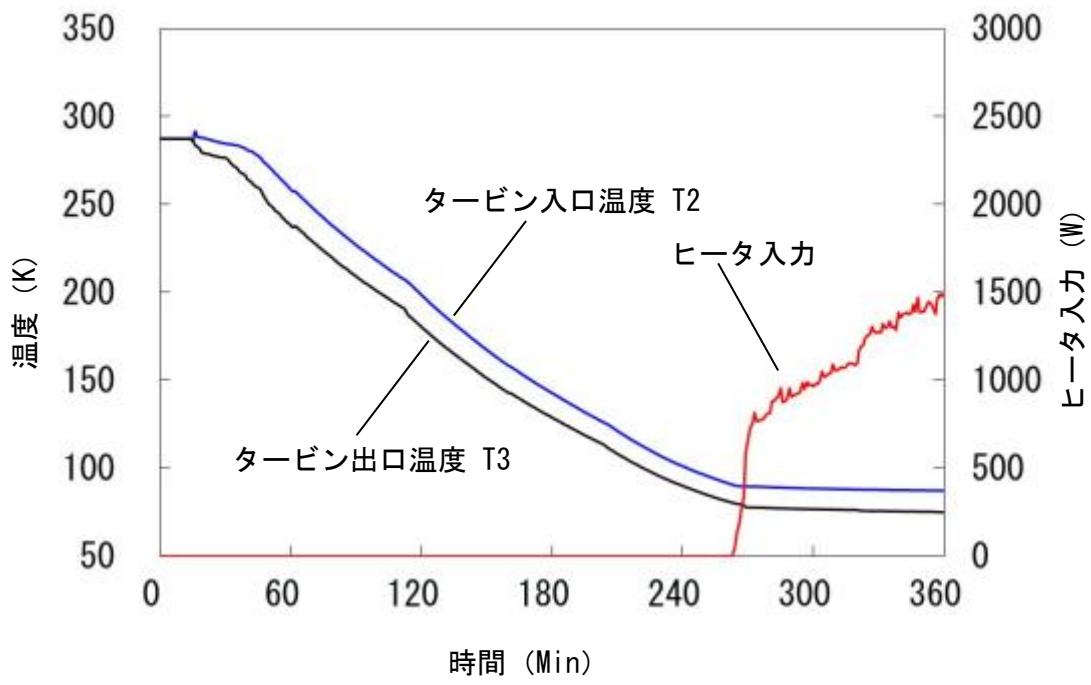


図 6.2-1 クールダウン温度特性

ービンの下流側に設置した熱負荷ヒータ出口温度（図 6.1-1 T4）が 290K から 80K までクールダウンするのに要した時間は約 250 分であった。本研究では、熱負荷ヒータ出口温度を冷凍機単体運転での冷却温度として定義しており、本実験での冷却温度は 80K である。ヒータ出口温度が 80K に到達するとヒータ出口温度調節計により熱負荷ヒータが制御され、ヒータ出口のネオン温度を 80K に保持するよう熱負荷ヒータが動作した。

次に冷凍能力の特性試験を実施した。ターボ圧縮機の回転数を変化させた時の冷凍機温度と熱負荷ヒータ入力の変化を図 6.2-2 に示す。初期状態での冷却温度（熱負荷ヒータ出口ネオン温度）は 65K であり、冷却温度が保持されるよう熱負荷ヒータ出口の温度調節計にてヒータ入力が制御されている。図中 25 分において、ターボ圧縮機の回転数を 500rps から 575rps まで毎分 60rps の割合で増速させた。ターボ圧縮機の回転数の増加と共に膨張タービンの出口温度が約 2.3K 急激に低下した。これはターボ圧縮機の増速によりターボ圧縮機の圧力比と流量が増加して膨張タービンでの発生寒冷量が増加したためである。ヒータ出口温度は一時的に低下するが、すぐに熱負荷ヒータの入力が増加し 65K を維持している。熱負荷ヒータの入力は、回転数増加直後は 1.0kW から 2.2kW まで単調に増加し、その後徐々に減少し 2.0kW で安定した。タービン入口温度は熱負荷ヒータ出口温度と同様にわずかに低下したが、ほぼ一定であった。

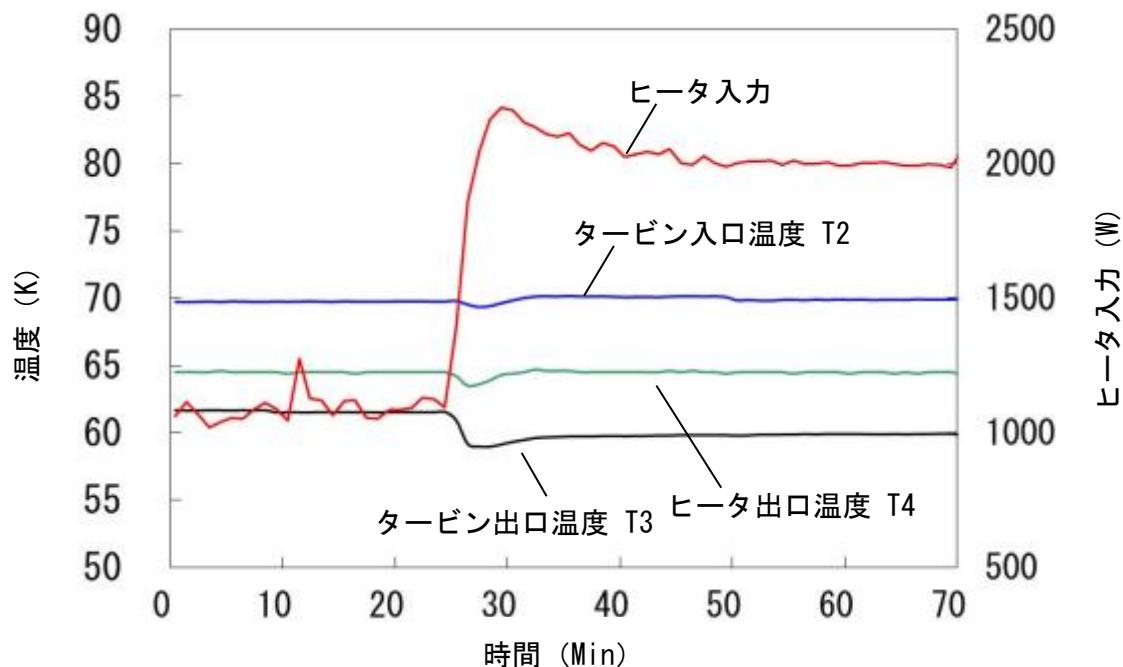


図 6.2-2 冷凍機温度と熱負荷ヒータ入力の変化

この結果より、ターボ圧縮機の回転数により冷凍能力を任意に調整できることを確認できた。ただし、本試験ではターボ圧縮機の回転数を手動で変更し、それに伴い熱負荷ヒータが自動調整され冷却温度を一定に保つ方法にて実施された。実際の超伝導機器の冷却では、超伝導機器の運転状況により熱負荷が変化し、それに合わせてターボ圧縮機の回転数が自動調節される必要がある。

さらに、各冷却温度における冷凍機の冷凍能力を測定した。冷凍機の冷却温度と冷凍能力の関係を図 6.2-3 に示す。冷凍機の冷却温度 60K～80K の間で、各ターボ圧縮機回転数における冷凍能力を測定している。測定する冷却温度の範囲については、低温側（60K）は窒素の凝固温度 63K を考慮して決定した。高温側（80K）は、膨張タービンの入口温度上昇による流量低下に伴うターボ圧縮機のサーボングを考慮し、膨張タービンがサーボング防止に充分な流量を確保できる範囲として設定した。

図 6.2-3 よりターボ圧縮機の各回転数において冷却温度と冷凍能力の関係は比例関係となることが確認できた。また、冷却温度 65K におけるターボ圧縮機回転数と冷凍能力の関係を図 6.2-4 に示す。同一の冷却温度におけるターボ圧縮機回転数と冷凍能力の関係についても、図 6.2-3 と同様に比例関係となることが確認できた。

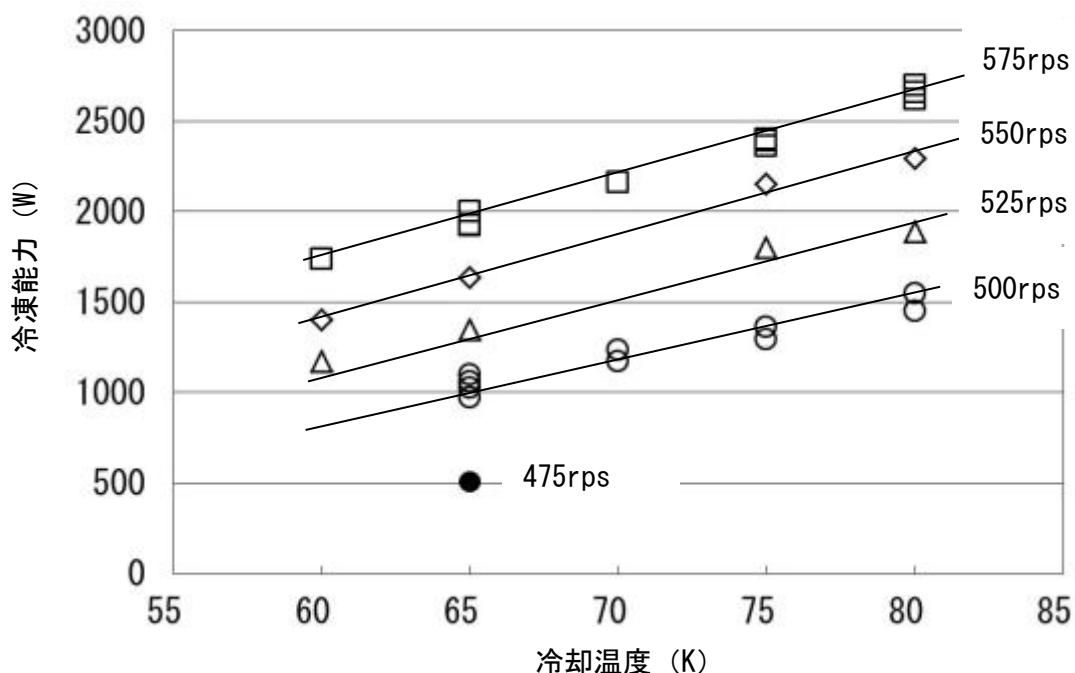


図 6.2-3 冷凍機温度と冷凍能力の関係

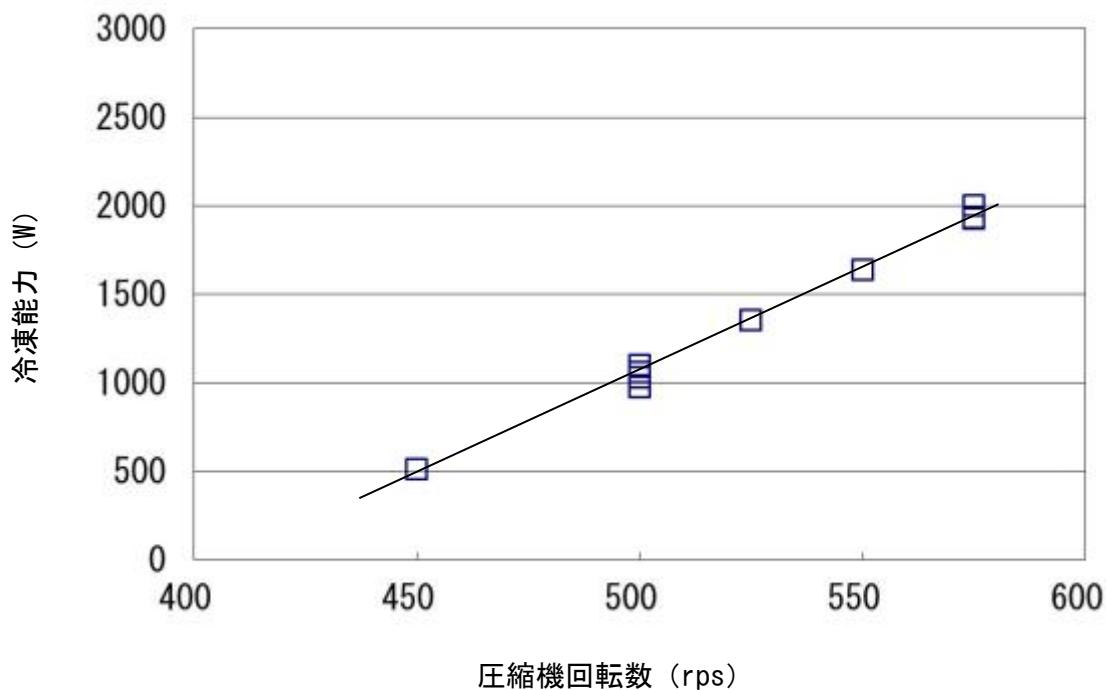


図 6.2-4 冷却温度 65 Kにおけるターボ圧縮機回転数と冷凍能力の関係

図 6.2-3 および図 6.2-4 より、ターボ圧縮機の回転数と冷凍能力の関係は、冷却温度 60 Kから 80 Kの範囲において、冷却温度に関係なく比例関係となることが確認できた。これによりターボ圧縮機の回転数の調整によって冷凍能力の制御を比較的容易に実施できることを確認した。

6.3 負荷変動試験⁴¹⁾

これまで、1.2節で述べた試作タービン式冷凍機により各種試験を行ってきたが、第2章から第5章までの各種検討および実験結果を元に製作された膨張タービン、ターボ圧縮機、主熱交換器、サブクール熱交換器を組み合わせた実証用ネオン冷凍機を平成24年3月（平成23年度）に製作した。

実証用ネオン冷凍機のコールドボックスには新たに製作された4ブロックの主熱交換器およびサブクール熱交換器が収納されている。

実証用ネオン冷凍機の運転では、まず液体窒素循環を伴わない単体での性能確認および負荷変動試験を実施した。実証用ネオン冷凍機での冷凍能力の測定結果を表6.3-1に示す。冷凍能力は冷却温度65Kにおいて目標の2kWに対して2.17kWを得ることができた。表5.1-1の冷凍機の性能予測では4ブロック場合2.6kWと予想されていたが、ターボ圧縮機の圧力比が性能予測時の2.2に対して、結果的に圧力比の達成状況が2.0となったことが影響した。冷凍効率（COP）については、目標の0.06に対して、消費電力にインバータ入力電力を用いた場合に0.06、モータ入力を用いた場合で0.064という結果であった。冷凍機では、ほとんどの電力がターボ圧縮機で消費されるが、ターボ圧縮機の駆動に用いるインバータで電力損失があるため、この損失の扱いによりCOPが大きく変わる。そこで、インバータの電力損失を含めたインバータ入力電力とインバータでの電力損失を含めないモータ入力の両方のCOPを示した。

この実証用ネオン冷凍機では、2MVA級超伝導変圧器の冷却が想定されており、超伝導変圧器の運転状態による熱負荷変動に対応して冷凍能力を調整し、超伝導変圧器へ供給する液体窒素を一定温度に保つ必要があった。

表6.3-1 実証用ネオン冷凍機の性能測定結果

項目	測定結果	
冷却温度 (K)	80	65
COP (インバータ入力)	0.060	0.044
COP (モータ入力)	0.064	0.047
冷凍能力 (kW)	2.83	2.17
圧縮機効率 (%)	68.1	68.6
タービン効率 (%)	72.9	70.3

6.2節で述べたようにネオン冷凍機の冷凍能力は、圧縮機の回転数の増減により調整可能であり、これまでに回転数と冷凍能力の関係がほぼ直線の関係となる結果を得ている。そこで、これまでの実験結果を元に圧縮機回転数による冷凍能力の制御機能を付加し、サブクール熱交換器に設置した熱負荷ヒータによる負荷変動試験を実施した。

図6.3-1に新たに製作した実証用ネオン冷凍機とこれまで実験に使用していた試作タービン式冷凍機の温度制御フローの違いを示す。図6.3-1の(a)が実証用ネオン冷凍機の温度制御フロー、(b)が試作タービン式冷凍機の温度制御フローである。

従来の試作タービン式冷凍機(図中b)では、圧縮機の回転数は任意に設定できるが、設定した回転数においてサブクール熱交換器出口のガス温度が一定となるよう、サブクール熱交換器出口の温度調節計によりヒータ入力電力を制御していた。そして、主熱交換器およびサブクール熱交換器の温度分布が定常とな

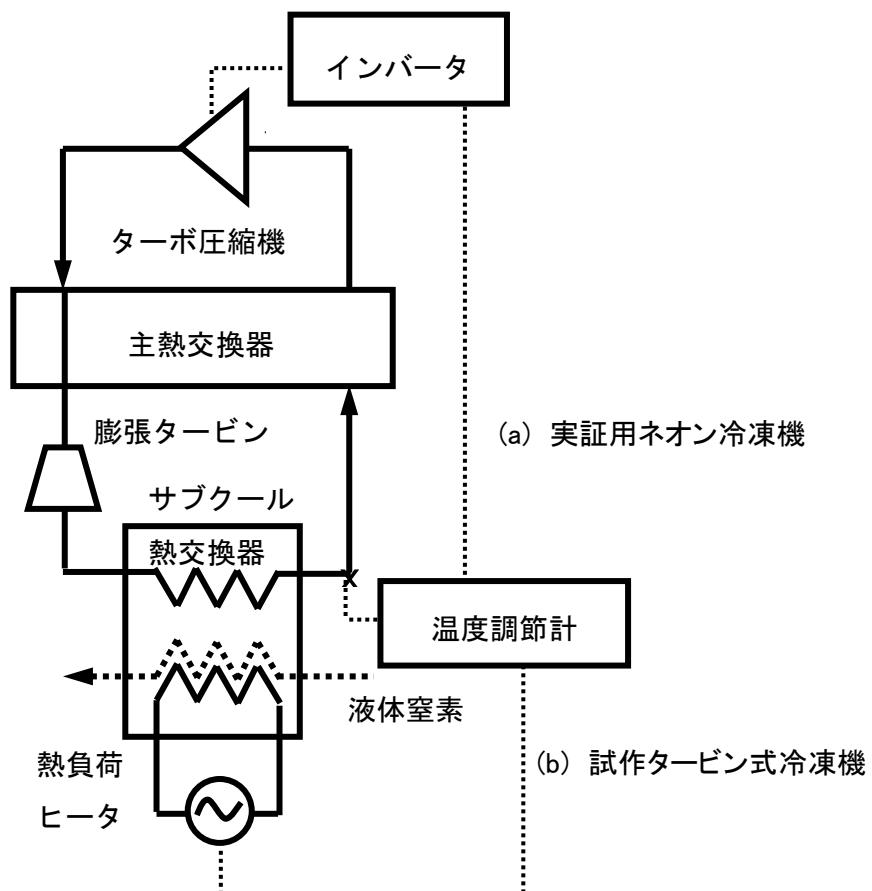


図6.3-1 ネオン冷凍機の温度制御フロー

るとヒータの熱負荷は一定となり、このときのヒータ入力電力を冷凍機の冷凍能力として評価した。これは 6.2 節で実施した冷凍機の冷凍能力試験方法である。

一方、今回製作した実証用ネオン冷凍機(図中 a)では、サブクール熱交換器出口のガス温度を一定に保つよう、温度調節計の出力信号をインバータへ送り、圧縮機回転数を自動制御する温度制御フローとなっている。この温度制御フローにより、任意に変更した熱負荷に対する冷凍機の温度制御特性を確認することができる。

冷凍機の温度制御特性を評価するための熱負荷変動のパターンについては、実用高温超伝導電力機器の熱負荷変動パターンが不確定であったため、今回の試験では、熱負荷変動をステップ入力とし、圧縮機回転数、サブクール熱交換器出口のガス温度、タービン出口温度の挙動を測定した。

熱負荷変動のパターンをステップ変動とした理由は、圧縮機回転数の回転数制御 (PID 制御) パラメータを最適化するうえで、ステップ応答特性のデータによる比較が有効であると判断したためである。最終的には実際に冷却対象となる高温超伝導電力機器の熱負荷変動のパターンに合わせて回転数制御の PID 設定を調整する必要がある。また、実際の高温超伝導電力機器の冷却ではサブクール熱交換器出口の液体窒素温度を一定に保つ必要があるため、冷凍機の温度制御ポイントは、サブクール熱交換器出口の液体窒素温度とする方が望ましく、後述の液体窒素循環試験において同様の負荷変動試験を実施している。

図 6.3-2 に冷凍機の熱負荷を 200W から 1500W に変化させた場合の制御特性を示す。熱負荷を 200W で一定に保ち、冷却温度(サブクール熱交換器出口ネオン)を 65K として、ターボ圧縮機の回転数が安定した状態から、熱負荷を 1500W まで変化させている(時間 0min)。熱負荷を増加させてから 5 分後にサブクール熱交換器出口温度は 72K まで上昇した。24 分には最も低い 63K まで低下し、約 60 分でほぼ定常状態となった。これに対して圧縮機の回転数は 20 分に 561rps まで上昇した。その後、35 分に 525rps まで減少し、45 分に 530rps で一定状態となった。

この結果より、圧縮機回転数の制御によってサブクール熱交換器の出口ガス温度にオーバーシュートが確認された。

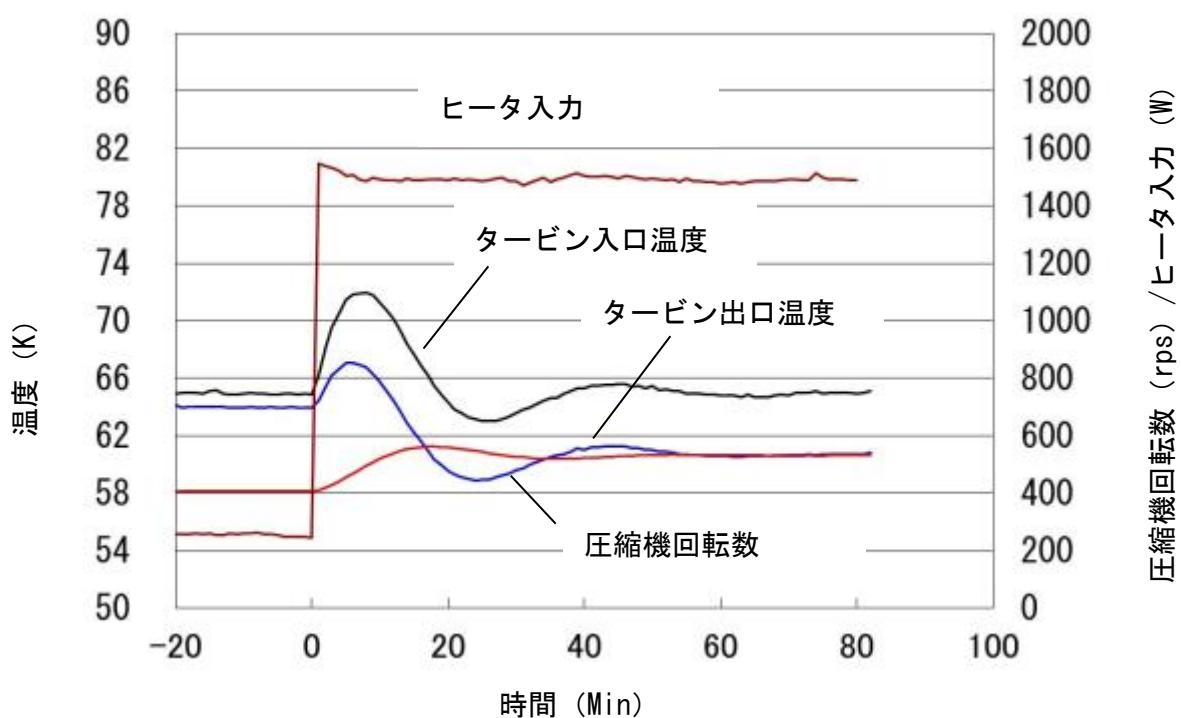


図 6.3-2 冷凍機の負荷変動試験結果 (200~1500W)

図 6.3-3 に冷凍機の熱負荷を 1000W から 200W へ変化させた場合の制御特性を示す。図 6.3-2 と同様に冷却温度 65K で圧縮機回転数が安定した状態から操作を開始した。5 分にサブクール熱交換器の出口温度は 61K まで低下し、40 分に 66K と初期温度より 1K 上昇したのち、60 分に 65K で定常状態となった。圧縮機の回転数は 490rps から単調に減少し、15 分後に 400rps で一定となった。

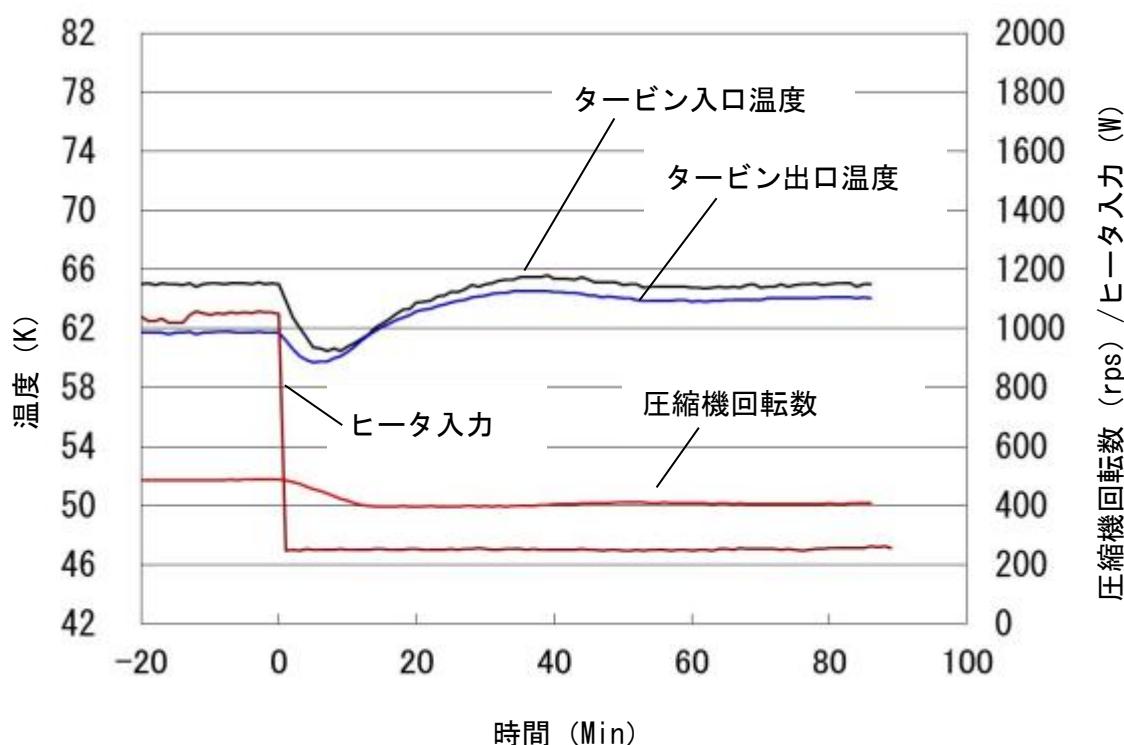


図 6.3-3 冷凍機の負荷変動試験結果 (1000~200W)

6.4 液体窒素循環試験⁴²⁾

6.3節で記述した冷凍機の単体試験の後に、実証用ネオン冷凍機を輸送可能なユニット方式とするため、各構成機器をベース架台に配置する改造を実施した。この改造の目的は、2MVA級超電導変圧器との冷却試験を別の試験場で実施するためであった。

図6.4-1にユニット化された実証用ネオン冷凍機の写真を示す。コールドボックスの左側にはターボ圧縮機、水冷クーラ（アフタークーラおよびインタークーラ）が、右側には循環ポンプユニットが配置されている。冷凍機を運転するための制御盤や動力盤、ネオンガスを補充するガスチャージ圧縮機やストレージタンクなどが背面側に配置されている。また循環する液体窒素に熱負荷を与えるための模擬熱負荷ヒータが冷凍機手前に設置されている。

図6.4-2に液体窒素循環試験の概略フローを示す。循環ポンプユニットから送られる窒素はネオン冷凍機のサブクール熱交換器でネオンとの熱交換により所定の温度まで冷却される。ネオン冷凍機を出た窒素は、模擬熱負荷ヒータに



図6.4-1 実証用ネオン冷凍機写真

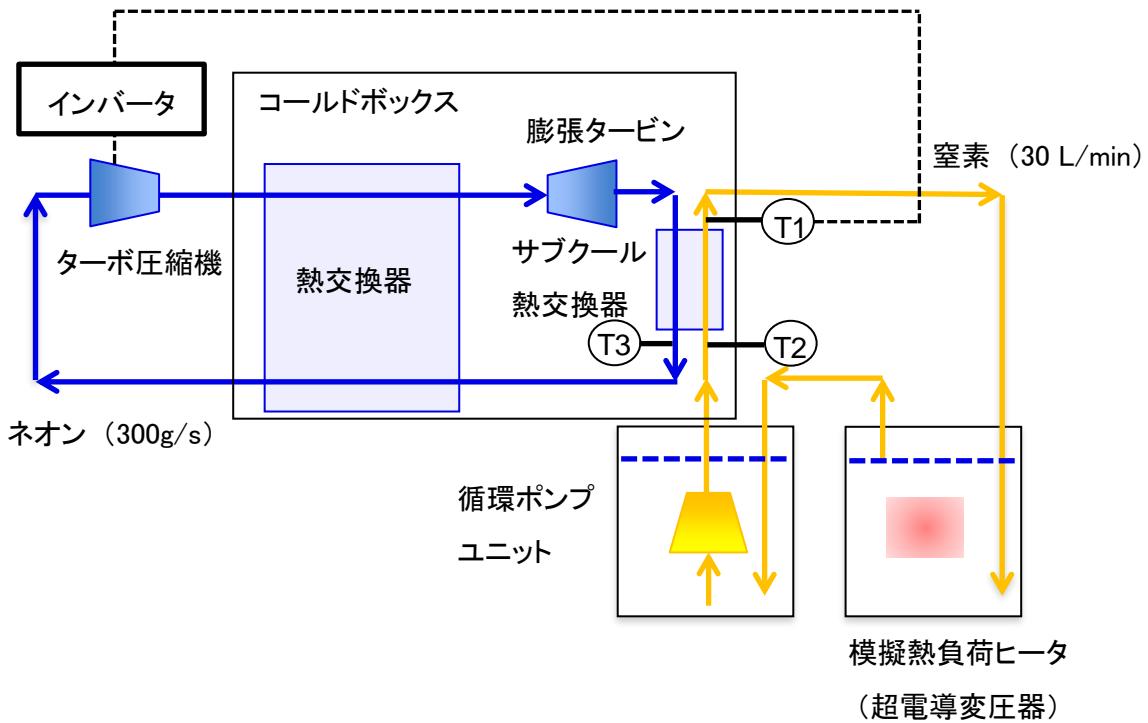


図 6.4-2 液体窒素循環試験概略フロー

流れ込み、熱負荷により温度上昇し循環ポンプユニットに戻る。

循環ポンプユニットには、真空断熱容器の上部に長軸式の窒素循環ポンプが設置され、駆動モータが常温部、ポンプ部分が液体窒素に浸漬される構造となっている。内部の圧力は調整弁により大気圧に保持されている。模擬熱負荷ヒータと接続される配管は、循環ポンプユニットの底部まで挿入され、流入する液体窒素と循環ポンプユニット上部のガス相とが接触しないよう配慮している。これは、ガス相の温度勾配の変化による内部圧力と液面の変動を防ぐためである。

模擬熱負荷ヒータは真空断熱容器の内部にヒータが設置されており、内部に液体窒素が溜まる構造となっている。これは、後に実施される超電導変圧器での循環を模擬している。ネオン冷凍機から模擬熱負荷ヒータの容器に通じる配管は、容器の底部まで挿入され、温度の低い窒素が容器底部に供給される。一方、循環ポンプユニットに通じる配管は、所定の液面レベルまで差し込まれた構造となっており、挿入された配管の下端から上部にはガス相が形成される。そして、熱負荷により温度上昇した窒素は、容器上部から循環ポンプユニットへと流れる構造である。この配管の配置により、温度の低い窒素が底部から上部に向かって流れ、冷却対象物を窒素の対流により冷却することができる。模

擬熱負荷ヒータ内部の圧力制御は行っておらず、循環ポンプの内圧（大気圧）に対して、窒素の圧力損失分だけ高い圧力で自律的に安定する。実際の運転では 10kPaG 程度であった。

実証用ネオン冷凍機での液体窒素循環試験では、長期運転の信頼性を確認するため、58 日間の連続運転を実施した。図 6.4-3 に連続運転結果を示す。この間の運転における冷凍能力の調整は、冷凍機の液体窒素出口温度を一定に保つようターボ圧縮の回転数を制御する方法で実施した。模擬熱負荷ヒータの入力を変化させたが、自動制御方法に問題はなくネオン冷凍機の運転及び液体窒素の循環を安定的に継続することができた。

連続運転における、冷凍機出口の液体窒素温度 70K での冷凍能力と圧縮機回転数の関係を図 6.4-4 に示す。6.2 節ではサブクール熱交換器に取り付けた熱負荷ヒータによる評価であったが、液体窒素による熱負荷でも 6.2 節での結果と同様に比例的な温度制御特性であることを確認した。

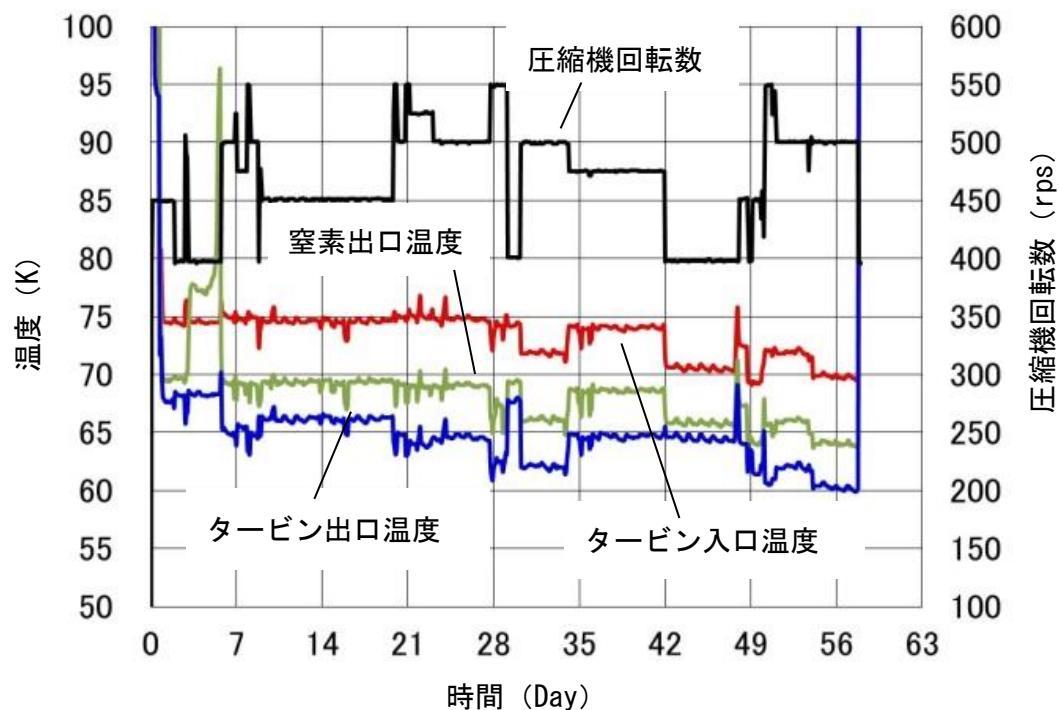


図 6.4-3 液体窒素循環連続運転結果（実証用ネオン冷凍機）

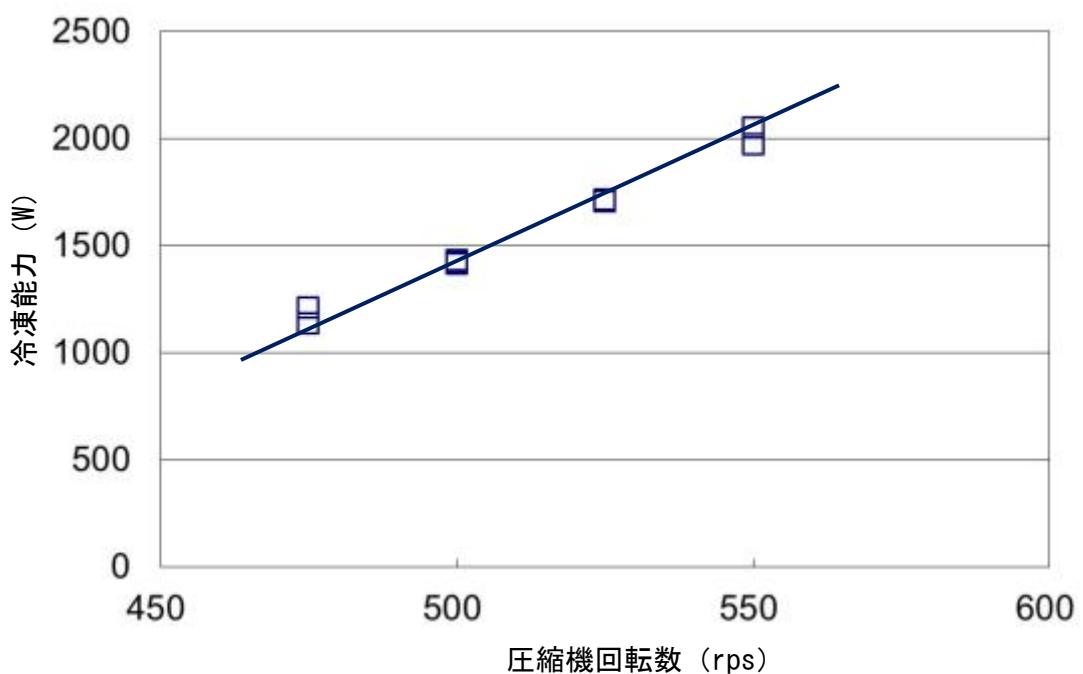


図 6.4-4 液体窒素循環での冷凍能力（冷却温度 70K）

また、模擬熱負荷ヒータを 200W から 1300W へ変動させた負荷変動試験を実施した。図 6.4-5 に試験結果を示す。液体窒素循環試験では、約 1100W の熱負荷変動に対して、冷凍機単体での負荷変動試験と比較して各部の温度変化が緩慢であり、液体窒素出口の温度は約 45 分間かけて単調増加した。液体窒素循環では、循環ポンプユニットおよび模擬熱負荷ヒータの容器内に液体窒素が溜められており、この液体窒素の熱容量により温度変化が緩慢になったと思われる。したがって、超伝導変圧器や超伝導ケーブルなど実際に大量の液体窒素が溜められる系では、熱負荷変動による液体窒素の温度変化は非常に緩慢であり、逆に一度温度が上昇すると冷凍機は長時間にわたり、全負荷運転となることが予想される。

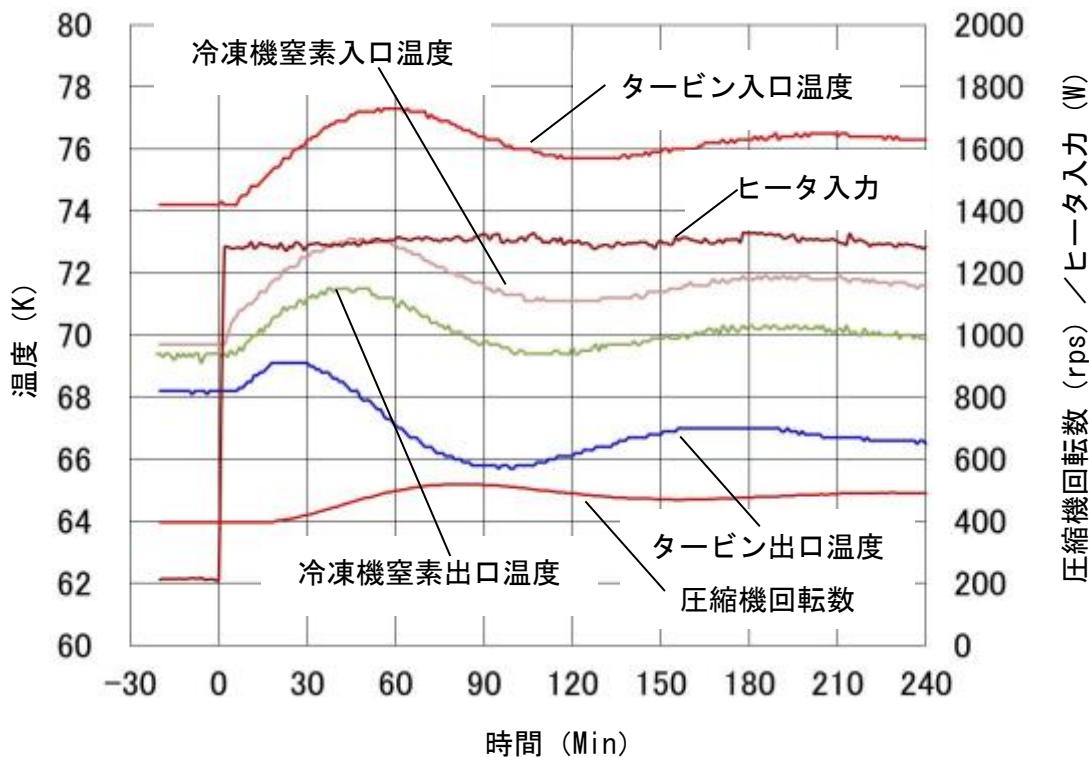


図 6.4-5 液体窒素循環での熱負荷変動試験（冷却温度 70K）

実証用ネオン冷凍機を別の実験場へ移設し、2MVA 級超電導変圧器と接続した、冷却試験を実施した。図 6.4-6 に冷凍機のクールダウン特性を示す。図にはタービン入口および出口温度、サブクール熱交換器出口のネオン温度（熱交換器出口）、圧縮機回転数、ヒータ入力電力を図示している。熱負荷ヒータは、フィルム形ヒータをサブクール熱交換器の表面に貼り付けている。時間 60 分にて冷凍機が起動され、タービン入口および出口の温度が急激に低下しているが、これは、冷凍機が低温状態で一度停止され、再度、冷凍機を起動した低温再起動によるものである。クールダウン中はバイパス弁が調整開の状態で、ターボ圧縮機回転数を 400rps で一定として実施した。この運転では、クールダウン後に冷凍機の冷凍能力の確認を行うため、時間 260 分からは、ターボ圧縮機の回転数を一定のまま、熱交換器出口温度が 80K となるようヒータ入力を自動調整する運転を行っている。

時間 390 分では、バイパス弁を全閉へと操作したことにより、膨張タービンの圧力比と流量が増加したことにより、ヒータ入力が増加している。時間 440 分では、ターボ圧縮機回転数を 400rps から 450rps へと変更し、冷凍能力の測定を行っている。これらの運転により、6.3 節と同等の冷凍能力を確認し、冷凍機の移送による損傷等がないことを確認した。

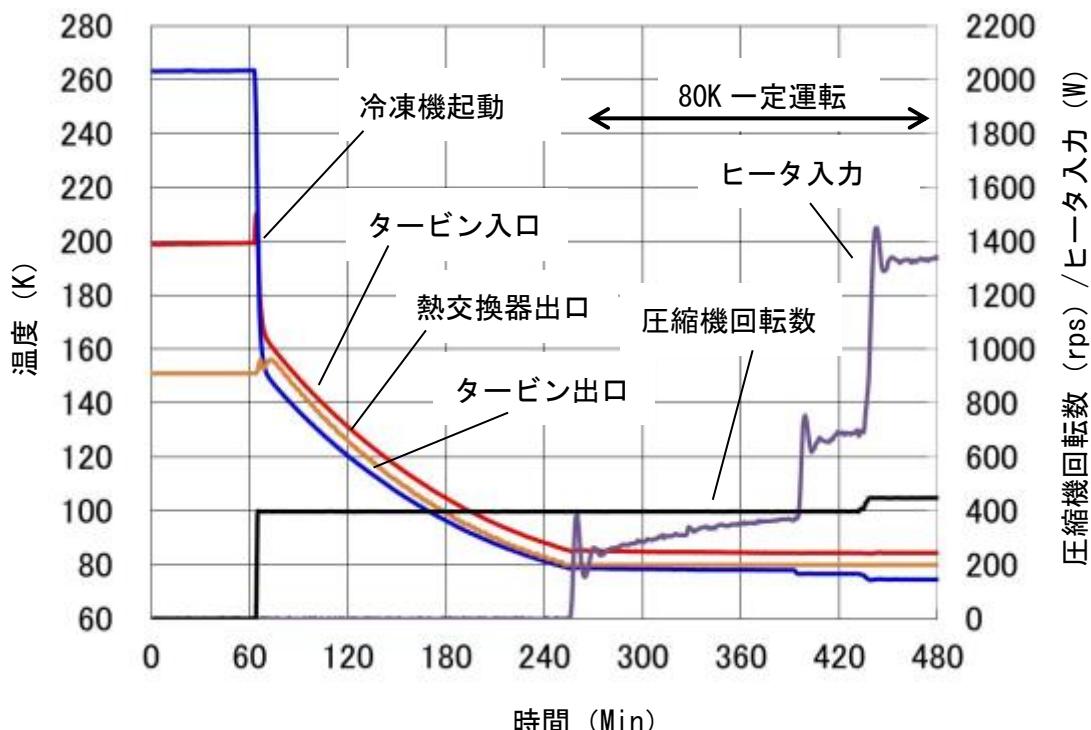


図 6.4-6 超伝導変圧器冷却での冷凍機クールダウン

次に超電導変圧器などの液体窒素系統に液体窒素を溜め、窒素循環を開始した。図 6.4-7 に運転結果を示す。本試験は図 6.4-2 の概略フローと同様の系統構成で実施されたが、模擬熱負荷ヒータが超電導変圧器に変わっている。超電導変圧器の容器本体はFRP製の真空二重断熱構造であり、寸法は幅3m、奥行1.2m、高さ2m、内容積は約7m³である。内部には3相分の超電導変圧器コイル3つが収納され、液体窒素が内部に約3000L溜まる。

図には超電導変圧器の下部、中間部、上部の各温度および液面レベル、冷凍機の入口および出口の窒素温度、圧縮機回転数を図示している。超電導変圧器の液面レベルは、0%が容器底面から約1400mm、100%が底面から約1825mmに設定されている。

液体窒素は大気圧での飽和温度である77Kで超電導変圧器内部に貯液され、その後、液体窒素循環が開始された。図6.4-2の概略フローでも説明したように、冷凍機で冷やされた窒素は超電導変圧器の下部に供給されるため、超電導変圧器の内部はまず下部から温度が降下する。図の時間10分付近から超電導変圧器の下部温度が降下を開始し、時間50分付近から中間部、そして時間75分付近から上部の温度降下が始まっている。超電導変圧器の下部温度降下が開始

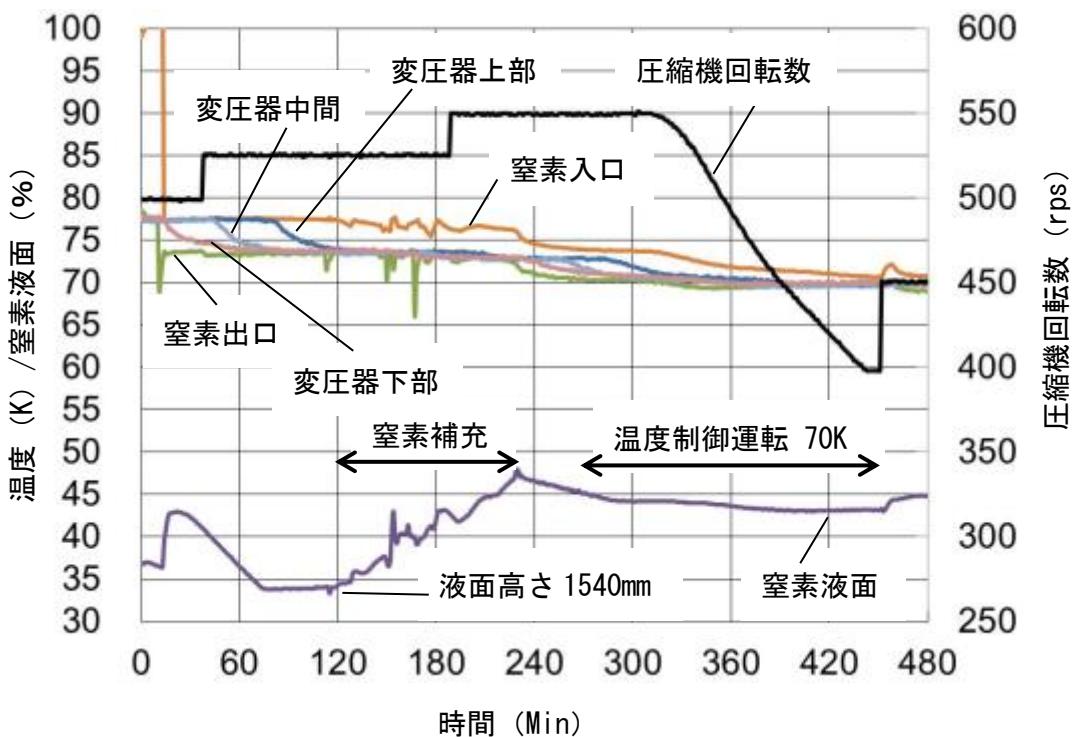


図 6.4-7 液体窒素循環による超伝導変圧器冷却運転

してから約 120 分後に超電導変圧器内部の温度は 73K で均一となった。窒素の温度が 77K から 73K へクールダウンされている間、圧縮機回転数は手動で 525rps で一定運転を行っている。また窒素の液面レベルは減少しているが、窒素の温度降下による密度変化が影響していると考えられる。時間 120 分付近から液面レベルを増加させるために、窒素の補充を行い、時間 270 分付近から冷凍機出口の窒素温度を 70K とした温度制御運転を開始した。時間 300 分付近を過ぎると圧縮機回転数が徐々に低下すると共に、超電導変圧器の内部温度も 70K で均一の状態で保持されることを確認した。

図 6.4-8 に超電導変圧器の試験中の運転挙動を示す。今回の実証試験では、超電導変圧器の電気的特性の確認も計画されており、直流 I-V 特性や耐電圧などの通電試験が実施された。図では時間 150 分付近と 240 分付近にて超電導変圧器の通電が行われている。このうち冷凍機は時間 30 分から 300 分の間に冷凍機出口窒素温度を 67K に設定した温度制御運転を実施している。通電試験前後において、超電導変圧器内部の温度と窒素の液面レベルは安定しており、実証用ネオン冷凍機の温度制御運転の有効性を確認することができた。

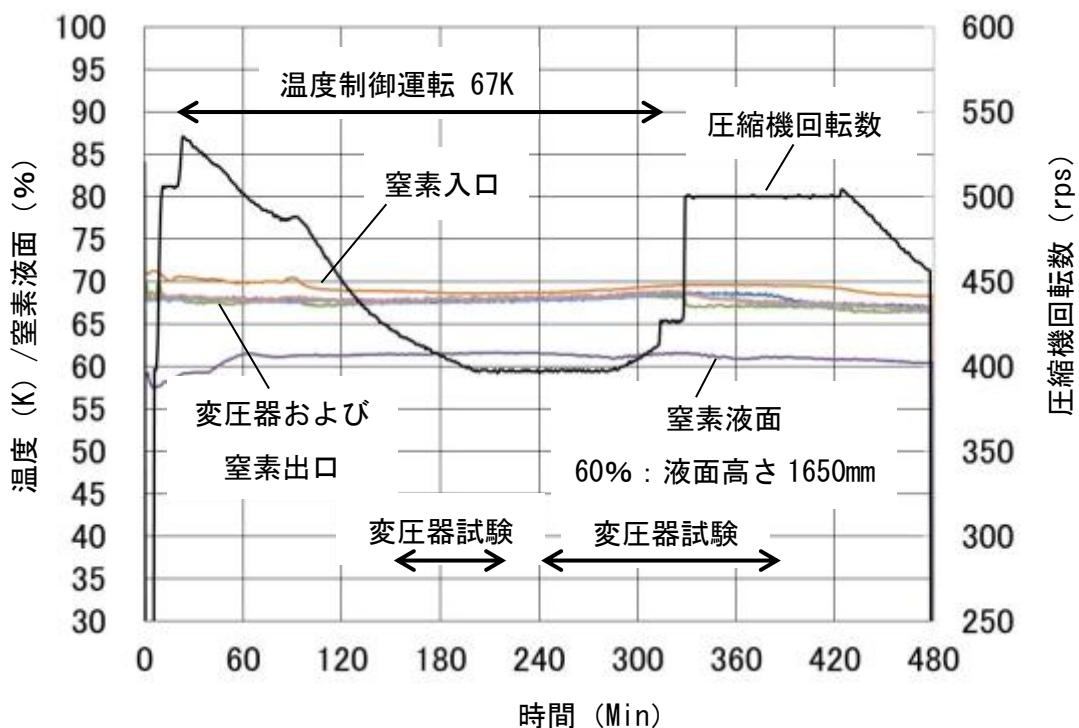


図 6.4-8 超伝導変圧器通電試験における冷却運転

第 7 章 結言

実用の高温超伝導電力機器を冷却可能な冷凍機の実現を目的に、ネオンを冷媒としたターボブレイトン冷凍機（ネオン冷凍機）を設計、製作し、評価を行った。さらに 2MVA 級超伝導変圧器での液体窒素循環冷却試験を実施し、実用の高温超伝導電力機器の冷却手段としてネオン冷凍機が有効であることを示した。

1) 冷凍機サイクルの検討

まず、高温超伝導電力機器を冷却可能な冷凍サイクルとして、スターリングサイクルおよびターボブレイトンサイクルの理論的な比較を行った。一般的にスターリングサイクルの冷凍機は他の形式の冷凍機と比較して冷凍効率 (COP) が高いと考えられている。しかしながら、ターボブレイトンサイクルでは冷媒の膨張で得られるエネルギーを冷媒の圧縮動力に利用することにより、理論上はスターリング冷凍機と同等の冷凍効率が得られることを示した。また、超伝導電力機器での冷却では、液体窒素を介して冷却を行うため、冷凍機の寒冷と液体窒素との熱交換（サブクール熱交換器）が重要要素であり、液体窒素の凝固を防止しつつ、液体窒素との温度差を極力小さくした熱交換器の実現が課題であることを見出した。

製作する実証用ネオン冷凍機の冷凍能力は 2kW(冷却温度 65K)、冷凍効率 (COP) は 0.06 (冷却温度 80K) を目標とした。冷凍機の各要素機器の仕様を決定するため冷凍サイクルの検討では、膨張タービンやターボ圧縮機などのターボ回転機の効率、ネオンの高圧側と低圧側の熱交換を行う主熱交換器の効率、冷媒の圧力比（高圧側と低圧側の比）および冷媒流量をパラメータとしてサイクル計算を行った。その結果、ターボ回転機の効率を 65~70%、主熱交換器の熱交換効率を 98~99%、サイクルの圧力比を 2.0、冷媒流量を 300g/s として設計、製作を進めることとした。

2) 膨張タービンの開発

膨張タービンの設計では、メンテナンス間隔の長期化を目的に主軸を支持する軸受機構に 5 軸制御型磁気軸受を採用した。本研究における膨張タービンでは、冷媒の流量や圧力比などの仕様から半径流式が適していると判断し、半径

流式膨張タービンの設計理論に基づいて主軸回転数やインペラの詳細形状の検討を行い、主軸回転数は 1200rps となった。インペラについては主軸回転数を基に外径を 32mm とし、羽根枚数などが異なる 3 種類を試作し、試作タービン式冷凍機を利用した性能試験を実施した。その結果タービン効率は、目標の 65 ~70% に対して最高で 72% を得ることができ、羽根枚数 12 枚のフルブレードインペラを採用した。また本研究では、冷媒にネオンを使用するため、膨張タービンは密閉構造が望ましく、膨張タービンの制動方式には密閉構造が可能な高周波モータを利用した発電機制動方式を採用し、上記膨張タービンの性能試験において高速回転での制動に問題がないことを確認した。

3) ターボ圧縮機の開発

ターボ圧縮機の設計については、第 2 章で示された冷媒流量 300g/s と圧力比 2.0 を実現するため 2 段圧縮を採用した。インペラを主軸の両端に配置する構造とし、主軸の支持には 5 軸制御型磁気軸受を採用した。ターボ圧縮機の回転数は約 600rps となり、各圧縮段の比速度が最適値 (150~600) に対して 107~147 と低く、高効率が得られるよう後ろ向き羽根インペラを採用し、ディフューザ（固定翼）は羽根枚数 8 枚と 15 枚を設計、製作した。

フューザについては、当初、羽根枚数 8 枚での性能が羽根枚数 15 枚を上回る結果であったが、羽根枚数 15 枚での衝突損失に着目し形状を改良した結果、羽根枚数 8 枚と同等の性能を得た。さらに、羽根枚数 8 枚よりも圧縮機の圧力振動（サージ現象）が抑制され、広い運転範囲を確保でき、最終的に改良した羽根枚数 15 枚のディフューザを採用した。この結果圧縮機効率は最高で 71% を得ることができた。試作タービン式冷凍機を利用して冷却温度 80K および 65K における圧縮機運転特性を確認し、冷凍機の冷凍能力を圧縮機回転によって調整可能であることを確認した。

ターボブレイトンサイクルの特徴である低温圧縮サイクルに着目し、低温空気によるターボ圧縮機の運転確認を実施した。-70°C および -100°C での試験結果から、圧力比はターボ圧縮機の相似則に従う結果となり、-100°C では単段にて圧力比 2.0 が得られた。さらに、磁気軸受やモータなどの駆動部分に構造上の問題がないことを確認した。

4) 熱交換器の開発

主熱交換器については、従来の試作タービン式冷凍機での5ブロックに対し、小型化を実現するため、主熱交換器のブロック数を変更した検討を行い、3ブロックまたは4ブロックにて冷凍機の性能目標が達成できる見通しを得た。この時点では、ターボ圧縮機の評価が完了していなかったことから、目標達成を優先し、主熱交換器は4ブロックとした。

サブクール熱交換器については、液体窒素の凝固防止と高い熱交換効率が得られるよう、2ステージ式のアルミプレートフィン形熱交換器を採用した。第1ステージで窒素の凝固温度以下のネオンと凝固温度以上のネオンを並流で熱交換させ、ネオンを窒素の凝固温度以上まで上昇させた。第2ステージでは、これらのネオンと液体窒素とを対向流で熱交換させ、ネオンと液体窒素との温度差を1Kに抑え、2kWの熱交換の設計を可能とした。

5) ネオン冷媒冷凍機システムの運転実証

ネオン冷凍機の運転では、冷凍機の実用化に必要な自動運転プロセスを検討し、ターボ回転機の起動からクールダウン、温度制御までの自動運転方法を確立した。冷凍機の冷凍能力は、ターボ圧縮機の回転数により調整することとし、実際の運用で起こり得る負荷変動や運転温度の変更を考慮し、各運転条件での冷凍機運転特性を調べた。これまでに検討、製作された膨張タービン、ターボ圧縮機、主熱交換器、サブクール熱交換器などを組み合わせ、実証用ネオン冷凍機を作製した。

実証用ネオン冷凍機の単体での性能は、冷却温度65Kにおける冷凍能力が2.17kW（目標2kW）、冷却温度80KにおけるCOPが0.06（目標0.06）であり、目標性能を達成することができた。そして模擬熱負荷ヒータを用いた液体窒素循環試験を実施し、58日間の連続運転を成功させ、ネオン冷凍機の安定性と超伝導電力機器の冷却における有効性を示した。

最後に実証用ネオン冷凍機と2MVA級超伝導変圧器との液体窒素循環による冷却試験を実施し、実際の通電試験などにおいても冷却システムが運用可能であることを示した。

以上の取り組みにより、実用の高温超伝導電力機器が必要とする冷凍能力や運転特性を有した、ネオン冷媒ターボプレイトン冷凍機を実現すると共に、高温超伝導電力機器における冷却システムとして構築、運用可能であることを示



図 7.1 2kW ネオンターボブレイトン冷凍機実用機

すことができた。

6) 今後の展望

本研究の成果として、平成 25 年度に高温超伝導電力機器向けとしては世界で初めて 2kW ネオンターボブレイトン冷凍機が実用化され、既にいくつかの実証研究に用いられている。図 7-1 に実用化された冷凍機の写真を示す。

また、本研究の開始以降、同様なターボブレイトン冷凍機の研究が国内外にてなされており、高温超伝導電力機器の実用化研究に合わせた取り組みが進められている^{43, 44)}。

しかしながら、高温超伝導電力機器の実用化と普及を実現するには、より大容量（10kW 級）かつ、経済的利点が得られる高い冷凍効率が求められている。大容量化については本研究後の取り組みとして 10kW 級のネオン冷凍機の研究が精力的に行われている⁴⁵⁾。一方で冷凍効率については、現在の実用的な 2kW 冷凍機と 10kW 冷凍機の COP がそれぞれ約 0.04、約 0.06 であり、将来的には 0.08 から 0.1 が実現できるよう研究を継続する必要がある。また、冷却システム全体では、サブクール液体窒素を循環させる液体窒素ポンプについて、十分な取り組みが行われておらず、揚程やメンテナンス間隔について十分な性能を得ることができない。そのため、液体窒素ポンプについても磁気軸受などを採用した新たなポンプの開発が期待される。さらに、電力機器の分野においては高い

信頼性も不可欠であり、信頼性の評価方法の確立に向けた研究も非常に重要である。

謝辞

本研究を纏めるにあたり、御指導、御鞭撻を賜りました九州大学大学院工学府エネルギー量子工学部門石橋健二教授、守田幸路教授、およびシステム情報科学府電気電子工学専攻岩熊成卓教授に心から感謝申し上げます。

ならびに、工学府エネルギー量子工学専攻前畠京介准教授には、適切な御助言、御助力を頂きましたことを深く感謝申し上げます。

コールドテック上岡泰晴氏（元大陽日酸株式会社）には、本研究を始める機会を与えて頂くと共に、御指導頂きましたことに御礼申し上げます。

本研究の論文執筆は大陽日酸株式会社の関係各位の御支援の賜物であります。特に本研究の取り組みに御理解を頂きました有賀敬記技監に感謝申し上げます。長きに亘り本研究の遂行について御指導、御支援を頂きました吉田茂氏および弘川昌樹氏に感謝申し上げます。また本研究の検討および実験において御協力を頂いた長坂徹氏、奈良範久氏、上森賢悦氏、岩本建次氏ならびに尾崎信介氏に感謝いたします。

最後に本研究の成果は、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構から受託した「イットリウム系超電導電力機器技術開発プロジェクト」において達成されました。当該プロジェクトでは、塩原融氏（元公益財団法人国際超電導産業技術研究センター）、林秀美氏（元九州電力株式会社）、富士電機株式会社富岡章氏とは有益な御指導と御討論を頂きました。厚く御礼申し上げます。

参考文献

- 1) S. Yoshida, Y. Yagi, T. Umeno, T. Ishida, Y. Kamioka, H. Ogino, M. Iwakuma, K. Funaki, Y. Yasukawa, M. Konno: "1 Atm Sub Cooled Liquid Nitrogen Cryogenic System for Oxide Superconducting Transformer" , Advances in Cryogenic Engineering Vol. 43 (1998), 1191-1198
- 2) H. M. Chang, S. J. Song, G. W. Hong, H. J. Lee: "Optimal Design of Sizes in Bynary Current Leads Cooled Cryogenic Refrigerator" , Advances in Cryogenic Engineering Vol. 43 (1998), 1343-1350
- 3) K. Funaki, M. Iwakuma, K. Kajikawa, M. Takeo, J. Suehiro, M. Hara, K. Yamafuji, M. Konno, Y. Kasagawa, K. Okubo, Y. Yasukawa, S. Nose, M. Ueyama, K. Hayashi, K. Sato:" Development of a 500 kVA-class oxide-superconducting power transformer operated at liquid-nitrogen temperature" , Cryogenics 38 (1998), 211-220
- 4) J. P. Stvall, A. Demko, P. W. Fisher, M. J. Gouge, J. W. Lue, U. K. Sinha, J. W. Armstrong, R. L. Hughey, D. Lindsay, J. C. Tolbert: " Installation and Operation of the Southwire 30-meter High-Tmperature Superconductong Power Cable" , IEEE transaction on Applied Superconductivity, Vol. 11(2001), 2467-2472
- 5) 原 雅則、末廣 純也、櫛永 稔、松本 泰典、舟木 和夫、岩熊 成卓、坊野 敬昭、堤 克哉:" 高温超伝導コイルにおける交流電圧印加時の熱気泡挙動と電気絶縁環境" ,低温工学 Vol. 37, No. 7(2001), 406-418
- 6) Sumitomo Heavy Industries LTD.,
<http://www.shi.co.jp/products/precision/cold/>
- 7) Cryomech, Inc., <http://www.cryomech.com>/
- 8) Stirling Cryogenic, <http://www.stirlingcryogenics.com/>
- 9) Linde Kryotechnik AG.,
<http://www.linde-kryotechnik.ch/1108/1111.asp>
- 10) H. J. M. ter Brake, G. F. M. Wiegerinck:" Low-power cryocooler survey" , Cryogenics 42 (2002), 705-718
- 11) D. Willems, F. Dioguardi, R. Den Jeijer :" CLOSED LOOP COOLING SYSTEM FOR HTS APPLICATIONS" , Advances Cryogenic Engineering Vol. 51 (2006),

- 12) H. Hirai, Y. Suzuki, M. Hirokawa, H. Kobayashi, Y. Kamioka, M. Iwakuma, Y. Shiohara:” Development of a turbine cryocooler for high temperature superconductor applications” , Pysica C 469 (2009), 1857–1861
- 13) S. Yoshida, K. Ohashi, T. Umeno, Y. Suzuki, Y. Kamioka, H. Kimura, K. Tsutsumi, M. Iwakuma, K. Funaki, T. Bhono, Y. Yagi:” 1 Atm Subcooled Liquid Nitrogen Cryogenis System with GM–Refrigarator for a HTS Power Transformer” , Advances in Cryogenic Engineering Vol. 47 (2002), 473–480
- 14) S. H. Sohn, J. H. Lim, S. W. Yim, O. B. Hyun, H. R. Kim, K. Yatsuka, S. Isojima, T. Masuda, M. Watanabe, H. S. Ryoo, H. S. Yang, D. L. Kim, S. D. Hwang:” The Results of Installation and Preliminary Test of 22.9 kV, 50 MVA, 100 m Class HTS Power Cable System at KEPCO” , IEEE Transactions on Applied Superconductivity vol. 17, No. 2 (2007), 2043–2046
- 15) S. A. Potratz, T. D. Abbott, M. C. Johnson, K. B. Albaugh: ” Stirling–type Pulse Tube Cryocooler with 1kW of Refrigeration at 77 K” , Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 53 (2008), 42–48
- 16) C. S. Weber, R. Lee, S. Ringo, T. Masuda, H. Yumura, J. Moscovic, ” Testing and Demonstration Results of the 350 m Long HTS Cable System Installed in Albany, NY” IEEE Transactions on Applied Superconductivity Vol. 17, No. 2 (2007), 2038–2042
- 17) J. A. Demko, R. C. Duckworth, P. W. Fisher, M. J. Gouge, C. M. Rey, M. A. Young, D. Lindsay, M. Roden, J. Tolbert, D. Willen, C. Ttaeholt, C. Thidemann:” Testing of a Liquid Nitrogen Cooled 5–Meter, 3000 A Tri–Axial High Temperature Superconducting Cable System” , Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 51 (2006), 790–797
- 18) P. Tixador, Y. Cointe, T. Trollier, E. Maher, A. Usoskin:” Test of a Bi/Y Transformer” , IEEE Transactions on Applied Superconductivity, Vol. 15 (2005), 1847–1850
- 19) Ronald Kreutz, Jpachim Bock, Frank Breuer, Klaus–Peter Juengst, Martin Kleimaier, Hans–Udo Klein, Detlef Krischel, Mathias Noe,

- Ralph Steingass, Karl-Heinz Weck: " System Technology and Test of CURL 10, a 10 kV, 10 MVA Resistive High-Tc Superconducting Fault Current Limiter" , IEEE Transactions on Applied Superconductivity, Vol. 15 (2005), 1961-1964
- 20) 吉田 茂: " 高温超伝導電力機器用過冷却液体窒素冷却システムの研究" , 九州大学 学位論文(2003), 87
- 21) U. Fleck, D. Vogel, B. Ziegler: " COOLING OF HTS APPLICATION IN THE TEMPERATURE RANGE OF 66 K TO 80 K" , Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 47 (2002), 188-195
- 22) N. Saji, H. Asakura, S. Yoshinaga, T. Ishizawa, A. Miyake, M. Obata, S. Nagaya: " DESIGN OF OIL-FREE SIMPLE TURBO TYPE 65K/6KW HELIUM AND NEON MIXTURE GAS REFRIGERATOR FOR HIGH TEMPERATURE SUPERCONDUCTING POWER CABLE COOLING" , Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 47 (2002), 893-900
- 23) J. F. Maguire, F. Schmidt, F. Hamber, T. E. Welsh: " Development and Demonstration of a Long Length HTS Cable to Operate in the Long Island Power Authority Transmission Grid" , IEEE Transactions on Applied Superconductivity, Vol. 15 (2005), 1787-1792
- 24) S. Yoshida, H. Hirai, N. Nara, T. Nagasaka, M. Hirokawa, H. Okamoto, H. Hayashi, Y. Shiohara: " Consideration of Sub-cooled LN₂ Circulation System for HTS Power Equipment" , Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 57 (2012), 1649-1656
- 25) Klaus D. Timmerhaus, Thomas M. Flynn: " Cryogenic Process Engineering" , Plenum Publishing Corporation, (1989), 103-110
- 26) Randall F. Barron: " Cryogenic Systems" , Second Edittion (1985), 261-263
- 27) S. Yoshida, H. Hirai, A. Takaike, M. Hirokawa, Y. Aizawa, Y. Kamioka, H. Okamoto, H. Hayashi, Y. Shiohara: " New Design of Neon Refrigerator for HTS Power Machines" , Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 55 (2010), 1131-1138
- 28) 浜島 操: " ガスターイン 理論と設計" , 3 版, コロナ社(1979), 226-229
- 29) Yoshida S., Nara N., Uwamori K., Ozaki S., Hirai H., Takaike A.,

- Hirokawa M., Okamoto H., Hayashi H., Shiohara Y.: "Development of neon refrigerator for HTS power machines", Proceedings of the 23rd International Cryogenic Engineering Conference and International Cryogenic Materials Conference 2010 (2011), 703-709
- 30) 電気学会 磁気浮上応用技術調査専門委員会 編: "磁気浮上と磁気軸受", コロナ社(1993), 32-34
- 31) 十合 晋一: "気体軸受設計ガイドブック", 共立出版株式会社 (2002), 5-7
- 32) G. G. Haselden: "Cryogenic Fundamentals", Academic Press INC. (1971), 415-417
- 33) Hirai H., Hirokawa M., Yoshida S., Takaike A., Ozaki S., Nara N., Uwamori K., Kamioka Y., Hayashi H., Okamoto H., Shiohara Y.: "Development of a neon turbo-compressor with active magnetic bearings", Proceedings of the 23rd International Cryogenic Engineering Conference and International Cryogenic Materials Conference 2010 (2011), 677-682
- 34) 日本工業規格, JIS B 8345, ターボ形ガス用ブロワ・圧縮機の閉回路による試験及び検査方法
- 35) 浜島 操: "ガスタービン 理論と設計", 3版(1979), コロナ社, 11-12
- 36) Klaus D. Timmerhaus, Thomas M. Flynn: "Cryogenic Process Engineering", Plenum Publishing Corporation, (1989), 203-215
- 37) Process System Enterprise Limited, Homepage,
<http://www.psenterprise.com/gproms/index.html>
- 38) National Institute of Standards and Technology, Homepage,
<http://www.nist.gov/srd/nist23.html>
- 39) 安井 澄夫: "ターボ機械 I", 実業出版社(1977), 74-75
- 40) H. Hirai, M. Hirokawa, S. Yoshida, N. Nara, S. Ozaki, H. Hayashi, H. Okamoto, Y. Shiohara: "Neon Turbo-Brayton Cycle Refrigerator for HTS Power Machines", Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 57 (2012), 1672-1679
- 41) Hirai H., Yoshida S., Ozaki S., Hirokawa M., Iwamoto K., Nara N., Hayashi H., Okamoto H., Shiohara Y.: "Development of neon refrigerator

- with LN sub-cooler for HTS power equipments” , Proceedings of the 24 th International Cryogenic Engineering Conference and International Cryogenic Materials Conference 2012 (2013), 83–86
- 42) S. Yoshida, H. Hirai, N. Nara, S. Ozaki, M. Hirokawa, T. Eguchi, H. Hayashi, M. Iwakuma, Y. Shiohara:” Sub-cooled Liquid Nitrogen Cryogenic System with Neon Turbo-refrigerator for HTS Power Equipment” , Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 59 (2014), 1246–1253
- 43) J. F. Maguire, J. Yuan, W. Romanosky, F. Schmidt, R. Soika, S. Bratt, F. Durand, C. King, J. McNamara, T. E. Welsh:” Progress and Status of a 2G HTS Power Cable to Be Installed in the Long Island Power Authority (LIPA) Grid” , IEEE Transactions on Applied Superconductivity, Vol. 21 (2011), 961–966
- 44) H. M. Chang, C. W. Park, H. S. Yang, S. H. Sohn, J. H. Lim, S. R. Oh, S. D. Hwang:” Thermodynamic Design of 10 kW Brayton Cryocooler for HTS Cable” , Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 57 (2012), 1664–1671
- 45) Hirokazu. Hirai, Masaki. Hirokawa, Shigeru. Yoshida, Tomonobu. Sano, Shinsuke. Ozaki:” Development of a turbine-compressor for 10 kW class neon turbo-Brayton refrigerator” , Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 59 (2014), 1236–1241