

磁気軸受式小型ターボ圧縮機の開発

Development of a Small Turbo-Compressor with Active Magnetic Bearings

平井 寛一* 弘川 昌樹* 高池 明* 尾崎 信介*
HIRAI Hirokazu HIROKAWA Masaki TAKAIKE Akira OZAKI Shinsuke

高温超電導電力機器用の冷凍機（冷凍能力2kW，冷却温度65K）への搭載を目的として，ネオンを作動流体とする磁気軸受式小型ターボ圧縮機を開発し，ネオンガスでの性能試験を実施した。圧縮機は1軸2段の遠心圧縮機で，入口圧力0.5MPa，流量0.3kg/s，圧力比2を得ることができる。圧縮機の小型化と高性能化を実現するために，定格60kWの高周波モータを駆動軸に内蔵したビルトインモータ構造を採用している。また，メンテナンスフリーを目指し，軸受には5軸制御の磁気軸受を採用した。

ネオンガスによる性能試験により回転数34200rpmにおいて定格の流量と圧力比が得られ，約70%以上の断熱効率となることを確認した。

A turbo-compressor for a turbo-Brayton cycle refrigerator to cool HTS (High Temperature Superconducting) power machines was developed and tested using neon gas as working fluid. The compressor has two centrifugal stages and a rated power of 60kW high speed motor. Its rotational speed is 37000rpm and it compresses the neon gas from 0.5MPa to 1MPa with the flow rate of 0.3kg/s and produces a cooling power of 2kW at the temperature of 65K. Active magnetic bearings are incorporated to the compressor because a long maintenance interval is required for the refrigerator. Experimental results were obtained up to 34200rpm and the performance at the design point of the compressor was predicted from the test results. Both predicted and measured compressor efficiencies have achieved approximately 70% and satisfied the requirements of the refrigerator.

1. はじめに

高温超電導（以下，HTS）を利用した送電ケーブル，モータ，変圧器などのHTS機器の実用化では，冷却温度70Kにおいて2～10kWの冷凍能力を持つ冷凍機が必要とされている¹⁾。またHTS機器は数年間の連続運転が前提となるため，冷凍機には高い冷凍効率とメンテナンスフリーが要求される。さらに既存の電力機器からの転換を図るにはHTS機器の優位性が発揮できるよう，設置スペースも重要となる。

当社では，実用規模のHTS機器に適用可能な冷凍機として，冷媒にネオンを使用し，膨張タービンとターボ圧縮機を組み込んだターボブレイトンサイクル冷凍機（以下，ネオン冷凍機）の開発に取り組んでいる。この冷凍機は膨張タービンとターボ圧縮機に5軸制御の磁気軸受を採用し，小型，高性能，メンテナン

* 開発・エンジニアリング本部 山梨研究所 低温技術研究室

スフリーを目指している。2007年には試作ネオン冷凍機により冷却温度70K，冷凍能力2kWの性能を達成し，実用規模のHTS機器への適用が可能であることを示した^{1,2)}。さらに磁気軸受式膨張タービンの開発や冷凍効率向上のためのプロセスシミュレーションなどを実施した³⁻⁵⁾。しかしながら，試作ネオン冷凍機の冷凍プロセスの仕様条件に適した小型のターボ圧縮機が入手できないため，市販のレシプロ式圧縮機を使用していた。

今回，ネオン冷凍機のプロセス仕様に合わせた磁気軸受式小型ターボ圧縮機を開発し性能試験を実施したので，圧縮機の構造や性能試験結果について紹介する。

2. ターボ圧縮機の設計と構造

ターボ圧縮機の構造をFig. 1に，圧縮機の仕様をTable 1に示す。ネオン冷凍機のプロセスでは高圧側

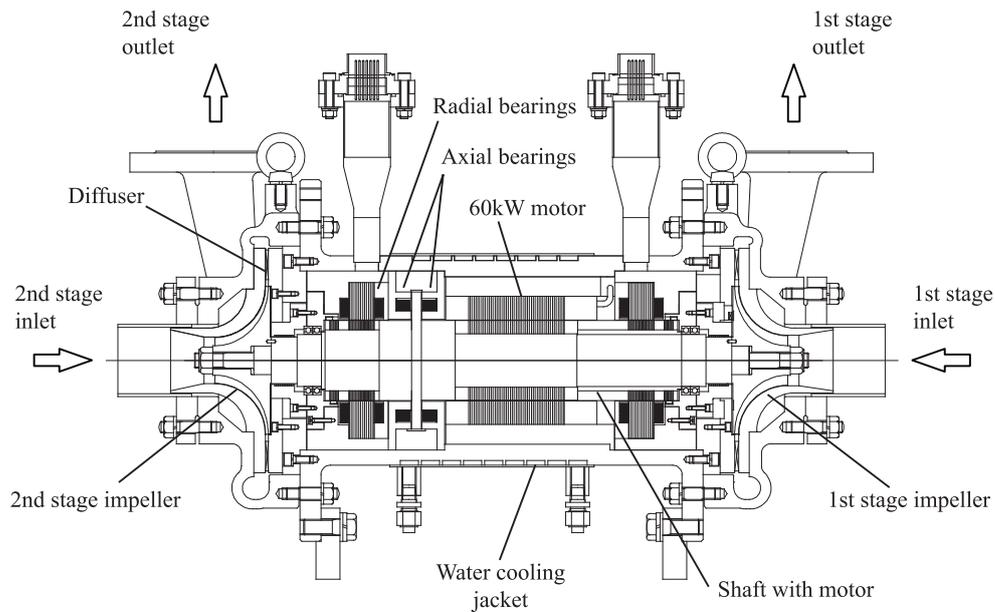


Fig. 1 Cross-sectional drawing of neon turbo-compressor

Table 1 Compressor design specifications

Inlet pressure (MPa)	0.5
Inlet temperature (K)	303
Outlet pressure (MPa)	1.0
Flow rate (kg/s)	0.3
Rotational speed (rpm)	37000
Number of stages	2
Motor rated power (kW)	60
Efficiency (%)	> 65
Bearing type	Magnetic bearing

圧力を1MPa、低圧側圧力を0.5MPaとしており、膨張タービンで断熱膨張したガスをターボ圧縮機で昇圧する。圧縮機に要求される流量や断熱効率は冷凍機の目標性能により決定される。ネオン冷凍機の目標性能は、冷却温度65Kでの冷凍能力を2kW、冷却温度80Kでの冷凍機のCOP(冷凍効率: Coefficient of Performance)を0.06としている。

ターボ圧縮機的设计段階では流量を0.3kg/s、断熱効率を65%以上としていたが、その後の試作ネオン冷凍機の試験データを基に行ったプロセスシミュレーションの結果、目標効率を70%に変更することとなった⁶⁾。

軸受には主軸を非接触で支持するため、5軸制御型磁気軸受を採用した。当社ではこれまで、空気分離装置やネオン冷凍機の膨張タービンに磁気軸受を採用し、高い信頼性を確認しており、冷凍機のメンテナンスフリーを実現することが可能となる。

ターボ圧縮機的设计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46kWとなり、圧縮機駆動用モータの定格容量を

60kWとした。また、メンテナンスフリーと高効率を得るため、駆動方式はダイレクトドライブとし、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。

ターボ圧縮機では回転数が高いほどインペラ外径が小さくなりインペラの摩擦損失を低減できるが、モータや主軸には大きな遠心応力が作用し、材料強度の限界から設計回転数は37000rpmとした。

圧縮機の段数はTable 1の圧縮機の仕様と式(1)に示した比速度 N_s の関係から2段圧縮とし、インペラの配置は、各段のインペラの圧力差によって生じる推力が互いに打ち消し合って、スラスト軸受の負荷を軽減するように主軸の両端に配置する構造とした。

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

N_s : 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), 最適比速度は150～600とされている。Table 1に示した仕様から求めた1段と2段の比速度は107～138の範囲であり、最適比速度より若干低い値である。したがって、高い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る。

圧縮機インペラの形状寸法を Table 2に示す。遠心式圧縮機では、所定の圧力比を得るには十分なインペラ周速が必要になる。各段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155mmとした。

インペラ外周部の羽根高さは、それぞれ4.0mmと2.8mmである。インペラ外周部の羽根高さが低くなるとシュラウドとの隙間で生じるリーク損失の影響が大きくなり、効率が低下する。そのため、高い効率を得られるよう、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は速度エネルギーを圧力上昇に変換するディフューザも、より高い性能を得られるよう、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。Fig. 2に1段側インペラとディフューザ(羽根枚数8枚)の写真を示す。

Table 2 Compressor impeller dimensions

	1st stage	2nd stage
Material	Aluminum alloy	
Diameter (mm)	155	
Number of blades	18	
Blade height at exit (mm)	4.0	2.8
Blade type	Back ward	



Fig. 2 Photograph of the first stage impeller and vaned diffuser

3. 圧縮機性能試験

圧縮機性能試験の概略フローを Fig 3に、試験装置の写真を Fig. 4に示す。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に基づいて試験した⁷⁾。

圧縮機の圧力比や流量は、圧縮機吐出弁(Discharge valve)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(Gas charge port)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。

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。

Fig. 5にディフューザ羽根枚数8枚の圧縮機流量と圧力比の関係を示す。図中のプロットは性能試験での実測データであり、実線は圧縮機の相似則により求めた性能予測カーブである。ターボ圧縮機では実測データの一部分に相似則を適用することで、オフデザインでの圧力比や効率を精度良く予測することができる。

また、圧力比はアフタークーラ出口の圧力P5と1段の吸入圧力P1との比で定義しており、各段を接続する配管の圧力損失なども含めた圧力比となっている。これは、ターボ圧縮機の試験結果を冷凍機のプロセスシミュレーションプログラムに反映する際、2段圧縮機を単段の圧縮機として取り扱うことによりシミュレーションを簡略化するためである。

現在、回転数34200rpm、流量0.24kg/s(定格の80%)において圧力比2を得ており、相似則のカーブ

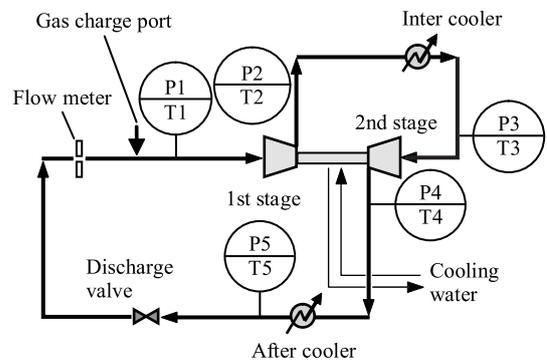


Fig. 3 Test flow diagram

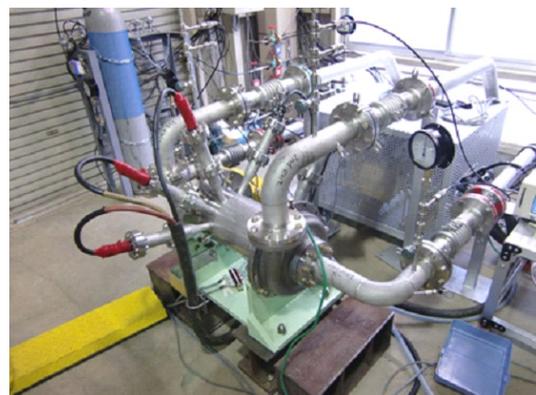


Fig. 4 Compressor installed on test rig

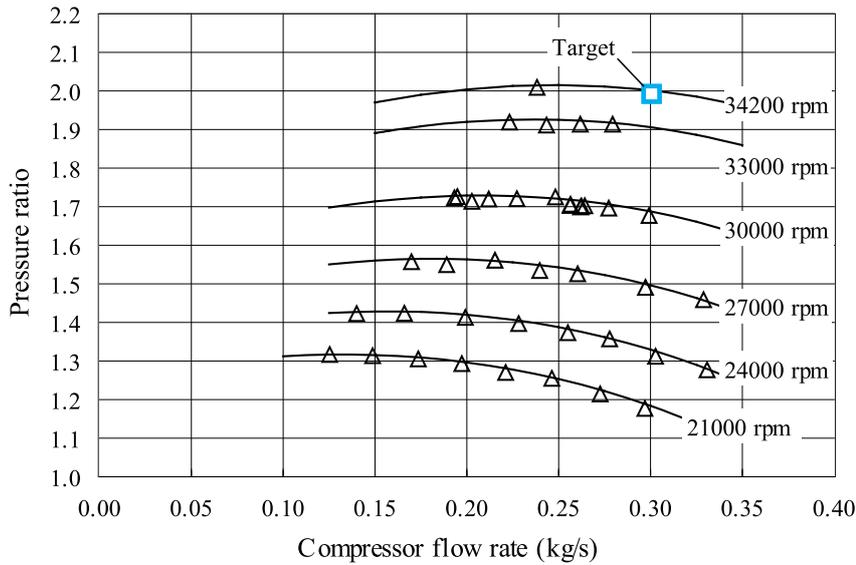


Fig. 5 Relation between pressure ratio and flow rate

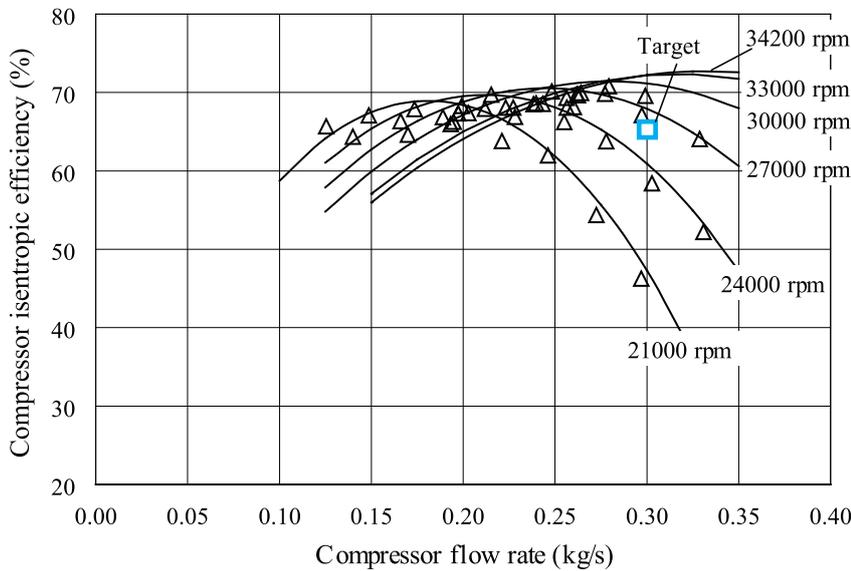


Fig. 6 Relation between compressor efficiency and flow rate

から34200rpmにおいて定格の流量と圧力比が得られることが確認できた。

Fig. 6にディフューザ羽根枚数8枚の圧縮機流量と断熱効率の関係を示す。Fig. 5と同様に断熱効率についても圧縮機を単段として取り扱い、データを整理した。断熱効率は式(2)と式(3)で定義している。

$$\eta = \frac{T_5 - T_1}{T_2 - T_1 + T_4 - T_3} \quad (2)$$

$$T_5 = T_1 \times P_r^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3)$$

η : 断熱効率; T_1 : 1段入口温度; T_2 : 1段出口温度
 T_3 : 2段入口温度; T_4 : 2段出口温度; P_r : 圧力比
 T_5 : アフタークーラ出口での理論断熱温度; κ : 比熱比

また図中のプロットは実測データ、実線は相似則より求めた性能予測カーブである。

断熱効率は回転数ごとに効率のピークがあり、回転数が増加するとピーク効率も向上する。試験結果では、概ね65%から70%の断熱効率が得られており、流量0.3kg/s、圧力比2での断熱効率は相似則の性能予測カーブから70%以上となることが確認できた。これによりネオン冷凍機の目標達成に必要な圧縮機効率(70%以上)を得ることができた。

4. まとめ

ネオンを作動流体とする磁気軸受式小型ターボ圧縮機を開発し、ネオンガスによるターボ圧縮機の性能

試験を実施した。高効率と小型化を目指して1軸2段の遠心式圧縮機とし、バックワードインペラと羽根付ディフューザを採用、ディフューザは羽根枚数8枚と15枚の2種類を製作した。性能試験にはディフューザ羽根枚数8枚を使用し、測定データと相似則による計算結果から、圧縮機入口圧力0.5MPa、回転数34200rpmにおいて、目標とする流量0.3kg/s、圧力比2が得られ、断熱効率は70%以上となり、冷凍機の要求を満足することを確認した。

なお、このターボ圧縮機の性能試験はまだ継続中であり、更なる効率向上を図るべく、今後はディフューザ羽根枚数15枚の性能試験を行う予定である。また本年度中に試作ネオン冷凍機のレシプロ式圧縮機を、開発したターボ圧縮機と交換し、ネオン冷凍機の冷凍能力や冷凍効率を評価する予定である。

謝辞

本研究の成果は、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)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」において達成されたものである。

参考文献

- 1) Hirai, H.; Suzuki, Y.; Hirokawa, M.; Kamioka, Y.; Iwakuma, M.; Shiohara, Y. "Development of a Turbine Cryocooler for High Temperature Superconductor Applications", Physica C 469 Proceedings of 21th International Symposium on Superconductivity, Elsevier, 2009, p.1857-1861
- 2) 平井寛一, 鈴木佳明, 長坂徹, 坂上誠一. "高温超電導機器用冷却システムの開発". 大陽日酸技報. 2008, (27), p.36-37.
- 3) Yoshida, S.; Hirai, H.; Takaïke, A.; Hirokawa, M.; Aizawa, Y.; Kamioka, Y.; Okamoto, H.; Hayashi, H.; Shiohara, Y. "New Design of Neon Refrigerator for HTS Power Machines", Advances in Cryogenic Engineering 55, AIP Press, Melville, New York, 2010, p.1131-1138
- 4) Hirai, H.; Hirokawa, M.; Yoshida, S.; Kamioka, Y.; Takaïke, A.; Hayashi, H.; Okamoto, H.; Shiohara, Y. "Development of a neon cryogenic turbo-expander with magnetic bearings", Advances in Cryogenic Engineering 55, AIP Press, Melville, New York, 2010, p.895-902
- 5) 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. 2009, (28), p.1-5.
- 6) Yoshida, S.; Nara, N.; Uwamori, K.; Ozaki, S.; Hirai, H.; Takaïke, A.; Hirokawa, M.; Kamioka, Y.; Okamoto, H.; Hayashi, H.; Shiohara, Y. "Development of neon refrigerator for HTS power machines", 21M-PS-5-01. TCEC23, to be published
- 7) 日本工業規格(JIS) JIS B 8345: 1995. ターボ形ガス用ブロウ・圧縮機の閉回路による試験及び検査方法.