

高温超電導電力機器用サブクール液体窒素循環システム

Sub-cooled LN₂ circulation system for HTS power machines

池上 俊輔*	上森 賢悦*	奈良 範久*	吉田 茂*
IKEGAMI Shunsuke	UWAMORI Kenetsu	NARA Norihisa	YOSHIDA Shigeru
尾崎 信介**	平井 寛一**	弘川 昌樹**	長坂 徹***
OZAKI Shinsuke	HIRAI Hirokazu	HIROKAWA Masaki	NAGASAKA Tooru

高温超電導電力機器（以下、HTS 機器）を冷却するためのサブクール液体窒素循環システムについて検討を行った。このシステムはサブクール熱交換器と循環ポンプで構成され、サブクール熱交換器は冷凍機で発生される寒冷とサブクール液体窒素（以下、サブクール LN₂）とを熱交換させる重要機器である。サブクール熱交換器に接続される冷凍機は、当社で開発中のネオンガスを作動流体とするターボブレイトンサイクル冷凍機であり、冷凍能力 2kW（冷却温度 65K）の能力を持つ。サブクール LN₂ は電気絶縁性能が高いため HTS 機器の冷却に適しているが、サブクール LN₂ の冷却温度は液体窒素の凝固温度に近く、冷凍機の作動流体（約 60K のネオンガス）との熱交換において液体窒素が凝固する可能性がある。そこで、サブクール LN₂ の凝固を防ぎつつ、効率の高い熱交換プロセスを実現するためのプレートフィン式熱交換器の検討を行った。プロセスシミュレーションの結果、サブクール LN₂ が凝固することはなかった。また、今回の検討を通じて HTS 機器の冷却では冷凍機単体の冷凍効率だけでなくサブクール LN₂ 熱交換器も含めた設計が重要であることを理論的に整理することができた。

A sub-cooled liquid nitrogen (LN₂) circulation system for High Temperature Superconducting (HTS) power machines was considered. The circulation system consists of a sub-cool heat exchanger and a circulation pump. The sub-cool heat exchanger is connected our neon turbo-Brayton cycle refrigerator whose cooling power is 2 kW at 65 K. Sub-cooled LN₂ is adequate fluid for cooling HTS power machines, because its dielectric strength is high and it makes larger critical current. However, a possibility of LN₂ solidification in the sub-cool heat exchanger is a considerable issue. The refrigerator produces cold neon gas of about 60 K, which is lower than nitrogen freezing temperature, 63 K. Therefore, we designed two-stage heat exchanger which is based on a plate-fin type. Process simulation of the heat exchanger indicate that sub-cooled LN₂ is not frozen in the sub-cool heat exchanger. The plate-fin type sub-cool heat exchanger is consequently adopted in terms of reliability and compactness. Furthermore, we found that a cooling system with Brayton refrigerator has the same total cooling efficiency as a cooling system with Stirling refrigerator has.

1. はじめに

高温超電導を利用した送電ケーブルや限流器、変圧器、モーターなどが実用化に向けて活発に研究されて

いる¹⁻⁴⁾。高温超電導電力機器（HTS 機器）では超電導を維持するために、冷却システムを用いて低温状態を保持する必要があり、HTS 機器に関するこれまでの研究開発では、スターリング冷凍機などの蓄冷式の冷凍機が主に利用されてきた。しかし、実用化への研究開発が進むにつれ HTS 機器は大型となるため、冷却システムに求められる冷凍能力も大きくなる傾向で

* 開発・エンジニアリング本部 つくば研究所 超電導プロジェクト

** 開発・エンジニアリング本部 山梨研究所 低温技術研究室

*** 開発・エンジニアリング本部 技術研究所 センター シミュレーション技術部

ある。現在は複数の蓄冷式冷凍機を取り付けて必要な冷凍能力を得ようとしているが、設置面積が大きくなり、また定期的なメンテナンスが必要となるため HTS 機器の実用化にそのまま適用することは困難である。一方、当社で開発中のネオンを作動流体としたターボブレイトン冷凍機(以下、ネオン冷凍機)は、従来の容積型冷凍機より大きな冷凍能力が得られるため、HTS 実用機に適した冷凍機であると考えられる⁵⁻⁷⁾。ネオン冷凍機は主に膨張タービン、ターボ圧縮機、主熱交換器で構成されるが、膨張タービンとターボ圧縮機には磁気軸受を採用し、摺動部分をなくすことで、冷凍機のメンテナンスフリーを実現している^{8,9)}。

当社が取り組む HTS 機器冷却システムは、ネオン冷凍機とサブクール LN₂ 循環システムから構成される。Fig. 1 に冷却システムの概略フローを示す。

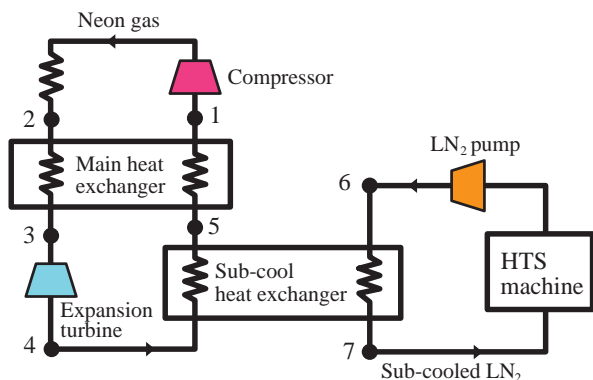


Fig. 1 Cooling system flow diagram

HTS 機器を冷却したサブクール LN₂ は、液体窒素ポンプでサブクール熱交換器に送られ、ネオン冷凍機との熱交換により 65 K に冷却される。液体窒素は他

の冷媒に比べて低コストかつ不燃性で毒性がないなどの特長を持ち、さらに HTS 機器の冷媒として最も重要である高い絶縁性を有する。しかしネオン冷凍機の温度は液体窒素の凝固温度よりも低いため、サブクール熱交換器内で液体窒素が凝固してしまう。

本報告では、まず冷凍機の冷凍サイクルと冷却システムの効率について検討を行い、HTS 機器冷却システムにおけるサブクール熱交換器の重要性を整理した。次に液体窒素の凝固を防ぎ、かつ高効率なサブクール熱交換器の具体的な検討を行ったので詳細を以下に述べる。

2. 冷凍サイクル

HTS 機器冷却システムの設計では、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 LN₂ との熱交換の方法も冷却効率を左右する重要な要素である。

HTS 機器冷却システム的具体例として、ターボブレイトン冷凍機とスターリング冷凍機を利用した場合のサブクール LN₂ との熱交換の概略図を Fig. 2 に示す。

冷却システムの役目は、HTS 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 LN₂ を所定の温度 T_c まで冷却し、HTS 機器へ循環させることであり、サブクール LN₂ 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徴は、サブクール LN₂ と熱伝達による熱交換を行うことにより、理論的(理想的)にはサブクール LN₂ 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 LN₂ の冷却温度 T_c と等しくす

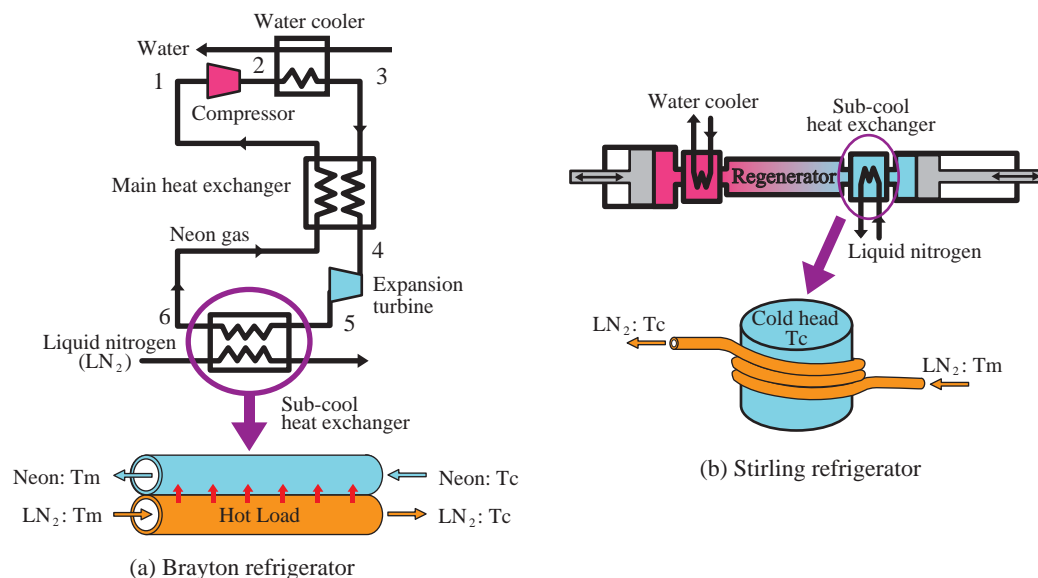


Fig. 2 Schematic drawings: (a)Brayton refrigerator, (b)Stirling refrigerator

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 LN_2 との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。

ここで各冷凍機の理論的なサイクルにおける COP について整理したいと思う。各冷凍機の冷凍サイクルを T-S 線図で表したものを Fig. 3 に示す。

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。アフタークーラーで 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 へ温度が降下し、5 から 6 への温度上昇 (定圧) によりサブクール LN_2 と熱交換を行う。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 LN_2 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 LN_2 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 Fig. 3 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 (1) と式 (2) が導かれる。

$$Q_{cb} = C_p \cdot \Delta T_c \tag{1}$$

$$W_b = C_p \cdot \Delta T_h - C_p \cdot \Delta T_c \tag{2}$$

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 (3) と式 (4) となる。

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

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

T_c : タービン入口温度 T_h : 圧縮機入口温度
 γ : 圧力比 κ : 比熱比

したがってブレイトン冷凍機の理論的 COP (COP_b) は式 (5) の通りとなる。

$$COP_b = \frac{Q_{cb}}{W_b} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \tag{5}$$

一方、スターリング冷凍機の理論的 COP (COP_s) は式 (6) で定義される¹⁰⁾。

$$COP_s = \frac{T_c}{T_h - T_c} \tag{6}$$

ゆえに、

$$COP_b = COP_s \tag{7}$$

よって式 (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。

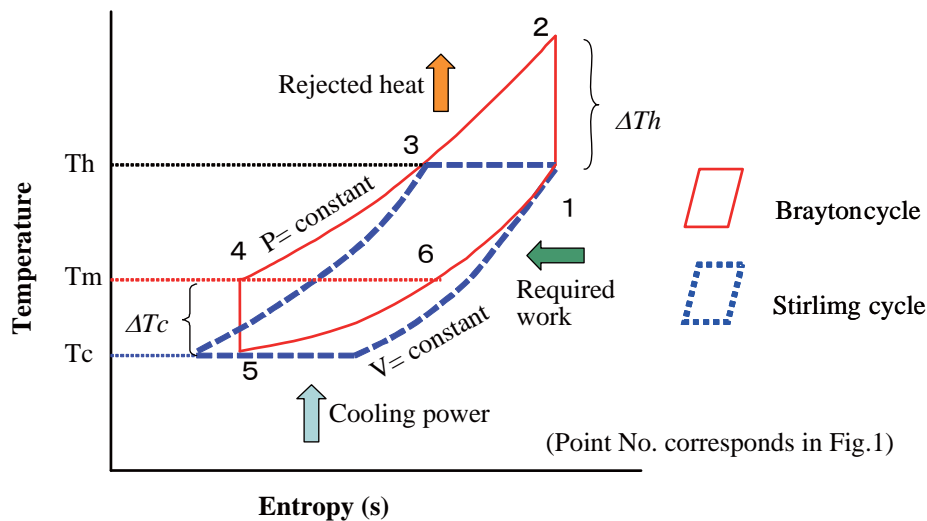


Fig. 3 Ideal refrigeration cycle diagrams

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 HTS 機器の冷却ではサブクール LN₂ 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 LN₂ の出口温度 Tc 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 LN₂ との温度差が小さい熱交換器を実現することが冷却システムの効率向上にとって非常に重要となる。

3. 熱交換器の検討

プロセスシミュレーションでは、冷却システムの設計仕様にに基づき Fig. 1 の 5, 6, 7 の温度を 69K, 70K, 67K とした。さらにネオン冷凍機などの諸条件は TABLE 1 に示す通りである。与えられた諸条件より計算した各部の圧力と温度を TABLE 2 に示す。

計算結果よりタービン出口温度（サブクール熱交換器入口）が 61.2 K となり、窒素の凝固点である 63 K よりも低いいためサブクール LN₂ が熱交換器内で凝固し

Table 1 Calculation condition

Neon gas flow rate	0.3 kg/s
Sub-cooled LN ₂ flow rate	0.42 kg/s
Expansion turbine isentropic efficiency	70 %
Main heat exchanger efficiency	99 %
Neon gas high pressure	1MPa(absolute)

Table 2 Simulation results for the cooling system

Point No.	Pressure (kPa)	Temperature (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

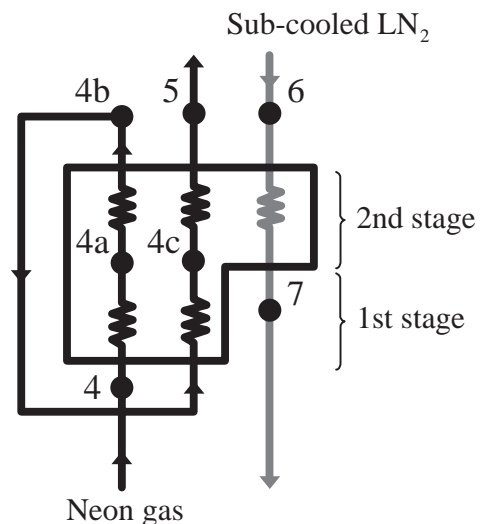


Fig. 4 Conceptual model of sub-cool heat exchanger

熱交換器が閉塞する可能性がある。そこで、熱交換器の閉塞を防止するため、2ステージの熱交換器を検討した。

Fig. 4 に示すように、まず第1ステージでネオンガス同士を並流で熱交換させ、第2ステージで凝固点以上となったネオンガスとサブクール LN₂ を熱交換させる。具体的に Fig. 4 のフローを反映したプレートフィン熱交換器の形状および流路構造を検討した。プレートフィン式熱交換器は、空気分離装置やヘリウム液化機などの低温機器に多く使用される効率の高い熱交換器であり、検討結果を Fig. 5 に示す。

本検討では Fig. 1 の 4 および 6 における温度と圧力を前提条件として与えている。計算結果を TABLE 3 に示す。4a での温度は 64.8K, 4c では 65.4K であり、両方とも窒素の凝固点よりも高く、サブクール LN₂ が凝固しないフローと構造が実現できることが確認できた。圧力損失はネオン側が 1.54 kPa, サブクール LN₂ 側が 0.09 kPa であった。今後、熱交換器の製作を進め実際の運転で評価する予定である。

Table 3 Plate-fin subcool heat exchanger
Neon flow rate : 0.3 kg/s, LN₂ flow rate : 30 L/min

Point No.	Pressure (kPa)	Temperature (K)
4	540	61.2
4a	539.85	64.8
4b	539.25	69.0
4c	539.06	65.4
5	538.46	69.0
6	101.33	70.0
7	101.24	67.0

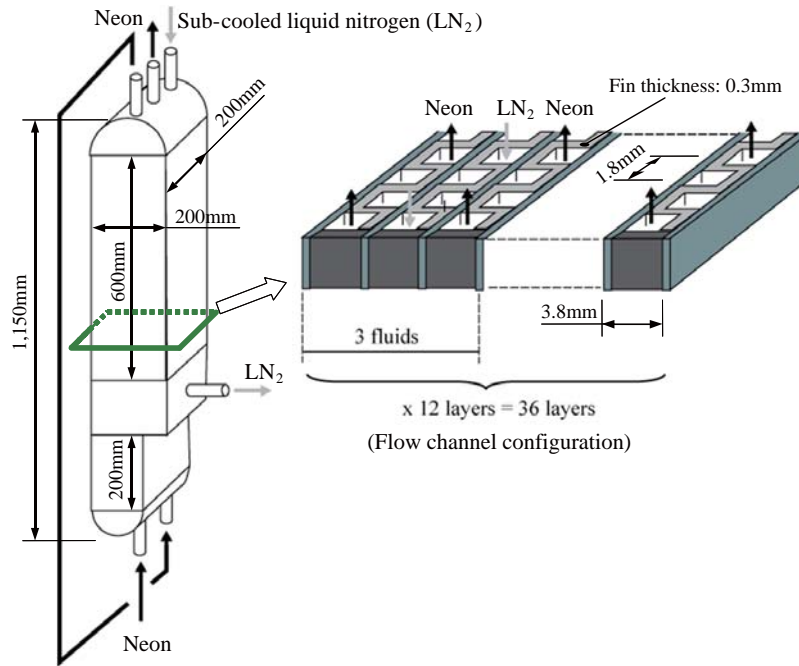


Fig. 5 A schematic drawing of the plate-fin heat exchanger

4. 結論

HTS 機器の冷媒であるサブクール LN₂ とターボブレイトン冷凍機 (ネオン冷凍機) との熱交換に用いるサブクール熱交換器について検討を行った。サブクール LN₂ とネオンガスとの熱交換を 2 ステージで行う方法を検討し、プレートフィン熱交換器を設計した。シミュレーションにより、内部でのサブクール LN₂ の凝固を防ぎ、かつ所定温度での熱交換が可能であることを確認した。

また HTS 機器冷却システムでは、冷凍機の性能だけでなくサブクール LN₂ との熱交換がシステム全体の効率に影響を与えることを理論的に整理することができた。

検討結果よりプレートフィン式熱交換器の実験機製作を行い、サブクール熱交換器の評価を進めていく予定である。

5. 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「リ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) H. Yumura, T. Masuda, M. Watanabe, H. Takigawa, Y. Ashibe, H. Ito, M. Hirose, K. Sato. Albany HTS Cable Project Long Term In-grid Operation Status Update. *Advances in Cryogenic Engineering* 53. J.G. Weisend II, et al., AIP Press, Melville, New York, 2008,

p.1051-1058.

- 2) T. Yazawa, Y. Ootani, M. Sakai, T. Kuriyama, M. Urata, Y. Tokunaga, K. Inoue, 66 kV/1 kV High-Tc Superconducting Fault Current Limiter Magnet, *IEEE Transaction on Applied Superconductivity* 15. No.2, 2005, p. 2059-2062 .
- 3) H. Kamijo, H. Hata, H. Fujimoto, A. Inoue, K. Nagashima, K. Ikeda, M. Iwakuma, K. Funaki, Y. Sanuki, A. Tomioka, K. Uwamori, S. Yoshida. Tests of Superconducting Traction Transformer for Railway Rolling Stock. *IEEE Transaction on Applied Superconductivity* 17. No.2, 2007, p. 1927-1930 .
- 4) H. Sugimoto, T. Tsuda, T. Morishita, Y. Hondou, T. Takeda, H. Togawa, T. Oota, K. Ohmatsu, S. Yoshida. Development of an Axial Flux-type PM Synchronous Motor with the Liquid Nitrogen Cooled HTS Armature Windings. *IEEE Transaction on Applied Superconductivity* 17. No.2, 2007, p. 1637-1640 .
- 5) H. Hirai, Y. Suzuki, M. Hirokawa, H. Kobayashi, Y. Kamioka, M. Iwakuwa, Y. Shiohara, Development of a Turbine Cryocooler for High Temperature Superconductor Applications. *Physica C 469 Proceedings of 21th International Symposium on Superconductivity*. Elsevier, Oxford, 2009, p. 1857-1861.
- 6) 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 Machine. *Advances in Cryogenic Engineering* 55. Weisend II, et al., AIP Press, Melville, New York, 2010, p. 1131-1138.
- 7) S. Yoshida, H. Hirai, Y. Kamioka, Development of neon refrigerator for HTS power machines. *Proceedings of 23th International cryogenic engineering Conference*. 2010, p.703-709
- 8) H. Hirai, M. Hirokawa, S. Yoshida, Y. Kamioka, A. Takaike, H. Hayashi, H. Okamoto, Y. Shiohara,

Development of a Neon Cryogenic Turbo-expander with Magnetic Bearings. *Advances in Cryogenic Engineering* 55. Weisend II, et al., AIP Press, Melville, New York, 2010, p. 895-902.

9) H. Hirai, M. Hirokawa, S. Yoshida, A. Takaïke, S. Ozaki, N. Nara, K. Uwamori, Y. Kamioka, H. Hayashi, H. Okamoto,

Y. Shiohara, Development of neon turbo-compressor with active magnetic bearings. *Proceedings of 23th International cryogenic engineering Conference*. 2010, p.677-681

10) Barron. R. F.. *Cryogenic Systems*. Oxford University Press. New York, 1985, p. 261-263.