

## 技術報告

## 10kW ネオンターボブレイトン冷凍機の開発

## Development of a 10 kW class neon turbo-Brayton refrigerator

尾崎 信介\*      平井 寛一\*      弘川 昌樹\*  
 OZAKI Shinsuke      HIRAI Hirokazu      HIROKAWA Masaki  
 吉田 茂\*  
 YOSHIDA Shigeru

当社では高温超電導送電ケーブルの冷却をターゲットとした冷凍能力 10kW のターボブレイトン冷凍機の開発に取り組んでいる。本冷凍機では冷媒としてネオンガスを使用しており、プロセス圧力は絶対圧で高压側が 1.0MPa、低压側が 0.5MPa である。本冷凍機の主要構成機器は冷媒の圧縮と膨張を行うタービンコンプレッサ、主熱交換器およびサブクール熱交換器である。タービンコンプレッサとは圧縮機インペラとタービンインペラが同一主軸に配置される回転機械であり、本冷凍機の特長のひとつである。また、本冷凍機では 10kW の冷凍能力を得るため 2 台のタービンコンプレッサを使用するが、各圧縮機を直列に接続し、各タービンを並列に接続することにより、2 台のタービンコンプレッサを同一の構造となるよう工夫している。これにより商品化における製造コストの低減などの効果が期待できる。現在、10kW ネオンターボブレイトン冷凍機を試作し、冷凍機の性能評価を実施中である。本報告書では、冷凍機のプロセス検討、タービンコンプレッサの検討、試作冷凍機の性能評価について報告する。

We are developing 10 kW class turbo-Brayton refrigerator whose working fluid is neon gas for HTS (High Temperature Superconductivity) power applications. Its process high pressure is 1 MPa absolute and its process low pressure is 0.5 MPa absolute. The refrigerator consists of two turbine-compressors and a heat exchanger. The turbine-compressor has a turbo-expander on one side of its shaft and a turbo-compressor on the other side of the shaft. Two turbo-compressors are connected in series and two turbo-expanders are set in parallel. So, all amount of neon gas is compressed by two stages and expanded by one stage. Two turbine-compressors are the same machines and development cost and time are minimized. In this stage, we made a prototype 10 kW neon turbo-Brayton refrigerator. This paper shows details of the turbine-compressor and performance tests of refrigerator.

## 1. はじめに

高温超電導（以下、HTS）電力機器には送電ケーブルや変圧器、モータなどの応用分野があり実用化に向けた研究開発が活発に行われている<sup>1-4)</sup>。

これらの HTS 電力機器では、約-200℃（73K）以下の低温状態に冷却することで超電導状態が得られることから、HTS 電力機器の冷却（温度保持）

にはサブクール（飽和温度よりも低温）状態の液体窒素を冷媒として循環させるのが一般的である。液体窒素をサブクール状態とする理由は、液体窒素が窒素ガスに比べ高い絶縁性能を有するため、且つ循環中の温度上昇においても液化状態を維持させるためである。この冷却システムでは、HTS 電力機器の発熱により温度上昇したサブクール液体窒素を冷却するために冷凍機が必要となる。

\* 開発・エンジニアリング本部 プロジェクト推進統括部  
超電導プロジェクト

HTS 電力機器が冷凍機に求める冷凍能力は、70K において 2~10kW とされている<sup>5)</sup>。また、電力機器は長期間の連続運用が特長であり、冷凍機についてもメンテナンス間隔の長期化が必要である。さらに、HTS 電力機器は高効率を特長としているため、それらを冷却する冷凍機は高効率化が重要な課題である。当社では 2012 年に HTS 電力機器の冷却用として冷媒にネオンガスを使用した 2kW ネオンターボブレイトン冷凍機（以下、ネオン冷凍機）を開発し、2013 年に商品化した<sup>6)</sup>。

一方、近年の HTS 送電ケーブルの実証研究では、韓国のイチョン変電所<sup>7)</sup>や横浜の旭変電所<sup>8)</sup>のようにケーブルの冷却に 5kW 級の冷却システムが使用されている。さらに、実用化に向けてケーブル長が 1km を超える実証研究も検討されつつある。それに伴い冷凍機も冷凍能力の大容量化が必要とされている。そこで、当社では HTS 送電ケーブルの冷却用として 10kW ネオン冷凍機の開発に着手した。

本報告では、10kW ネオン冷凍機のプロセス検討、タービンコンプレッサの検討、試作冷凍機の性能評価について報告する。

2. 10 kW ネオン冷凍機のプロセス検討

Fig. 1 にネオン冷凍機の概略フローを示す。ネオン冷凍機はターボ圧縮機、膨張タービン、主熱交換器、サブクール熱交換器から構成される。

圧縮機で圧縮された高圧のネオンガスは水冷クーラーで常温まで冷却され、主熱交換器へと流れる。高圧側のネオンガスは主熱交換器において温度の低い低圧側のネオンガスと熱交換することにより温度が低下する。低温となった高圧側ネオンガスは膨張タービンで断熱膨張してさらに温度が降下する。ネオンガスは膨張タービンの出口で最も低温となり、サブクール熱交換器において

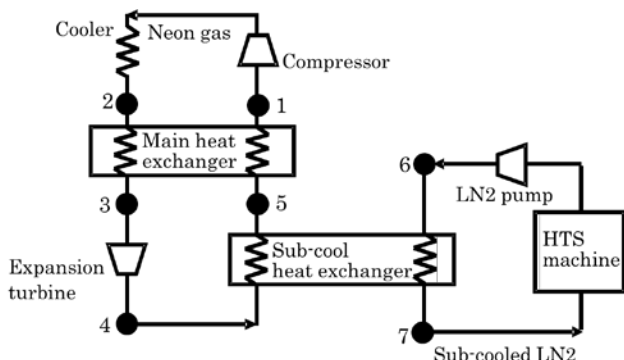


Fig. 1 A cooling system flow diagram

Table 1 Specification of the 10 kW class turo-Brayton refrigerator

Cooling temperature	70 K
Cooling capacity	10 kW
Process pressure	0.5 MPa / 1.0 MPa
Neon gas flow rate	0.96 kg/s
Input power	125 kW
COP (Coefficient of performance)	0.08

Table 2 Simulation result for cooling system

Point No.	Pressure (kPa)	Temperature (K)
1	500	298.4
2	1000	300.0
3	987	72.6
4	529	59.4
5	520	69.5
6	801	72.0
7	801	65.0

HTS 電力機器を循環する液体窒素を冷却する。ネオンガスは再び主熱交換器において高圧側のネオンガスと熱交換することで常温となり圧縮機へと戻る。

Table 1 に 10kW ネオン冷凍機の設計仕様を示す。冷凍機の冷凍能力は Fig. 1 のポイント 5 の温度が 70K において 10kW となるように設計した。プロセス圧力は 2kW ネオン冷凍機と同様に絶対圧で高圧側を 1.0MPa、低圧側を 0.5MPa としている。

冷凍機の各構成機器の仕様を決定するうえで、プロセスのネオンガス流量、各部の温度、冷凍機の投入電力などの検討は非常に重要となる。そこで、2kW ネオン冷凍機の開発で使用されたプロセスシミュレーターを用いてこれらの検討を行った。尚、検討の際には以下の条件にてシミュレーションを実施した。

- ・液体窒素流量：0.71kg/s (52.7L/min)
- ・液体窒素圧力：801kPa
- ・圧縮機およびタービンの断熱効率：80%
- ・主熱交換器の効率：99%

圧縮機とタービンの断熱効率については、2kW ネオン冷凍機では 70% と設定していたが、10kW ネオン冷凍機では、2kW ネオン冷凍機と比べて冷媒の流量が増加し圧縮機と膨張タービンをより高効率に設計できるため各断熱効率は 80% とした。ま

た冷凍機の投入電力の検討に必要となる、圧縮機での圧縮段数は2段として検討を行った。2段圧縮によるプロセスフローの詳細は3章で述べる。その結果、ネオンガス流量は0.96kg/s、冷凍機投入電力は125kWが得られた。また、Table 1に記載されている冷凍機の効率COP (Coefficient of performance) は下記の式より算出される。

$$COP = Q/W \quad (1)$$

ここで、Qは冷凍能力、Wは冷凍機投入電力である。Fig. 1に示す冷凍機の各部の温度と圧力に対するシミュレーションの結果は、Table 2の通りとなった。

### 3. タービンコンプレッサの検討

2章のプロセス検討で得られた圧縮機と膨張タービンの仕様を満足する回転機械の構成にはいくつかの選択肢がある。

例えば2kWネオン冷凍機では1台の膨張タービンと1台の2段圧縮機の構成が採用されている。この場合では、膨張タービンでのガスの膨張により成された仕事(動力)が電力として圧縮機のインバータへ回生されることにより冷凍機への投入電力を低減している。ただし、ガスの膨張による仕事が電力へ変換される際に損失が生じる。

そこで、10kWネオン冷凍機では回転機械に圧縮機インペラとタービンインペラを同一主軸上に配置したタービンコンプレッサの採用を検討した。タービンコンプレッサでは、圧縮機と膨張タービンを同一主軸上に配置することにより、膨張ター

ビンで発生する動力が主軸を介して圧縮機動力の一部となり、冷凍機の投入電力が低減できる。この方式では2kWネオン冷凍機のような動力の電力変換による損失がないため、膨張タービンで発生する動力をより効率的に利用することが可能である。但し、この構造を採用するには圧縮機と膨張タービンのインペラ形状が同じ回転数で設計できなければならない。

Fig. 2にタービンコンプレッサを採用した2つのフローを示す。Fig. 2 a)は2台のタービンコンプレッサで構成され、圧縮機を直列に、膨張タービンを並列に接続したフローである。Fig. 2 b)は1台のタービンコンプレッサと1台の2段圧縮機から構成されるフローである。ここで、二つのフローにおける回転機械の違いと我々がFig. 2 a)のフローを選択した理由について説明する。

まずFig. 2 a)で圧縮に必要な動力は2章での検討結果より、投入電力125kWに膨張タービンで発生する動力10kWを加えた135kWとなる。一方、Fig. 2 b)の圧縮動力は3段圧縮のプロセスのため、理論上はFig. 2 a)の値とは異なるが、断熱圧縮により昇温したガスを冷却する水冷クーラーでの圧力損失などを考慮すると圧縮動力に大きな差はないため、説明を簡便にするためFig. 2 b)の圧縮動力についても135kWとして説明を進める。

Fig. 2 a)の2台のタービンコンプレッサを使用した場合、圧縮機1台あたりの動力は67.5kW、タービン1台あたりの発生動力は5kWであり、タービンコンプレッサ1台あたりのモータへの投入電力は62.5kWとなる。一方で、Fig. 2 b)の1台

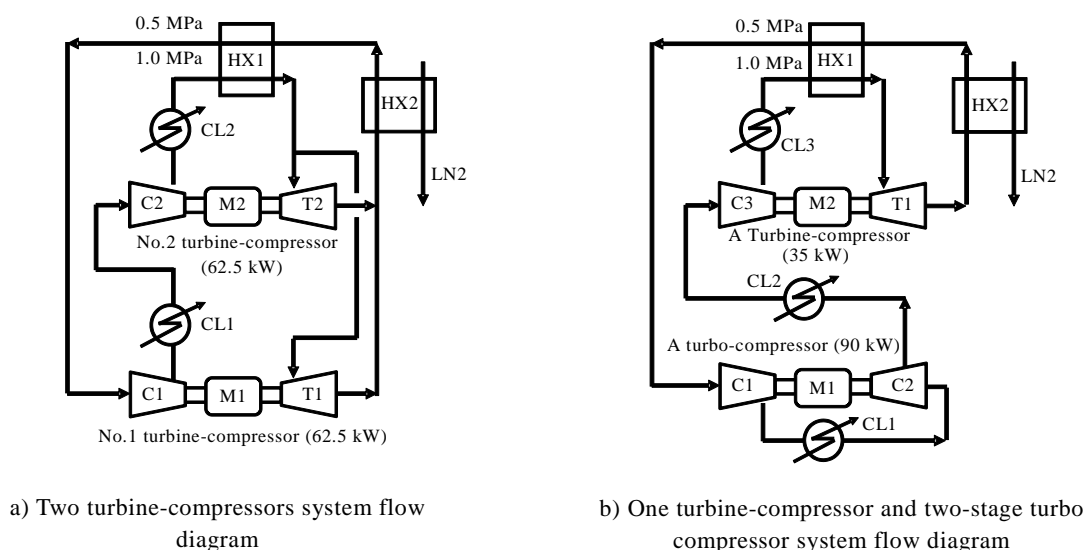


Fig. 2 Flow diagram for the turbo-Brayton refrigerator

のタービンコンプレッサと1台の2段圧縮機を使用した場合、圧縮機1段あたりの動力は45kW、膨張タービンで発生する動力は10kWであり、タービンコンプレッサのモータへの投入電力は35kW、2段圧縮機のモータへの投入電力は90kWとなる。

上記2つのフローを検討した結果、我々はFig. 2 a)のタービンコンプレッサ2台から構成されるプロセスを採用することとした。その理由は、Fig. 2 b)のプロセスでは、2種類の回転機械を開発するのに対して、Fig. 2 a)のプロセスでは1種類のタービンコンプレッサを開発すればよいからである。2台のタービンコンプレッサは同一構造の機械であり、モータ、主軸、磁気軸受などの主要部品を共用することができるため、開発期間の短縮と同時に商品化された際の装置のコスト低減にも繋がる。

Table 3に圧縮機的设计仕様を、Table 4に膨張タービンの设计仕様を示す。2台の圧縮機は直列に接続されるため、各圧縮機の流量はTable 1と同じ0.96kg/sである。一方、2台の膨張タービンはFig. 2 a)のように並列に接続されるため、1台あたりの流量は0.48kg/sとなる。一般的に圧縮機や膨張タービンの設計では設計回転数を高くすることでインペラ直径が小さくなり、インペラでの摩擦損失や流体損失の低減により高効率を得られる。しかし、回転時には遠心応力が生じるためロータやインペラの機械強度の面から最高回転数は制限される。今回の設計では、定格回転数を42000rpmとした。圧縮機および膨張タービンの出入口の圧力と温度はプロセス検討の結果から決定した。これらの流量、回転数、圧力および温度の条件から圧縮機インペラとタービンインペラの形状を設計した。

Table 3 Specification of the turbo-cocompressor

Flow rate	0.96 kg/se
Rotational speed	42000 rpm
Inlet pressure ( No.1 / No.2 )	500/ 710 kPa
Efficiency ( No.1 / No.2 )	80 % / 80 %
Impeller diameter	130 mm
Motor capacity	65 kW

Table 4 Specification of the turbo-expander

Flow rate	0.48 kg/sec
Inlet pressure	987 kPa
Inlet temperature	73 K
Efficiency	80 %
Impeller diameter	56 mm

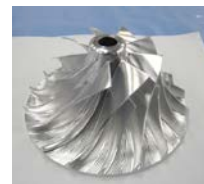
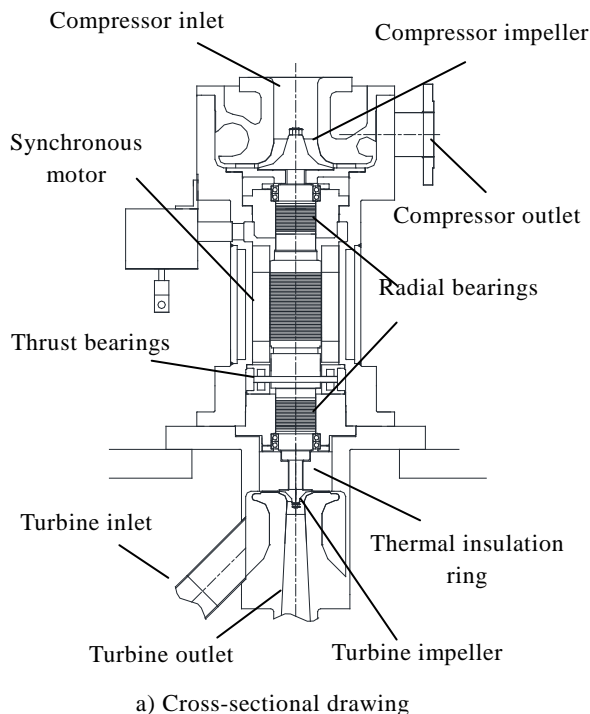


Fig. 3 Cross-sectional drawing and photograph of the turbine-compressor

Fig. 3 a)にタービンコンプレッサの断面図を、Fig. 3 b)～Fig. 3 d)にタービンコンプレッサ外観、タービンインペラ、圧縮機インペラの写真を示す。

タービンコンプレッサの主軸には、中央部に永久磁石型モータが組込まれている。永久磁石型モータは、2kW ネオン冷凍機の回転機械で採用していた誘導型モータと比べてモータ効率が高いことが特長である。

主軸の上部には圧縮機インペラ、下部にはタービンインペラが取り付けられている。膨張タービンの使用温度は 70K の低温環境であるため、侵入熱を抑えるための断熱リングがインペラ背面に配置されている。さらに、タービンインペラが収納されるタービンケーシングは真空断熱されたコールドボックス内に配置される。タービンコンプレッサはタービンインペラを含む本体がカートリッジ式となっておりコールドボックスを開放することなくタービンケーシングから本体の取外しが可能である。

主軸は磁気軸受により非接触で保持されるため、摺動部がなくメンテナンスフリーを実現できる。

#### 4. 10kW ネオン冷凍機の試作

Fig. 4 に試作した 10kW ネオン冷凍機の外観を示す。3 章で説明した 2 台のタービンコンプレッサはコールドボックスの上部に縦置きで設置される。コールドボックス内部には膨張タービンと同様に低温環境で使用される主熱交換器およびサブクール熱交換器が収納される。2kW ネオン冷凍機では、これらの熱交換器は縦置きでの配置であったが、10kW ネオン冷凍機では熱交換器が大型となるため、輸送や設置の利便性および製作コストなどの面を考慮し横置きでの配置とした。コールドボックスの概略寸法は、直径 2m、奥行き 5.6m である。また、冷凍能力を測定するための熱負荷用のヒータがサブクール熱交換器に取り付けてられている。冷凍能力は熱負荷ヒータによりネオンガスを加温し、Fig. 1 のポイント 5 の温度を一定にしたときのヒータ投入電力で評価する。

HTS 電力機器の冷却に使用される液体窒素の配管は、コールドボックスの上部（タービンコンプレッサとは反対側）にある接続ポートに接続される。

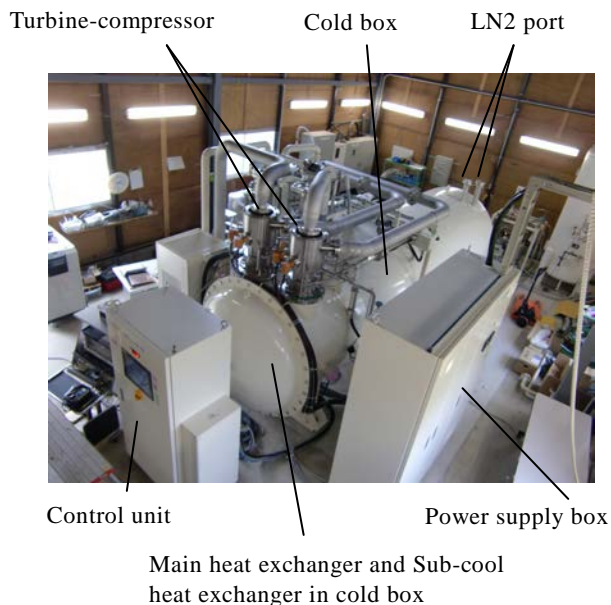


Fig. 4 Prototype neon turbo-Brayton refrigerator

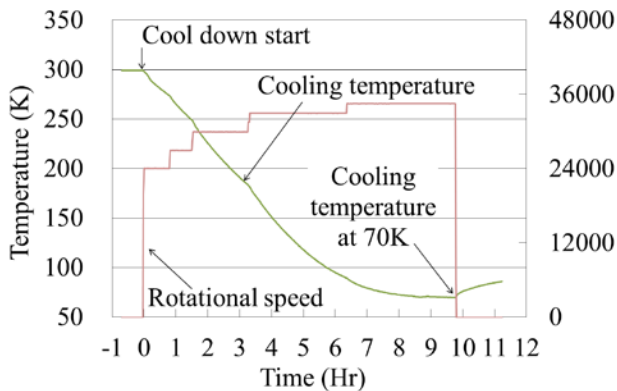
#### 5. 冷凍機の性能評価

冷凍機の運転挙動や性能を評価するための代表的な確認項目としては下記が挙げられる。

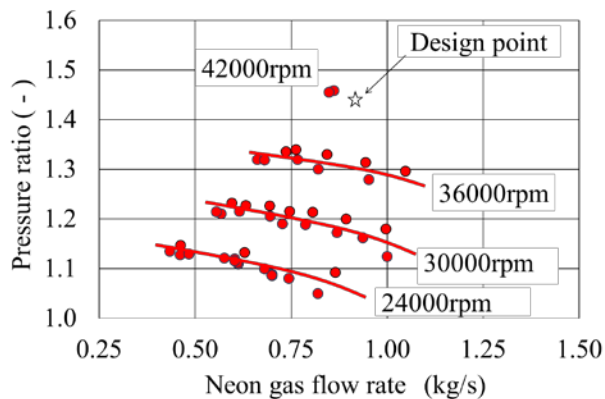
- ・ 冷凍機のクールダウン特性
- ・ 圧縮機および膨張タービンの性能
- ・ 各運転温度における冷凍機の冷凍能力

これまでに冷却温度 70K までのクールダウン運転を実施した。Fig. 5 a)にクールダウン運転の結果を示す。冷却温度はサブクール熱交換器出口のネオンガス温度 (Fig. 1 のポイント 5) としている。タービンコンプレッサの起動 (時間 0) によりネオンガスの循環が始まり冷却が開始される。その後、タービンコンプレッサの回転数を段階的に 34500rpm まで上昇させ、運転開始から約 10 時間でサブクール熱交換器出口のネオンガス温度は 70K に到達した。今後もタービンコンプレッサの設定回転数を変更したクールダウン運転を実施し、最適な冷凍機の起動方法を確立していく。

また、クールダウン運転の実施に伴いタービンコンプレッサの圧縮機性能の確認を合わせて行った。Fig. 5 b)に圧縮機の試験結果を示す。横軸がネオンガス流量、縦軸が圧縮機の圧力比である。本冷凍機のプロセスは高圧側が 1.0MPa、低圧側が 0.5MPa であるため、必要な圧力比は 2.0 である。クーラーでの圧力損失を加味して圧縮機 1 段あたりに必要な圧力比は 1.45 となる。性能試験の結果、定格回転数である 42000rpm において所定の圧力比が得られることが確認できた。今後は、冷凍機



a) Cool down of the refrigerator



b) Neon gas flow rate and pressure ratio of compressor

Fig. 5 Test results

の冷凍能力評価において圧縮機の性能だけでなく膨張タービンの性能も確認を行う。

## 6. まとめ

HTS 送電ケーブルの冷却用として、10kW ネオン冷凍機的设计検討および試作を行った。

その結果、シミュレーションによるプロセス検討では冷却温度 70K において冷凍能力 10kW、COP0.08 という数値を得ることができた。

回転機械の構成として同一構造のタービンコンプレッサを 2 台使用するプロセスを採用した。タービンコンプレッサは膨張タービンで発生する動力の有効利用ができ、さらに高効率な永久磁石型モータを採用することで冷凍機の効率向上を図った。

上記の検討結果を元に 10kW ネオン冷凍機を試作し、性能評価試験を開始した。これまでにクールダウン運転を実施し、冷却温度 70K までの所要時間は約 10 時間であった。また、圧縮機の性能確認では定格回転数において所定の圧力比が得られる見通しとなった。

今後は、冷凍機の起動（クールダウン）方法の最適化や膨張タービンの性能確認および冷凍機の冷凍能力などの評価を実施し、商品化を行う。

### 参考文献

1) Yumura, H., et al., “Albany HTS cable project long term in-grid operation status update,” in advances in Cryogenic Engineering 53, AIP, New York, 2008, P.1051-1058

2) Yazawa, T., et al., “66kV/1kA high-Tc superconducting fault current limiter magnet,” in IEEE Transaction on Applied Superconductivity Vol.15, No.2, 2005, p2059-2062

3) Kamijo, H., et al., “Tests of superconducting traction transformer for railway rolling stock,” in IEEE Transaction on Applied Superconductivity Vol.17, No.2, 2007, p1927-1930

4) Sugimoto, H., et al., “Development of an axial flux type PM synchronous motor with the liquid nitrogen cooled HTS armature windings,” in IEEE Transaction on Applied Superconductivity Vol.17, No.2, 2007, p1637-1640

5) Hirai, H., et al., “Development of a turbine cryocooler for high temperature superconductor applications” Physica C, 2009, 469, p.1857-1861

6) Yoshida, S., et al., “Sub-cooled liquid nitrogen cryogenic system with neon turbo-refrigerator for HTS power equipment,” in Advances in Cryogenic Engineering 58, AIP, Alaska, 2014, p1246-1251

7) Lim, J.H., et al., “Installation and performance test of cooling system for HTS cable in Icheon Substation,” in Advances in Cryogenic Engineering 57, edited by Weisend II, et al., AIP Press, Melville, New York, 2012, p1657-1

8) S. Honjo., et al., “Status of superconducting cable demonstration project in Japan,” in IEEE Transactions on Applied Superconductivity, Vol, 21, 2011, p.967-9