

振動式ヒートパイプによる
核融合用超伝導マグネットの高性能化研究

夏目 恭平

総合研究大学院大学
物理科学研究科
核融合科学専攻

平成 23 年度
(2012)

振動式ヒートパイプによる

核融合用超伝導マグネットの高性能化研究

第一章 序論

- 1.1 核融合炉の研究開発
 - 1.1.1 核融合研究の背景
 - 1.1.2 磁場閉じ込め型核融合炉
- 1.2 核融合実験装置用超伝導マグネット
 - 1.2.1 超伝導体・超伝導現象
 - 1.2.2 超伝導線材・超伝導導体
 - 1.2.3 超伝導マグネット冷却方式
- 1.3 高温超伝導マグネット
 - 1.3.1 高温超伝導線材・導体の特性
 - 1.3.2 高温超伝導マグネットの特性
- 1.4 振動式ヒートパイプ
 - 1.4.1 振動式ヒートパイプ(OHP)の動作原理
 - 1.4.2 室温動作振動式ヒートパイプ
- 1.5 本研究の目的と内容

第二章 振動式ヒートパイプ(OHP)を組み込んだ冷却システム

- 2.1 緒論
- 2.2 OHP を用いた超伝導マグネットの設計案
 - 2.2.1 冷却システム
 - 2.2.2 核融合用超伝導マグネットの設計例

第三章 低温動作 OHP と特性試験装置

- 3.1 緒論
- 3.2 OHP の設計と製作
- 3.3 OHP に封入する作動流体
- 3.4 OHP 低温特性試験装置
 - 3.4.1 試験装置の概要
 - 3.4.2 OHP の配置と各種温度計、ヒーター及び圧力計
 - 3.4.3 作動流体封入系と液体封入率の計算
- 3.5 実験方法

- 3.5.1 実験手順
- 3.5.2 熱輸送特性評価方法

第四章 OHP 低温動作試験の結果と考察

- 4.1 緒論
- 4.2 窒素、ネオン、水素を用いた低温 OHP 動作実証実験
 - 4.2.1 窒素を用いた実験の結果
 - 4.2.2 ネオンを用いた実験の結果
 - 4.2.3 水素を用いた実験の結果
 - 4.2.4 OHP_1 と OHP_2 の実験結果の差についての考察
 - 4.2.5 液体封入率による影響
- 4.3 パイプ径による影響
- 4.4 OHP 設置方向による影響
- 4.5 OHP の長さ（熱輸送距離）による影響
- 4.6 設置方向依存性の解消策
 - 4.6.1 連結 OHP
 - 4.6.2 両端冷却・中央加熱 OHP
- 4.7 結論

第五章 半経験的モデルを用いた OHP 低温動作試験の結果の解析

- 5.1 緒論
- 5.2 無次元数を用いた半経験式モデルによる解析
- 5.3 結論

第六章 総括

付録 A 核融合用超伝導マグネットへの応用検討

Studies on improvement of the superconducting magnets for fusion reactors by oscillating heat pipes

Kyohei Natsume

Graduate University for Advanced Studies (SOKENDAI)

The superconducting magnets for fusion experimental devices are used in the condition of high magnetic field, high electromagnetic force, and high heat load. The pool boiling liquid helium cooling outside of the conductor or the forced flow of supercritical helium cooling inside of the conductor, such as the cable-in-conduit conductor, are used so far for the cooling method of the superconducting magnet for the present fusion devices. The pool cooling magnet has the disadvantages of low mechanical rigidities and low withstanding voltages of coil windings. The forced flow cooling magnet with cable-in-conduit conductors has the disadvantages of the restriction of the coil design because of the path of the electric current must be the same as that of the cooling channel for refrigerant. The path of the electrical current and that of the cooling channel for refrigerant can be independently designed by adopting an indirect cooling method that inserts the independent cooling panel in the coil windings and cools the conductor from outside. In this study, this indirect-cooling method is adopted as a promising candidate for fusion magnets.

Improvement of superconducting magnets for high magnetic field and high heat load is an important subject to achieve the early realization of nuclear fusion power generation. Application of high-temperature superconductors (HTS) to magnets has widely been studied, ever since the discovery of the high temperature superconductivity in late 1980s. HTS magnets may achieve higher magnetic fields with less operation cost and higher stability against a coil quench compared to low-temperature superconducting magnets. In HTS magnets, the stability of winding conductors is assured by the rise of operating temperatures. However, it is difficult to remove the local heat generated in an HTS magnet because the thermal diffusivity of each component material used in the magnet, such as copper, aluminum alloy, epoxy resin, GFRP, etc., decreases as the operating temperature increases. When a part of the windings turns into the normal-conducting state, therefore, large temperature gradients are easily produced in magnets, which could cause degradation of superconducting properties and mechanical damages by thermal stresses. In other words, the protection of magnets becomes more difficult than the case for low temperature superconducting magnets.

We propose a new method of including cryogenic oscillating heat pipes (OHPs), which is also called pulsating heat pipes (PHPs), in the HTS magnet windings as a heat transfer device. The OHP is a highly effective two-phase heat transfer device which can transport several orders of magnitude greater heat flux than the heat conduction of solid metals and be formed in a thin plate structure. In

these respects, we consider that the OHPs imbedded in the coil windings can enhance the heat removal characteristics in HTS magnets.

The OHP is a wickless and typically exists as a serpentine-arranged tube where the tube forms a closed or open loop. The OHPs in the form as they are being investigated today have been first proposed and patented in 1990 by H. Akachi. The OHP is partially filled with a working fluid and the inner diameter of the tube is made sufficiently small in order to induce surface tension allowing formation of liquid slugs and vapor bubbles. Successful OHP operation occurs by an oscillatory pressure field and via the constant phase change of the internal working fluid. A pressure change induces a pseudo-chaotic displacement and circulation of the internal working fluid. The performance of an OHP is known to depend on thermo-physical properties of working fluid, filling ratio (the total internal liquid volume divided by the total internal channel volume), channel geometry (i.e. hydraulic diameter and length), number of turns, operating orientation and length of heating and cooling areas.

A modest number of studies about OHPs have been performed at room temperature and some types of OHP for electronics products have been already used as a high performance heat transfer device. The result of the fundamental experiment that uses the cryogenic loop heat pipes for the cooling between superconducting magnet and cryocoolers was reported in few literatures. However, there is a limitation in the orientation of the installation of the looped heat pipe and its shape is not applicable to the usage imbedded in magnets as a cooling panel. In this study, firstly proof-of-principle experiments of cryogenic OHP has been conducted using nitrogen, neon, and hydrogen as working fluids of OHP.

Prototype cryogenic OHPs to be used by being imbedded in superconducting magnets have been designed and manufactured. A stainless-steel pipe of 1.59 mm(1/16 inch) in outer diameter and 0.79 mm in inner diameter is bent 10 times at both ends with the straight sections of 160 mm in length. Two Cu blocks of 8 mm in thickness and 30 mm in length having grooves according to the pipe positions and are soldered with the pipes. A experimental apparatus for cryogenic OHP testing has been prepared, which consists of a cryostat, a GM cryocooler, a vacuum pump, gas cylinders (for nitrogen, neon and hydrogen), etc. The testing OHPs are placed in a vacuum chamber in the cryostat enclosed by the 60–80 K radiation shields and the working fluid is vacuum-encapsulated into the OHP and the OHPs are isolated by closing a valve on an inlet pipe. One of the two Cu blocks of OHP which works as a condenser is connected to the cold head of the cryocooler and the other Cu block which works as an evaporator attached with a foil heater. In the experiment procedure, the temperature of the condenser is maintained at a prescribed point which is below the condensation temperature, and the temperature of the evaporator is raised by the heater. The heat transport characteristics of the OHP have been measured by the temperature difference between the heating part (evaporator) and the cooling part (condenser) of the OHP. The effective thermal conductivity of

portions of the fluid path in the pipes is calculated by each experimental data.

In the proof-of-principle experiments of cryogenic OHPs, the measured effective thermal conductivities have been measured to be 500–3500 $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ for H_2 , 1000–8000 $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ for Ne and 5000–18,000 $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ for N_2 at the operating temperature ranges of 17–25 K, 26–32 K, and 67–80 K, respectively. These effective thermal conductivities are all larger than those of high-purity metals which are used as components of the conduction at low temperature engineering. It is, consequently, suggested that cryogenic OHPs can be applied to cooling of superconducting magnets. As a reference, the thermal conductivity of Cu with RRR (Residual Resistivity Ratios) = 100 at the magnetic field of 1 T and 20 K is about 2000 $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$.

Having been encouraged by this successful experimental results, the performance characteristics of OHPs have been intensively examined, furthermore. The additional experimental parameters are the liquid filling ratio, pipe diameter, inclination angle and length of the heat transfer of the OHP. Here in this abstract, the two experiments on the effect of pipe diameter and inclination angle are introduced. The effect due to the inner diameter of the OHP has been examined by changing the outer diameter from 1.59 mm to 3.18 mm and the inner diameter from 0.79 mm to 1.59 mm. The effective thermal conductivities of this OHP have reached to 11,000 $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ for H_2 and 19,000 $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ for Ne. The measured effective thermal conductivities of this OHP have been two times larger than those of the proof-of-principle experiments OHP for both H_2 and Ne.

In order to effectively cool HTS magnets, it is required that cryogenic OHPs can operate in a variety of installation orientations. In this respect, the operating characteristics of the OHPs have been examined by changing the inclination angle a . The installation orientation is set at the following four angles: horizontal ($a = 0$), vertical with the evaporator located at the bottom ($a = +90$ degrees), diagonal with the evaporator at the bottom ($a = +45$ degrees), vertical with the evaporator at the top ($a = -90$ degrees) and diagonal with the evaporator at the top ($a = -45$ degrees). For the orientations with the evaporator located at the bottom ($a = +90$ and $+45$ degrees) and for the horizontal orientation ($a = 0$), the OHP has operated stably with an effective thermal conductivity observed at 2,000–11,500 $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ for H_2 and 5,100–19,500 $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ for Ne. For the orientations with the evaporator located at the top ($a = -45$ and -90 degrees), however, the OHP has not worked stably. There have been many reports that OHPs can work also with these orientations at room temperature. Further optimization is necessary in order to operate cryogenic OHPs in various configurations, especially the turn number and the inner diameter of pipes. In order to mitigate the problem associated with the installation orientation, we propose a modified-type of OHP, with both ends cooled (condenser) and the center heated (evaporator), and stable operations have been confirmed experimentally. However, the measured effective thermal conductivity was found to be smaller than that observed in the conventional type OHP. We consider that the effective thermal conductivity can be further improved by incorporating an optimized configuration for the OHP

structure.

It is generally convenient to analyze the thermo-hydrodynamic properties for heat transfer using dimensionless quantities. In this work, it has been also attempted to get a comprehensive understanding of cryogenic OHPs by the semi-empirical correlations, which are based on values of thermo-hydrodynamic dimensionless numbers of the internal fluid. Using the model, of which the heat flux is expressed by the Karman number Ka , the Prandtl number Pr , the Jacob number Ja and inclination angle, a correlation has been formulated for the heat flux in OHPs, which is stated as follows:

$\dot{q} = 2.61(\exp(\beta))Ka^{0.05} Pr^{0.77} Ja^{-0.97}$. A total of 30 experimental data sets is used to make a fitting by means of multi-regression analysis. It is considered that this modeling with non-dimensional quantities is useful for the design of cryogenic OHPs.

The cryogenic OHPs used by being imbedded in superconducting magnets as a heat transfer device has been demonstrated for the first time in the world, and high heat transport properties of the cryogenic OHPs have been experimentally confirmed. A modified-type OHP, with both ends cooled and the center heated, has been proposed to reduce the negative effect of installation orientation and it has been tested successfully. We consider that it is possible to dramatically improve the performance of HTS magnets by using cryogenic OHPs.

本博士論文の内容を含む論文リスト

- [1] T. Mito, K. Natsume, N. Yanagi, H. Tamura, T. Tamada, K. Shikimachi, N. Hirano and S. Nagaya, “Development of Highly Effective Cooling Technology for a Superconducting Magnet Using Cryogenic OHP,” *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. **20**, pp. 2023-2026, (2010).
- [2] T. Mito, K. Natsume, N. Yanagi, H. Tamura, T. Tamada, K. Shikimachi, N. Hirano and S. Nagaya, “Achievement of high heat removal characteristics of superconducting magnets with imbedded oscillating heat pipes,” *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. **21**, pp. 2470-2473, (2011)
- [3] K. Natsume, T. Mito, N. Yanagi, H. Tamura, T. Tamada, K. Shikimachi, N. Hirano and S. Nagaya, “Heat transfer performance of cryogenic oscillating heat pipes for effective cooling of superconducting magnets, ” *Cryogenics*, vol. **51**, pp. 309-314, (2011).
- [4] K. Natsume, T. Mito, N. Yanagi, H. Tamura, T. Tamada, K. Shikimachi, N. Hirano and S. Nagaya, “Heat transfer characteristics of cryogenic oscillating heat pipes for high temperature superconducting magnets,” *Proceedings of Twenty-Third International Cryogenic Engineering Conference and International Cryogenic Materials Conference 2010*, pp. 991-995, (2011).
- [5] K. Natsume, T. Mito, N. Yanagi, H. Tamura, T. Tamada, K. Shikimachi, N. Hirano and S. Nagaya, “Development of cryogenic oscillating heat pipe as a new device for indirect/conduction cooled superconducting magnets” (accepted to publish in *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*)

特許等

「超電導マグネット冷却用自励振動式ヒートパイプ」という発明の名称で日本国特許を出願公開中

第一章 序論

1.1 核融合炉の研究開発

1.1.1 核融合研究の背景

核融合炉の特徴としては、まず第一に豊富な燃料が挙げられる。燃料となる重水素は、海水に含まれ、もう一つの燃料であるリチウムは鉱石、硬水、海水中にある。すなわち燃料は大量に、しかも偏在せず存在する。第二に炭酸ガスを排出しない。第三に超長期にわたる廃棄物の処理・処分がない。第四に炉心の暴走がなく、核分裂炉のような危険性が無い。このような特徴を持つ核融合発電は人類の将来のエネルギー源として、大きな期待を寄せられている。しかし技術面では未知で困難な課題を多く解決しなければならない。核融合炉を目指した研究開発は、超高温プラズマに関する科学と、大型の核融合装置に関する工学技術が結合されて成り立つものである。

プラズマに関する科学の分野では、超高温プラズマを生成して長時間保持するための多くの課題、分野がある。プラズマの発生、プラズマの加熱、プラズマ中の不純物の低減、プラズマの安定な保持、プラズマ閉じ込め特性の改善、などである。超高温プラズマの計測自体も重要な研究開発課題である。また発電炉開発のための研究としては、核融合炉の効率化、経済性向上のためのベータ値の向上に関する研究、長時間（定常）プラズマ維持のための研究などがある。

核融合炉の工学技術の分野では、大型の超伝導コイル、それに電流を流すための大電力高精度制御電源技術、超高真空技術、大パワー粒子ビーム技術、大パワー高周波技術、高熱流機器技術、高中性子束機器技術、ブランケット装置技術、大型大重量遠隔操作技術、中性子工学技術、材料技術、等々である。

1.1.2 磁場閉じ込め型核融合炉

核融合炉の炉心プラズマを作る方式は、大別して磁気閉じ込め方式と慣性閉じ込め方式がある。我々の研究対象である、磁気閉じ込め方式について述べていく。磁力線があると、荷電粒子はそのまわりをらせん運動(ラーマ運動、サイクロトロン運動とも呼ばれる)をする。つまり磁力線があるとそこに荷電粒子がまきつくのでプラズマを閉じ込められるというのが磁場閉じ込め方式のアイデ

ィアである。磁気閉じ込め方式には、プラズマ中を流れる電流のつくる磁場を利用する場合と外部コイルのみで閉じ込め磁場を作る構成がある。前者の代表例はトカマク型であり、後者はヘリカル型、あるいはステラレータ型である。磁場閉じ込め型核融合炉の実現には、強力な磁場を長時間安定的に発生させることが出来る超伝導マグネットが必要不可欠である。

1.2 核融合実験装置用超伝導マグネット

一般的に磁場発生装置には銅の常伝導マグネットを用いたものが多いが、通電時の多大なジュール発熱損失により、マグネット温度の上昇による通電時間の制限と消費電力の増大という二つの課題があった。実用核融合炉には正味の電力発生と連続運転が要求されるが、超伝導マグネットを適用すれば定常的な磁場発生が可能であり、また運転電力はマグネットを極低温に冷却保持するための冷凍機分のみとなり、炉の発電電力の数十分の1程度で十分となる。このため、核融合用の大型超伝導マグネット技術の研究開発が1970年後半より本格的に推進されてきた[1-1]。

1.2.1 超伝導体・超伝導現象

超伝導体には磁場への応答の違いから、第一種超伝導体と第二種超伝導体に分類される。実用超伝導材料としては、第二種超伝導体が用いられるので、以下第二種超伝導体について述べていく。超伝導の最も基本的な特性は、ある臨界温度 T_c 以下で直流電気抵抗が0になる完全導電性と、ある臨界値以下の磁界では超伝導体内から常に磁束を排除するマイスナー効果である。超伝導マグネットに使用される材料において、重要な基本特性は臨界温度 T_c 、臨界磁場 B_c 、臨界電流密度 J_c の三つである。これらの特性値は、超伝導体の状態量即ち、温度 T 、磁場 B 、電流密度 J に依存し、その3つの次元の臨界面の内側において、材料が超伝導特性を示す[1-2]。図 1-1 に超伝導体の臨界面を示す。

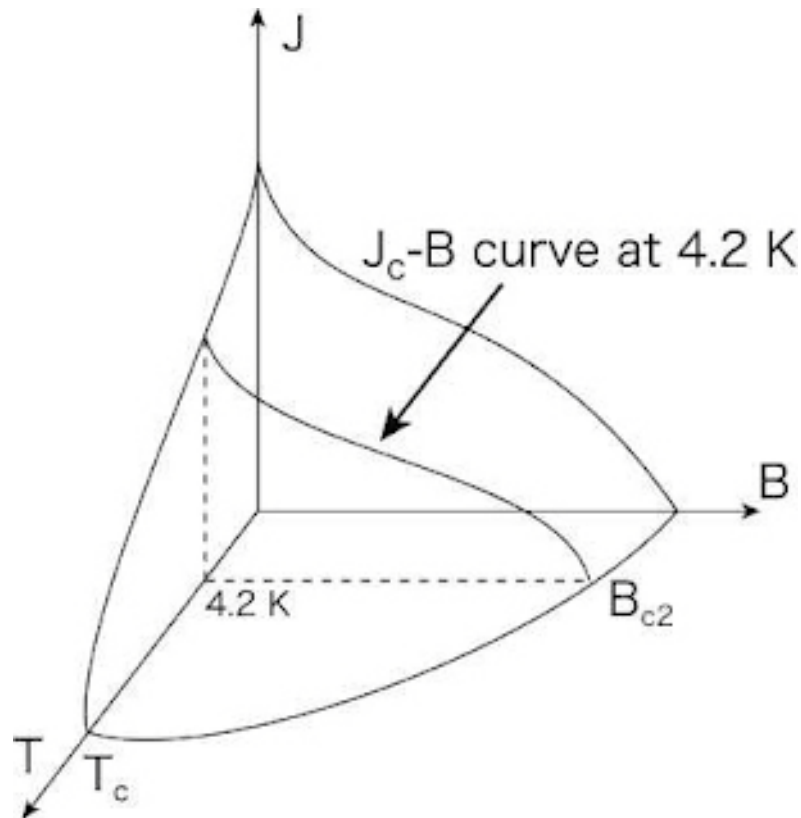


図 1-1 超伝導体の臨界面

1.2.2 超伝導線材・超伝導導体

超伝導マグネット用線材としては、高い臨界磁場を持ち、コイル状に巻くことが可能で、臨界電流密度が高く、安定した特性の長尺の材料が製造出来ることが重要である。これらの条件を満たすことの出来る材料は非常に限られる。現在最も一般的に使用されている超伝導材料は **NbTi** であり、他には核融合実験装置や物理実験用加速器の検出器には **Nb₃Sn** などがある。

NbTi は合金材料で、超伝導特性としては **Nb₃Sn** などの金属間化合物材料に劣るが、展性・延性に優れ、導体にするのが用意であり、安価な導体が得られる。また、導体の巻き線作業も容易に行える。**Nb₃Sn** などの金属間化合物は超伝導特性は **NbTi** 線に比べ優れているが材料として脆く、コイルとして巻くことの出来る導体にするために多くの開発努力が払われている。

また、1986年の酸化物超伝導体の発見により、臨界温度と高い臨界磁場を持つ材料の研究開発が盛んに行われてきた。高温超伝導体の特性については 1.3 節で述べる。

超伝導線材は安定化するために、また導体として加工するために、超伝導体と常伝導金属（銅が一般的に用いられる）との複合構造になっている。超伝導線材は通常、磁気的不安定性や交流磁界に対する損失を小さくするために、極細多心線と呼ばれる多数の細いフィラメント状の超伝導体を常伝導金属の母材に埋め込んだ構造をしている。

超伝導素線を多数束ね成形したものを一般に成形撚り線と呼んでいる。成形撚り線は長尺のものを作るのが容易であり、フレキシブルで巻き線作業が容易である。また、線の有効冷却面積が大きいので、安定性をよくできるなどの長所を持っている。

1.2.3 超伝導マグネット冷却方式

大型の超伝導マグネットの冷却方式には大きく分けて三つある。一つ目は超伝導導体を冷媒中に浸すことによって冷却する浸漬冷却方式である。核融合科学研究所にある LHD のヘリカルコイルは液体ヘリウムによって浸漬冷却されている[1-3]。二つ目は超臨界圧ヘリウムをコンジット内の撚り線の隙間に強制的に循環させて冷却する強制循環冷却方式である。最近の核融合実験装置用超伝導マグネットの多くは強制循環冷却方式が採用されている。LHD のポロイダルコイルやドイツの W7-X、ITER の超伝導マグネットもこの強制循環冷却方式である[1-4]。強制循環冷却による超伝導導体は浸漬冷却のそれよりも高い剛性を持ち、絶縁耐力も大きい。しかし強制循環冷却では、高圧の冷媒を循環させるためにポンプに高い圧縮性能が必要になり[1-5]、特に大規模なコイルでは大きな圧力損失が冷媒循環流路の長さを制限してしまい、並列流路の数が増大し、そのために多くの導体接続部分を設けなければならなくなる。三つ目は導体を直接冷媒に接触させず、熱伝導によって間接的に冷却する伝導・間接冷却方式である。伝導・間接冷却方式は物理実験用加速器の測定検出機器等では採用されているが[1-6]、核融合用大型超伝導マグネットへの応用に関してはまだ例がなく、現在核融合科学研究所で研究が進められている[1-7, 8, 9]。

1.3 高温超伝導マグネット

1980 年後半に酸化物高温超伝導体が発見されて以来、臨界温度などの超伝導特性の向上や更なる新超伝導物質の探究と共に、盛んにその線材化及び導体化の研究開発が行われてきた。将来的には、経済性に優れ、運転が容易で、高磁

場化にも対応出来る次世代の高温超伝導マグネットの開発が期待されている。

1.3.1 高温超伝導線材

高温超伝導体はその結晶構造から超伝導特性に異方性をもっており、二次元の超伝導性を示す。この異方性に起因して、現在の高温超伝導体の製法では、二次元平面に平行な幅広の薄いテープ状の線材構造が主流となっている。

1.3.2 高温超伝導マグネットの特性

高温超伝導体を用いたマグネットの特徴として高い運転温度と大きな電流密度が挙げられる。本節では高い運転温度による高温超伝導マグネットの特性について述べていく。運転温度が高いと、構成材料の熱容量も増大し、また高温超伝導体の持つ高い臨界温度による大きな運転温度マージンによって、マグネットクエンチに対する高い安定性を持っている。従って冷媒を直接接触させずに冷却する伝導・間接冷却がより採用しやすい。しかし、それと同時に、運転温度の上昇に伴う熱容量の増大に、熱伝導率の増加が追いつかないために、構成材料の熱拡散率は低下してしまう。熱拡散率 α は次の式で表される。

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (1-1)$$

ここで k は熱伝導率、 ρ は密度、 c_p は熱容量をそれぞれ表している。図 1-2 は主なマグネット構成材料の熱拡散率を温度に対してプロットしている。伝導・間接冷却では熱伝導用材料として銅やアルミが使われるが、高温超伝導マグネットの想定運転温度域である $\sim 20\text{ K}$ で、熱拡散率が 4 K の時と比べて一桁以上低下しているのがわかる。マグネット構成材料の低い熱拡散率は内部の熱を除去しづらいということを意味しており、運転効率の低下や局所的なホットスポットの発生などが考えられ、発生した熱歪みによって機械的な損傷や超伝導特性の劣化などが引き起こされる可能生が生じる。

核融合用実験装置で使用されるような大型の超伝導マグネットで伝導・間接冷却方式の高温超伝導マグネットでは、より深部の熱を除去しづらくなるので、高い熱拡散率を持った冷却構造の開発が必要になることがわかる。

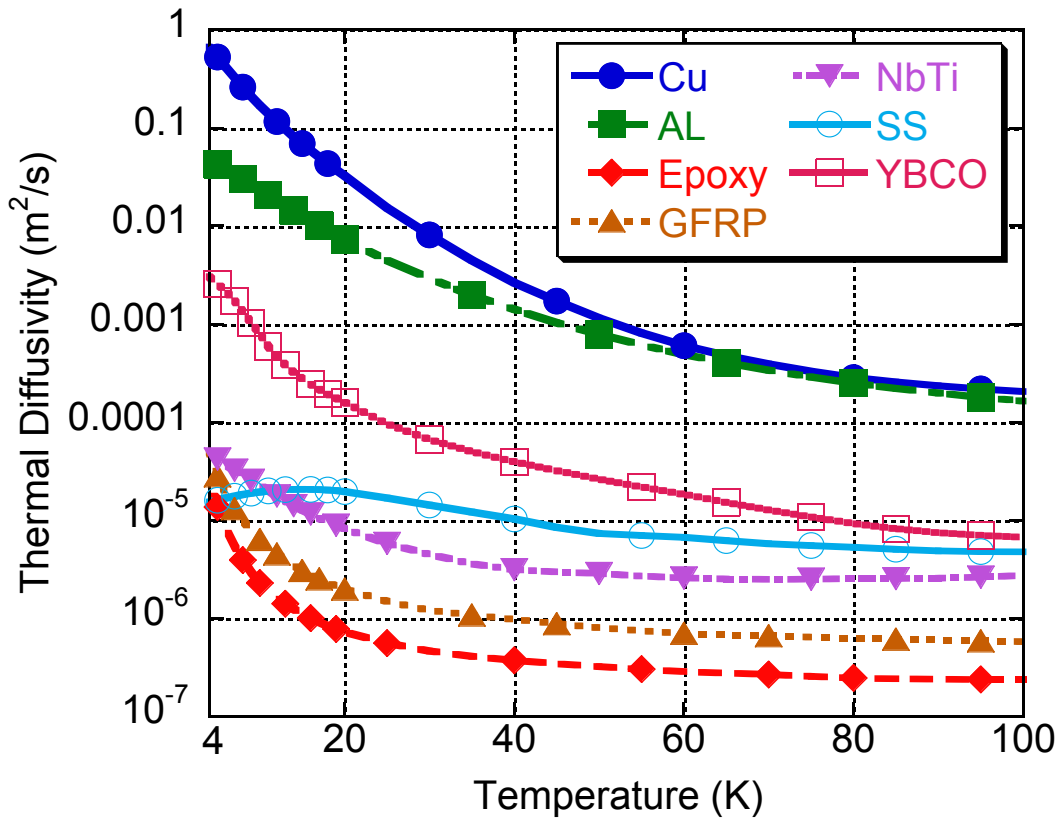


図 1-2 主なマグネット構成材料の熱拡散率

1.4 振動式ヒートパイプ

ヒートパイプとは、熱伝導性が高い材質からなるパイプ中に揮発性の液体（作動液）を封入したもので、熱伝導性を上げるためのデバイスである。パイプ中の一方を加熱し、もう一方を冷却することで、作動流体の蒸発と凝縮のサイクルが発生し熱が移動する。冷却部を加熱部より高い位置に設定することにより、凝縮後の作動液を加熱部に戻すことができる（サーモサイフォン）が、パイプ内部を毛細管構造（ウィック構造）にすることにより、高低差がない場合や無重力の宇宙空間でも利用が可能になる。

ヒートパイプは熱輸送量がある値に達すると作動しなくなる。ウィック式では液が加熱部に戻れる流量は毛管力により制限されるため、この毛管力限界を超えると加熱部がドライアウトし熱輸送が停止する。サーモサイフォン式では加熱量の増加に伴い蒸気流速が増加し、あるところで下向き液膜流れと上向き蒸気流の対向流が不安定となり、液膜が逆流し、熱輸送が停止する。

振動式ヒートパイプ(OHP)は 1990 年に開発され[1-10,11,12]、従来のヒートパイプに比べ高い熱輸送限界を達成する可能性があり、現在研究が盛んに行われている。パイプ内部にウィック構造等が無く、比較的構造が単純であり、大量生産に適している。また、サーモサイフォンよりも細い管を用いるために、狭い場所にも設置出来るという特徴がある。

1.4.1 振動式ヒートパイプ(OHP)の動作原理

図 1-3 に OHP の作動原理概念図を示す。一般に OHP は、加熱部と冷却部の間で一本の細管を何回も折り曲げたような構造をしている。また従来のヒートパイプとは異なり、内部に液体循環のためのウィック構造は存在しない。その配管に蒸気圧曲線上で気液 2 相混合の状態になるように、適当な量の作動流体を封入する。加熱部では液が蒸発し、冷却部では凝縮する。その相転移に伴う圧力変化により、配管内に液柱と気泡が交互に分布し、振動流が駆動され、潜熱と顕熱の両方を以て熱が輸送される。

振動式ヒートパイプは薄いシート状に加工でき、設置方向に依存せずに動作するなど、超伝導マグネットの巻線に組み込む冷却パネル用としても適していると考えられる。

1.4.2 室温動作振動式ヒートパイプ

室温動作 OHP は既に実用化され、市販されている。図 1-4 に TS heatronics 社製の作動流体としてブタンを用いた室温動作 OHP の写真を示す。幅 50mm、長さ 200 mm、厚さ 1.9mm のアルミニウム製 OHP である。既に商品化もされている OHP ではあるが、その動作原理の包括的な理解には至っておらず、現在も研究が行われている。それぞれの並列に配置されたパイプが相互に熱的、流体力学的に作用し合うため、その流体の振動は擬カオティックな振る舞いになり、理論的な定式化が難しいとされている[1-14]。

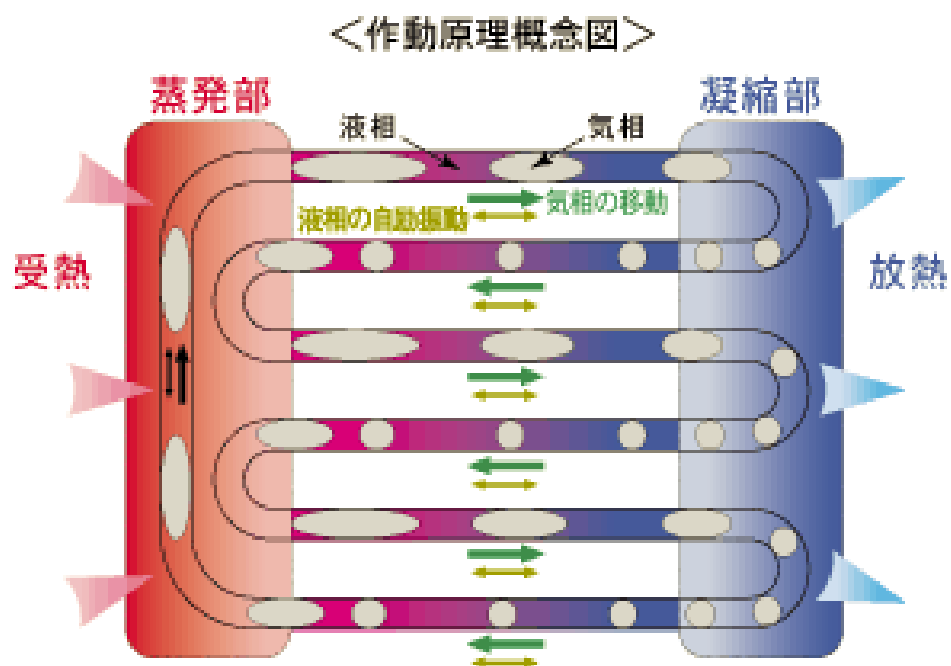


図 1-3 振動式ヒートパイプの動作原理[1-13]

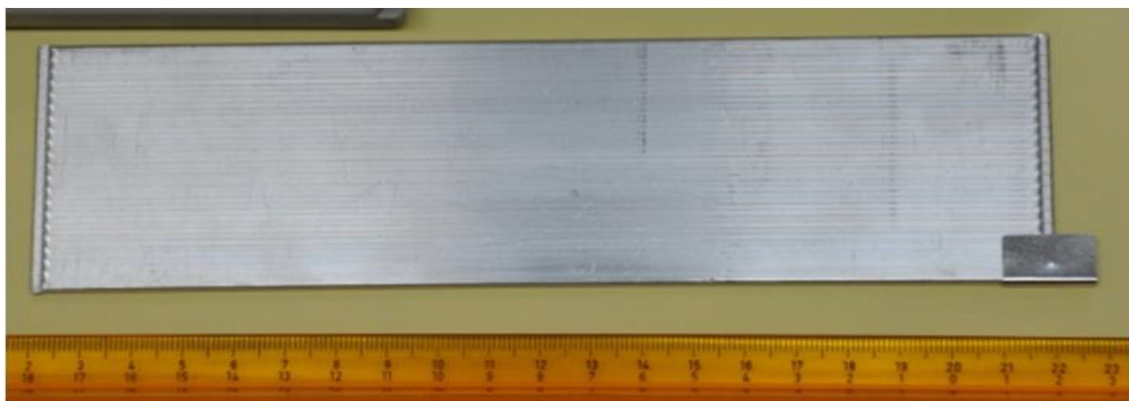


図 1-4 室温動作 OHP の写真 (TS Heatronics 社製)

1.5 本研究の目的と内容

次世代の核融合装置用超伝導マグネットの高性能化のために伝導・間接冷却方式の高温超伝導マグネットの高効率な冷却構造を実現することは、核融合炉の早期実現のために、非常に重要な研究成果になり得る。我々は振動式ヒートパイプ(OHP)に着目し、それを高温超伝導マグネットの冷却システムに組み込むことでそれを実現出来るのではないかと考え、冷却システムの概念設計案やその有効性を検討した。

超伝導マグネットに適用可能な低温動作 OHP は未開発であり、それを開発することが本研究の第一の目的である。そのために我々は、まず、低温動作 OHP を設計・製作し、その動作を実証するための特性試験装置を準備し、動作実証試験を行った。次に、その試験の成功を受けて、低温動作 OHP の性能を向上するために、作動流体の封入量や OHP 形状、設置方向などの実験パラメーターを設定し、低温動作 OHP の最適化設計指針を確立するためのデータを収集した。また、集められたデータから低温動作包括的な理解を得るために、無次元量を用いた実験式を構築した。

最終的に、開発した低温動作 OHP によって超伝導マグネット冷却システムの高性能化が可能かどうかを判断する。

参考文献

- [1-1] 超伝導・低温工学ハンドブック、(社)低温工学協会編 (1993)
- [1-2] 電気学会大学講座、超電導工学 (改訂版)、電気学会 (1990).
- [1-3] O. Motojima, S. Sakakibara, S. Imagawa, A. Sagara, T. Seki, T. Mutoh, et al., Progress of plasma experiments and superconducting technology in LHD, Fusion Eng. Des. 81 (2006) 2277–2286.
- [1-4] K. Takahata, T. Mito, H. Chikaraishi, S. Imagawa, T. Satow, Coupling losses in cable-in-conduit conductors for LHD poloidal coils, Fusion Eng. Des. 65 (2003) 39–45.
- [1-5] K. Takahata, A. Iwamoto, R. Maekawa, T. Mito, T. Satow, S. Satoh, O. Motojima, Hydraulic characteristics of cable-inconduit conductors for large helical device, in: Q.-S. Shu, et al. (Eds.), Advances in Cryogenic Engineering, vol. 45, Kluwer Academic/Plenum Publishers, New York, 2000, pp. 1111–1118.
- [1-6] A. Yamamoto, Advances in superconducting magnets for particle physics, IEEE Trans. Appl. Supercon. 14 (2004) 477–484.
- [1-7] T. Mito, A. Sagara, S. Imagawa, S. Yamada, K. Takahata, N. Yanagi, et al., Applied superconductivity and cryogenic research activities in NIFS, Fusion Eng. Des. 81 (2006) 2389–2400.
- [1-8] K. Takahata, T. Mito, H. Tamura, S. Imagawa and A. Sagara, Conceptual design of an indirect-cooled superconducting magnet for the LHD-type fusion reactor FFHR, Fusion Engineering and Design, vol. 82, pp. 1487-1492, (2007).
- [1-9] H. Tamura, K. Takahata, T. Mito, S. Imagawa and A. Sagara, Conceptual Design and Development of an Indirect-cooled Superconducting Helical Coil in the FFHR, Plasma and Fusion Research, vol. 5, S1035, (2010).
- [1-10] H. Akachi, US Patent No. 4921041, 1990.
- [1-11] H. Akachi, US Patent No. 5219020, 1993.
- [1-12] H. Akachi, US Patent No. 5490558, 1996.
- [1-13] テーエスヒートロニクス
(株)<http://www.tsheatronics.co.jp/technology/index.html>
- [1-14] David Reay and Peter Kew, Heat Pipes - theory, Design and Applications - Fifth Edition, Butterworth-Heinemann publications (2006)

第二章 振動式ヒートパイプ(OHP)を 組み込んだ冷却システム例

2.1 緒論

OHPは薄いシート状に加工可能な高い熱輸送特性を持つデバイスであり、これを超伝導マグネットの巻き線構造に組み込むことによって、高い効率を持った冷却システムを実現出来ると考える。超伝導マグネットへのOHPの組み込みは初の試みであり、まずは中規模の比較的単純なマグネット構造への応用を想定し、その応用可能性を検討する。これらの検討は、第三章以降で述べられる低温動作OHP動作実証試験の結果の後に為されたものであるが、ここでまずその開発の意義や低温動作OHP応用の概念を理解してもらうために、低温動作OHPをどのように超伝導マグネットへ応用することが出来るのかということ簡単な概念図等を用いて説明していく。

2.2 OHPを用いた超伝導マグネットの設計案

図2-1にOHPを組み込んだ冷却システムを用いた高温超伝導(HTS)マグネットの概念設計例を示す。図中の数字はそれぞれ、1: 冷却パネル、1A: OHP、2: コイル巻き線、3: 冷媒流路経路、4: 内巻き枠、5: 外巻き枠、6: 端板を示している。薄いテープ状の高温超伝導線材を用いたダブルパンケーキコイルを積み重ねた構造をしており、そのパンケーキコイル間に冷却パネルが設置されている。その冷却パネルにはOHPが埋め込まれている。図中ではOHPの流路はデフォルメされて書かれている。超伝導マグネット内の交流損失やフロー抵抗による発熱や、外部からの輻射や伝導による入熱、マグネットの一部が常伝導転移した場合のジュール発熱等によりマグネット内に発生した熱を、ヒートパイプを用いてコイル巻き線外部まで輸送する。取り出された熱は、マグネット外周及び内周に設置された冷媒流路を流れる冷媒と熱交換し、最終的に冷凍機で冷却される。

また丸線や四角断面の導体を用いた場合や、ダブルパンケーキ巻以外の様々な形状の巻き線にも、自励振動式ヒートパイプを組み込んだ冷却パネルの形状や配置を変更することによって対応が可能である。

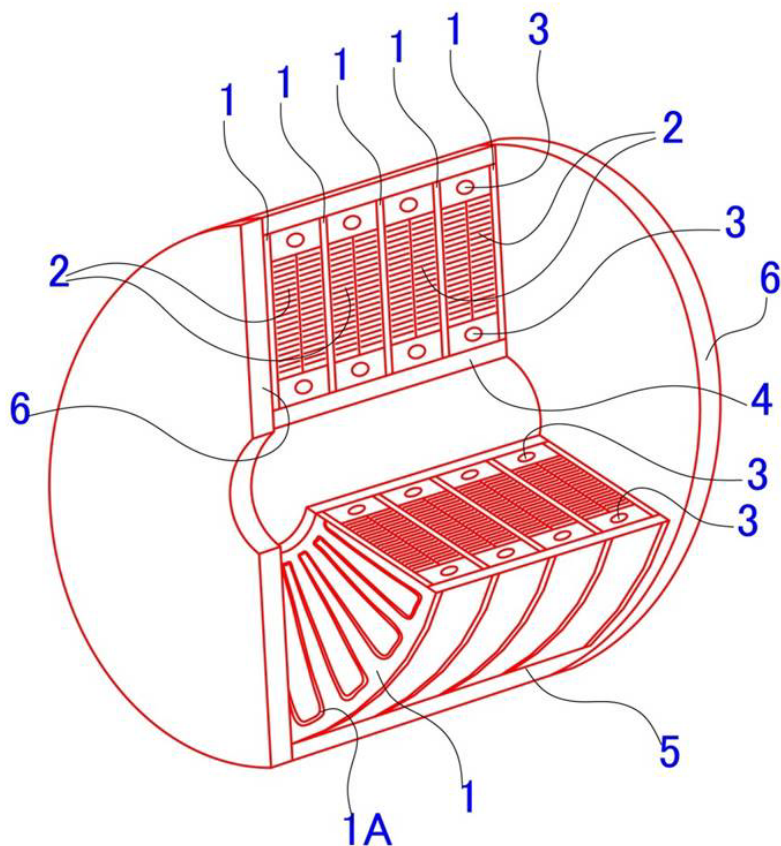


図 2-1 OHP を用いた HTS マグネットの設計例。1: 冷却パネル、1A: OHP、2: コイル巻き線、3: 冷媒流路経路、4: 内巻き枠、5: 外巻き枠、6: 端板

2.2.1 冷却システム

OHP を組み込んだ冷却システムについて検討する。図 2-2 は OHP を組込んだ冷却パネルの概念図である。図 2-1 の断面図と見ることも出来る。OHP は冷却パネル内に図のように配置される。図 2-2 では、OHP 間に扇形の何も無い部分があるが、実際には電磁力支持のための構造物が設置される。OHP とその電磁力支持構造物の割合や形状については、個々の超伝導マグネットに依る。

OHP はバッファータンクを用いて作動流体が適量封入される。OHP の冷却部及びバッファータンクは冷凍機によって冷却配管内を循環している冷媒を用いてを冷却・熱交換をしている。図 2-3 は複数の冷却パネルの OHP 冷却システムを示している。作動流体は常温にあるバッファータンクと低温クライオスタット内にある低温バッファータンクを通して、封入される。OHP は一旦作動流

体を適量封入してしまえば、発生した熱量に応じて自動的に動作を開始し、熱を輸送するデバイスである。更に言えば、マグネット内の他の場所に比べて発熱量が大きい部分や温度が高い部分程、OHP内の流体の振動が活発になり、その熱輸送量も増加する。従ってこのような構造を取ることによって、直接冷媒配管を巻き線内に多重に組み込み、それぞれの流路間での流量を調整することなく、効率良く熱を除去することが出来ると考えられる。

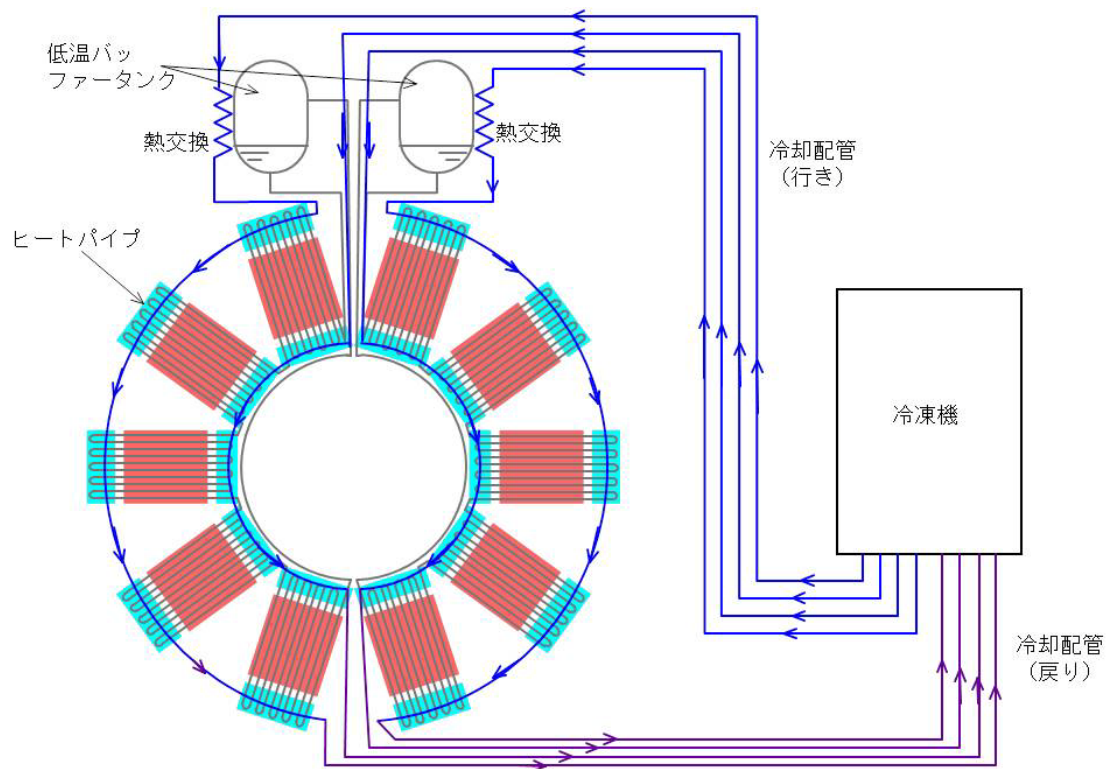


図 2-2 OHP を組こんだ冷却パネルの概念図

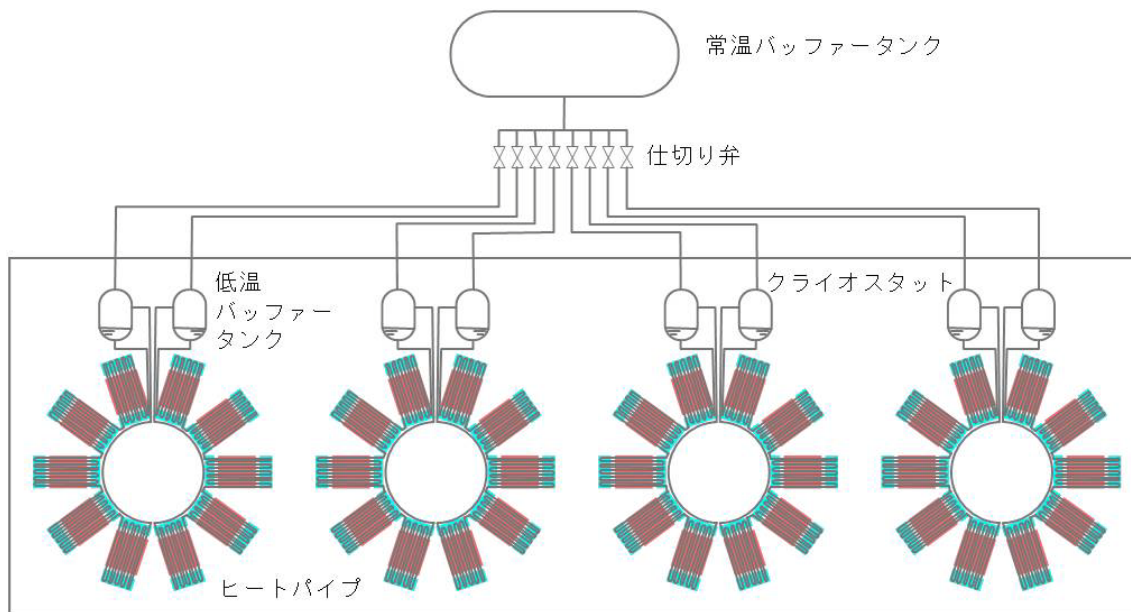


図 2-3 OHP 組み込み型冷却パネル冷却システム

2.2.2 核融合用超伝導マグネットの設計例

図 2-4 及び図 2-5 に核融合用超伝導マグネットへの OHP 冷却の適用例を示す。図 2-4 の左図は将来のヘリカル型磁場閉じ込め式核融合装置のコイルと指示構造物を示している。そのヘリカルコイルの断面形状を示したのが図 2-4 の右図であり、その超伝導導体配置部分を説明する図が図 2-5 になっている。図の紫色と桃色で書かれた長方形が、それぞれ高温超伝導線材スタックとその安定化材であり、青色で書かれた部分がステンレス鋼で出来たインターナルプレート (ITER の TF コイルのラジアルプレートに相当する) である。この構造では、インターナルプレートが電磁力支持のほとんどを担い、導体そのものは単にインターナルプレートの溝に埋め込まれているような構造になっている。この図では配置をわかりやすくするために、インターナルプレートがデフォルメして描かれている。実際の設計に際しては、要求される超伝導マグネットの磁場強度や電流密度等によって、電磁氣的、熱的、機械的な構造計算を行うことになる。

OHP はダブルパンケーキコイル間にある冷却パネル (図中の水色) に組み込んである。冷却パネル内の OHP は図中の小さい白い四角で描かれている冷媒流路にある冷媒によって冷却される。図 2-6 はコイルと導体と冷却パネルを分離して描いた図になっている。インターナルプレートに高温超伝導導体を埋め込み、その OHP が組み込まれた冷却パネルを被せたような構造になっている。

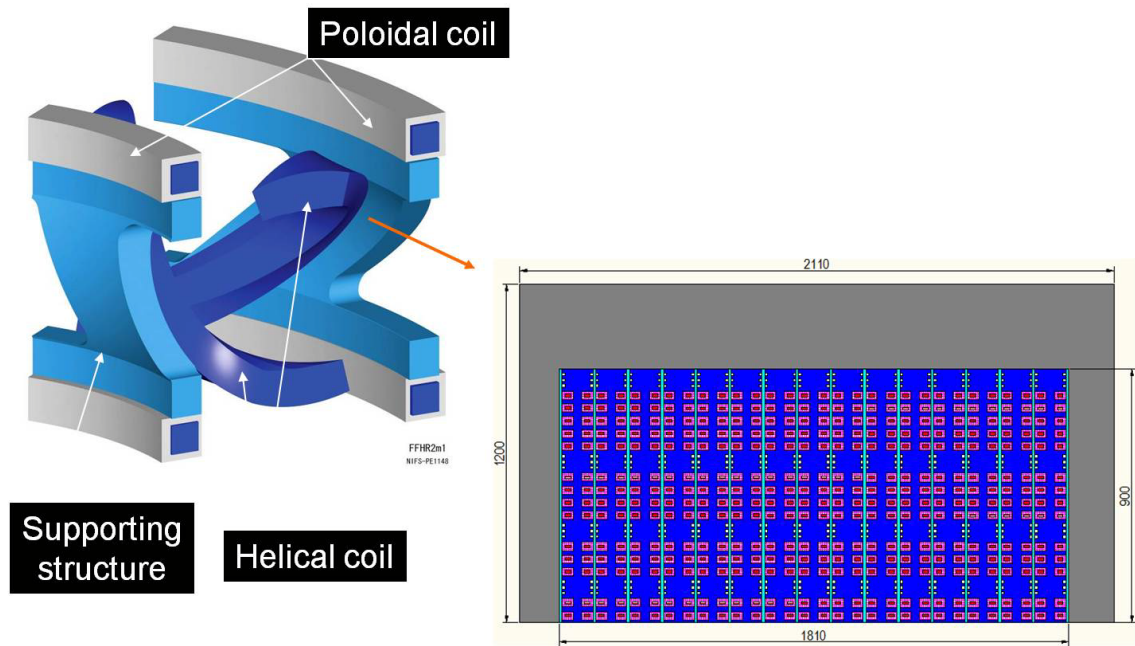


図 2-4 核融合用超伝導マグネットへの OHP 冷却適用例

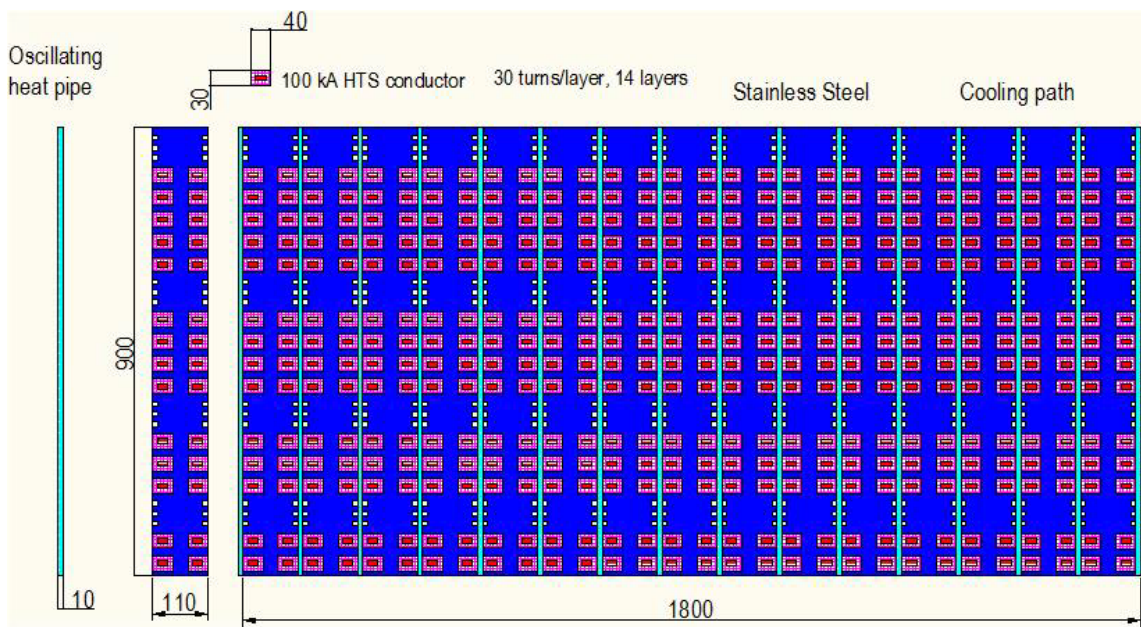


図 2-5 図 2-4 で示されたヘリカルコイルの断面形状

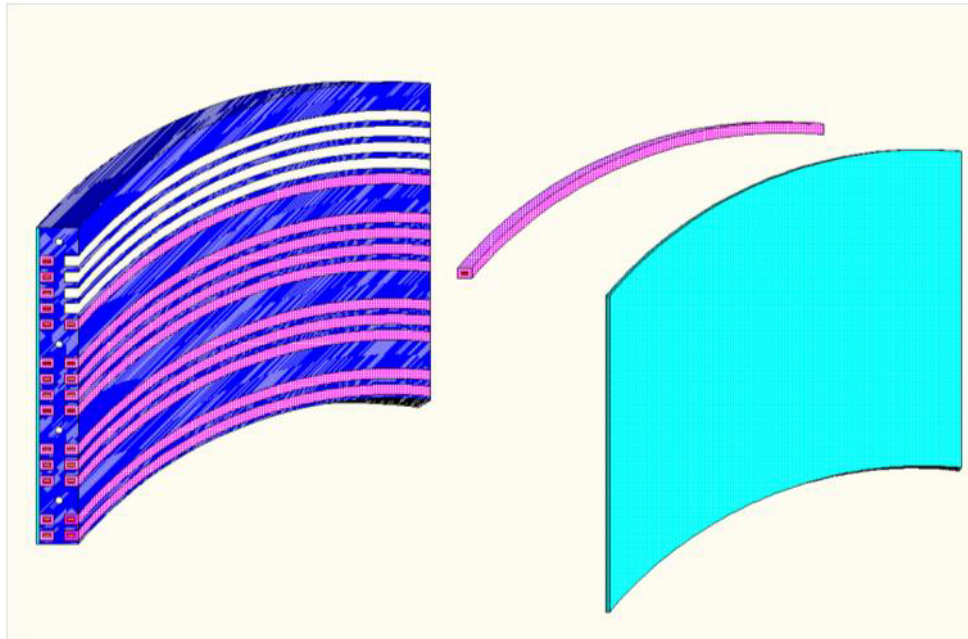


図 2-6 コイル構造から導体と冷却パネルを分離させた図。左からコイル構造と導体と冷却パネルになっている。

第三章 OHP の低温動作特性試験装置

3.1 緒論

OHP を高温超伝導マグネットの冷却システムに組み込むためには、想定運転領域である 20~70 K において OHP の熱特性を把握する必要がある。しかし第一章で述べたように、超伝導マグネットに適用可能な形状で、低温環境下で動作する OHP 扱った研究は存在しない。従ってまずは、その低温での動作実証を確認すべく、プロトタイプ OHP を試作し、実験を行う。OHP に用いる作動流体の候補として、我々は水素とネオンと窒素を採用した。OHP の設計に当たって、文献[3-1,2...10]を調査し、パイプの管径や長さ、材質等を検討し、いくつかの OHP を試作した。また、クライオスタットや冷凍機、温度や圧力等の測定装置を整備し、OHP の動作実証試験及びそれに続く熱特性評価測定のための試験装置を製作した。この章では OHP の設計と製作、作動流体の物性値、特性試験装置と実験方法について述べていく。

3.2 OHP の設計と製作

OHP の低温での動作実証のために OHP の試作を行った。図 3-1 は外径 1/16 インチ(1.59 mm)、内径 1/32 インチ(0.79 mm)のステンレス製パイプを用いて製作された OHP の図面である。パイプは同じ長さ毎に 10 回折り曲げられ、両端をスウェジロック製の T 型ユニットに接続されている。そのユニット部分を通して作動流体は封入される。作動流体の具体的な封入方法や封入量の計算については 3.4.3 で述べる。パイプ直線部分の両側に、パイプを埋め込めるように 10 筋の溝を掘った銅のブロックを配置し、パイプと銅はハンダ溶接される。銅の厚さは 8 mm で、パイプに沿った長さは 30 mm、幅は 69 mm ある。溝の幅は 2 mm、溝と溝の間の長さは 3 mm ある。銅ブロック間の長さが 100 mm になるように、周囲にネジ止め用の $\Phi 3.2$ の穴が複数空いたステンレス製のサポートを配置する。実験ではこの銅ブロックにフォイルヒーターや温度計、冷凍機に繋がった銅バスバーなどが接続される。図 3-2 は図 3-1 の設計図をもとに製作した OHP の写真である。以降、パイプの外径が 1/16 インチであることから、この OHP を 1/16 インチ OHP と呼ぶことにする。

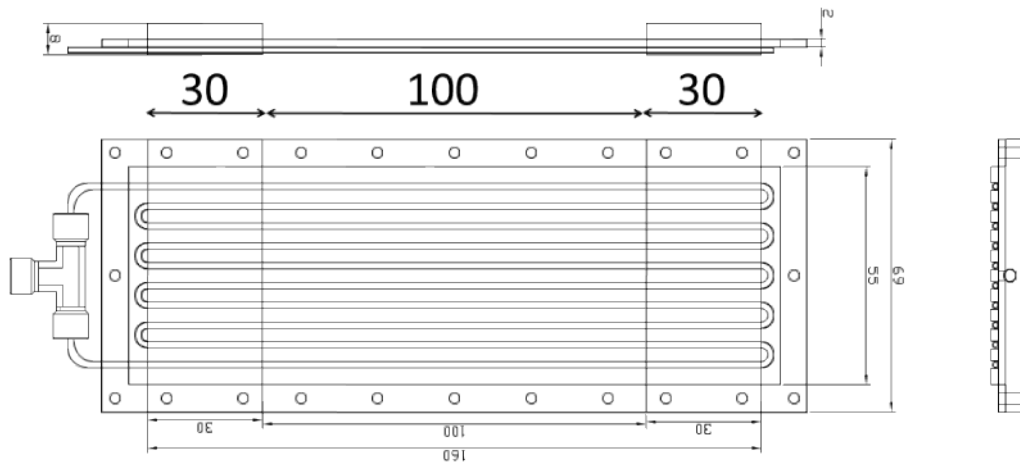


図 3-1 外径 1/16 インチステンレスパイプ OHP の図面

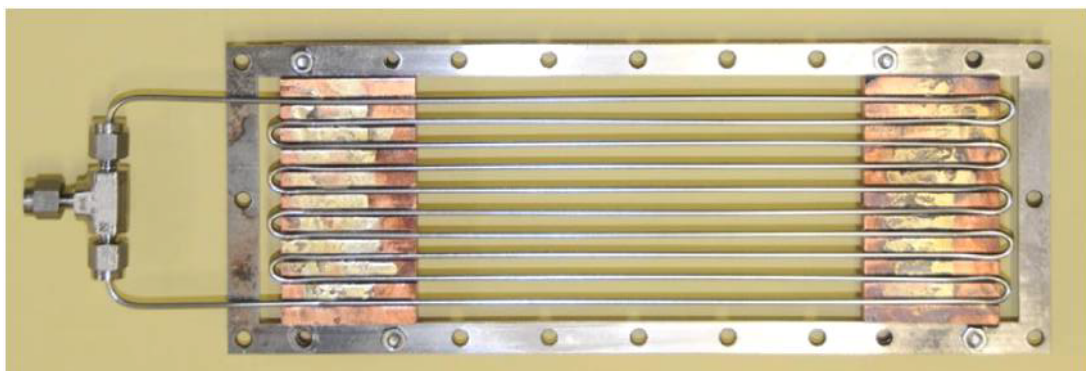


図 3-2 外径 1/16 インチステンレスパイプ OHP の写真

図 3-3 は外径 1/8 インチ(3.2 mm)、内径 1/16 インチ(1.59 mm)のステンレス製パイプを用いて製作された OHP の写真である。銅ブロックの厚さは 10 mm、幅は 130 mm で、溝の幅は 4 mm、溝間の長さは 6 mm になっている。その他の点は 1/16 インチ OHP と同様の寸法である。写真はパイプと銅ブロックをハンダ接続をする前のものであり、パイプを上から押さえるためのステンレス製の板が周囲枠にネジ止めされている。この板はハンダ接続後には取り外される。以降、この OHP を 1/8 インチ OHP と呼ぶことにする。

過去の OHP の文献を調査した結果、パイプ径の選択にはラプラス定数を参考に決定した。ラプラス定数とは、鉛直方向に設置された配管内の液柱に働く重

力と表面張力のバランスを示す値である。式 3-1 はラプラス定数 L を表す式である。 σ は表面張力の大きさ、 g は重力加速度、 ρ は密度を表し、添え字の l と v はそれぞれ液体と気体を表している。

$$L = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (3-1)$$

パイプ内径がラプラス定数より大きいと液柱は重力によって落ちてくること無く、配管無いに留まる [3-11]。OHP では文献によって多少の違いがあるが、管の内径をこの値の 2 倍程度よりも小さくすることが良いとされている [3-12]。

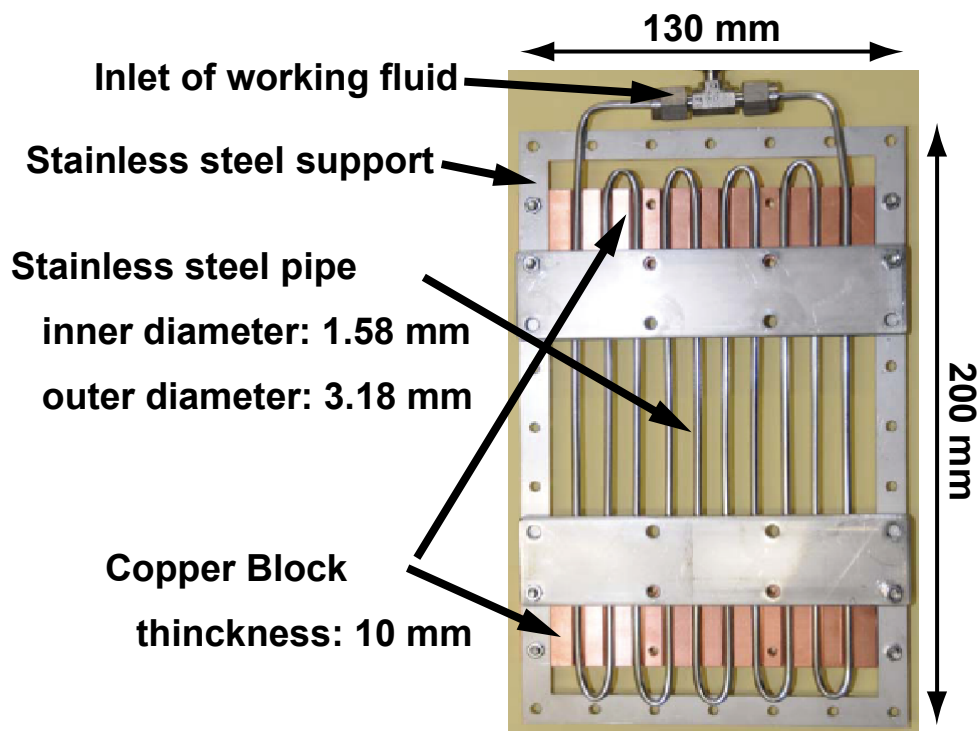


図 3-3 外径 1/8 インチステンレスパイプ OHP の写真

3.3 OHP に封入する作動流体

高温超伝導マグネットの想定運転温度域はおよそ 20～70 K であり、その温度域に沸点があり、比較的容易に入手できるガスには限りがある。その中で我々は低温 OHP に作動流体として用いるガスに水素、ネオン、窒素を選んだ。それぞれの流体の密度、表面張力、潜熱、粘度、定圧モル比熱、熱伝導率を表 3-1 と表 3-2 にまとめた。記載されている値は温度がそれぞれ窒素 77 K、ネオン 27 K、水素 18 K における飽和状態時の値である [3-13][3-14][3-15]。これらの値から算出されるラプラス定数の値は窒素、ネオン、水素において、それぞれ 1.06 mm, 0.64 mm, 1.62 mm になる。従って OHP のパイプ内径はそれぞれ 2.12 mm, 1.28 mm, 3.34 mm 以下になることが望ましいことがわかる。

表 3-1 OHP 作動流体の物性値その 1

液体	密度 (液体) [kg/m ³]	密度 (気体) [kg/m ³]	表面張力 [mN/m]	潜熱 [kJ/(kg · K)]
N ₂ (77 K)	～820	～2.5	～9.1	～206
Ne (27 K)	～1200	～9.2	～4.8	～83
H ₂ (18 K)	～72	～13	～2.3	～457

表 3-2 OHP 作動流体の物性値その 2

液体	粘度 [μPa · s]	定圧モル比熱 [kJ/(kg · K)]	熱伝導率 (液体) [mW/(m · K)]	熱伝導率 (気体) [mW/(m · K)]
N ₂ (77 K)	～200	～2.05	～146	～7.5
Ne (27 K)	～110	～1.85	～113	～7.8
H ₂ (18 K)	～13	～9.3	～112	～14.2

3.4 OHP 低温特性試験装置

3.4.1 試験装置の概要

図 3-4 に試験装置の概略図を示す。OHP はクライオスタット内に設置され、OHP の冷却部は銅バスバーを介して GM 冷凍機に接続されている。実験中、OHP は室温部にある作動流体を封入する配管のバルブ（図中の 5）によって封じられる。圧力計はそのバルブの OHP 側の配管とバッファータンクに付けられている。バッファータンクには作動流体ガスボンベと真空ポンプが接続されている。図 3-5 にクライオスタット外にある試験装置室温部分の写真を示す。

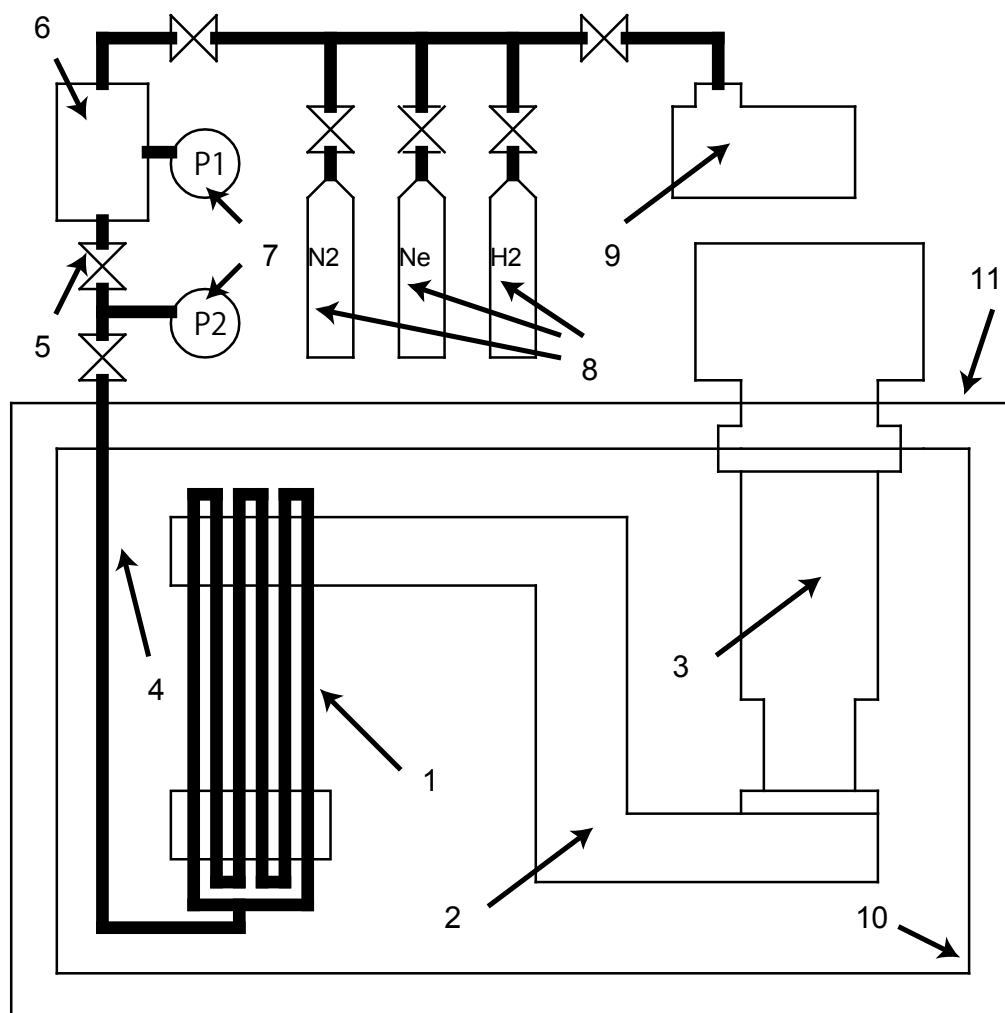


図 3-4 OHP 低温特性試験装置の概略図。1: OHP、2: 銅バスバー、3: GM 冷凍機、4: 封入配管、5: バルブ、6: バッファータンク、7: 圧力計、8: 作動流体ガスボンベ、9: 真空ポンプ、10: 放射シールド、11: クライオスタット

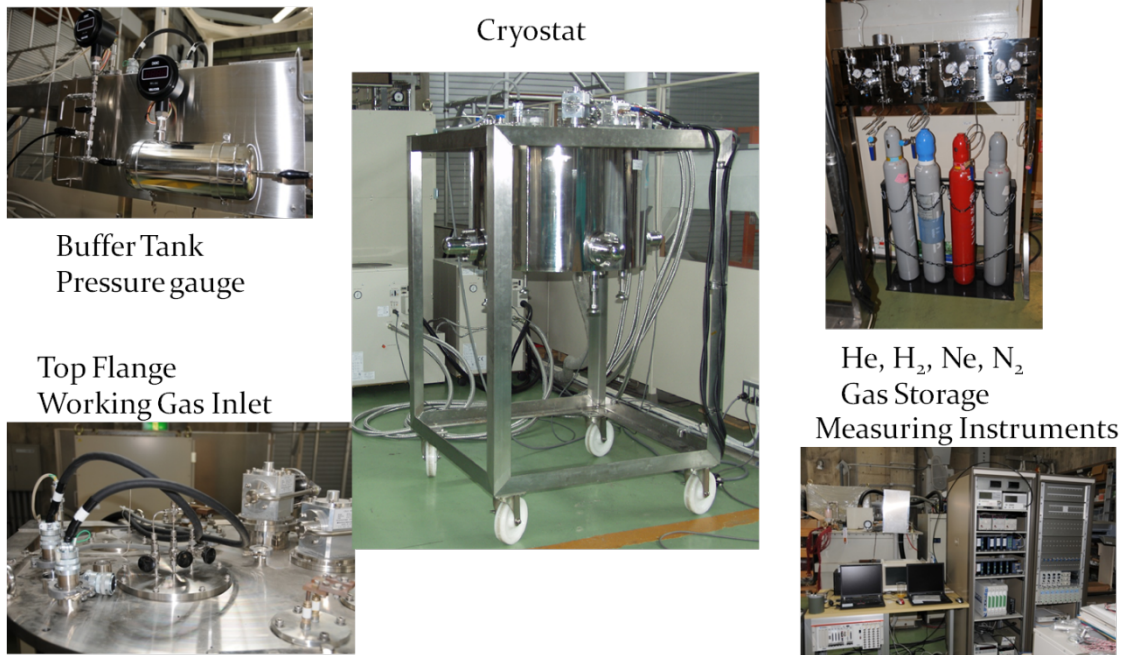


図 3-5 クライオスタット外にある試験装置室温部分の写真。左上：バッファータンクと圧力計、左下：クライオスタットトップフランジ、中央：クライオスタット外観、右上：各種作動流体のガスボンベ、右下：各種測定装置

3.4.2 OHP の配置と各種温度計、ヒーター及び圧力計

図 3-6 は放射シールド内に 1/16 インチ OHP が設置されている写真である。OHP は二つ同じものが同じ配置で設置されている。OHP の加熱部の銅ブロックには、Minco 社製のフレキシブル面状ヒーターがアラルダイト接着剤で接着され、外側からアルミテープで補強されている。また、冷却部の温度を調整するために、銅バスバー及び冷凍機のコールドヘッド部分にも同様にヒーターが接着されている。温度計は横河電機製の白金コバルト(PtCo)極低温測温抵抗体(JB-263)を使用している。その白金コバルト温度計は OHP の動作特性を測定するために加熱部、冷却部の銅ブロックの上にアラルダイト接着剤によって接着され、外側からアルミテープで補強されている。また、銅バスバーと GM 冷凍機のコールドヘッドにも同様に温度計が接着されている。ヒーター及び温度計の測定線は全て放射シールド上面(60~80K 程度)で熱的にアンカーされ、室温部からの熱侵入を軽減している。銅バスバーは GFRP の板とベークライト製のサポート棒によってクライオスタットトップフランジから支持されている。

作動流体封入配管はステンレス製の外形 1.58mm、内径 0.79mm のキャピラリーチューブによってクライオスタット上部に繋がっている。OHP 内の圧力変動を観測する圧力計には General Electrics 社製の Druck IDOS Universal Pressure Module K378 を使用している。温度、ヒーター入熱量及び圧力の計測値は横河電機製のデータロガー-MXLOGGER を LAN 経由で PC に繋ぐことによって収集をしている。

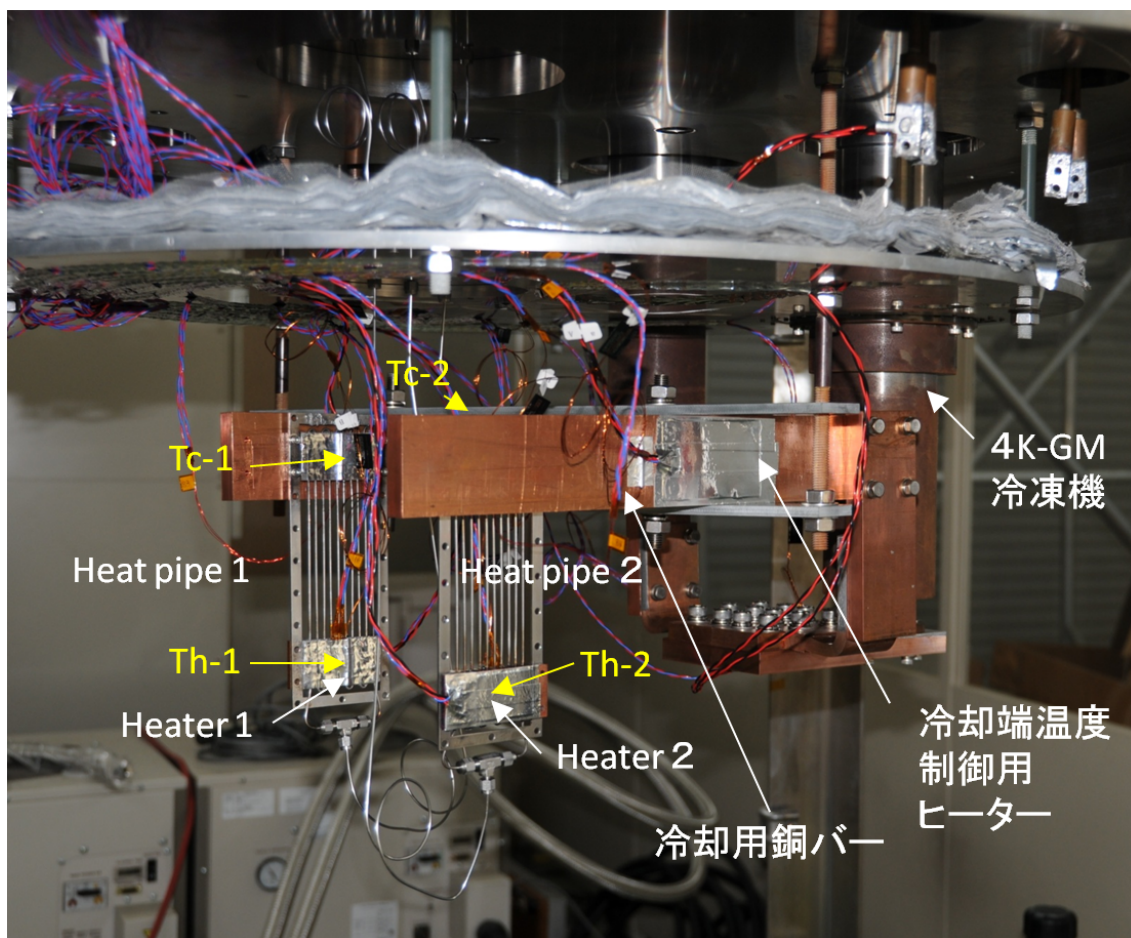


図 3-6 放射シールド内に設置された 1/16 インチ OHP の写真

3.4.3 作動流体封入系と液体封入率の計算

図 3-7 に OHP 内液体充填率制御のフロー図を示す。ヒートパイプへのガス充填手順と液体封入率の計算方法を以下に箇条書きで示す。

1. ヒートパイプ配管及び常温バッファタンク内を真空ポンプを用いて真空引きする (V1:閉、V2:開、V3:開)。
2. ヒートパイプとバッファタンクを切り離した状態で、バッファタンクに作動ガス流体ガスボンベからガスを導入する (V1:開、V2:閉、V3:閉)。
3. バッファタンク内が既定圧力に達したら、圧力計 P1 を用いてその時の圧力を P_0 [kPa] を計測しておく。
4. バッファタンクとガスボンベを切り離し、ヒートパイプと連結する (V1:閉、V2:開、V3:閉)。
5. 断熱真空容器内のヒートパイプを冷却し、予定の充填量になるまでヒートパイプ内でガスを液化させる。
6. バッファタンクが既定の圧力になったら V2 を閉じ、バッファタンク内の残圧力 P_a [kPa] を測定する。(V1:閉、V2:閉、V3:閉)。

このときヒートパイプまでの配管の体積、温度勾配は無視し、導入されたガスが全てヒートパイプ内で液化したと仮定すると、ヒートパイプ内の液体封入率 F [%] (体積パーセント) は次の式で与えられる。

$$F = \frac{(P_0 - P_a) \cdot V_{BT}}{R \cdot T_{RT}} \times \frac{1}{\rho_l} \times \frac{1}{V_{HP}} \times 100 \quad (3-2)$$

ここで、 V_{BT} , V_{HP} , T_{RT} , R , ρ_l はそれぞれバッファタンクの容積 [l]、ヒートパイプ配管内の容積 [l]、室温 [K]、気体定数 [(kPa*l) / (mol*K)]、液体の体積モル密度 [mol / l] である。

3.5 実験方法

3.5.1 実験手順

まず事前準備として、クライオスタット内と OHP 内及び封入配管を全て真空ポンプで排気する。次に冷凍機を稼働させ、冷凍機コールドヘッドの温度及び放射シールドが十分低温 (60~80K 程度) になるまで 24~36 時間程度待つ。

OHP の低温熱特性実験では、まず封入した作動気体を凝縮出来するために、ヒートパイプ冷却部の温度を銅バスバーに取り付けた温度調節用ヒーターで調節する。上述の通りに規定の液体封入率になるように作動流体を封入する。そ

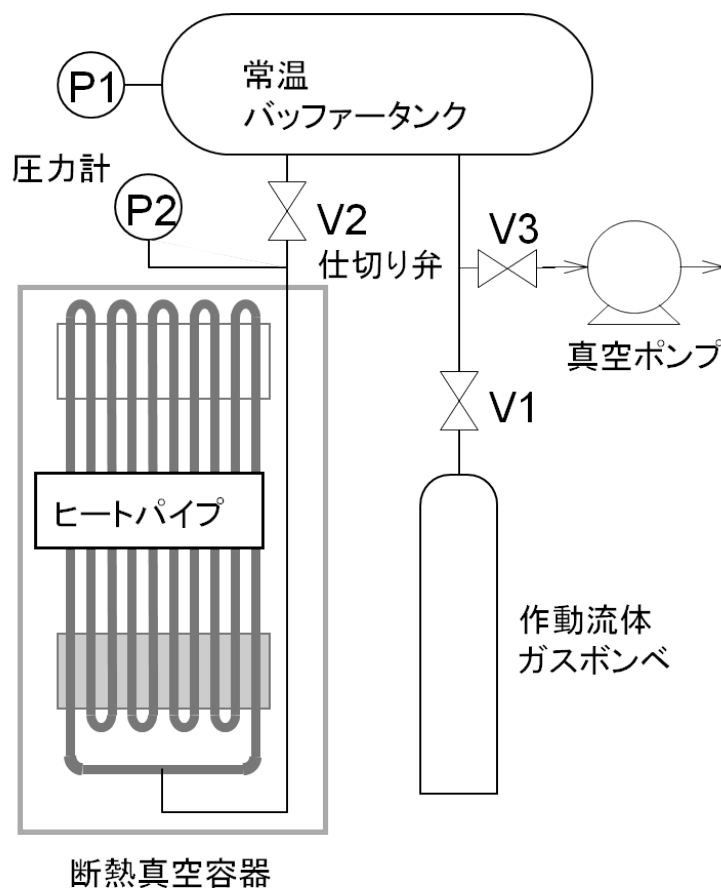


図 3-7 OHP 内液体充填率制御のフロー図

の後、加熱部にヒーターによって入熱すると、ヒートパイプ内の圧力が上昇し、低温部と加熱部の間に温度差が発生する。この温度差を測定して熱輸送特性を評価する。この時、冷却部の温度は上記の温度で一定に保たれるように調節する。また同時に OHP 内圧力の変動を測定することによって OHP としての動作を確認する。

図 3-8 に 1/16 インチ OHP にネオンを 50%封入した実際の実験によって得られたそれぞれの測定データの例を示す。左側の縦に並んだ三つのグラフは横軸が時間、縦軸が上から順に加熱部へのヒーター入熱量、温度、圧力を表している。温度のグラフにある二つのプロットのうち、上側のプロットが加熱部の温度で下側のプロットが冷却部の温度である。実験ではヒーター入熱量を、グラフのように階段状に変化させる。冷却部の温度は調節用ヒーターで一定に保たれ、加熱部の温度と圧力はヒーター入熱量に対応して上昇する。この時の加熱部と冷却部の温度差を測定することによって、OHP の熱特性を調べる。右下のグラフは圧力のグラフの一部を拡大したものである。このグラフを見ると、この実験条件下では振幅 1kPa、周波数 1Hz 程度の圧力振動が観測されているこ

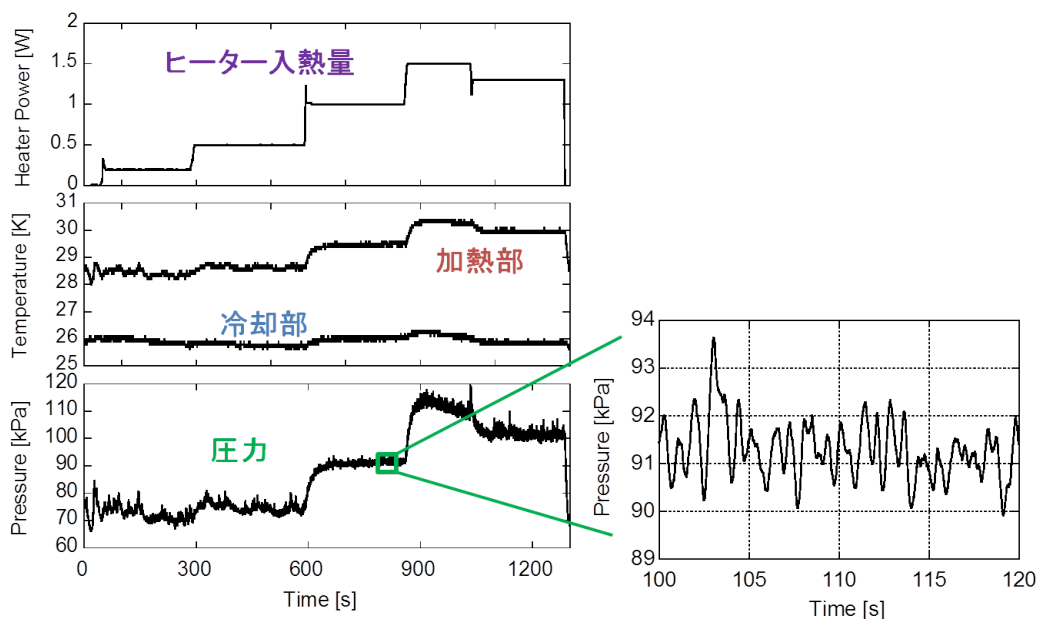


図 3-8 OHP 熱特性評価実験の実際の測定データ例

とがわかる。この圧力振動の様子は、OHP の形状や作動流体、温度や封入量などの実験条件によって異なる。

3.5.2 熱輸送特性評価方法

OHP の熱輸送特性を評価するためにパイプ内部の実効的熱伝導率を用いる。その実効的熱伝導率 k は次の式で求められる。

$$\text{実効的な熱伝導率 } k = \left(\frac{\text{入熱量}}{\text{温度差: } \Delta T} \right) \times \left(\frac{\text{加熱部と冷却部の距離}}{\text{パイプ断面積} \times \text{ターン数}} \right) \quad (3-3)$$

例えば、この章で紹介した 1/16 インチ OHP の場合、加熱部と冷却部の距離は 100 mm、パイプ断面積は 0.49 mm²、ターン数は 10 であり、これと前の節で測定した入熱量と温度差を用いて計算することで実効的な熱伝導率が得られる。

参考文献

- [3-1] 実用ヒートパイプ (第2版)、日本ヒートパイプ協会[編]、日刊工業社
- [3-2] 「ヒートレーン技術を用いた素子用放熱器」 ティーエスヒートロニクス株式会社 技術部 荻原克彦, 山岡達也, ウェブページ(2012年現在閲覧不可)
- [3-3] M.Sugimoto, et al., “A Novel Micro Counter-Stream-Mode Oscillating-Flow (COSMOS) Heat-Pipe”, 18th IEEE International Conference on Micro Electro Mechanical Systems, MEMS 2005, pp606-609.
- [3-4] 「マイクロ熱システムの展望」。西尾茂文、Proceedings of the TED-COF '01, 2001.
- [3-5] 「宇宙用自励振動ヒートパイプの研究」、宮崎芳郎、平成12年度終了宇宙環境利用に関する応募地上研究成果報告書
- [3-6] 「ヒートパイプとは？」
<http://www.es.titech.ac.jp/nagasaki/npicture/naiyou/OHP.html>
- [3-7] 「自励振動ヒートパイプの圧力振動」、宮崎芳郎 他、日本機械学会熱工学講演会講演論文集、1997-11.5~7, つくば
- [3-8] 「ノートブック PC用マイクロヒートパイプヒートシンクの最新技術」、大海勝 他、古河電工時報 第108号 平成13年6月, pp11-17
- [3-9] 「気泡駆動型循環式ヒートパイプ(BACH)の熱輸送特性」、永井二郎 他、
<http://www.werc.ror.jp/subpage/houkoku/pdf/heat.pdf>
- [3-10] 「両端密閉型ヒートパイプにおける熱流体関連振動の可視化による考察」、藤中伸一 他、日本機械学会、[No.02-9] Dynamics and Design Conference 2002 CD-ROM 論文集 [2002.9-17-20 金沢]
- [3-11] R. Chandratilleke, H. Hatakeyama, and H. Nakagome, “Development of cryogenic loop heat pipes”, *Cryogenics*, vol. 38, pp. 263–269, 1998.
- [3-12] A.J. Jiao, H.B. Ma, and J.K. Critser, “Experimental investigation of cryogenic oscillating heat pipes,” *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, no. 15-16 (2009): 3504-3509.
- [3-13] JSME Data Book: Thermophysical properties of Fluids, 日本機械学会
- [3-14] Cryogenic Systems Second Edition, Randall F. Barron, Oxford Science Publication.
- [3-15] GASPAK Version 3.30, CRYODATA, INC.

第四章 OHP 低温動作特性試験

4.1 諸論

超伝導マグネットに応用可能な低温 OHP の動作特性を確かめるために、第三章で述べた OHP と実験装置を用いて、低温 OHP の動作実証試験を行った。また、OHP 設計と動作条件の最適化指針を得るために、実験パラメーターとして作動流体、液体封入率、パイプ径、設置方向及び熱輸送距離を変化させ、OHP の熱輸送特性への影響を評価した。熱特性の評価には、実効的な熱伝導率を用いる。

4.2 窒素、ネオン、水素を用いた低温 OHP 動作実証実験

1/16 インチ OHP (図 3-1、図 3-2) を用いて動作実証実験を行った。作動流体として窒素、ネオン、水素の三種類を用いた。OHP を鉛直方向に設置し、上側銅ブロックを冷凍機と温度調節用ヒーターで一定の温度に保ち、下側銅ブロックをヒーターで加熱する。同じ設計図によって製作され、同じ条件で実験空間に設置された二つの 1/16 インチ OHP を試験した。一つを OHP_1 と呼び、もう一つを OHP_2 と呼ぶ事にする。二つの OHP を同条件で実験することによって、パイプターン部分の潰れ具合やステンレスパイプと銅ブロック間のハンダ接続等の製作精度等の差がどの程度影響してくるかを調べる。また液体封入率をパラメーターとして取ることによって、それがどのように OHP の熱特性に影響してくるのかを調査する。主な実験結果を表 4-1 にまとめた。窒素、ネオン、水素の順に実験結果の詳細について述べていく。

4.2.1 窒素を用いた実験の結果

窒素を用いた実験は、冷却部の温度を 69K に固定して行った。図 4-1 は窒素を用いた OHP_1 の実験結果である。縦軸は冷却部と加熱部の温度差を示している。図 4-2 は同様の実験を OHP_2 でも行った結果である。これらの結果から式 (3-3) を用いて実効的な熱伝導率を計算した図に表したものが、それぞれ図 4-3 と図 4-4 である。

表 4-1 1/16 インチ OHP の実験結果のまとめ

Working fluid	Liquid filling ratio [%]	Heat input [W]	Condenser temperature [K]	Evaporator temperature [K]	Effective thermal conductivity [W/(m * K)]
N ₂	17 - 70	0 - 7	67 - 69	67 - 91	5,000 - 18,000
Ne	16 - 95	0 - 1.5	26 - 27	28 - 34	1,000 - 8,000
H ₂	31 - 80	0 - 1.2	17 - 18	19 - 27	600 - 3,700

測定された実効的な熱伝導率はヒーター入熱量や液体封入率による違いがあるものの、OHP_1 ではおよそ $15,000 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ 、OHP_2 の場合はおよそ $6,000 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ であり、OHP_1 の方が OHP_2 に比べて実効的熱伝導率が約 2.5 倍程高いことがわかる。この違いについては 4.2.4 で考察する。液体封入率が低い場合に、小さい入熱量のデータしか図中に記載されていないのは、それ以上入熱すると圧力振動が観測されなくなり、OHP としての動作が停止してしまうためである。OHP が動作を停止すると、冷却部と加熱部との温度差が開き続け、内部の圧力も上がり続ける。

液体封入率が 55.0% の OHP_2 を用いて、冷却部の温度を変化させた場合に温度差にどのような影響が出るかについて調べた。ヒーター入熱量を 3.0 W に固定し、冷却部の温度を変化させた結果を図 4-5 に示す。冷却部の温度を下げていくと、加熱部との温度差は小さくなっていく。しかし、あまり下げ過ぎると圧力振動が停止し OHP としての動作が止まって、加熱部の温度が急上昇してしまう現象が起きるようになった。パイプ内面が局所的に凝固点を越えてしまうことで、凍り付いてしまい、流体とパイプとの熱伝達係数が著しく下がり、一気に全体の熱輸送特性が悪化し、OHP としての動作が停止してしまうと考えられる。その現象と熱輸送性能との兼ね合いで、この条件下では冷却部の温度は 69~70 K で運転することが好ましいということがわかった。冷却部温度は出来る限り下げつつも、凍り付かせないような温度というのが最適な運転条件であるということがわかった。これ以降、ネオンや水素を作動流体として用いた OHP の実験においても同様な試験を最初に実施し、冷却部の温度の運転条件最適化を行った後に、一連の熱特性評価試験を行っている。

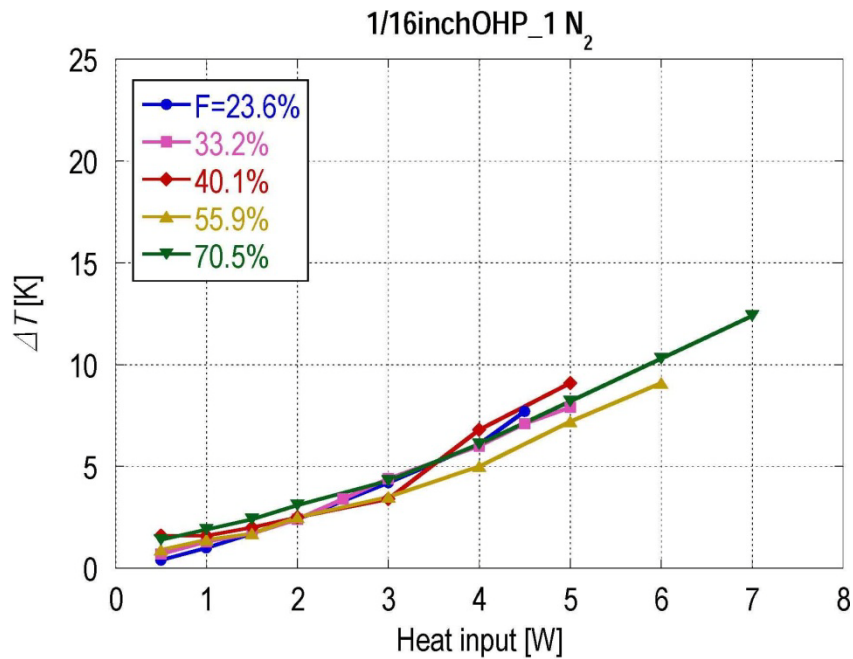


図 4-1 作動流体として窒素を用いた 1/16 インチ OHP_1 による実験結果。横軸は加熱部に入熱した熱量を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。凡例の F は液体封入率。

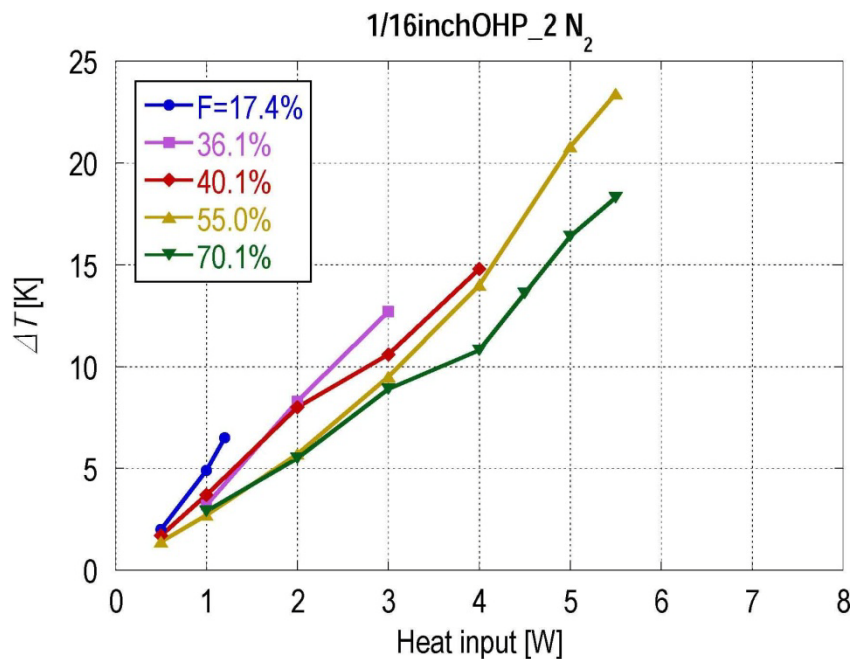


図 4-2 作動流体として窒素を用いた 1/16 インチ OHP_2 による実験結果。横軸は加熱部に入熱した熱量を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。凡例の F は液体封入率。

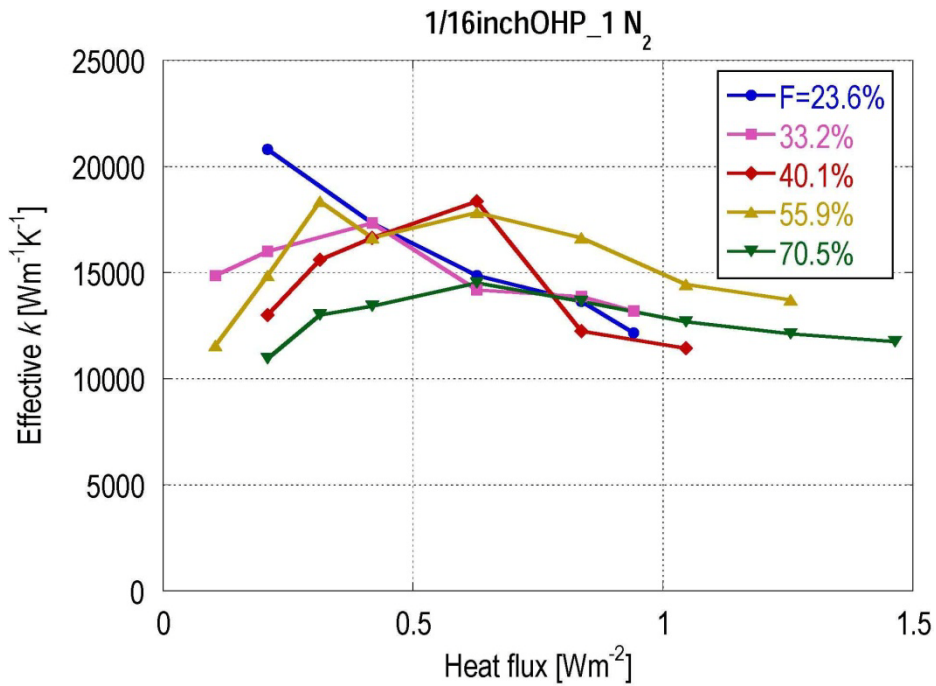


図 4-3 作動流体として窒素を用いた 1/16 インチ OHP_1 による実験結果。横軸はパイプ長手方向の熱流束を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。凡例の F は液体封入率。

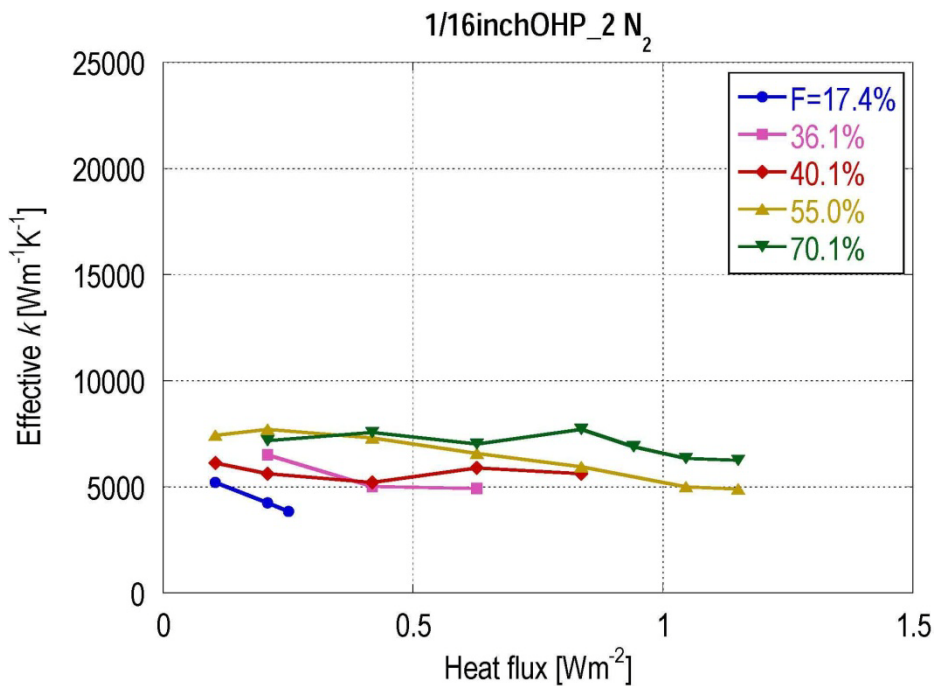


図 4-4 作動流体として窒素を用いた 1/16 インチ OHP_2 による実験結果。横軸はパイプ長手方向の熱流束を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。凡例の F は液体封入率。

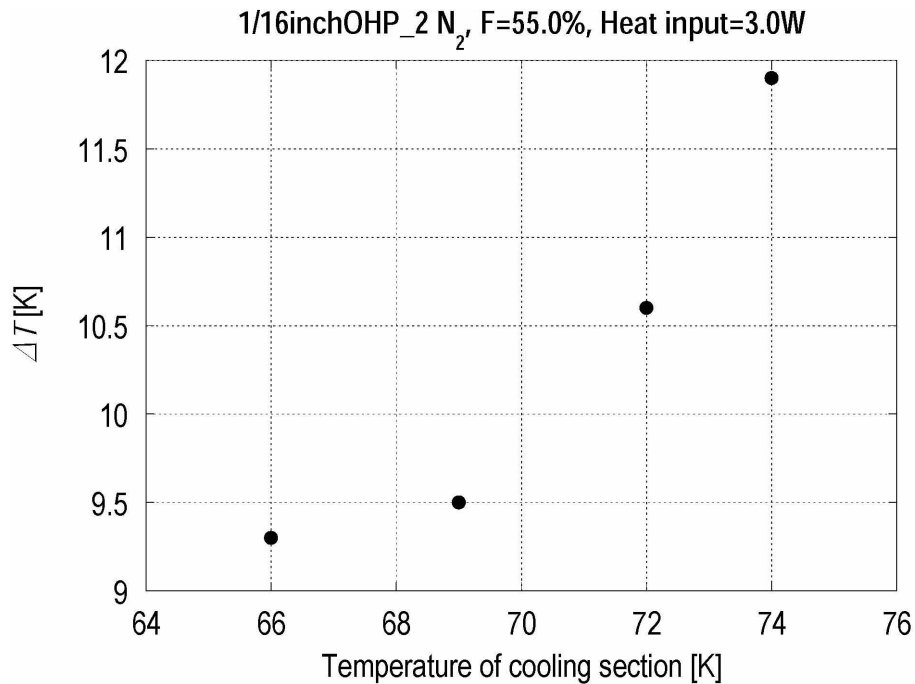


図 4-5 液体封入率 55.0%で窒素封入した 1/16 インチ OHP_2 の実験結果。加熱部への入熱量は 3.0W。横軸は冷却部の温度を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。

4.2.2 ネオンを用いた実験の結果

作動流体としてネオンを用いた OHP による実験では、冷却部の温度を 27 K で保持するように冷凍機側の温度をヒーターで調整して行った。図 4-6 と図 4-7 はそれぞれ OHP_1 と OHP_2 による加熱部へのヒーター入熱量と、加熱部と冷却部の温度差の関係をプロットしたグラフである。これらの結果を用いて、パイプ長手方向の熱流束とパイプ内部の実効的熱伝導率の関係を計算し、結果をプロットしたグラフが図 4-8 と図 4-9 である。OHP_1 では最大約 $8,000 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ 、OHP_2 では最大約 $5,000 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ の実効的熱伝導率が得られた。残留抵抗比が 100 程度の比較的純度の高い銅の 20 K での熱伝導率は、約 $2,000 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ なので、それと比べると OHP の実効的熱伝導率は 2.5 倍から 4 倍の高い値を示していることがわかる。また、OHP_1 と OHP_2 の熱特性の差は窒素の結果の時と同じく、実効的な熱伝導率にして約 2 倍程度の違いが見られる。

特徴的なこととして、OHP_2 の液体封入率が 15.9%と 31.7%の結果がその他の OHP_2 の結果と比べて実効的な熱伝導率が低いことが挙げられる。また全ての封入率のデータにおいて、加熱部への入熱量が大きくなるにつれ、実効的な

熱伝導率の増加が見られる。図 3-8 の圧力振動を示したグラフの低入熱量時の挙動からわかるように、低入熱量時は圧力振動は一様ではない。この振動の不安定性が原因の一つと考えられる。

またこの熱伝導率の傾きは入熱量の増加に伴って小さくなっていき、ある値に漸近していくように見える。しかし、今回の実験条件下ではこれ以上入熱すると、圧力振動が止まり、OHP としての動作が停止し、加熱部の温度及び内部圧力が急上昇する（ドライアウト現象[4-1]）。これは冷却部の液化能力が加熱部の蒸発量を下回ったことにより発生すると考えられる。冷却部の液化能力は、冷凍機側の能力とパイプ内面の熱伝達率に依存する。パイプ内面の熱伝達率は内面の粗さや、流体の実効的な流束に依る。

4.2.3 水素を用いた実験の結果

作動流体として水素を用いた OHP による実験では、冷却部の温度を 18 K で保持するように冷凍機側の温度をヒーターで調整して行った。図 4-10 と図 4-11 はそれぞれ OHP_1 と OHP_2 による加熱部へのヒーター入熱量と、加熱部と冷却部の温度差の関係をプロットしたグラフである。これらの結果を用いて、パイプ長手方向の熱流束とパイプ内部の実効的熱伝導率の関係を計算しプロットしたグラフが図 4-12 と図 4-13 である。OHP_1 では最大約 $3,700 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ 、OHP_2 では最大約 $3,600 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ の実効的熱伝導率が得られた。OHP_1 と OHP_2 の熱特性の差は窒素やネオンの場合と比べるとほとんどないが、若干 OHP_2 の方が熱伝導率が低い値を示している。

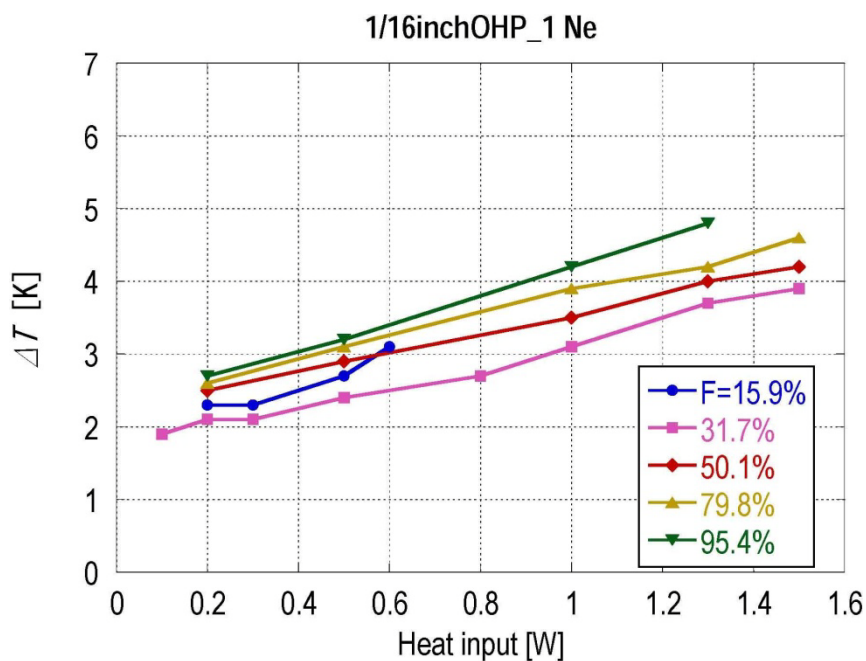


図 4-6 作動流体としてネオンを用いた 1/16 インチ OHP_1 による実験結果。横軸は加熱部に入熱した熱量を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。凡例の F は液体封入率。

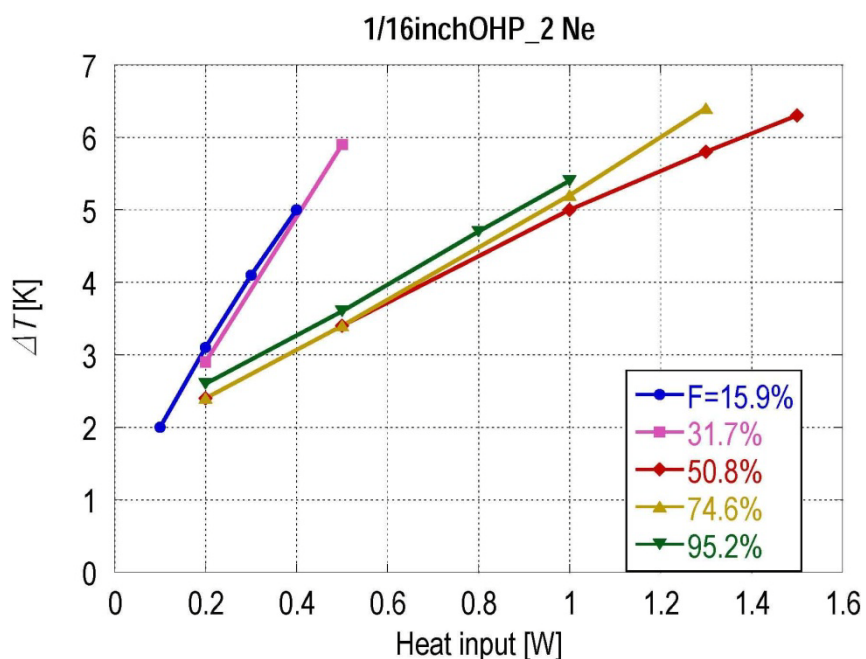


図 4-7 作動流体としてネオンを用いた 1/16 インチ OHP_2 による実験結果。横軸は加熱部に入熱した熱量を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。凡例の F は液体封入率。

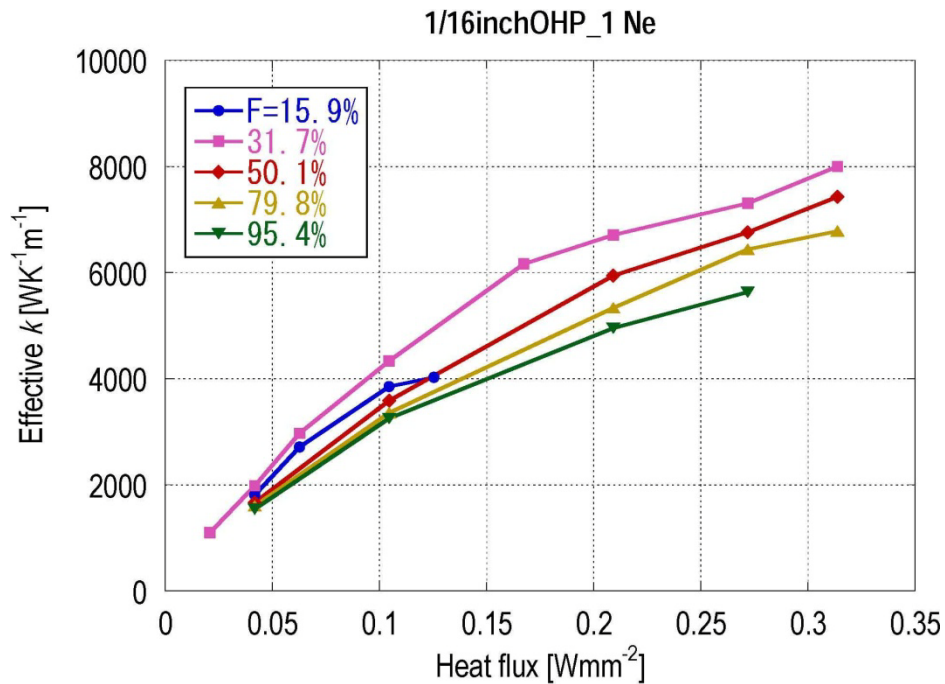


図 4-8 作動流体としてネオンを用いた 1/16 インチ OHP_1 による実験結果。横軸はパイプ長手方向の熱流束を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。凡例の F は液体封入率。

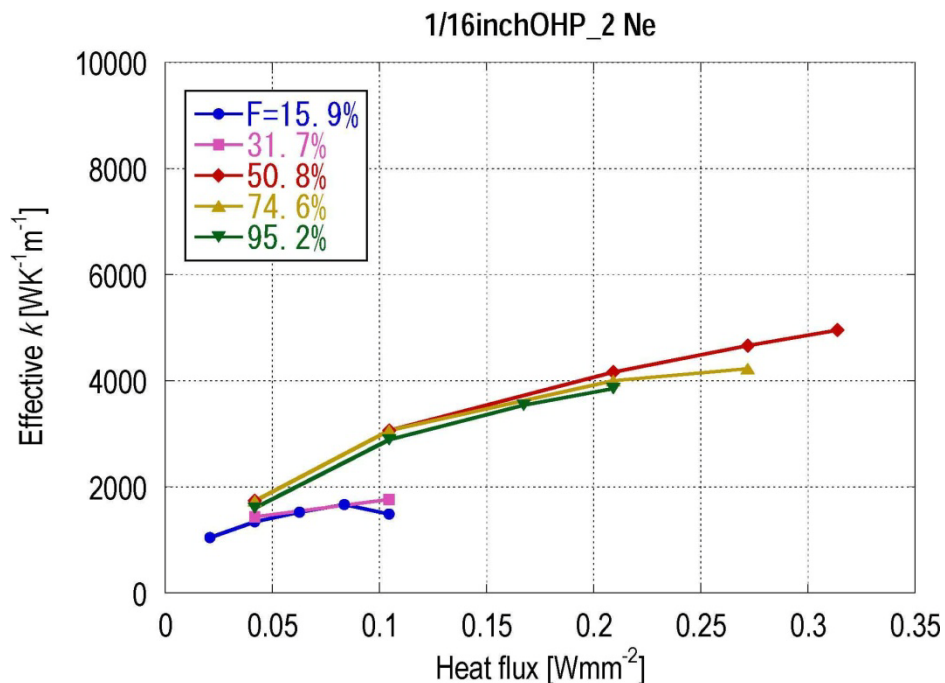


図 4-9 作動流体としてネオンを用いた 1/16 インチ OHP_2 による実験結果。横軸はパイプ長手方向の熱流束を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。凡例の F は液体封入率。

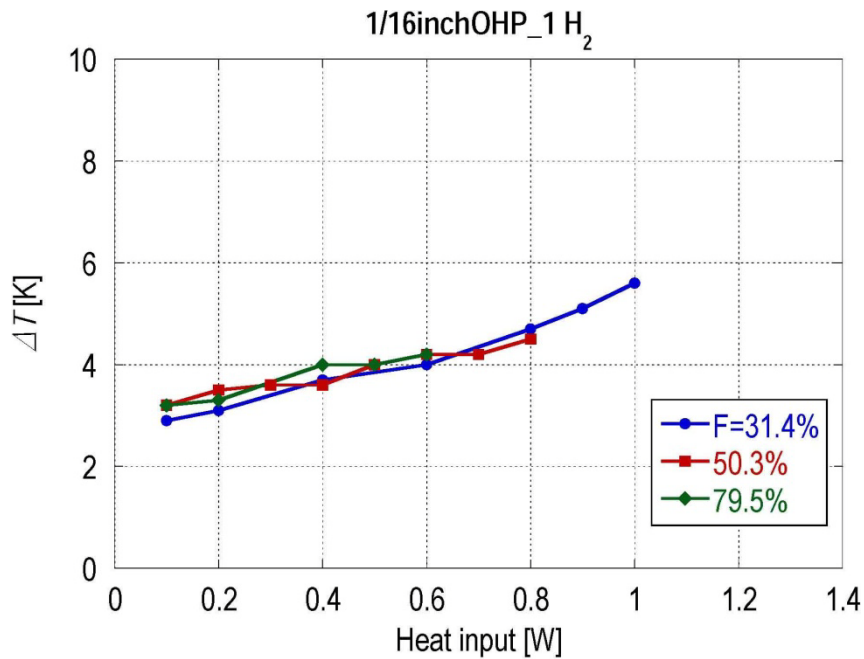


図 4-10 作動流体として水素を用いた 1/16 インチ OHP_1 による実験結果。横軸は加熱部に入熱した熱量を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。凡例の F は液体封入率。

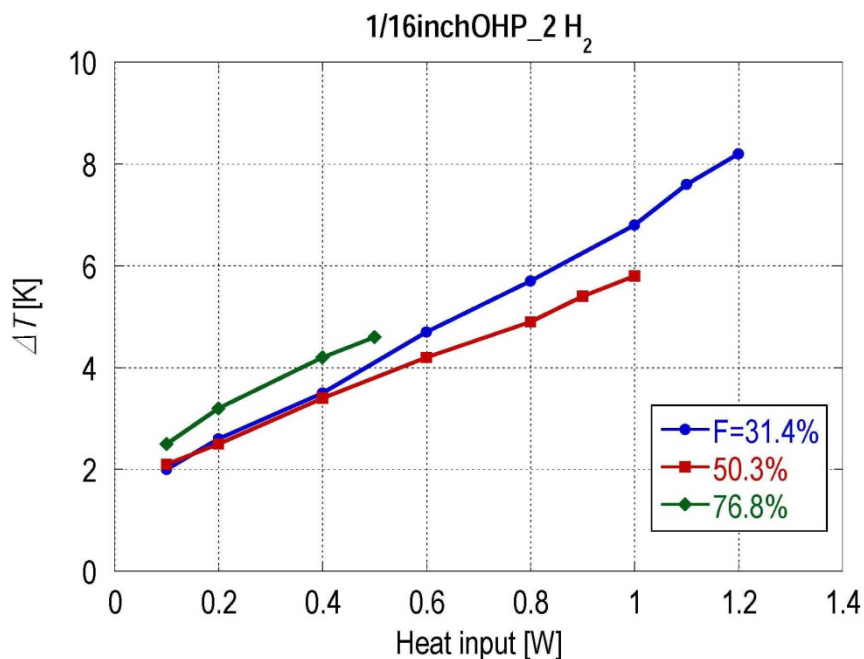


図 4-11 作動流体として水素を用いた 1/16 インチ OHP_2 による実験結果。横軸は加熱部に入熱した熱量を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。凡例の F は液体封入率。m

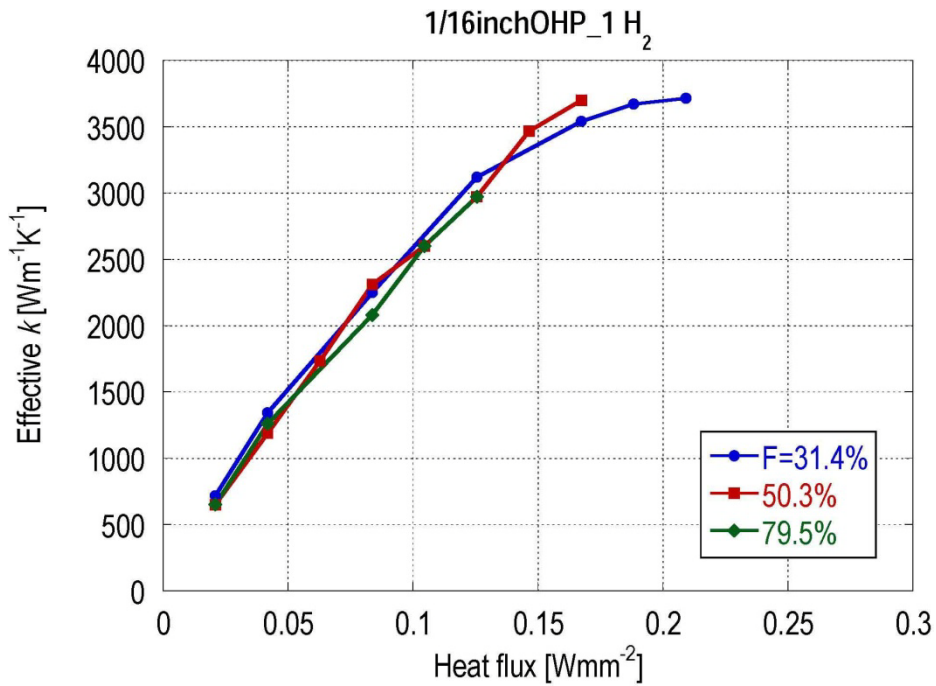


図 4-12 作動流体として水素を用いた 1/16 インチ OHP_1 による実験結果。横軸はパイプ長手方向の熱流束を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。凡例の F は液体封入率。

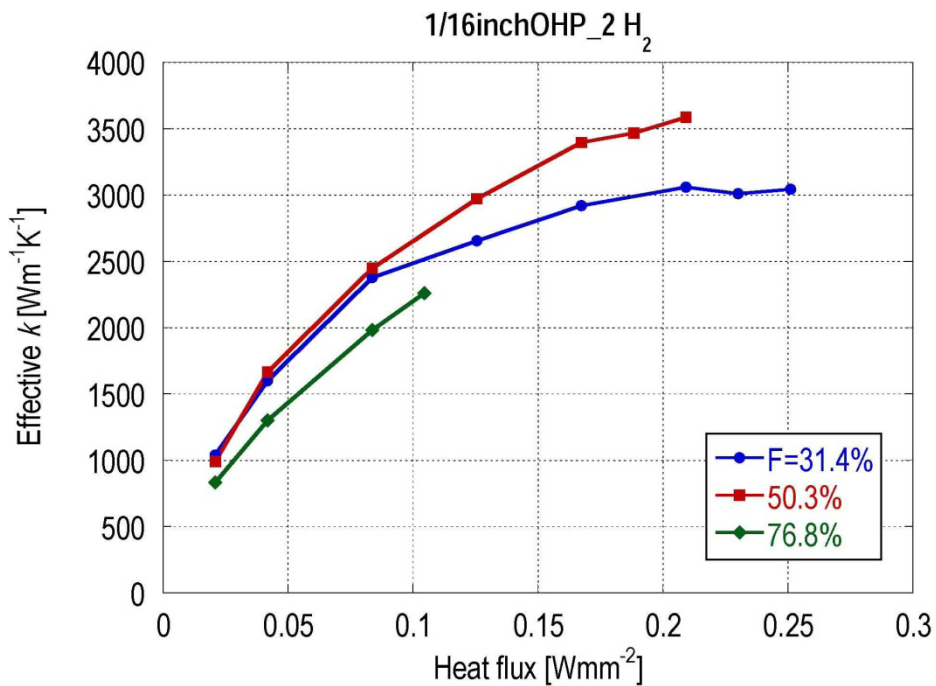


図 4-13 作動流体として水素を用いた 1/16 インチ OHP_2 による実験結果。横軸はパイプ長手方向の熱流束を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。凡例の F は液体封入率。

4.2.4 OHP_1 と OHP_2 の実験結果の差についての考察

OHP_1 と OHP_2 は同じ設計によって製作され、同じ条件によって実験は行われた。しかし、OHP 製作段階、特にステンレスパイプと銅ブロックとの間のハンダ接続方法が異なっている。OHP_1、OHP_2 共に当初は銀蝨接続を試みたがうまくいかず、残った銀蝨がパイプと銅ブロックに残った状態だった。OHP_2 はそのまま上からハンダ接続を行ったが、銀蝨やステンレスパイプにはうまくハンダが接続せず、苦勞して製作した。OHP_1 はその失敗を活かし、ある程度銀蝨をやすりがけによって除去し、その上でハンダ接続をした。このような経緯から、OHP_2 は OHP_1 よりもパイプと銅ブロックとの間の熱接触がうまくいっていない可能性がある。簡単な仮定の下に計算を試みる。銅ブロックとステンレスパイプが熱的に完全に接触している場合を考える。ハンダの熱抵抗及び、接触熱抵抗は無視出来る程小さいとし、ステンレスパイプの軸方向の抵抗を計算する。内径 r_1 、外径 r_2 の無限に長い円管の長さ l の部分の軸方向抵抗 R_{th} は次の式で表される。

$$R_{th} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi l \lambda} \quad (4-1)$$

ここで λ は熱伝導率である。従って、円管を通過する熱流量は次の式で表される。

$$\dot{Q} = \frac{1}{R_{th}} (T_{inner} - T_{outer}) = \frac{2\pi l \lambda}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \Delta T \quad (4-2)$$

熱流量を 1.0 W、銅ブロックの幅として $l = 30$ mm、ステンレススチールの 30 K における熱伝導率として $\lambda = 3.3 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ 、パイプ内径を 0.79 mm、外径を 1.59 mm としてそれぞれ代入すると、 $R_{th} = 1.14 \text{ KW}^{-1}$ 、 $\Delta T = 1.14 \text{ K}$ となる。例えば、このとき接触不良等によってこの熱抵抗が倍の値になっているとすると（ハンダ接続が半分程度の部分で失敗しているというような仮定）、生じる温度差も倍程度になり、それは OHP_1 と OHP_2 の 1.0 W 入熱時の実験結果の差と同程度であり、一応接触不良で考えられるオーダーの範囲で説明がつけられる。しかし一方で水素の実験結果では OHP_1 と OHP_2 の差はそれほど大きくない。

ここで作動流体の物性値の違いについて考えてみる。水素は窒素やネオンに

比べて表面張力が約 1/4~1/2 で、粘度は一桁以上小さい (表 3-1、表 3-2)。1/16 インチ OHP は非常に細い管 (外径 1.59 mm、内径 0.79 mm) を使用しているので、パイプ折り返し部分はほとんど潰れてしまっている。つまり、水素はネオンや窒素に比べて、パイプ間での流体の移動がしやすい。従ってパイプと銅ブロックとの熱接触が良く無い部分があっても、全体としての流体の振動が阻害されにくいのではないかと考えられる。原則的に OHP はターン数が多いほど、流体の振動が安定する [4-2]。ターン間の流体の相互作用が阻害されてしまうと、一部のパイプでは動作するが、それ以外のパイプでは振動流が形成されないといったような弊害が生じている可能性が考えられる。

4.2.5 液体封入率による影響

OHP_1 と OHP_2 の両方の実験において、作動流体毎に液体封入率を 15~95% の範囲で変化させ、影響を調べた。この実験条件下では、極端に液体封入率が小さい場合を除いて、熱特性にそれほど大きな影響はなく、およそ 30~95% の場合であれば、問題無く OHP として稼働する。液体封入率が少ない場合は、内部圧力が小さくなるので、液化能力が低下し、比較的小さな入熱量においてもドライアウトが発生し、OHP としての動作が停止する。過去にされた室温での OHP の研究においても同様な結果が得られており [4-3,4-4]、その結果によると、最適な液体封入率は約 50% [4-1]~70% [4-2] であるとされている。

OHP の動作が液体封入率に対してそれほど敏感ではないことは、OHP の実用上有利であり、OHP を含んだ大きなシステムを構築する場合に、設計可能な条件が大きくなるという利点がある。

4.3 パイプ径による影響

OHP の設計を熱輸送性能の観点から最適化するため、まずは OHP のパイプ径の影響を調べる。これまでの実験では、OHP のパイプの外径は 1/16 インチ (1.59 mm)、内径は 1/32 インチ (0.79 mm) のステンレススティール製のキャピラリーチューブを用いていたが、新たに外径 1/8 インチ (3.2 mm)、内径 1/16 インチ (1.59 mm) のステンレススティール製のキャピラリーチューブを用いた OHP を製作し (図 3-3)、同様の実験を行った。

まず窒素を作動流体として、新たに製作した 1/8 インチ OHP に封入し、1/16 インチ OHP と同様の試験装置及び試験手順で動作特性評価試験を行った。液体封入率は 40%~75% の範囲で変化させた。どの液体封入率においても、加熱部の入熱量を増加すると、加熱部の温度と内部圧力が上昇するだけで、OHP としての動作は確認出来なかった。窒素のラプラス定数は 1.06 mm である。過去の研究論文[4-5 他]などから、ラプラス定数の 2 倍に値する 2.12 mm 以下の内径のパイプであれば、動作すると考えられていたが、今回の実験条件では動作しなかった。OHP 上側にある冷却部に液体があり、下側にある気体との境界でのみ気化と液化が行われ、全体としての振動流が形成されていない状態であると考えられる。また今回の実験条件では、安全弁の吹き出し圧力が 0.2MPa 程度なので、それ以上の圧力を掛けらず、温度と圧力が上昇し続けている状態での追加の入熱は制限されている。今回は 5 W 程度までしか入熱出来なかったが、更にヒーター入熱量を増やしていけば、気液のバランスが動かされ、振動流が駆動される可能生も考えられる。

次にネオンを作動流体として導入し、実験を行った。1/8 インチ OHP と 1/16 インチ OHP の実験結果の比較を図 4-14 と図 4-15 に示す。1/16 インチ OHP の結果には熱伝導率の大きかった OHP_1 のデータを用いている。液体封入率は約 50% の結果を比べている。図 4-15 から、熱流束辺りの実効的熱伝導率で比べると、1/8 インチ OHP の方が 1/16 インチ OHP よりもおよそ 2 倍大きな値になっていることがわかる。

図 4-16 と図 4-17 にそれぞれ 1/16 インチ OHP と 1/8 インチ OHP のネオンを用いた実験における圧力振動の様子を示す。液体封入率は両者とも 50% 程度で、同様の圧力の時のデータである。1/8 インチ OHP の方が振動がより一定ではないことがわかる。しかし振動がはっきりと確認出来る部分に関しては、振幅や振動数にそれほど大きな違いは無い。内部の容積がおよそ 4 倍になっているのに対して振幅 (~1kPa) や周波数 (~1Hz) が同じ程度ということは、気化・凝縮している流体の量も多くなっていると考えられ、定性的に 1/8 インチ OHP の実効的熱伝導率が大きいことを説明している。但し、OHP 内の振動を観測している

圧力計は、クライオスタットの外の室温部に設置されており、OHP から圧力計まで長さが 1m 程の外径 1/16 インチのキャピラリーチューブで接続されている。その間は 27 K 程度から室温までの温度勾配が出来ており、圧力計で観測している圧力振動は実際の OHP 内で発生している圧力振動よりもいくらか鈍って観測されていると考えられる。さらに振動の様子は入熱量、作動流体の封入量によっても変化し、一概に同圧力のデータによって比較できるものでもないことは考慮すべきであろう。また比較的圧力振動が一定なデータを高速フーリエ変換することによって、特徴的な振動数を見出そうと試みたが、変換後のスペクトルには、ピークが現れなかった。

さらに、水素を用いた 1/8 インチ OHP と 1/16 インチ OHP の実験結果の比較を [図 4-18](#) と [図 4-19](#) に示す。1/16 インチ OHP の結果には OHP_1 のデータを用い、液体封入率は約 50%の結果を比べている。[図 4-19](#) から、熱流束辺りの実効的熱伝導率で比べると、1/8 インチ OHP の方が 1/16 インチ OHP よりもおよそ 2 倍～3 倍大きな値になっていることがわかる。圧力振動の様子にも大きな違いはない。

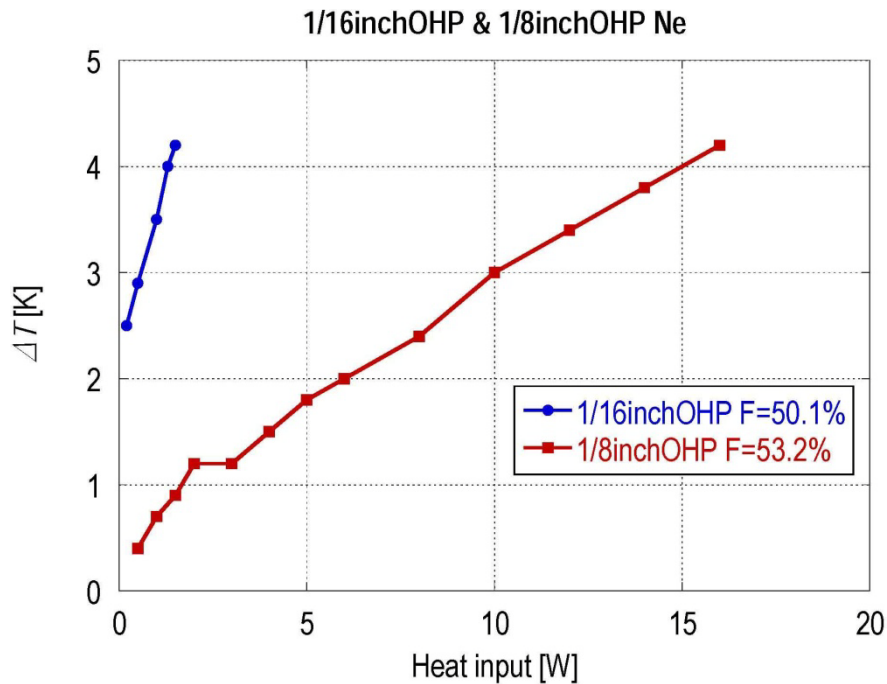


図 4-14 作動流体としてネオンを用いた 1/16 インチ OHP と 1/8 インチ OHP による実験結果の比較。横軸は加熱部に入熱した熱量を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。凡例の F は液体封入率。

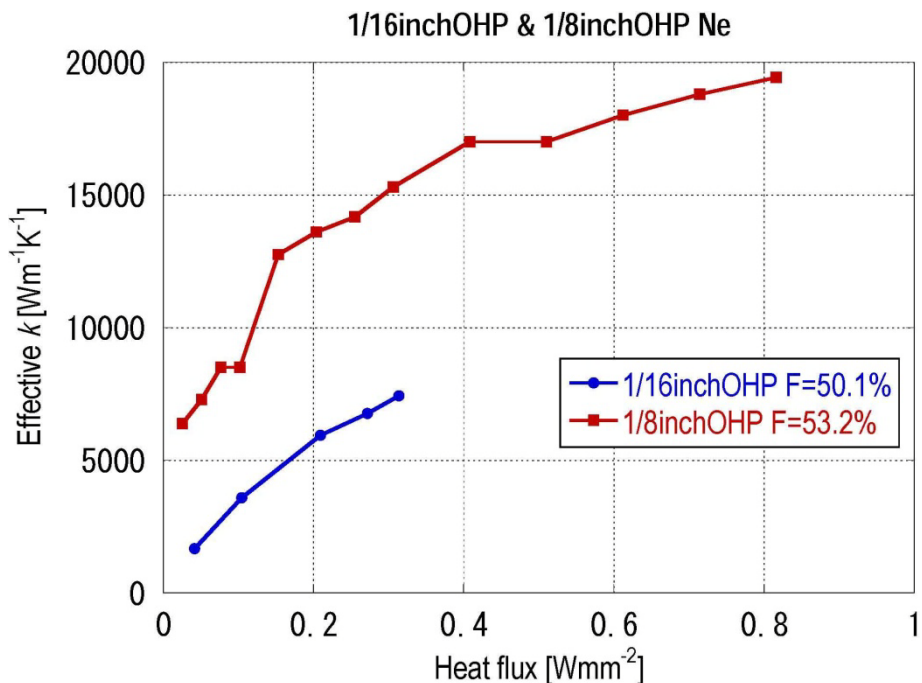


図 4-15 作動流体としてネオンを用いた 1/16 インチ OHP と 1/8 インチ OHP による実験結果の比較。横軸はパイプ長手方向の熱流束を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。凡例の F は液体封入率。

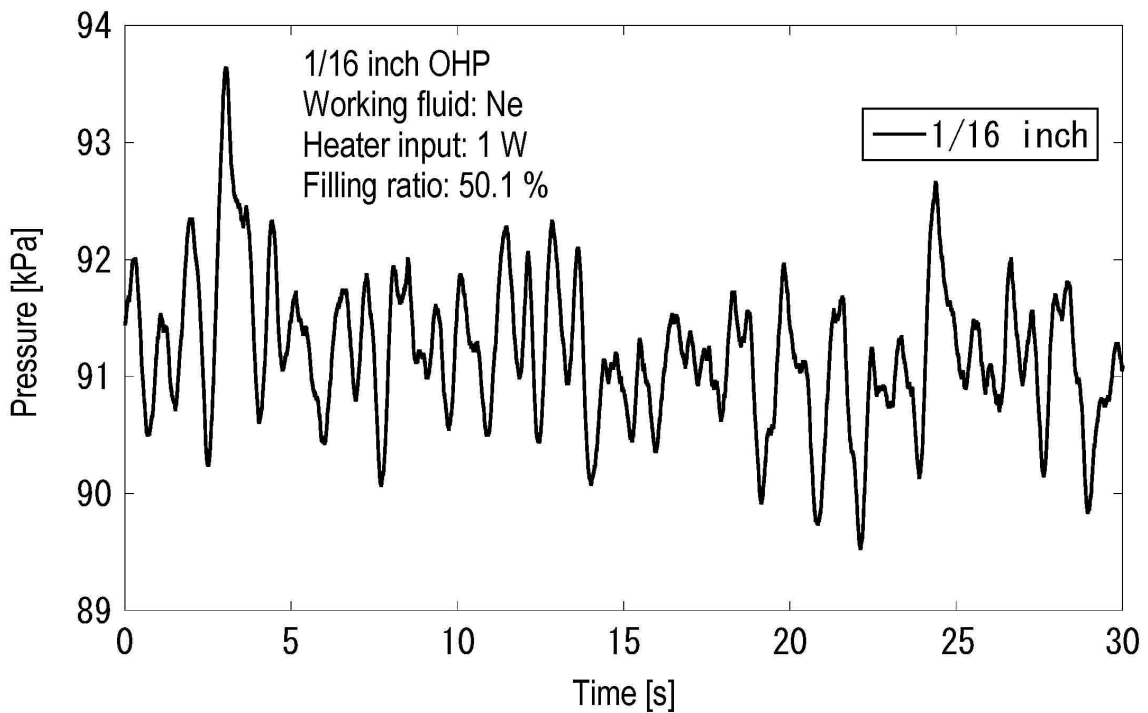


図 4-16 作動流体としてネオンを用いた 1/16 インチ OHP の圧力振動の様子。横軸は時間を示し、縦軸は圧力。加熱部への入熱量は 1 W。液体封入率は 50.1%。

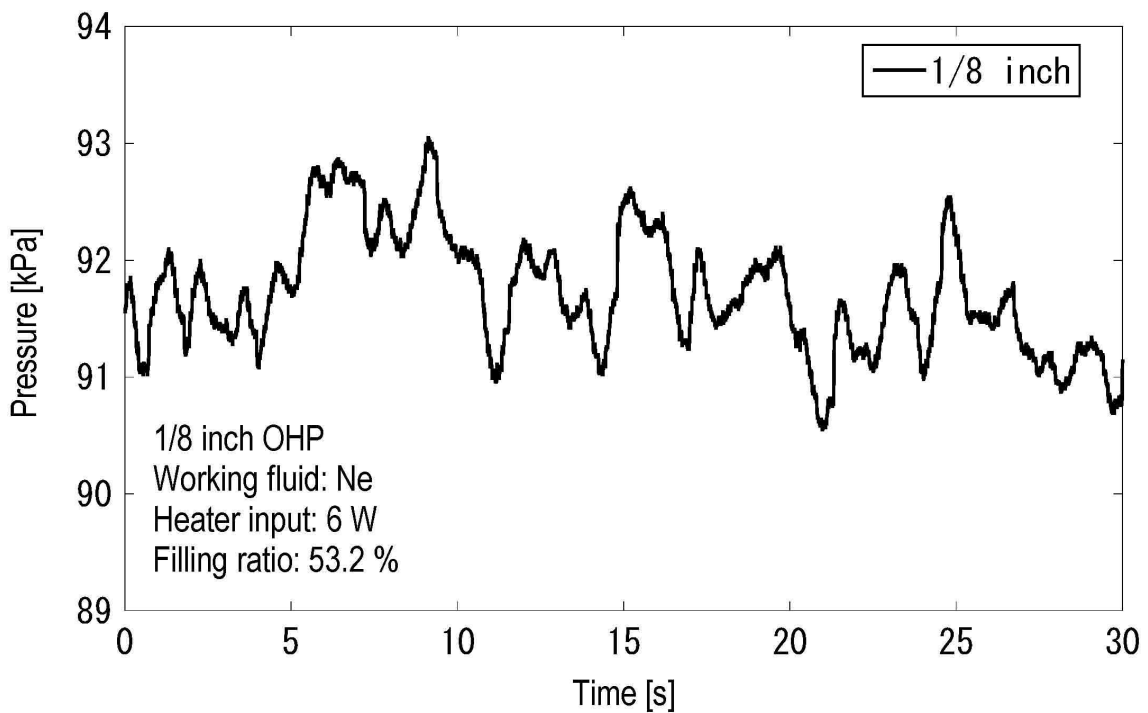


図 4-17 作動流体としてネオンを用いた 1/8 インチ OHP の圧力振動の様子。横軸は時間を示し、縦軸は圧力。加熱部への入熱量は 6 W。液体封入率は 53.2%。

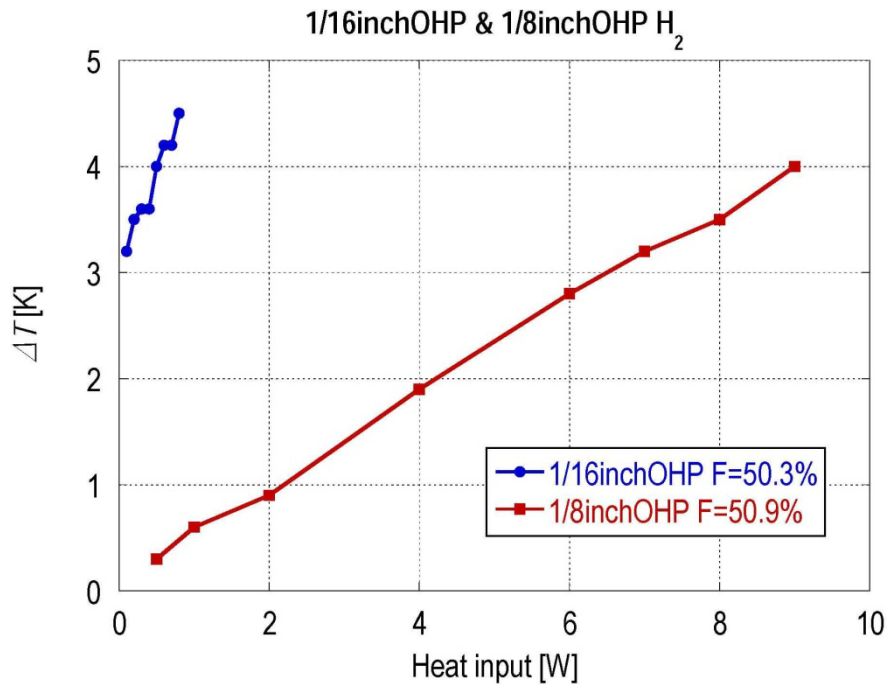


図 4-18 作動流体として水素を用いた 1/16 インチ OHP と 1/8 インチ OHP による実験結果の比較。横軸は加熱部に入熱した熱量を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。凡例の F は液体封入率。

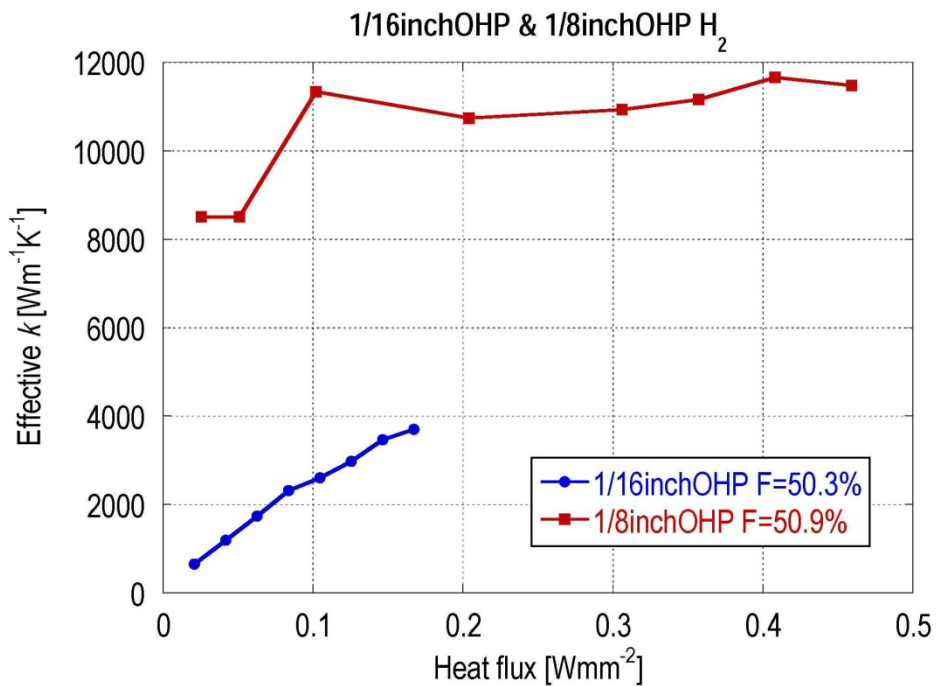


図 4-19 作動流体として水素を用いた 1/16 インチ OHP と 1/8 インチ OHP による実験結果の比較。横軸はパイプ長手方向の熱流束を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。凡例の F は液体封入率。

4.4 OHP 設置方向による影響

超伝導マグネットの冷却やその他の低温機器に応用する熱輸送デバイスとして OHP を考えた場合、その動作特性への設置方向の影響を調べておく必要がある。我々は、設置方向を変化させることが出来るように実験装置を改造し、実験を行った。実験装置の概略図を図 4-20 に示す。また、その OHP 設置方向を図 4-21 に示す。図中の a は水平方向からの角度を表し、例えば、 $a = +90$ は鉛直方向に設置し上側を冷却した設置方向を意味している。実験には 1/8 インチ OHP を使用した。主な実験結果を表 4-2 にまとめた。次の段落から詳細について述べていく。

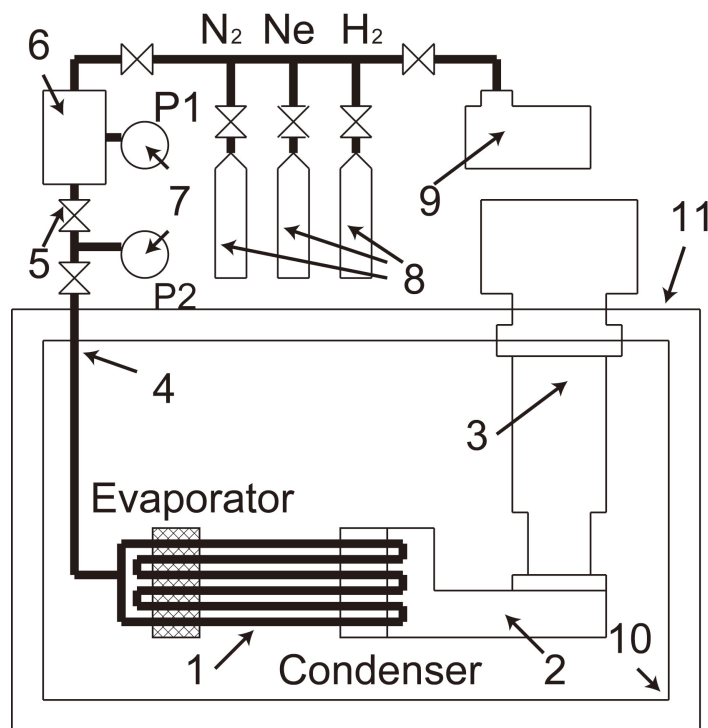


図 4-20 OHP 低温特性試験装置の概略図。設置方向を図 4-19 に示す 5 つの方向に変化させて実験することが出来る。図中の数字はそれぞれ 1: OHP、2: 銅バスバー、3: GM 冷凍機、4: 封入配管、5: バルブ、6: バッファータンク、7: 圧力計、8: 作動流体ガスボンベ、9: 真空ポンプ、10: 放射シールド、11: クライオスタットを示す。

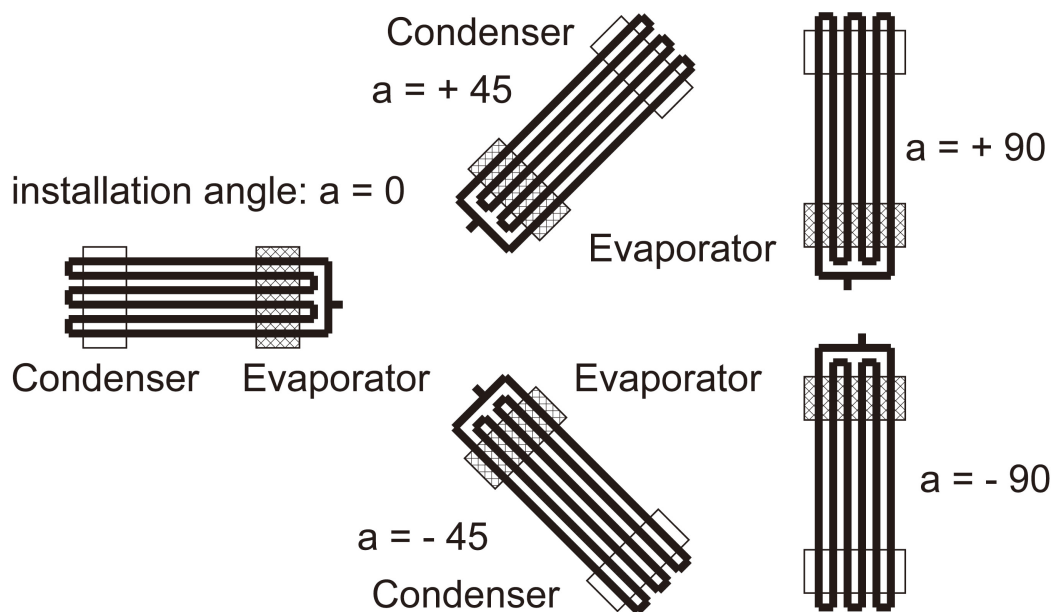


図 4-21 OHP の設置方向。a = 0 が水平方向に設置した場合を示し、a = +90 は上側冷却・下側加熱の設置方向になる。

表 4-2 ネオンと水素を用いた 1/8 インチ OHP の動作特性

Working fluid	Orientation [degree]	Liquid filling ratio [%]	Heat flux [W/mm ²]	Effective thermal conductivity [Wm ⁻¹ K ⁻¹]
H ₂	+90	50.9 – 70.0	0.03 – 0.46	8,500 – 11,480
H ₂	+45	50.0 – 70.4	0.05 – 0.82	2,220 – 10,330
H ₂	0	51.1 – 72.2	0.05 – 0.30	2,830 – 6,380
H ₂	-45 and -90	-	-	Did not work
Ne	+90	53.2 – 75.0	0.03 – 0.46	5,100 – 19,440
Ne	+45	50.6 – 70.1	0.10 – 0.82	6,000 – 17,000
Ne	0	69.8 – 86.1	0.03 – 0.82	6,000 – 8,500
Ne	-45 and -90	-	-	Did not work

初めに、ネオンの実験結果について述べる。図 4-22 はこれまでの実験結果と同じ方向、すなわち上側冷却・下側加熱の設置方向（図 4-21 における $a = +90$ ）での実験結果を示している。図 4-23 は設置方向を $a = +90$ から 45° 傾けた $a = +45$ における実験結果と、水平方向に設置した $a = 0$ における実験結果である。グラフの横軸は加熱部へのヒーターからの入熱量を示し、縦軸は加熱部と冷却部との温度差を示している。これらの結果からパイプ長手方向の熱流束とパイプ内部の実効的熱伝導率を計算したグラフが図 4-24 と図 4-25 である。 $a = +90$ の方向に設置した時が最も高い熱伝導率を示し、 $a = +45$ の方向では熱伝導率は若干低下するが、その差は比較的小さい。しかし $a = 0$ では、熱伝導率は大きく低下し、観測される圧力振動も不安定になる。また $a = 0$ では、液体封入率が約 60% より小さい場合は、OHP としての動作が起こらない。さらに、下側冷却・上側加熱の設置方向である $a = -45$ と $a = -90$ の場合は、OHP として動作しなかった。これらの不安定についての原因については、後述する。

次に、水素を用いた OHP の設置方向 $a = +90$, $a = +45$, $a = 0$ における実験結果を図 4-26、図 4-27 に示す。ネオンを用いた実験結果と同様に、 $a = 90$ の配置が最も実効的熱伝導率が大きく、傾けていくにつれ減少していくのがわかる。ネオンと異なり液体封入率が約 50% の場合でも動作したが、入熱量を増加させていくと比較的小さい入熱量で動作が停止した。また $a = -45$ と $a = -90$ の設置方向では動作しなかった。

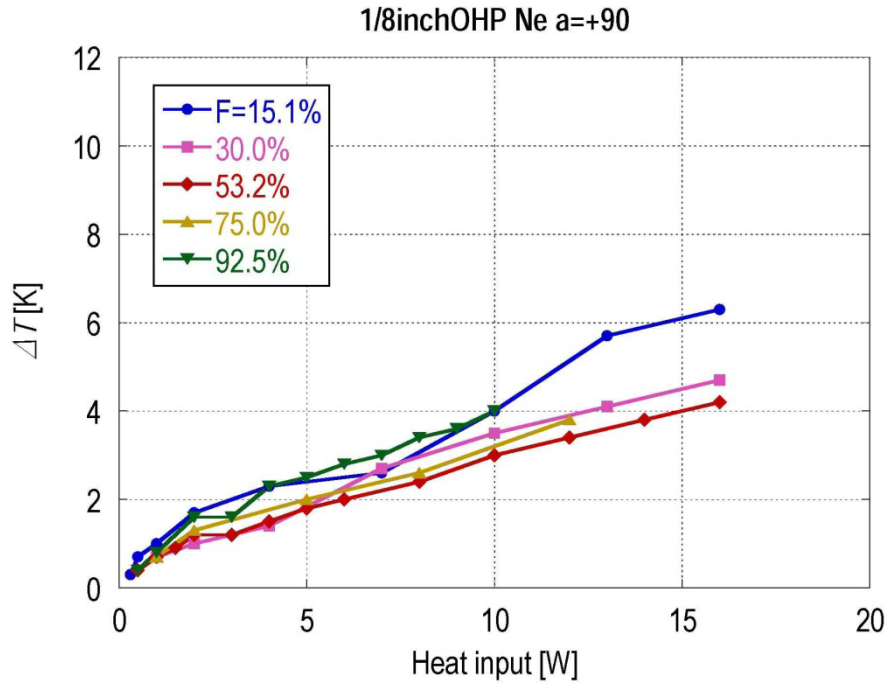


図 4-22 ネオンを用いた 1/8 インチ OHP の設置方向 $a = +90$ における実験結果。横軸は加熱部に入熱した熱量を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。凡例の F は液体封入率。

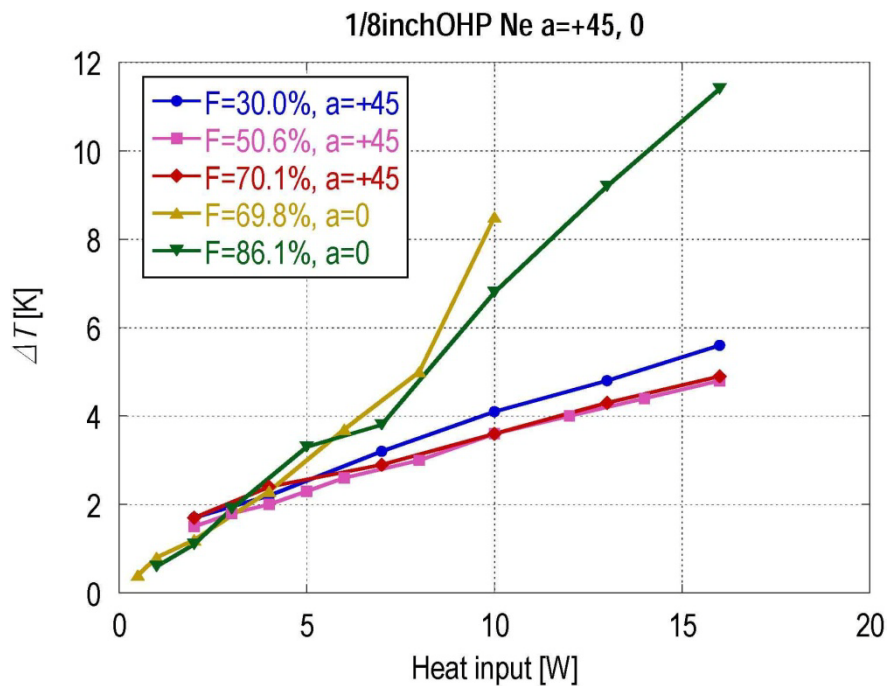


図 4-23 ネオンを用いた 1/8 インチ OHP の設置方向 $a = +45$ と $a = 0$ における実験結果。横軸は加熱部に入熱した熱量を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。凡例の F は液体封入率。

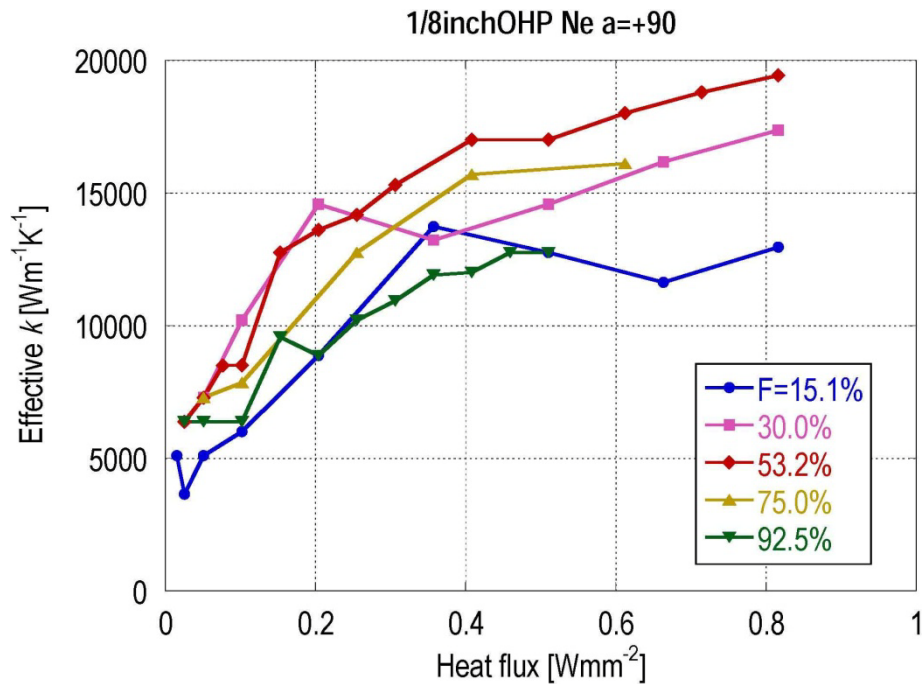


図 4-24 ネオンを用いた 1/8 インチ OHP の設置方向 $a = +90$ における実験結果。横軸はパイプ長手方向の熱流束を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。凡例の F は液体封入率。

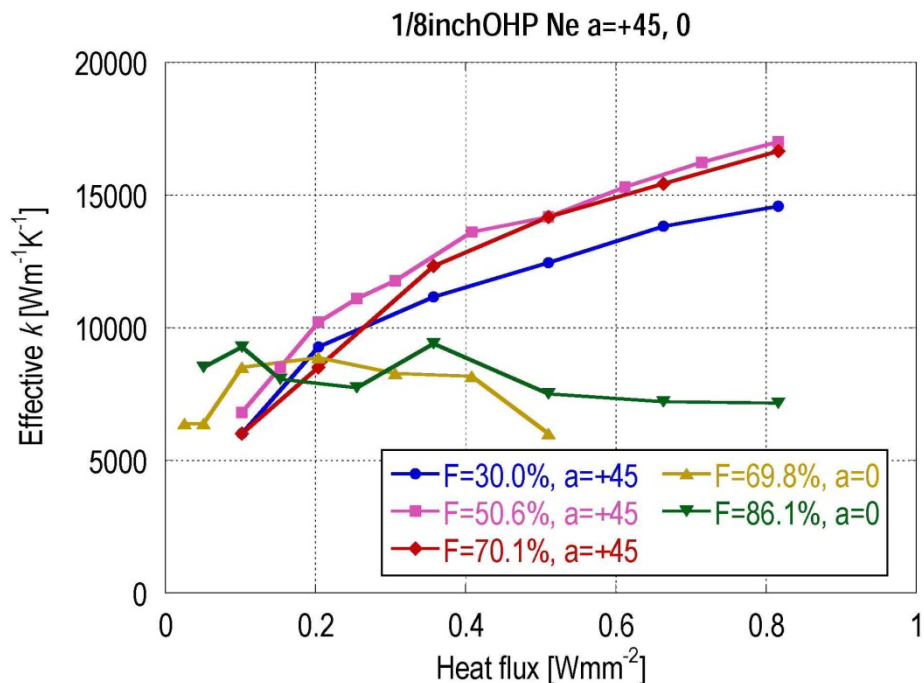


図 4-25 ネオンを用いた 1/8 インチ OHP の設置方向 $a = +45$ と $a = 0$ における実験結果。横軸はパイプ長手方向の熱流束を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。凡例の F は液体封入率。

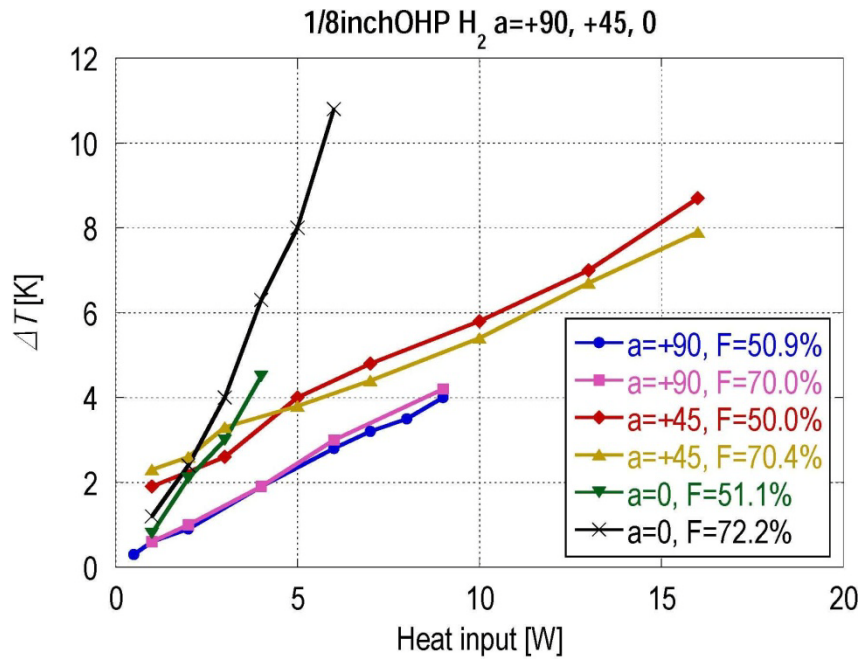


図 4-26 水素を用いた 1/8 インチ OHP の設置方向 $a = +90, a = +45, a = 0$ における実験結果。横軸は加熱部に入熱した熱量を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。凡例の F は液体封入率。

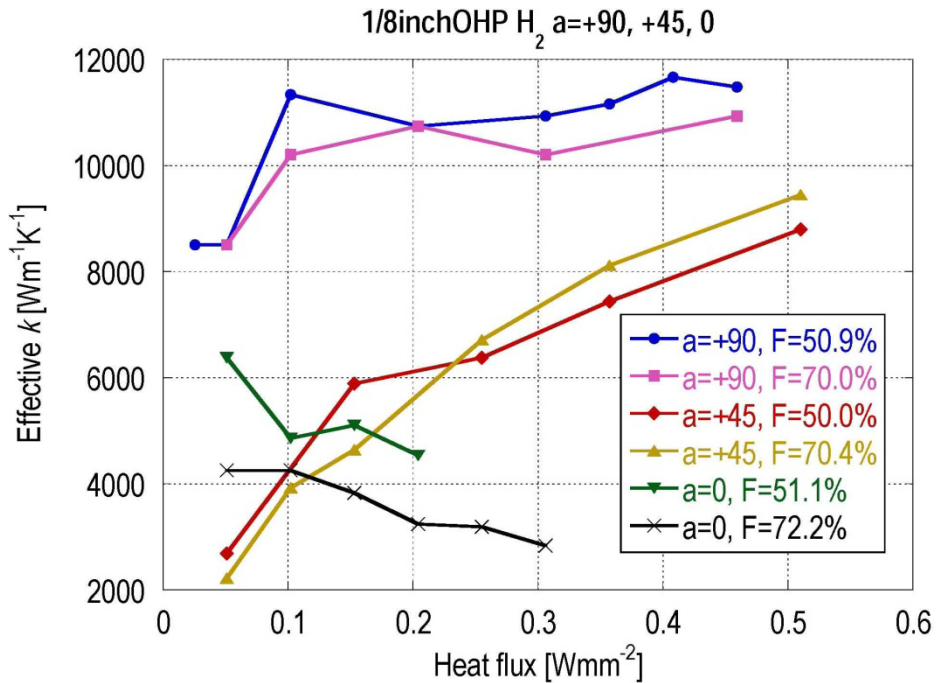


図 4-27 水素を用いた 1/8 インチ OHP の設置方向 $a = +90, a = +45, a = 0$ における実験結果。横軸はパイプ長手方向の熱流束を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。凡例の F は液体封入率。

図 4-28 は、ネオンと水素を用いた OHP の実験結果から、液体封入率が 50% 前後で、傾き $a = +90$ と $a = +45$ の実効的熱伝導率のデータのみをグラフにしたものである。グラフからネオンでは OHP を 45° 傾けるとネオンではおよそ 20%、水素では 30~70% 程度、実効的熱伝導率が低下することがわかる。その結果をグラフ化したものが図 4-29 である。縦軸は $a = +45$ の実効的熱伝導率を $a = +90$ の時の値で割ったものを示し、横軸はパイプ長手方向の熱流束を表している。比較的低温時に、熱伝導特性がより大きく低下する原因としては、ある程度以上の熱量を導入しないと、十分に液体が気化せず、圧力振動を安定に駆動出来ずに、液体のフローパターンが不安定であることがわかっているが、それが OHP の傾きによって、より顕著になっているのだと考えられる。気泡や液柱が斜めの配管内では、重力の影響で片側に寄ってしまい、十分な圧力変動を伝えられなくなることが不安定性の顕著化に影響しているのだろう。

今回製作した OHP や実験の条件では、上側冷却・下側加熱の設置方向 ($a = +90$) から傾けていくにつれて、性能の低下が見られ、下側冷却・上側加熱の配置 ($a = -45, -90$) になると OHP として動作しなかった (図 4-30)。この原因は、冷凍機によって冷却されている OHP 下側部分に、重力の影響によって液体が溜まってしまい、気体と液体が完全に上下に分離してしまったことによると思われる。このような状態では、気化・凝縮はその気液の境界でのみ行われ、振動流を形成するための圧力変動は起こらない。しかし、室温動作 OHP の研究の中には、設置方向による影響はターン数の増加によって緩和出来るとしている結果もあり [4-6]、今後低温動作 OHP においてもターン数の増加を含めて更なる設計の最適化を行っていけば、設置方向による動作の不安定性は解消出来る可能性がある。

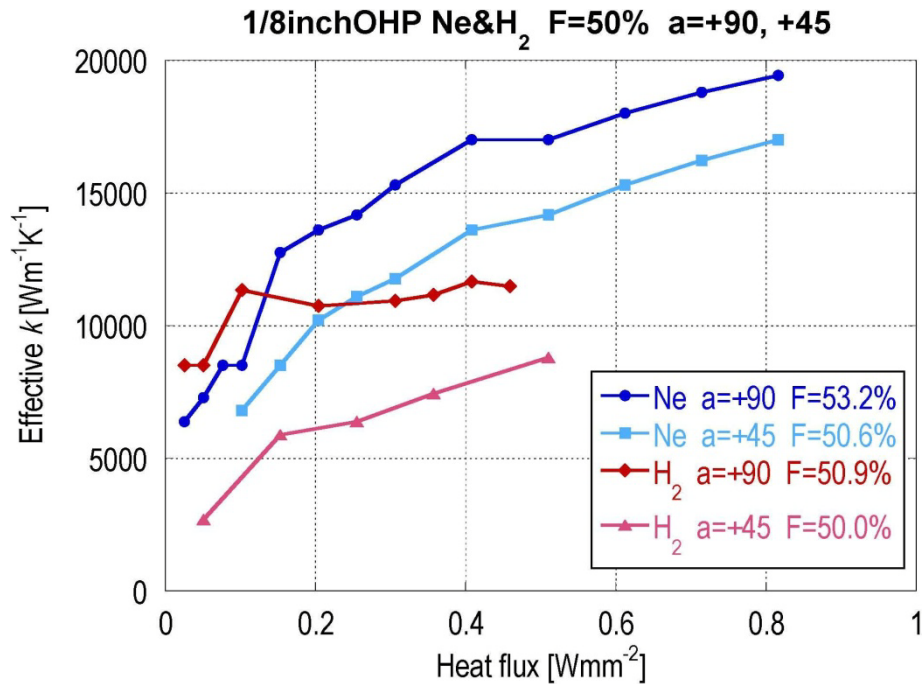


図 4-28 作動流体として水素とネオンを用いた液体封入率 F が約 50% の 1/8 インチ OHP の設置方向 $a = +90$, $a = +45$ における実験結果。横軸はパイプ長手方向の熱流束を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。

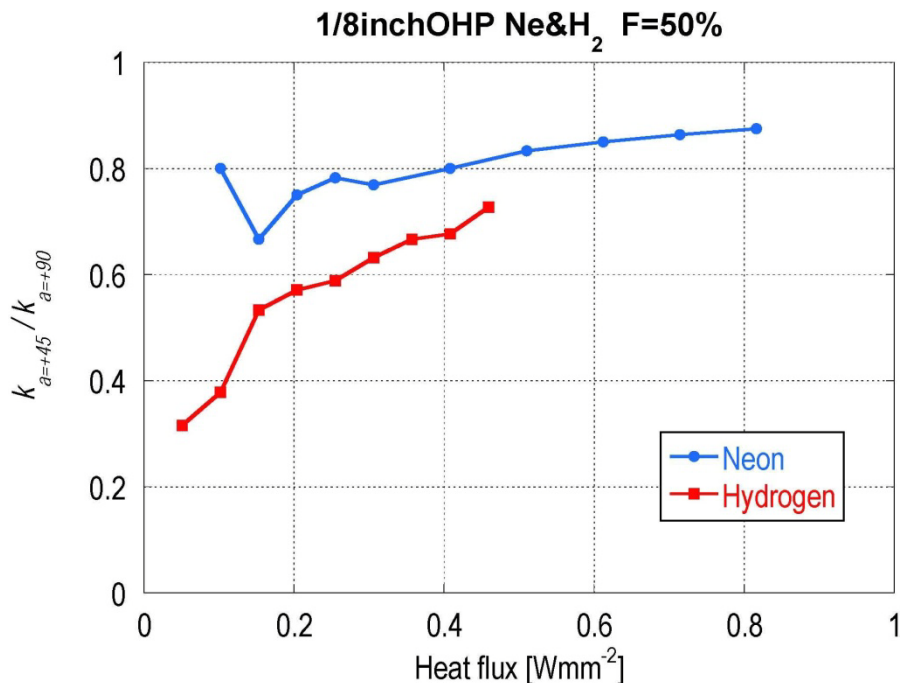


図 4-29 OHP の実効的熱伝導率の設置方向依存性。縦軸は $a = +45$ の実効的熱伝導率を $a = +90$ の実験結果で割ったものを示している。横軸はパイプ長手方向の熱流束。

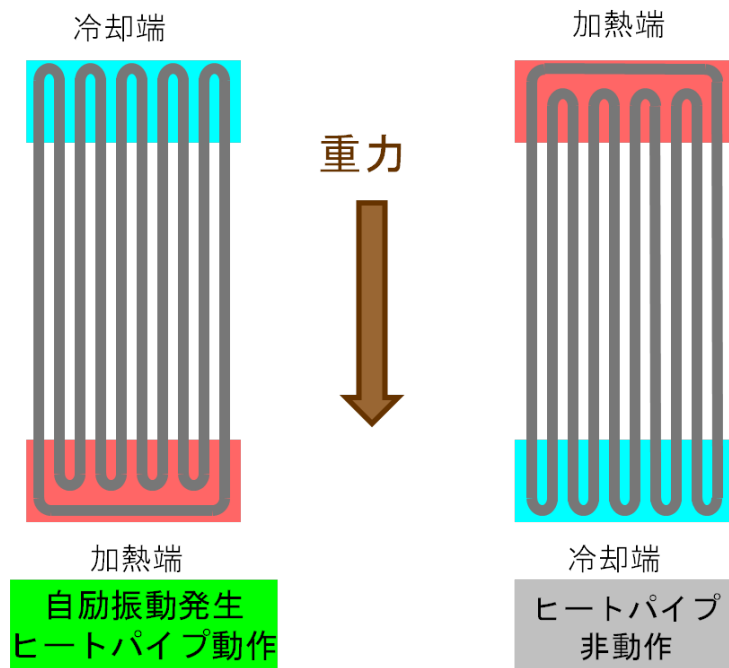


図 4-30 OHP への重力の影響

4.5 OHP の長さ（熱輸送距離）による影響

これまで試験してきた OHP は冷却部の長さ $L_{condenser}$ と加熱部の長さ $L_{evaporator}$ がそれぞれ 30 mm ずつ、その間の断熱区間の長さ $L_{adiabatic}$ が 100 mm で設計されていた。我々は OHP の長さ（熱輸送距離）の影響を調べるために、熱輸送距離を伸ばした OHP を設計・製作し、実験を行った。新たに製作された OHP の写真を図 4-31 に示す。OHP は冷却部と加熱部の長さはこれまでと同じ 30 mm で、その間の断熱区間を 230 mm まで伸ばしてある。但し今回は材料の入手しやすさ等の都合により、配管径は外径 2 mm、内径 1 mm で長さが 2 m のステンレス製キャピラリーチューブを 2 本使って、10 ターンの OHP の折り返し構造を作っている。従って 10 本ある断熱区間の中央の一つにスウェジロックのユニットが挿入されている。OHP の熱輸送距離 L_{eff} を次の式で定義することにする。

$$L_{eff} = \frac{(L_{condenser} + L_{evaporator})}{2} + L_{adiabatic} \quad (4-3)$$

従って、前節まで行ってきた実験の OHP の L_{eff} は 130 mm、新たに作られた OHP の L_{eff} は 260 mm となる。

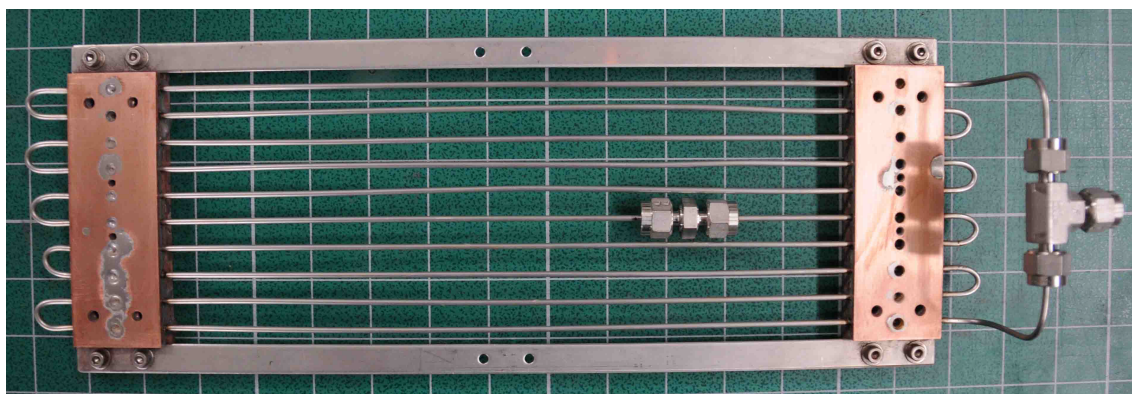


図 4-31 OHP の熱特性に対する熱輸送距離の影響を調べるために製作した全長が延長された OHP

260mmOHP の動作特性実験をこれまでと同様の方法で行った。但しこの実験は、GM 冷凍機の O-リング等の部品の経年劣化等による、ヘリウム漏れに伴う性能低下があり、これまでのような冷却能力を得る事が出来ず、限られた条件でのみ行われた。冷却能力が足りないため、作動流体として水素を用いた実験が行える程に OHP を冷却出来ず、またネオンを用いた実験においても、加熱部に大きな熱量を導入することが出来なかった。また今回は、冷却部と加熱部の銅ブロック上に設置された温度計での温度計測の他に、OHP 断熱部のステンレススティール製パイプに直接温度計をアラルダイトで接着し、温度を測定した。断熱部分にある温度計間の距離は 200mm である。図 4-32 に銅ブロックと SUS パイプの二つ場所の温度計で測定した加熱部と冷却部の温度差を、入熱量に対してプロットした結果を示す。さらに、それぞれの温度差から算出される実効的な熱伝導率を表したグラフを図 4-33 に示す。図 4-32 からは、銅ブロックに温度計を設置した場合の方が、パイプに直接接着した場合よりも、銅ブロック自体の熱抵抗や銅ブロックとパイプとのハンダ接続部分の熱抵抗分だけ、大きな温度差を測定してしまうことが確認出来る。その余分な温度差を見積もるために、図 4-32 の結果からハンダ接続と銅ブロックの熱抵抗を計算する。図 4-34 に銅ブロックの温度計によって観測された温度差から、パイプの温度計から観測された温度差を差し引いた結果を示す。熱抵抗の温度依存性を無視すれば、入熱量と差し引かれた温度差に比例するとみなすことができ、図のような直線でフィッティングした時の傾きが熱抵抗となる。この場合の熱抵抗は 0.825 KW^{-1} となった。またこのグラフの y 軸との交点の値を、計算された熱抵抗の値で割ると、ヒーター加熱以外で設置された OHP に入ってくるアンビエントな熱量を計算することができる。この場合のアンビエントな熱量は 0.44 W になる。このアンビエントな熱量は、室温部分にある圧力計や封じ込めバルブに繋がっている作動流体の封入配管からの熱量が大部分を占めていると考えられる。それ以外の熱侵入の経路としては、温度計やヒーターへの計測ラインや、外部からの放射熱等が考えられる。OHP の設計も異なり、また放射シールドの温度等の実験条件が異なるために、そのままこの見積もられた値をこれまでの実験結果に当てはめることは出来ないが、おおよその見当を付けることは出来た。

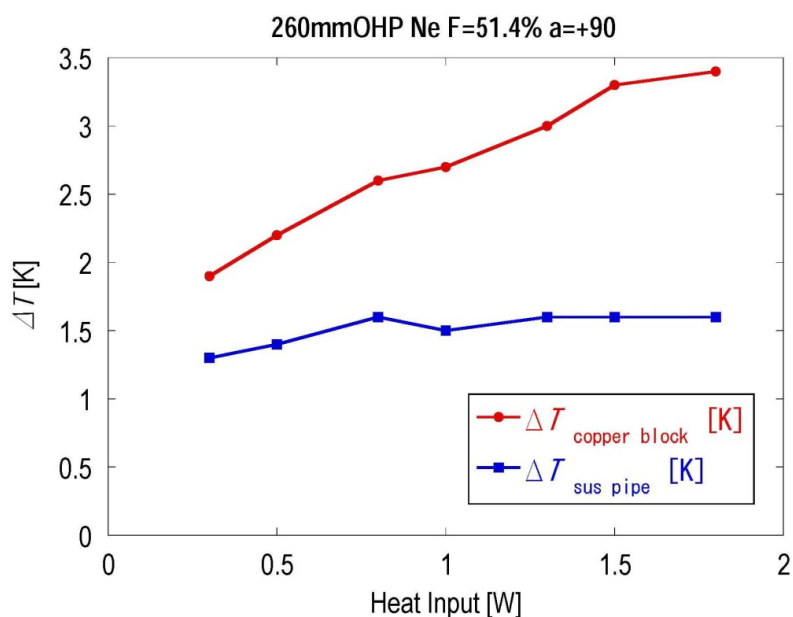


図 4-32 ネオンを用いた 260mmOHP の実験結果。横軸は加熱部に入熱した熱量を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。赤い丸形のプロットは OHP の冷却部と加熱部である銅ブロック上の温度計で測定した値。青い四角形のプロットは OHP の断熱部分にあるステンレススチールのパイプに直接接着してある温度計で測定した値。

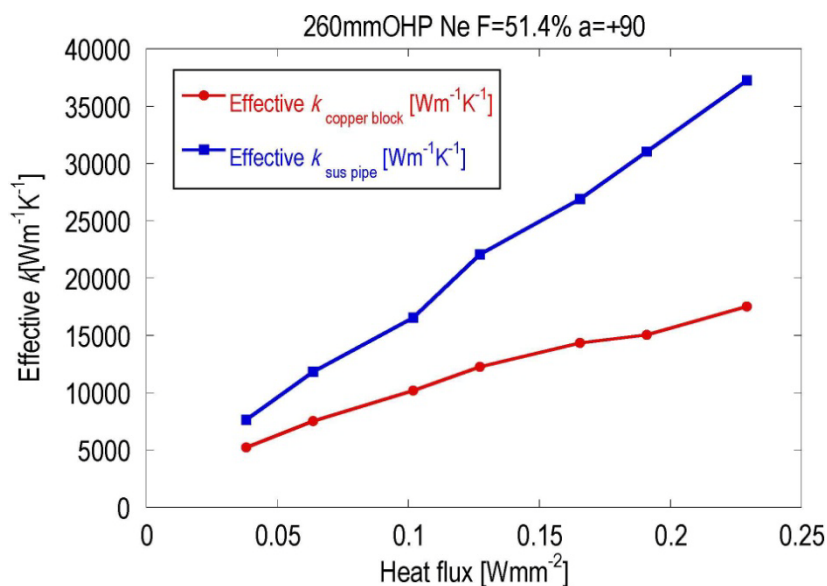


図 4-33 ネオンを用いた 260mmOHP の実験結果。横軸はパイプ長手方向の熱流束を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。赤い丸形のプロットは OHP の冷却部と加熱部である銅ブロック上の温度計で測定した値。青い四角形のプロットは OHP の断熱部分にあるステンレススチールのパイプに直接接着してある温度計で測定した値。

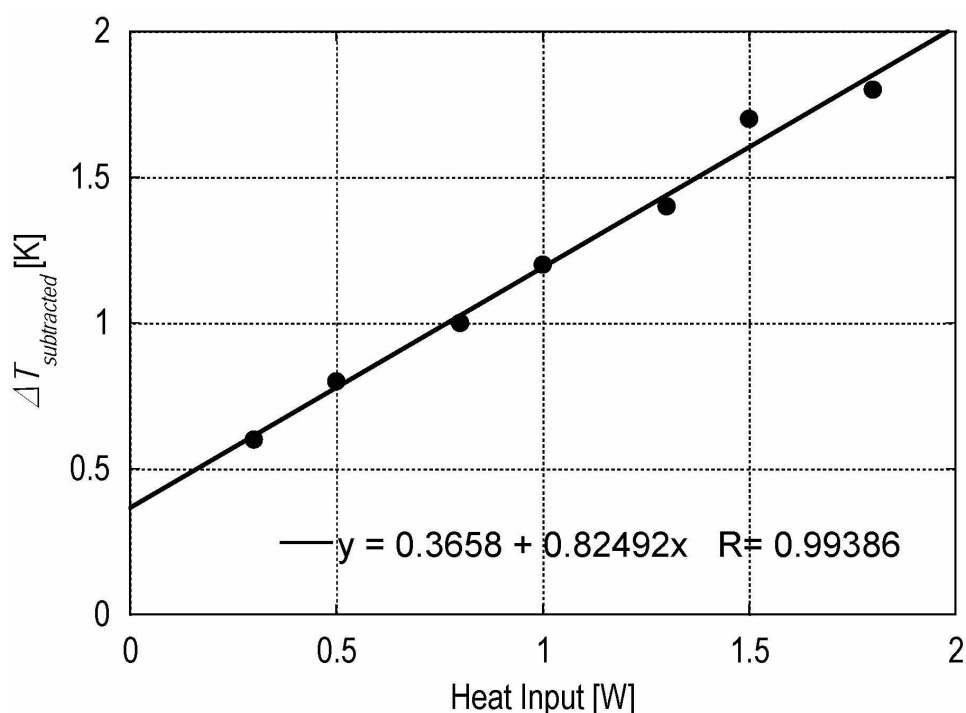


図 4-34 ネオンを用いた 260mmOHP の実験において、銅ブロック上の温度計によって観測された温度差から、パイプ直上の温度計から観測された温度差を差し引いた結果。フィッティングラインは最小二乗フィット。

見積もられたアンビエントな熱量を入熱量に含めて実効的な熱伝導率を計算しなおした結果を図 4-35 に示す。実効的な熱伝導率は $46.000\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ に達している。ここで OHP の熱伝導と固体熱伝導の特徴的な差異について、考察してみる。図 4-36 に固体熱伝導と OHP 冷却のそれぞれの場合について、加熱部と冷却部間の温度差の付き方を概念的に表す。上の図が固体熱伝導の場合を表し、下の図が OHP 冷却の場合を表している。 ΔT_{hs} と ΔT_{cs} は接触熱抵抗による温度差を示している。固体熱伝導では熱輸送距離が長くなればなるほど、その長手方向に温度差がついていくが、OHP 冷却の場合はパイプ内の流体にほとんど温度差はつかない。OHP 内の流体は気液が長手方向に断続的に存在しており、その気泡と液中との間で常に相転移を伴う熱交換を行っている。その熱交換の熱緩和時間及び、熱の伝わる速度が熱輸送距離に比べて十分に早い場合は、内部で温度差はほとんどつかない。従って、式(3-3)を用いて実効的な熱伝導率を算出する場合、熱輸送距離を長くすればするほど、OHP 冷却の場合はその値が大きくなる。

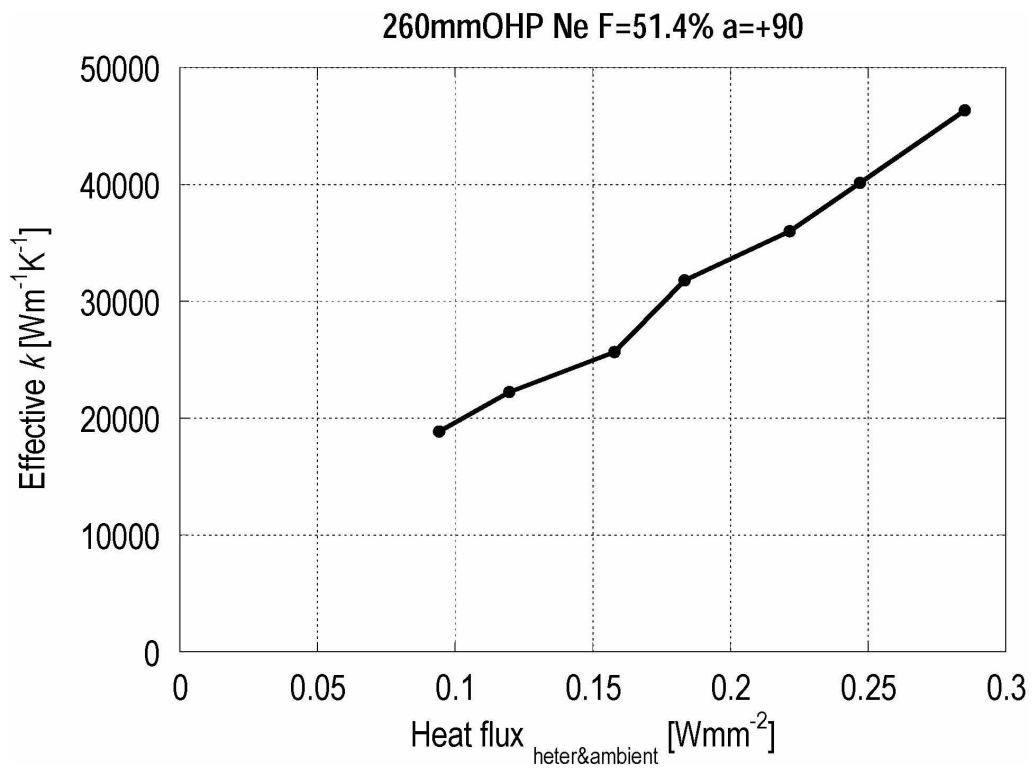


図 4-35 ネオンを用いた 260mmOHP の実験結果。見積もられたアンビエントな熱量を入熱量に含めて実効的な熱伝導率を計算しなおした結果。実効的な熱伝導率は $46.000\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ に達している。

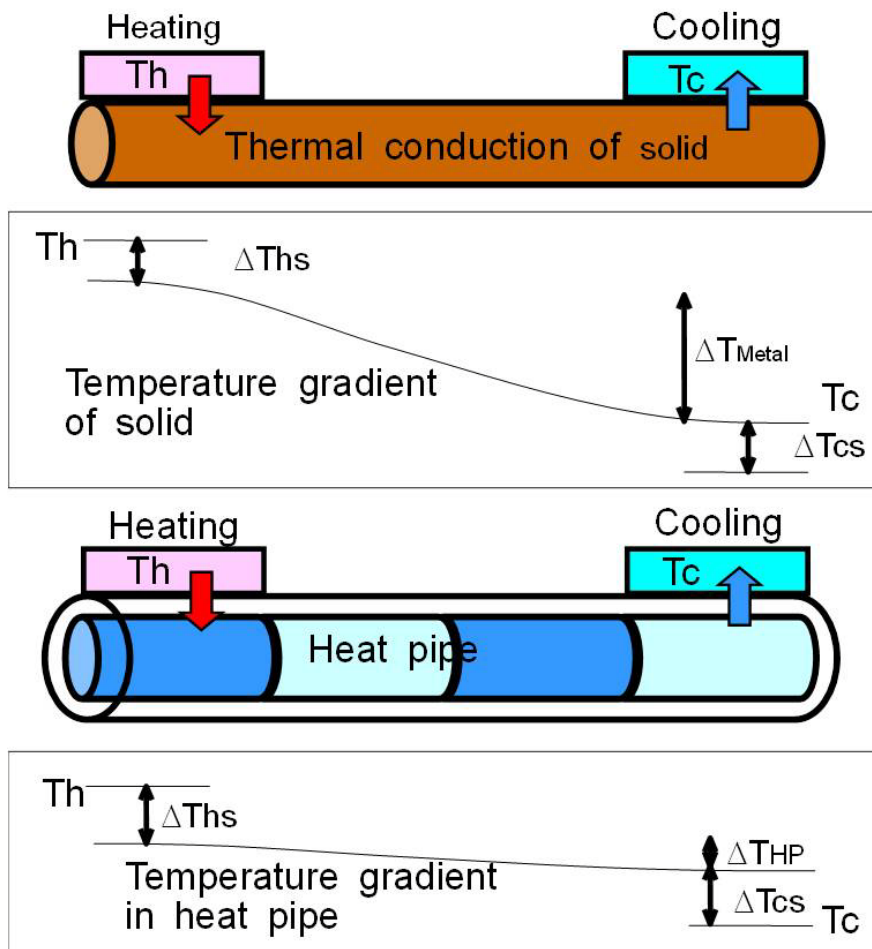
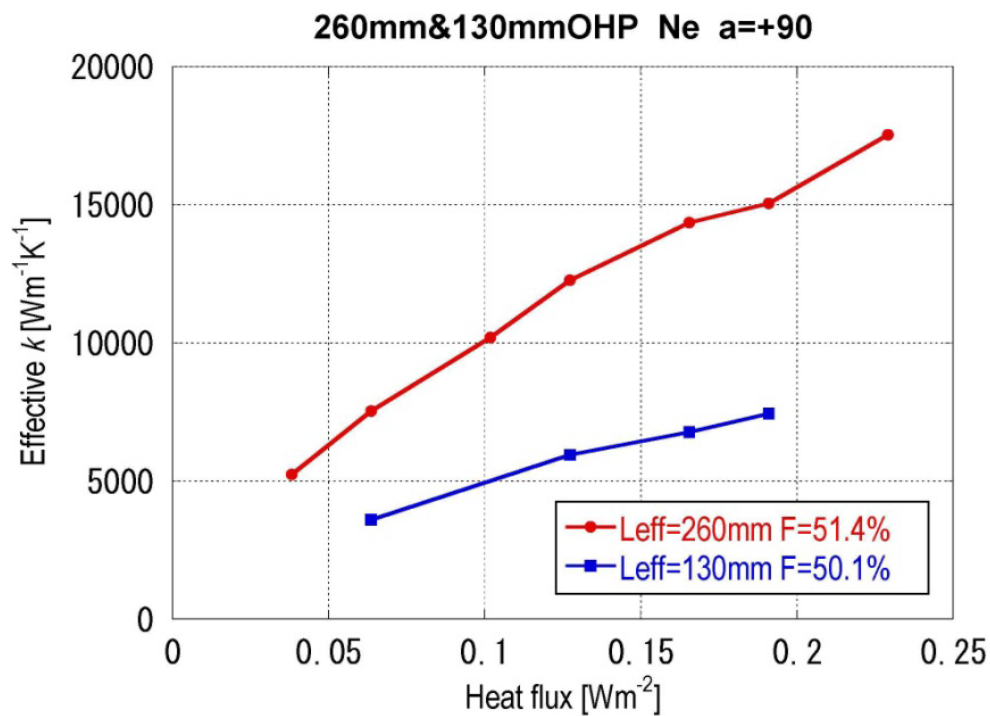


図 4-36 固体熱伝導と OHP 冷却の加熱部と冷却部間の温度差。上図が固体熱伝導の場合を示し、下図が OHP 冷却の場合を示している。固体熱伝導では熱輸送距離が長くなればなるほど、その長手方向に温度差が付くが、OHP 冷却の場合はパイプ内の流体にほとんど温度差は付かない。 ΔT_{hs} と ΔT_{cs} は接触熱抵抗による温度差。

260mmOHP は配管径（外径 2 mm、内径 1 mm）がこれまでの実験で使われた OHP と同じではないため、単純な比較は出来ないが、最も配管径に近い 1/16 インチ OHP（外径 1.59 mm、内径 0.79 mm）と比べてみることにする。また、1/16 インチ OHP と比べる場合は、同条件である銅ブロック上に設置された温度計での値で比べるべきである。これらを踏まえて、[図 4-37](#) に熱輸送距離が 260mm と 130mm の OHP 実験結果の比較を示す。260mmOHP の実効的な熱伝導率が 130mmOHP の約 2 倍になっていることがわかる。これは上で述べた考察とよく合致する。（式(3-3)を用いると、OHP のターン数や配管径等の形状が同じで、熱輸送距離のみが 2 倍に増えた場合、パイプ内の温度差が無く、冷却部と加熱部の熱抵抗のみを考えれば良いとすると、実効的熱伝導率は 2 倍になる。）



[図 4-37](#) ネオンを用いた熱輸送距離 L_{eff} が 260mm の OHP と 130mm の OHP の実験結果の比較。横軸はパイプ長手方向の熱流速を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。設置方向は上側冷却・下側加熱 ($a=+90$)。凡例の F は液体封入率。

4.6 設置方向依存性の改善策

4.4 節において、OHP の設置方向によっては、OHP の動作が確認されない、もしくは動作が不安定になるということがわかった (図 4-30)。過去の室温動作 OHP の研究[4-2]などによれば、ターン数や配管径など、更なる OHP 設計の最適化により、その不安定性はある程度改善出来ると考えられるが、実際の機器への応用に際しては、活用出来る設計範囲がより広くあった方が都合が良く、また応用範囲も広がる。我々はこの設置方向による不安定性を解消するために、異なる向きに設置された複数の OHP を繋げて動作させる連結 OHP と、OHP の片側ではなく両端を冷却し、中央部分を加熱する両端冷却・中央加熱 OHP を考案し、プロトタイプを試作し、動作実証試験を行った。

4.6.1 連結 OHP

図 4-38 に連結 OHP の概念図を示す。下側冷却・上側加熱 OHP が動作しない原因は、重力によって液体が下側に溜まってしまい、OHP 内で完全に気液が上下に分離してしまっているからと考えられる。連結 OHP はその動作しない向き (上側加熱・下側冷却) に設置された OHP に、よく動作する方向 (上側冷却・下側加熱) に設置された OHP を直接連結することで作る。よく動作する向きで設置された OHP で駆動された圧力変動が、下側に溜まっている液体を押し上げ、上側加熱部分で蒸発させ、あまり動かない向きで設置された OHP の方でも圧力変動を発生させ、振動流を発生させる。

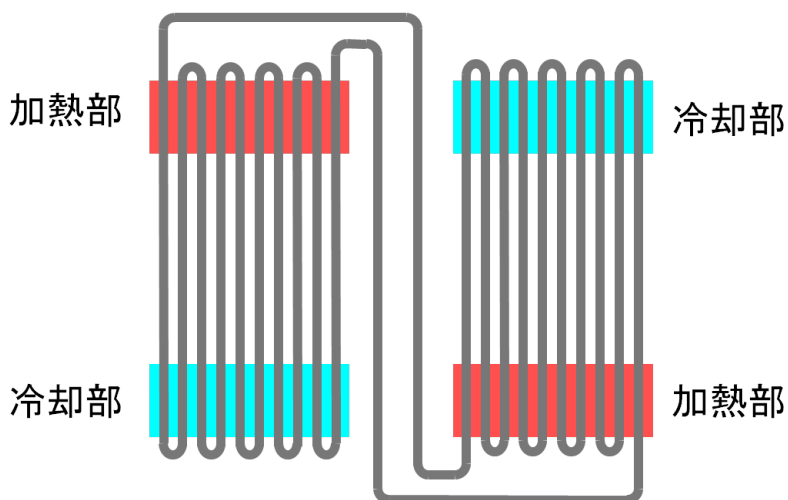


図 4-38 連結 OHP の概念図

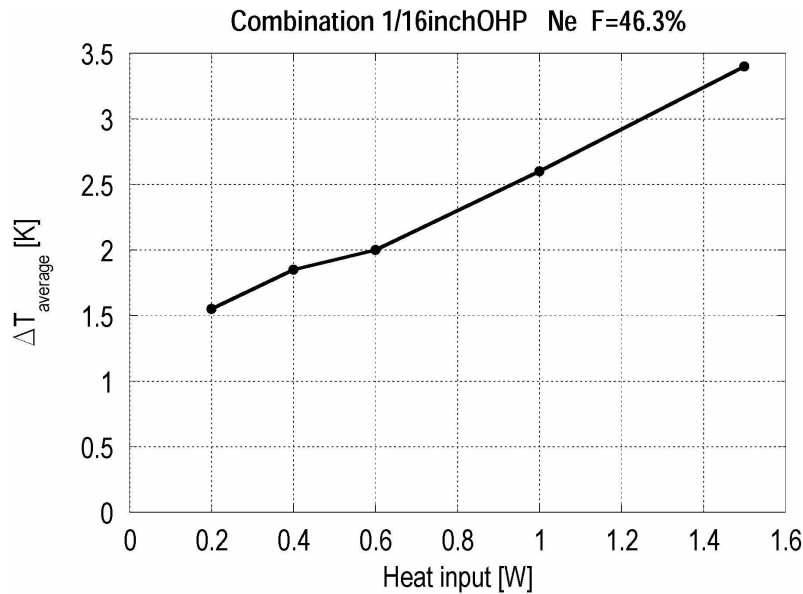


図 4-39 ネオンを用いた連結 OHP の実験結果。横軸は両方の OHP 加熱部への入熱量の合計を示している。縦軸は両方の OHP の加熱部と冷却部の温度差の平均を示している。

実験は 1/16 インチ OHP を並列に並べて、OHP_1 を下側冷却・上側加熱、OHP_2 を上側冷却・下側加熱の方向に設置し、それぞれの OHP の両側のパイプをスウェジユニットで直接繋いで行った。両方の OHP の加熱部に均等に入熱して、それぞれの加熱部と冷却部との温度差を測定した。図 4-39 にネオンを液体封入率 46.3% で封入した連結 OHP の実験結果を示す。横軸は両方の OHP 加熱部への入熱量の合計を示し、縦軸は両方の OHP の加熱部と冷却部の温度差の平均を示している。同じ OHP を用いた単独での実験の結果（図 4-6）と比べても大きな違いは無い。次にネオンを用いた連結 OHP の実験によって観測された圧力振動を図 4-40 に示す。同様の条件で実験された単独 OHP の圧力振動の様子を図 4-41 に示す。両者を比べると、連結 OHP の圧力振動の振幅は大きく、振動数は小さい。一様ではないので、正確な値は見極められないが、連結 OHP での振幅はおよそ 5 kPa、周波数は 0.33Hz 程度の振動であることがわかる。この"重たい"圧力振動は下側冷却の OHP の下側に溜まっている液体もしくは連結部分が振動を妨げているのではないかと考えられる。図 4-42 に連結 OHP の実効的熱伝導率を示す。連結された OHP の両方で均等に熱輸送が行われていると仮定して、グラフ横軸の長手方向の熱流束を計算した。実効的な熱伝導率も同様に、二つの OHP の平均された温度差を用いて計算されている。同条件の単独 OHP の結果（図 4-8）と比べても、ほぼ同等の実効的な熱伝導率を得られていることがわかる。

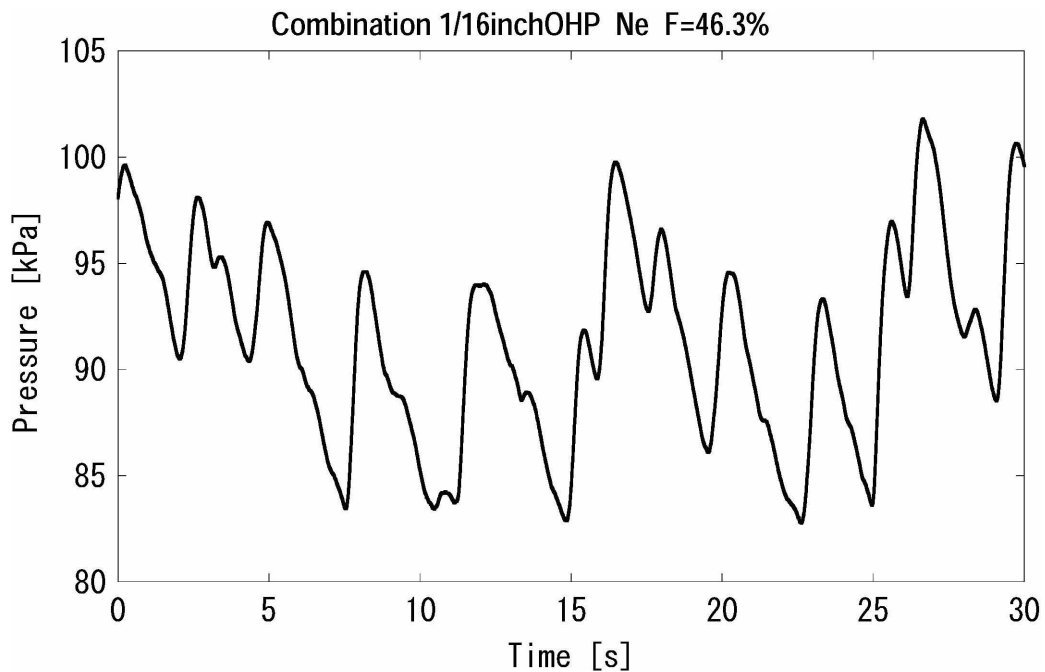


図 4-40 ネオンを用いた連結 OHP の実験によって観測された圧力振動。横軸は時間、縦軸は圧力を示している。

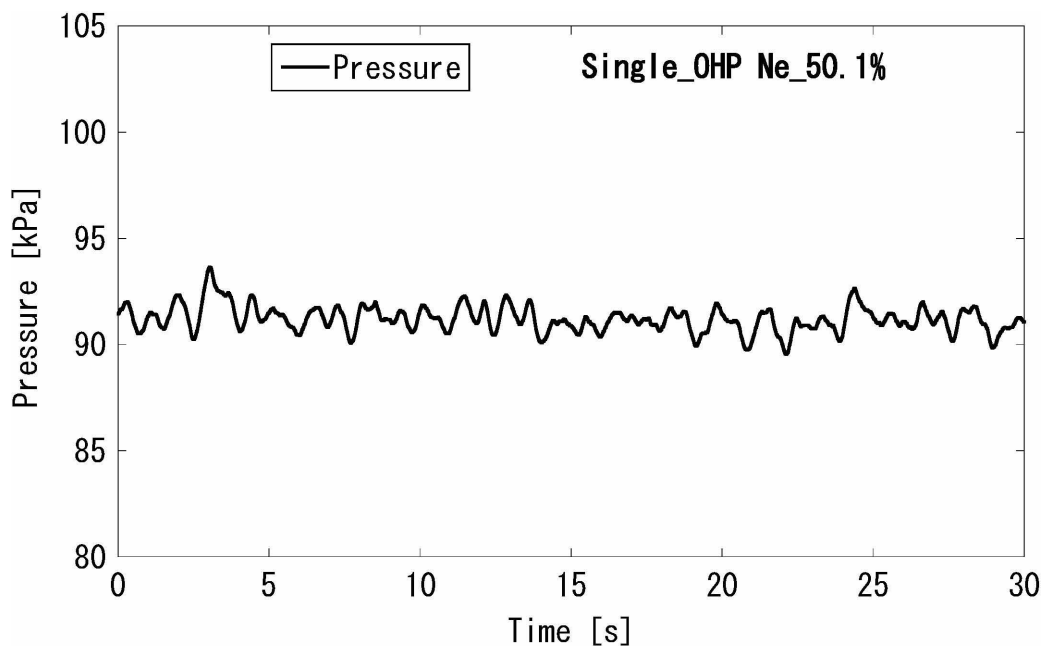


図 4-41 ネオンを用いた 1/16 インチ OHP 単独の実験によって観測された圧力振動。横軸は時間、縦軸は圧力を示している。

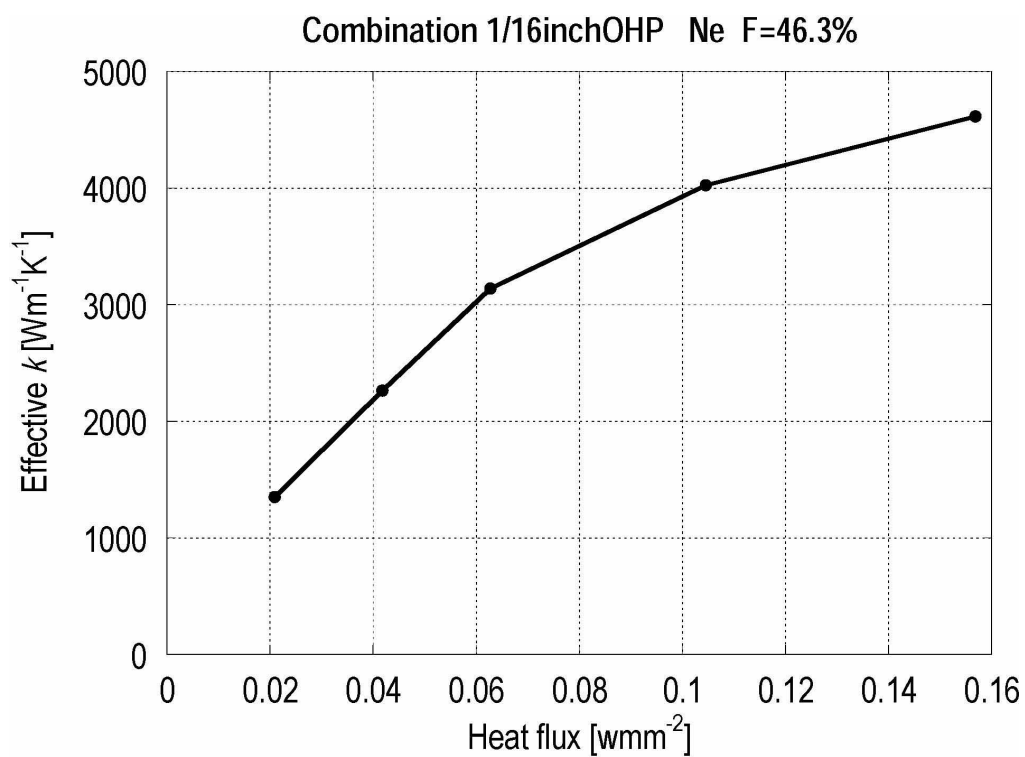


図 4-42 ネオンを用いた連結 OHP の実験結果。横軸はパイプ長手方向の熱流速を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。熱流束や実効的熱伝導率は両方の OHP に均等に熱が輸送されていると仮定している。

4.6.2 両端冷却・中央加熱 OHP

連結 OHP の成功を受けて、両端冷却・中央加熱 OHP を製作し、実験を行った。連結 OHP では連結部分のパイプが OHP としての動作に寄与していない。その部分を省いて、両端を冷却し、中央を加熱した場合にどのような結果になるかを調べる。製作した OHP の設計図と写真を図 4-43 に示す。この OHP には、外径 3 mm、内径 2 mm の長さ 2m の銅のキャピラリーチューブが使用されている。冷却部は両端にあり、銅パイプとハンダ接続されている銅ブロックの長さは 22 mm である。同様にハンダ接続されている中央の加熱部の銅ブロックの長さは 30 mm で、加熱部と冷却部との断熱区間は 60mm ある。またターン数は 8 ターンになっており、これまでの実験で用いていた OHP よりも 2 ターン少ない。この OHP の低温動作特性を調べるための実験装置の概略図を図 4-44 に示す。OHP の両端の冷却部にある銅ブロックが銅バスバーを介して冷凍機のコールドヘッドに接続されている。両端の温度を一定に保つために、銅バスバーの OHP 側は分岐し、それぞれに温度調節用のフォイルヒーターが接着されて

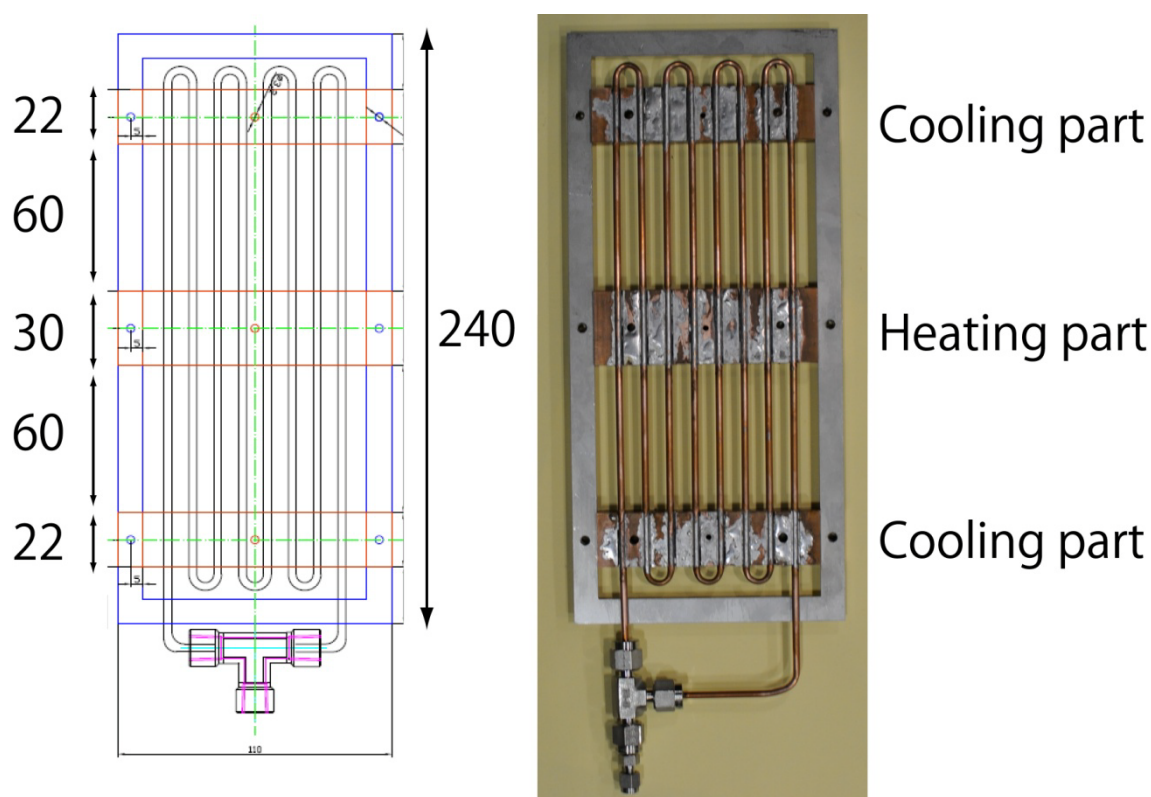


図 4-43 両端冷却・中央加熱 OHP の設計図と実際に製作した OHP の写真

いる。OHP の中央部にある銅ブロックにもフォイルヒーターが接着され、それによって加熱部に入熱する。冷却部と加熱部には温度計が設置され、その温度差を測定することによって、OHP の熱特性を評価する。実験装置のその他の部分は、これまでの装置と同様である。

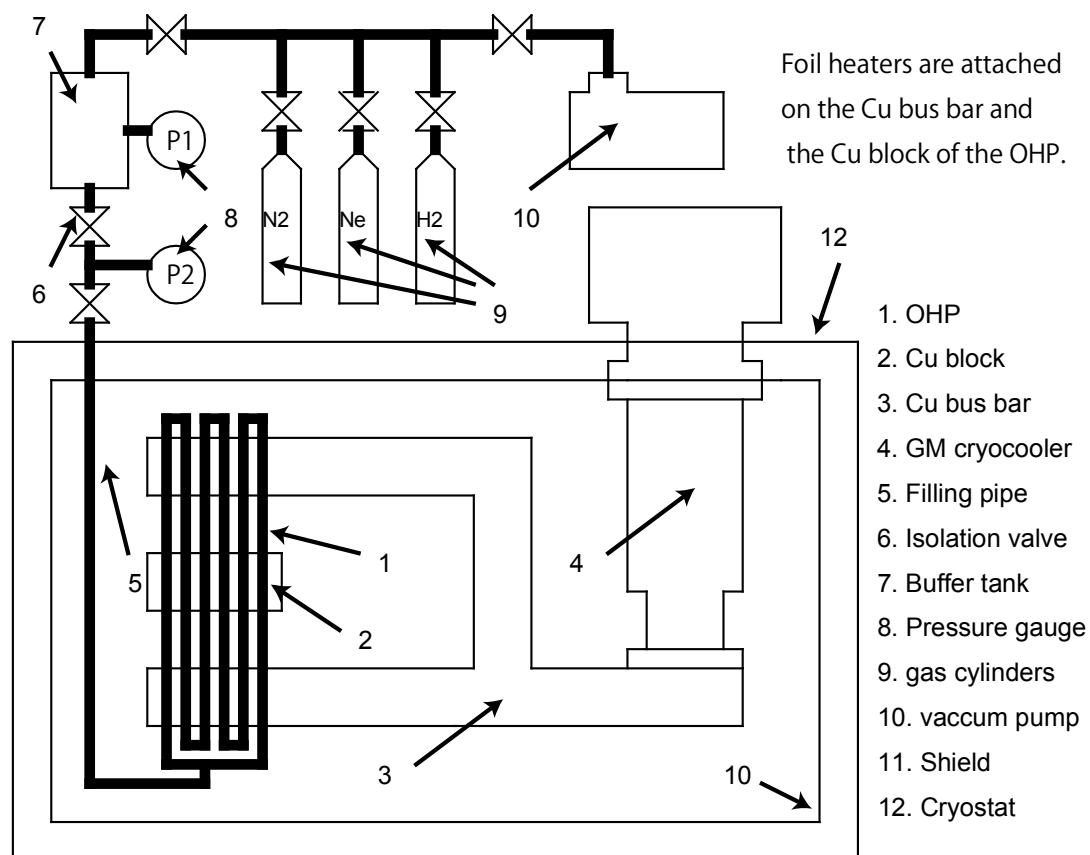


図 4-44 両端冷却・中央加熱 OHP の実験装置の概略図

図 4-45 と図 4-46 にネオンと水素を液体封入率で約 50%封入した中央加熱 OHP の実験結果を示す。実行的熱伝導率に換算した結果によると、水素では $5,000 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ~ $9,000 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ 、ネオンでは $1,700 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ~ $2,800 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ になった。これまでの OHP の実験結果では、加熱部への入熱量を増加させると、実行的な熱伝導率も増加する傾向にあったが、今回試験した中央加熱 OHP で水素を作動流体として用いた場合の結果では、逆の傾向を示している。またネオンを用いた結果では、これまでのデータよりも小さな実効的な熱伝導率にとどまっている。ネオンを用いた中央加熱 OHP の加熱部に 4 W 入熱した際の OHP 内の圧力振動の様子を図 4-47 に示す。圧力振動は観測され、OHP としての動作は確認出来ているが、上側冷却・下側加熱の 1/16 インチ OHP 単独の振動の様子 (図 4-41) と比べると、振幅も周波数も小さくなっているのがわかる。また、ネオンと水素のラプラス定数 (式 3-1) はそれぞれ 0.64 mm と 1.62 mm であり、OHP はこの 2 倍程度以下であることが望ましいとされているので、今回の OHP の配管内径の 2 mm はネオンを用いた場合は大き過ぎる。配管径が大き過ぎると、液柱が重力によって下側に落ちやすくなり、振動流が形成されにくく、熱伝導特性も低下すると考えられる。さらに熱輸送距離もこれまでよりも短いために、実効的な熱伝導率は小さく算出され、また測定誤差も大きくなる。

両端冷却・中央加熱 OHP は、これまでの我々の研究では OHP としての動作が確認出来たという最初の段階であり、これから最適化をするための実験研究が必要になる。しかし、片側冷却の設置方向による動作不安定性を改善するため、中央加熱 OHP は一つの有力な方法であることを提示することが出来た。

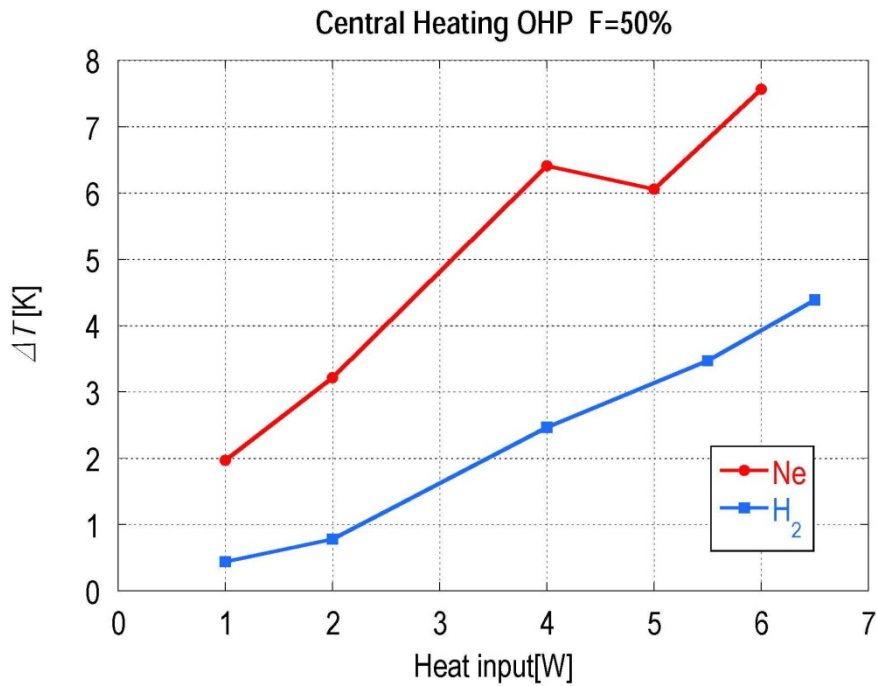


図 4-45 中央加熱 OHP の実験結果。ネオンと水素の液体封入率約 50%で封入している。横軸は加熱部に入熱した熱量を示し、縦軸は冷却部と加熱部との温度差を表している。

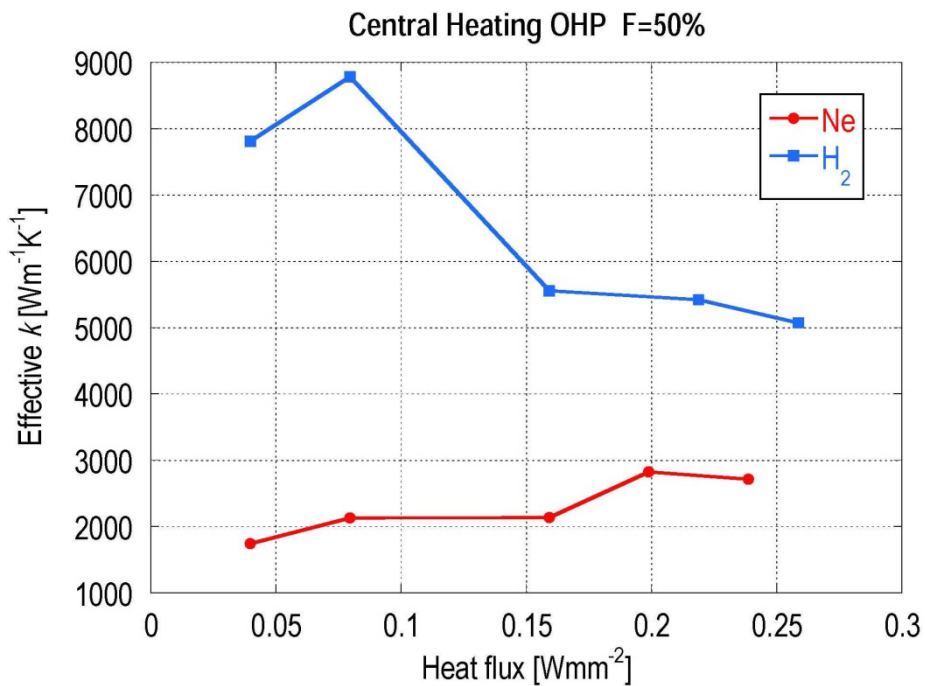


図 4-46 中央加熱 OHP の実験結果。ネオンと水素の液体封入率約 50%で封入している。横軸はパイプ長手方向の熱流速を示し、縦軸はパイプ内部の実効的熱伝導率を表している。

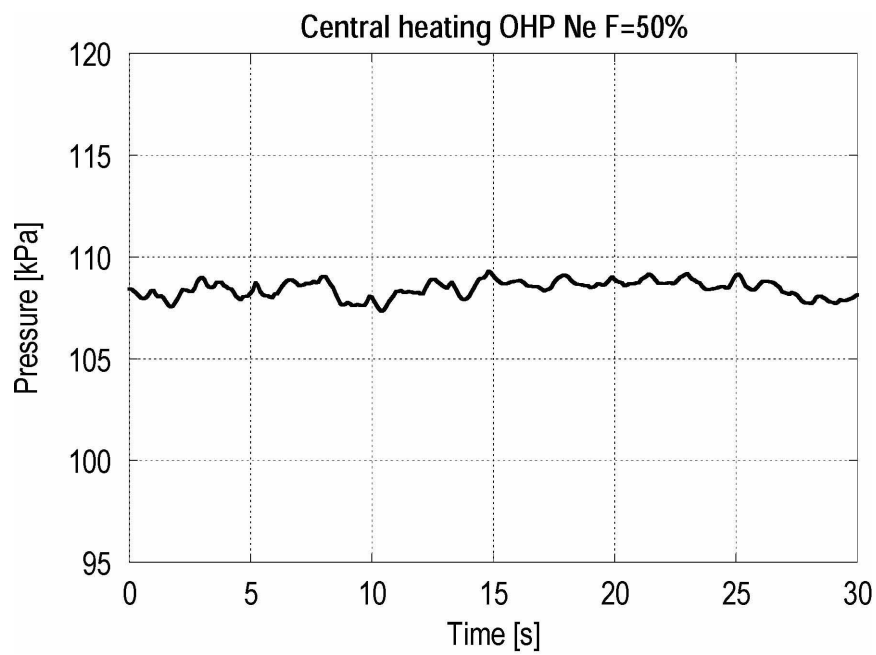


図 4-47 ネオンを用いた中央加熱 OHP の実験において加熱部に 4 W 入熱した際の OHP 内の圧力振動の測定結果。液体封入率は約 50%。

4.7 結論

超伝導マグネットに応用可能な、細いチューブを平面上に何重にも折り曲げた構造をした低温動作 OHP を製作し、低温環境下で試験した。作動流体として窒素、ネオン、水素を用いて OHP としての動作を世界で初めて確認し、低温で熱伝導材料としてよく用いられている銅の熱伝導率の数倍～20 倍を越える、大きな実効的な熱伝導率を持つ熱デバイスであることがわかった。また OHP の設計及び運転条件を最適化するために、液体封入率、パイプ径、設置方向及び熱輸送距離の影響を調査した。

液体封入率による影響は、それが極端に小さい場合を除いて、OHP の熱特性に大きな影響を及ぼさないことがわかった。これは運転条件や設計の幅に余裕があることを意味し、超伝導マグネットの冷却システムに OHP を組み込む際に、有利に働く性質である。

室温 OHP の研究ではラプラス定数を一応の基準に OHP のパイプ径を設計しているものが多いが、室温 OHP できさえそれが本当に OHP の設計にとって重要な定数であるかどうかは未だ不明である。本研究においても、窒素、ネオン、水素のラプラス定数を参考に、OHP を製作し試験を行った。1/8 インチ OHP と 1/16 インチ OHP では、パイプ径以外の要素（ターン数や液体封入率、熱輸送距離等）を出来る限り同じにして、パイプ径による影響を調べた。その結果、我々の実験条件下ではネオンまたは水素の場合では、1/8 インチ OHP の方が良い熱伝導特性を示すことがわかった。しかし、窒素を用いた場合は 1/8 インチ OHP は動作しなかった。これらの結果はラプラス定数の 2 倍程度が望ましいとされているこれまでの設計指針とは反しており、配管径の最適化研究は今後も継続する必要がある。

OHP 設置方向の影響を調べた実験では、上側冷却・下側加熱が最も良い熱特性を示し、水平に向けて傾けていくと、熱特性は低下していくことがわかった。そして下側冷却・上側加熱の設置方向では、OHP としての動作を確認出来なかった。しかし室温動作 OHP の研究では、ターン数を増やし、配管径を最適化することによって、どの設置方向でも動作することが確認されていることから、低温動作 OHP においてもそれらの最適化を進めて行くことによって、設置方向による OHP の動作不安定性を緩和出来ると考えている。また新たに複数の OHP を連結して動作させる連結 OHP や、両端冷却・中央加熱 OHP を考案し、プロトタイプを製作し、実験によって、その動作を実証した。これらの新しいタイプの OHP は室温においても研究されておらず、本研究のユニークな点の一つであるが、その動作特性の解明は今後の課題である。

OHP の熱輸送距離が熱特性にどのような影響を及ぼすかを調べるために、熱

輸送距離が 130 mm と 260 mm の 2 種類の OHP について実験し、その特性を比較した。OHP は固体熱伝導と異なり、熱輸送距離を伸ばしても、パイプ内の長手方向の温度差はほとんど付かないため、その距離が長い場合には固体熱伝導に比べて、冷却に有利であると考えられている。我々は熱特性の評価方法として、実効的な熱伝導率を用いることによって、実際にこの OHP 冷却の特徴を証明することが出来た。

参考文献

- [4-1] 実用ヒートパイプ (第2版)、日本ヒートパイプ協会[編]、日刊工業社
- [4-2] David Reay and Peter Kew “Heat Pipes -Theory, Design and Applications, Fifth Edition”, Butterworth-Heinemann, 2006
- [4-3] S. Khandekar, N. Dollinger and M. Groll, "Understanding operational regimes of closed loop pulsating heat pipes: an experimental study", Applied Thermal Engineering, vol. 23, pp. 707-719, 2003.
- [4-4] X. M. Zhang, J. L. Xu and Z. Q. Zhou "Experimental study of a pulsating heat pipe using FC-72, ethanol, and water as working fluids", Experimental Heat Transfer, vol. 17, pp. 47-67, 2004.
- [4-5] R. Chandratilleke, H. Hatakeyama, and H. Nakagome, “Development of cryogenic loop heat pipes”, Cryogenics, vol. 38, pp. 263–269, 1998.
- [4-6] P. Charoensawan, S. Khandekar, M. Groll and P. Terdtoon, "Closed loop pulsating heat pipes: Part A: parametric experimental investigations", Applied Thermal Engineering, vol. 23, pp. 2009-2020, 2003.

第五章 半経験的モデルを用いた OHP 低温動作試験結果の解析

5.1 緒論

これまでの実験によって得られたデータを基に、OHP の設計に当たって指針となるような実験式の構築を検討した。まず OHP の熱輸送の原理について、それに関連したパイプ形状の配管内の熱輸送に関する議論から始める。

OHP の加熱部（冷却部）のパイプの内側表面での熱伝達係数の時間平均は次式のように蒸発（凝縮）熱伝達係数と対流沸騰熱伝達係数の重ね合わせで仮定出来る。

$$(h_{eff})_{OHP} = S \cdot h_{NB} + F \cdot h_{CB} \quad (5-1)$$

添え字の NB と CB はそれぞれ核沸騰と対流沸騰を表している。式 5-1 の係数 S と F は核沸騰と対流沸騰とのバランスを調整する補正パラメーターである。核沸騰モデルの基本的な関係式は次式で書ける [5-1]。

$$Nu_{NB} = (h_{NB} \cdot L^*) / k_{liq} = C \cdot (Re)^n \cdot (Pr_{liq})^m \quad (5-2)$$

ここで Nu_{NB} , k_{liq} , L^* , Re 及び Pr_{liq} はヌセルト数、液体熱伝導率、特徴的な長さ

（この場合はパイプ内径）、レイノルズ数、プラントル数をそれぞれ表している。また、対流熱伝達係数は質量流量に比例することがわかっている。

$$h_{CB} \propto \dot{m}^s \quad (5-3)$$

核沸騰熱伝達と対流熱伝達のどちらの場合にも、正しい値を知るためには、レイノルズ数や質量流量などの流体の特徴的な流速が必要である。しかし、OHP 内の流体は振動流を形成しており、流れの速さはそのフローパターンに依存し、

またそのフローパターンも一定ではなく、現在のところ解明されていないので、特徴的な流速をはっきりと知る事は出来ない。

5.2 無次元数を用いた半経験的モデルによる解析

前節で議論した特徴的な流速を知る必要がある核沸騰熱伝達と対流熱伝達の熱伝達係数のモデルに代えて、カルマン数 Ka やヤコブ数 Ja 、プラントル数 Pr といった熱流体力学的な無次元数を用いたモデルが **Khandekar** らによって提案されている [5-2]。加熱部（冷却部）のパイプ内表面を通して流体に入る熱流束は次式で表される。

$$\dot{q} = \dot{Q} / (\pi \cdot D_i \cdot N \cdot L_e) \quad (5-4)$$

ここで \dot{Q} , D_i , N と L_e はそれぞれ入熱量、パイプ内径、OHP のターン数と加熱部（冷却部）の長さを示している。水やエタノールや代替フロン R123 を作動流体（液体封入率は 50%）として用いた室温動作の OHP による研究結果 [5-2, 5-3] では、上記の無次元数とターン数 N 及び水平方向からの OHP 設置方向の傾き β （本研究第四章における α と同じ定義）の積を用いて、そのべき数を変数に取ってフィッティングした結果、次の実験式を得ている。

$$\dot{q} = 0.54(\exp(\beta))^{0.48} Ka^{0.47} Pr^{0.27} Ja^{1.43} N^{-0.27} \quad (5-5)$$

ここでカルマン数は次式で表される。

$$Ka = f \cdot Re^2 = (\rho \cdot \Delta P_{sat} \cdot D_i^3) / (\mu \cdot L_{eff}) \quad (5-6)$$

f , Re , ρ および μ と L_{eff} はそれぞれ摩擦係数、レイノルズ数、液体密度、液体粘度と OHP の熱輸送距離を表している。また、 ΔP_{sat} は加熱部と冷却部の温度に対応した飽和蒸気圧の差で定義されている。カルマン数はレイノルズ数を求める代わりに、摩擦係数とパイプ内圧力の式を用いることで、OHP 内の流体の特徴的な速さを表している。それに加えてプラントル数は単層対流熱伝達のスケ

ールを示し、ヤコブ数が OHP 内の潜熱と顕熱の比率を表すことによって、(5-5)式は 5.1 節で述べたモデルと対応している。図 5-1 に[5-2]の研究によって得られた経験式による熱流束と実験で測定された熱流束の比較をしたグラフを示す。

S. Khandekar et al. / Applied Thermal Engineering 23 (2003) 2021–2033

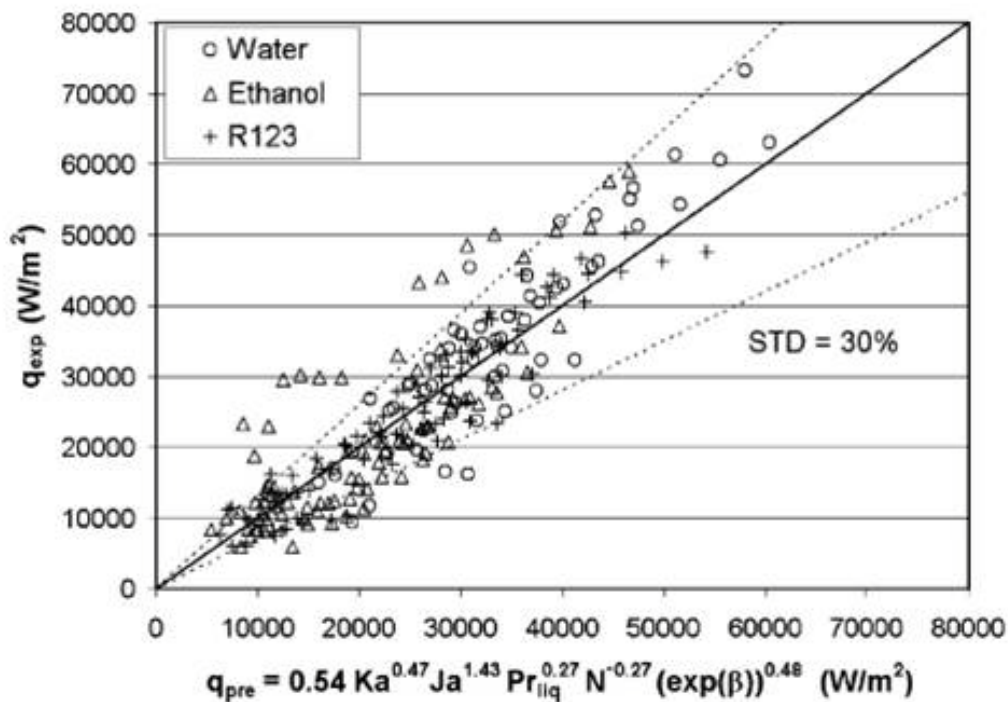


図 5-1 室温動作 OHP の実験結果と式 5-5 から得られる結果との比較[5-2]

我々の低温動作 OHP の研究結果においても、OHP の包括的な理解を深めるために、上述した OHP 内流体の物性値とパイプの形状を用いた半経験的モデルによって実験式を構築する。フィッティングに用いた OHP と熱流体力学的な無次元数を表 5-1 にまとめた。作動流体として窒素を用いた 1/16 インチ OHP, $a = +90$ 及び、水素とネオンを用いた 1/8 インチ OHP, $a = +90, +45$ の液体封入率が 50% のデータを用いて、式 5-5 をフィッティングしなおして得られた結果が次式になる。

$$\dot{q} = 2.61(\exp(\beta))^{0.42} Ka^{0.05} Pr^{0.77} Ja^{-0.97} \quad (5-7)$$

フィッティングに用いられたデータ点数は 30 点であり、フィッティング方法は重回帰分析法を使用した。フィッティングに用いたデータは、液体封入率が 50% 前後、上側冷却・下側加熱の設置方向で、加熱部（冷却部）にパイプに入る（出る）熱流速が $3,000 \text{ Wm}^{-2}$ の単独 OHP の実験データのみを用いている。使用するデータの熱流速に下限を設けた理由は、加熱部への入熱が小さい条件では、OHP 全体としての動作が安定していないと考えられるからである。また、今回のデータの OHP のターン数は全て 10 ターンなので、ターン数 N は式から削除してある。図 5-2 はこの式より予想される熱流束と実験によって得られた熱流束との比較を表している。

表 5-1 半経験モデルに適用する OHP の形状と熱流体力学的無次元数

Working fluid & tilt angle	Inner diameter D_i [mm]	Karman number Ka	Prandtl number Pr	Jacob number Ja
H ₂ 90° H ₂ 45°	1.56	$5.26 \cdot 10^7$ - $7.33 \cdot 10^9$	1.05-1.13	12.1-186
H ₂ 90°	0.78	$1.17 \cdot 10^7$ - $2.14 \cdot 10^7$	1.04-1.06	10.5-15.6
Ne 90° Ne 45°	1.56	$1.51 \cdot 10^7$ - $7.89 \cdot 10^7$	1.68-2.02	10.4-116
Ne 90°	0.78	$3.41 \cdot 10^7$ - $7.84 \cdot 10^8$	1.79-1.88	10.4-18.0
N ₂ 90°	0.78	$4.37 \cdot 10^5$ - $8.45 \cdot 10^6$	2.49-2.90	10.8-112

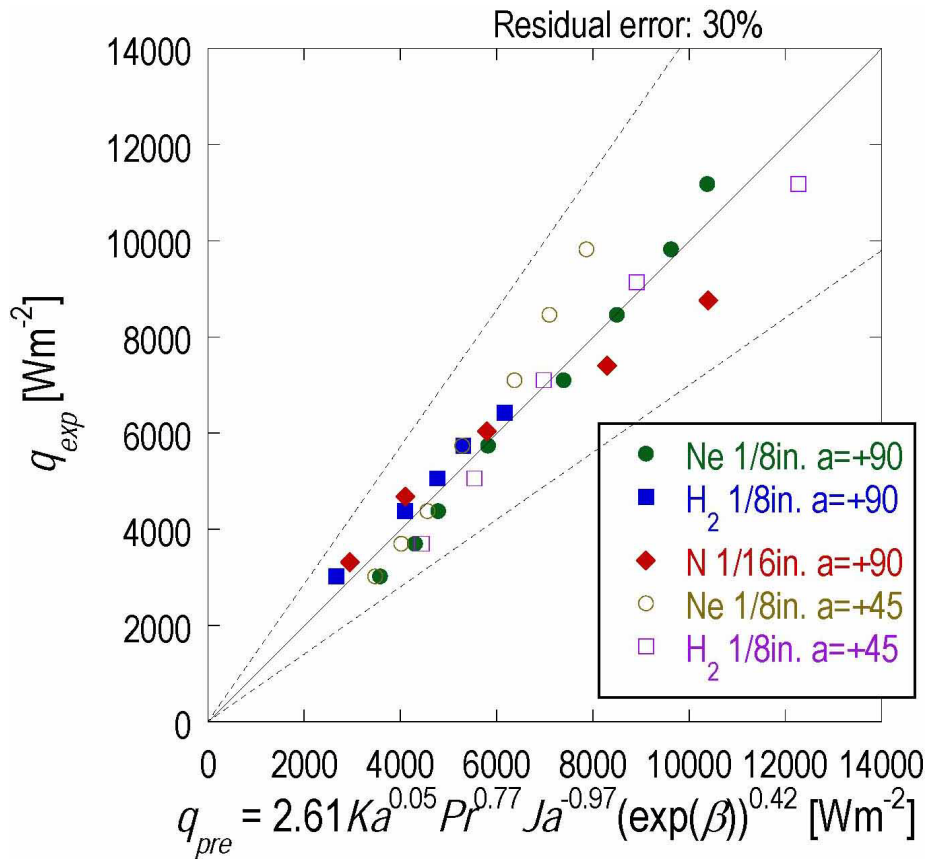


図 5-2 低温動作 OHP の実験結果と式(5-7)から得られる結果との比較

式(5-5)と式(5-7)を見比べると、室温での実験で行われた実験による解析結果と、我々のそれとの間に大きな違いがある。しかし、行われた実験の条件が大きく異なるので、フィッティングの結果も当然異なる。いくつかの実験条件の違いを説明する。最も影響が大きいと考えられるのは ΔP_{sat} の見積もりに関する違いである。図 5-3 に示すように、室温 OHP の実験[5-2,5-3]では、加熱部と冷却部の温度は熱浴によって維持され、その間を移動する熱流束を実験結果として得ている。しかし我々の実験では、冷却部が冷凍機とヒーターによって温度を調節され、ヒーター入熱量を実験パラメーターとして変化させることによって、加熱部の温度を実験結果として得ている。前者の実験では、熱容量の大きな熱浴によって温度が維持されているので、加熱部と冷却部のパイプ温度は非常に良くコントロールされ、 ΔP_{sat} も比較的正確に測定出来ていると考えられる。しかし後者の実験では、冷却部や加熱部の温度が内部の流体のフローパターンの変化によって、比較的容易に変化し、その結果またフローパターンに影響

響を及ぼすので、OHP としての動作はより不安定になっていると考えられる。このような不安定性が実験式に何らかの影響を及ぼしているのではないかと考える。また、室温動作 OHP の実験では加熱部と冷却部の温度差は数十°Cあるのにたいして、低温での実験では数 K に留まっていることから、誤差も大きくならざるを得ない。次に、室温での実験では OHP の封入部分のすぐ側に閉じ込めバルブがあり、OHP 内の圧力変動は全て OHP 内の流体の振動に活用されるが、我々の実験では閉じ込めバルブは数十 cm 離れた室温部分にあり、圧力変動はその OHP の熱輸送に寄与しない部分にも影響を与えてしまう。また封入配管内では低温から室温までの温度勾配が付き、そこからの熱侵入もある。このようにいくつかの実験条件の違いが複合的に絡みあっているため、その解析結果を単純に比較することは難しい。

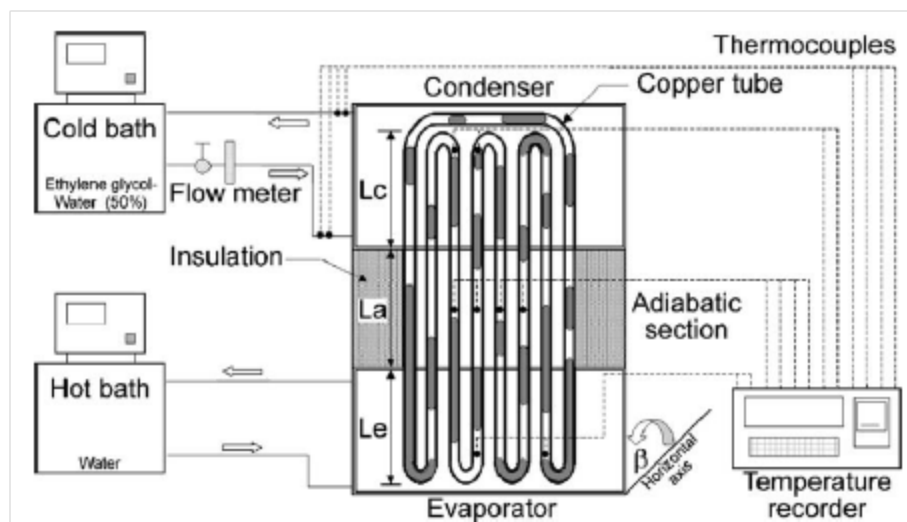


図 5-3 室温 OHP 実験の装置概略図[5-3]

5.2 結論

低温動作 OHP の実験結果に、熱流体力学的な無次元数を用いた半経験的モデルを適用した。この式を用いることによって、OHP を設計する際にある程度の性能予測を付けることが可能になった。我々が行った実験条件に似通った OHP を製作する場合であれば、十分に設計指針として用いることが出来ると考えられる。今後、更に広範な実験パラメータによる実験を行い、この実験式の適用範囲を大きくし、精度を高める実験を行うべきであろう。また実際の OHP の挙動をより正確に反映したモデルを考案していくことも今後の課題である

参考文献

- [5-1] 機械工学選書 伝熱工学 相原利雄 裳華房 (1994)
- [5-2] S. Khandekar, P. Charoensawan, M. Groll and P. Terdtoon, “Closed loop pulsating heat pipes Part B: visualization and semi-empirical modeling,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, 2003, pp. 2021-2033.
- [5-3] P. Charoensawan, S. Khandekar, M. Groll, P. Terdtoon, “Closed loop pulsating heat pipes: Part A: parametric experimental investigations,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, 2003, pp. 2009-2020.

第六章 総括

本研究は、核融合用超伝導マグネットの高性能化のための、伝導間接冷却方式高温超伝導マグネットの冷却システムに適用可能な低温動作振動式ヒートパイプ (OHP) の開発研究である。

まず低温動作 OHP の初歩的な知見を得るために、パイプを平面上に何重にも折り曲げた構造の超伝導マグネットに適用可能な形状の OHP を用いて、低温環境下での動作実証実験を世界で初めて行った。実験装置に GM 冷凍機と熱放射シールドや真空ポンプを備えたクライオスタットを用い、OHP の作動流体としては水素、ネオン、窒素を採用した。OHP の熱特性の評価方法として実効的な熱伝導率を測定した。動作実証試験の成功を受けて、更に低温動作 OHP の熱特性を調べるために、実験パラメーターとして作動流体の封入量、パイプの管径、熱輸送距離の長さなどを変化させて、その影響を調べた。運転温度は作動流体毎にそれぞれ 17-30 K (水素)、27-39 K (ネオン)、67-91K (窒素) になり、得られた実効的な熱伝導率は $500\text{-}12,000 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ (水素)、 $1,000\text{-}20,000 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ (ネオン)、 $5,000\text{-}18,000 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ (窒素) になった。この値は原則的に、加熱部への入熱量が大きい程、高くなる傾向がある。また OHP の全長を長くする程、内部流体の温度勾配が小さいことから、見積もられる実効的な熱伝導率は高くなることが確認出来た。温度 20 K、磁場 1 T で残留抵抗比が 100 の銅の熱伝導率がおおよそ $2,000 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ であることを考えると、OHP の熱伝導率は非常に高いことがわかる。

一般的に、ヒートパイプは気液の密度差を利用して熱を輸送する機器であるため、重力の影響を受け、その設置空間に制約があり、性能が制限される。その効果を検証するために我々の研究においても、OHP の設置方向を変えて実験を行った。我々が準備した OHP では、液体の循環を重力が妨げる方向 (鉛直下側を冷却し、上側を加熱する配置) では、OHP としての動作が確認出来なかった。しかし OHP は細いパイプを用いるため、液体の表面張力によって重力の影響を抑えることが可能であると考えられ、過去の室温での実験では動作が確認されている。従って OHP の動作のしやすさという観点に重点を置いて設計を行うことによって、重力の影響は克服可能であると考えられる。さらに、我々は設置方向による不安定性を根本的に解決するために、設置方向に依存しない両端を冷却し中央を加熱するタイプの OHP や、複数の設置方向の異なる OHP を連結した OHP を新たに開発し、その動作を確認した。

また、これまでの熱輸送特性実験で用いた実験パラメーターを包括的に利用した低温動作 OHP の設計指針を確立するために、得られたデータに無次元量を

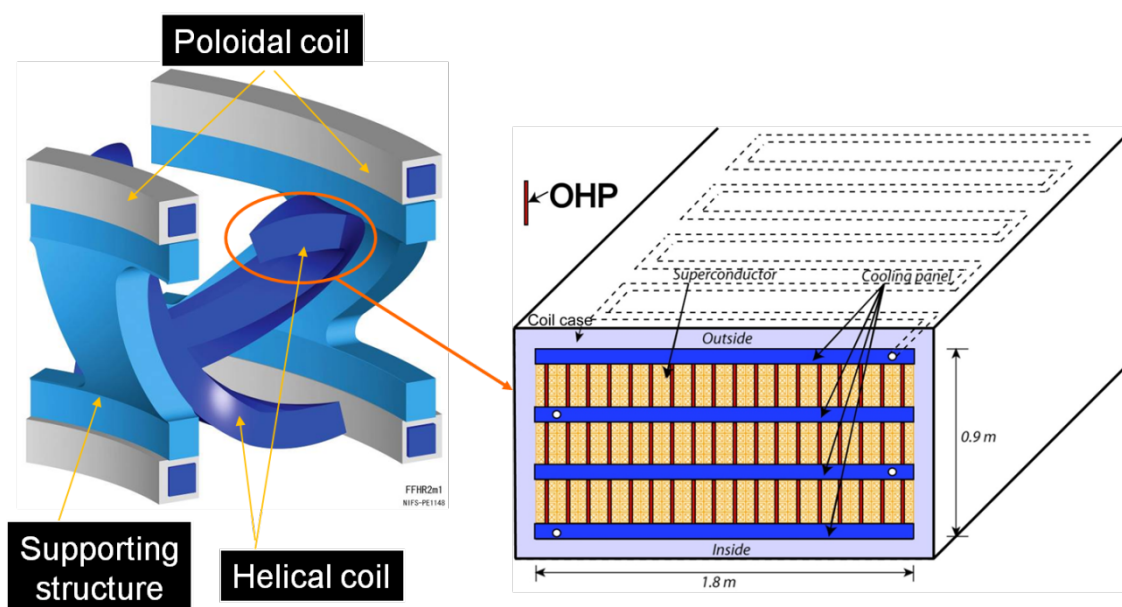
用いた半経験的モデルの適用を試みた。用いる無次元量は熱流体力学におけるカルマン数、プラントル数、ヤコブ数などであり、熱輸送量はその積に比例する。それぞれの無次元数のべきを変数に取って、実験で得られた熱輸送量を重回帰分析法によってフィッティングすることで、OHP 構造や作動流体の物性値から熱輸送量を予想することが出来る実験式を構築した。

本研究では超伝導マグネットの冷却システムに適用可能な OHP の低温での動作実証に世界で初めて成功した。核融合用の大型超伝導マグネットにも適用出来る形状に発展させられる低温動作 OHP は、伝導間接冷却式の高温度超伝導マグネットの性能を飛躍的に向上させられる可能性があり、今後更に詳細な研究が為されるに値すると考える。また、得られた低温動作 OHP の熱特性は非常に優れていることから、低温工学や超伝導工学への応用可能性は高く、今後の研究の広がりとなることが期待できる結果となった。

付録 A

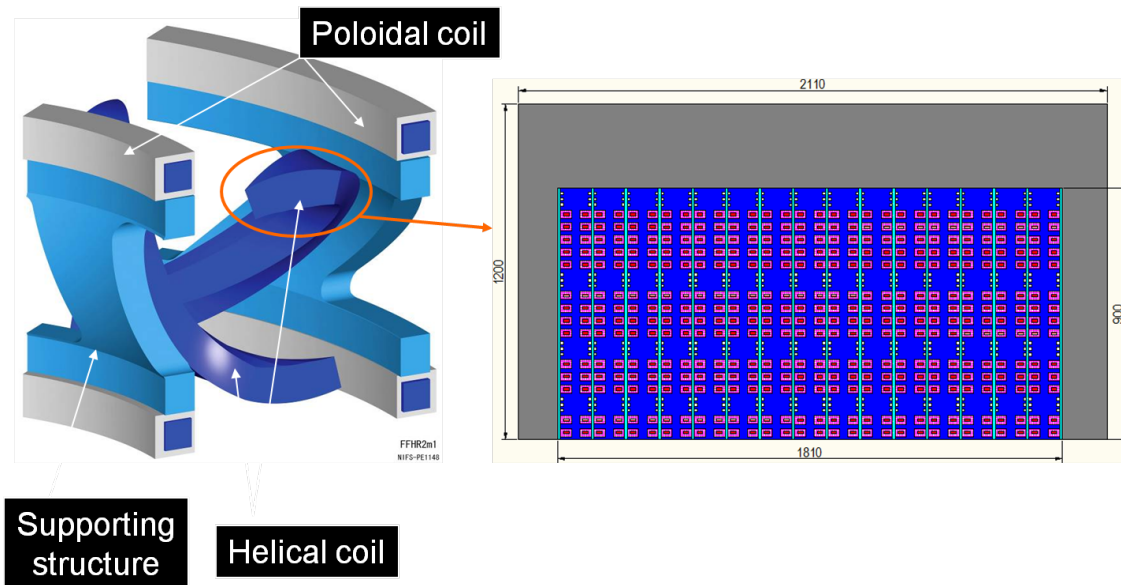
核融合用超伝導マグネットへの応用検討

図A-1に振動式ヒートパイプ（OHP）を組み込んだ核融合用超伝導マグネットの冷却システム概念図の一例（その1）を示す。冷却パネル（図中のcooling panel）は、冷媒チャネル（図中、冷却パネル内を蛇行している流路）に流れる冷媒によって冷却され、冷却パネルと導体（図中のオレンジ色の部分）との間の熱輸送をOHP（図中の赤色の部分）が助けるという構造になっている。

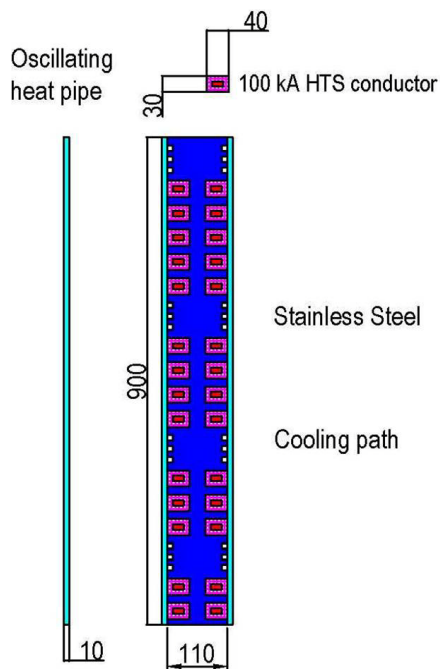


図A-1 振動式ヒートパイプ（OHP）を組み込んだ核融合用超伝導マグネットの冷却システム例の概念図の一例（その1）

次に、振動式ヒートパイプ（OHP）を組み込んだ核融合用超伝導マグネットの冷却システム例の概念図（その2）を図A-2に示す。図中のピンク色で囲まれた紫色の部分で導体であり、導体を青色のステンレス製の支持構造物に埋め込むような構造で（本文第二章参照）、それが水色の部分のOHPを組み込んだ冷却パネルに挟まれている。図A-3はそのモジュール区画分を拡大した図である。このモジュール区画を対象に、有限要素法ソフトウェアANSYS11.0を用いて、定常温度分布解析を行った。超伝導線材（図中紫色）はリットリウム系高温超



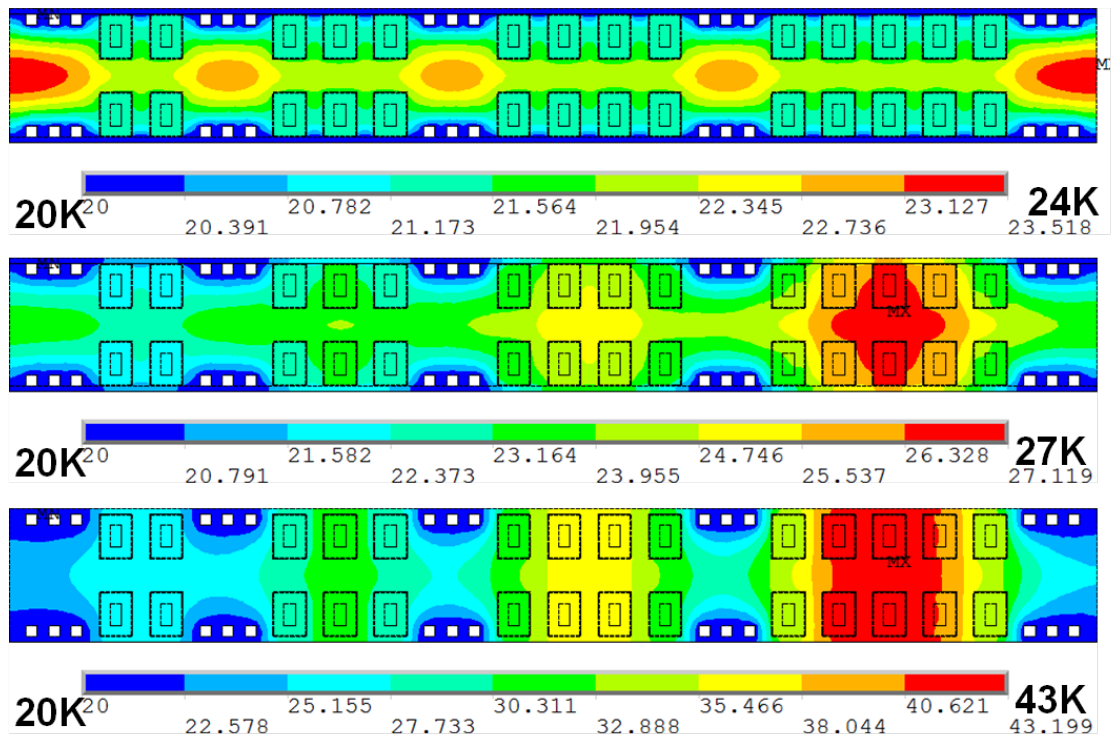
図A-2 振動式ヒートパイプ（OHP）を組み込んだ核融合用超伝導マグネットの冷却システム例の概念図の一例（その2）



図A-3 振動式ヒートパイプ（OHP）を組み込んだ核融合用超伝導マグネットの冷却システム例の概念図の一例（その2）。超伝導導体、支持構造物、OHP冷却パネルのモジュール区画。

伝導線材YBCOを仮定し、線材の周りの安定化剤（図中桃色）はアルミ合金を採用し、導体の周りに絶縁材として1mmの厚さのエポキシがあるとする。冷媒パス（図中白色四角）には高圧ヘリウムガスを流すとして、20Kで固定し、冷却パネル（図中水色）の部分の熱伝導率を、1) OHPを組み込んだ場合 $1500 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ 、2) アルミ合金を使った場合 $12 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ 、3) ステンレス鋼を使った場合 $0.3 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ にそれぞれの温度分布を調べる。定常熱負荷として、核発熱を熱負荷として全ての領域に均等に 1000 Wm^{-3} (1 mW/cc) の発熱を仮定し、計算を行った。図A-4はその結果であり、上から順に前述した1) ~3)の冷却パネル熱伝導率を仮定している。1)の仮定では、導体部分（構造部分のではない）の最大温度上昇は $\sim 1 \text{ K}$ に抑えられている。2)の場合は導体部分の最大温度上昇は $\sim 6 \text{ K}$ になり、3)の場合ではそれは $\sim 21 \text{ K}$ に達する。

このように薄い冷却パネルのみによって、並んだ導体を間接的に冷却する場合、その熱伝導率の影響は極めて大きい。また、もし冷却パネルの熱伝導率を大きくすることが出来れば、冷却パネルを冷やすための冷媒チャンネル（図中の白い四角）の間隔を広く出来るので、冷却構造がより単純になり、建設過程やメンテナンスの観点からも有益である。



図A-4 図A-3の構造において冷却パネル部分の熱伝導率を変化させて定常温度分布解析を有限要素法（ANSYS11.0）によって行った結果。核発熱を熱負荷として全ての領域に均等に 1000 Wm^{-3} (1 mW/cc) の発熱が仮定されている。

謝辞

本論文は筆者が総合研究大学院大学 物理科学研究科 核融合科学専攻 博士後期課程に在籍中纏めたものである。同専攻教授 三戸利行先生には主任指導教員として本研究の機会を与えていただき、その遂行にあたって終始、ご指導いただいた。ここに深謝の意を表す。同専攻教授 柳長門先生には、指導教員として終始ご指導いただいた。ここに感謝の意を表す。また、核融合科学研究所今川信作先生、田村仁先生をはじめとする装置工学・応用物理研究系、核融合システム研究系の各位には、研究遂行にあたり日頃より有益なご討論ご助言をいただいた。ここに感謝の意を表す。