



研究・技術ノート

LHD 閉構造ダイバータ用 真空容器内蔵型クライオ吸着ポンプの開発

Development of In-Vessel Cryo-Sorption Pump for LHD Closed Helical Divertor

村瀬 尊則¹⁾, 本島 巖^{1,2)}, 田中 宏彦³⁾, 森崎 友宏^{1,2)}

MURASE Takanori¹⁾, MOTOJIMA Gen^{1,2)}, TANAKA Hirohiko³⁾ and MORISAKI Tomohiro^{1,2)}

¹⁾核融合科学研究所, ²⁾総合研究大学院大学, ³⁾名古屋大学

(原稿受付: 2017年1月30日)

大型ヘリカル装置 (以下, LHD) の閉構造ダイバータ内に設置することを目的としたクライオ吸着ポンプを開発した. 真空容器内を汚損しない無機接着法を新たに開発することに加え, 活性炭の細孔特性とクライオポンプの排気性能の因果関係を実験により定量的に明らかにし, クライオ吸着ポンプに適した高性能活性炭を選定した. さらに 3D-CAD による構造設計に有限要素法による放射熱・伝熱シミュレーションを連携することで, 高い放射熱環境下においても熱的に堅牢で, かつ吸着パネルを許容温度以下に維持する熱構造設計を行った. 複数の技術課題を解決し, LHD に実装することで閉構造ダイバータ 1 セクションあたり約 15~20 m³/s の排気速度, 13,640 Pa m³ の排気容量を達成した.

Keywords:

in-vessel cryo-sorption pump, inorganic adhesion, activated carbon, finite element method, closed helical divertor, LHD

1. はじめに

定常核融合炉に向けて能動的粒子制御手法の確立が課題となっている. 大型ヘリカル装置 (以下, LHD) では, 外部コイルのみで磁気面を形成するその特長から, 高性能プラズマの定常保持に関する研究が先行して進められている. しかし, 放電時間が長くなると, 壁からのリサイクリング粒子の増加に伴う密度上昇が生じ, 放電が阻害されることが観測されている. 長時間放電における粒子バランスを考えた場合, 密度の制御性を向上させるためには, 壁からのリサイクリングに影響されない粒子バランスが担保可能な真空ポンプの整備が必要である. 特に, 真空容器内で相対的に中性粒子密度が高くなるダイバータ板近傍に設置できれば, より効果的な排気効果が期待できる.

トラスプラズマ実験装置における, これまでのダイバータ排気用真空ポンプには, 極低温の固体表面に気体分子が凝縮または吸着する性質を利用して真空容器内の気体を排気するクライオポンプが採用され, DIII-D や EAST に見られるように, 液体 He (~4 K) を用いるクライオ凝縮ポンプが主流であった[1, 2]. しかし, クライオ凝縮ポンプは He 液化機を必要とし, システムが巨大かつ高コストとなる. 一方, 活性炭を用いるクライオ吸着ポンプは液化機が不要で, 凝縮型と比べて, より高温 (~20 K) での運用が可能という利点がある. そのため吸着型のクライオポンプは, LHD においても主排気装置や NBI 等で, 広く利用されている. 最近では ITER においてもダイバータ排気にクライオ吸着ポンプが採用される予定である[3]. しかし

ながら, いずれのクライオ吸着ポンプもゲートバルブ等を介して真空容器と接続するのが基本であり, 真空容器内に直接設置することは避けられてきた. その理由のひとつに有機接着剤使用に伴う問題がある. 従来のクライオ吸着ポンプにおいて, 活性炭を冷却基板上に貼り付ける際, エポキシ系の有機接着剤が使用されてきた. しかし有機接着剤は, 運転停止中 (非冷却中) に有機ガスを放出して真空容器を汚損する, また有機接着剤の経年劣化により活性炭が剥離するなどの問題があった.

これまで, LHD のダイバータ部は開いた形状から閉じた構造 (起立したダイバータ板とドーム構造により構成) へと改造することで, ダイバータ部の中性粒子密度を高められることを実験により観測している. さらに, 上記の結果は EIRENE コードを用いた解析によっても確認され, ダイバータ部に排気ポンプを直接設置した場合, 効果的な真空排気が可能となることが示された[4].

LHD のダイバータ部にクライオ吸着ポンプを直接設置するためには, 大きく 3 つの技術課題がある. 第一の課題は上述の有機ガスによる真空容器の汚損である. また経年劣化による活性炭の剥離はメンテナンス頻度の増加を招くため, これまでの有機接着剤に代わる超高真空仕様かつメンテナンスフリーな接着技術を確立する必要がある. 第二の課題は活性炭の選定である. 後述のとおり, 限られたポンプ体積で最大限の吸着性能を得るためには, 高い吸着能力を有する活性炭を選定することが必須である. 複数種類の活性炭から最適なものを選定する上で, 排気性能との強

い相関が予想される細孔径特性を詳細に分析し、実験的に比較検証することが極めて重要である。最後の課題は設置領域である。LHDのダイバータ部は真空容器とプラズマに挟まれた“ねじれたバナナ”のように湾曲した細長い空間であるため、ポンプの設置可能領域が著しく制限される。さらにプラズマやダイバータ受熱板からの強い輻射熱に曝されるため、コンパクト、かつ高い熱遮蔽性能を有し、熱シールドや吸着パネルを許容温度以下に抑える熱構造設計が求められる。

本稿では、LHDの閉構造ダイバータ内に設置することを目的としたクライオ吸着ポンプについて、その開発要素ならびに実機における排気能力試験の結果を述べる。

2. 無機接着法の開発

筆者らは国内メーカーと共同で、有機ガス放出の無いインジウムによる無機接着法を新たに開発した[5, 6]。

クライオ吸着ポンプの用途に限らない一般的な無機接着法としては、銀ろうなどの活性ろう材を用いる方法がよく知られている。これをそのまま適用する場合、活性炭と純銅製の冷却基板を接着させる際に、真空熱雰囲気中で700～800℃まで加熱する必要がある。熱伝導度の高い純銅製冷却基板は、およそ600℃で再結晶組織に変化するため、冷間圧延によって導入された加工歪が完全に消滅し、著しい降伏強度の低下を引き起こすこととなる。この降伏強度の低下は、場合によっては50 MPa以下にまで達する恐れが十分に考えられる。このような場合、自重による変形が生じ、クライオ吸着パネルの構造自体を維持できなくなる。

そこで筆者らは、ろう材として低融点金属のひとつであるインジウム（融点156℃）を採用した。ろう材による十分な接着強度を得るには、活性炭の多孔質構造にろう材が良く馴染み、侵入する必要がある。しかしながら活性炭はろう材への濡れ性が極めて低く、接触だけでろう材の十分な侵入を得ることは困難である。既存技術による解決策として、活性炭をろう材に深く埋め込み、接着強度を確保する、あるいは、活性炭にフラックスを塗布することで濡れ性を改善させる、などの方法が挙げられる。しかしながら、前者の場合には活性炭の有効吸着面積の減少をもたらす、また後者の場合にはフラックスからの望まれないガス放出を招くため、本開発ではどちらも採用できない。

上記の問題を解決するため、活性炭の冷却基板側（接着面）の表面上に、スパッタ成膜処理を施し、原子レベルの膜粒子と、活性炭の多孔質ナノ構造とが強固にかみ合う強力なアンカー効果を生み出す金属層（Ti, Ni, Ag）を形成させた。この金属層は、活性炭へのアンカー効果を担うチタンの密着層、インジウムが密着層まで浸透しないよう遮蔽するニッケルのバリア層、およびインジウムとの馴染みの良い銀の接着層の3層で構成される（図1）。これにより、活性炭をろう材に深く埋め込むまでもなく、十分な接着強度が得られることを見出した。また、冷却基板の溝に沿って直径の揃ったペレット型活性炭を並べることで、活性炭冷却面積の最大化と活性炭の高密度化を図っている。この無機接着技術によって、真空容器内を汚損しない吸着

パネルが実現し、ゲートバルブ等を介さず真空容器内にクライオ吸着ポンプを設置することが可能となった。

開発したクライオ吸着パネルに対し、実運用を想定した耐ヒートサイクル性についても検証を行った。冷熱衝撃試験（約-190℃の液体窒素による冷却と約80℃のヒートガンによる加熱を10分毎に計10回実施）を行い、十分な強度の接着層が形成されていることを確認した。

3. 高性能活性炭の選定

クライオ吸着ポンプにおいて、吸着剤である活性炭の特性は排気性能に直結するため、その選定は極めて重要である。一般に、活性炭の特性は、主に比表面積(m^2/g)と平均細孔径(nm)で評価される。

UPAC（国際純正および応用化学連合）の基準によると、孔の大きさは便宜的に、直径 $<2\text{ nm}$ がミクロ孔、 $2\text{ nm} \sim 50\text{ nm}$ がメソ孔、 $>50\text{ nm}$ がマクロ孔と分類されており、活性炭の特性を測る上で重要な要素となっている。クライオ吸着ポンプに採用する活性炭を選定する際、物理ガス吸着は、ミクロ孔領域の細孔で行われるため、 2 nm 以下の細孔容量を評価することが重要である。一方、メソ孔～マクロ孔領域の細孔は、吸着物質をミクロ孔へと導く運搬通路の役割を担うため、この領域の細孔容積がポンプの排気速度に影響を及ぼすと考えられることから、メソ孔～マクロ孔領域の細孔にも着目した。

一般的なクライオ吸着ポンプでは、ヤシの実の殻を原料としたヤシ殻活性炭が使用される。本研究では、市販化されている活性炭のうち、クライオポンプに採用実績がある活性炭を含む、入手可能かつ賦活度（ミクロ孔を発達させる処理の度合い）の高いヤシ殻活性炭（12種類）の細孔径分布を評価・比較した。

表1に、比較したうちの3種類のヤシ殻活性炭（A～C）の平均細孔径、全細孔容積、および比表面積の測定結果を示す。図2には、活性炭A～Cのミクロ孔およびメソ孔領域の細孔径分布を示す。ここで細孔径分布の評価には、

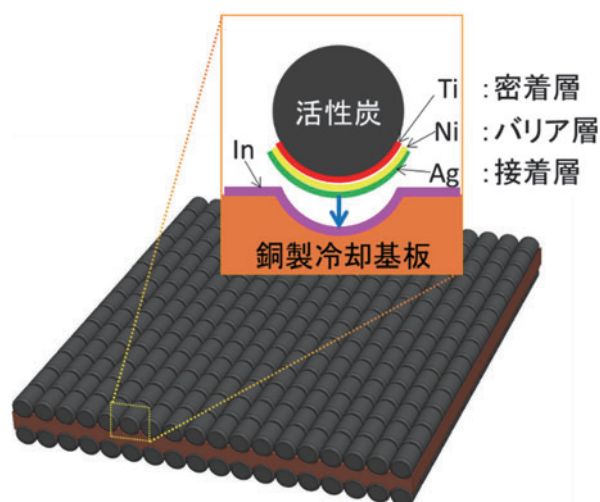
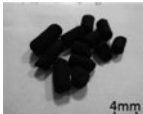
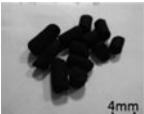
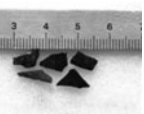


図1 無機接着法の概略図。活性炭と銅製冷却基板はインジウムによって接着する。また活性炭の接着面には3層の金属層をスパッタ蒸着により成膜する。

表 1. 活性炭の平均細孔直径, 全細孔容積, 比表面積.

	A	B	C
外観			
平均細孔直径 (nm)	2.13	2.52	2.44
全細孔容積 (cc/g)	1.08	0.897	0.754
比表面積 (m ² /g)	2027	1422	1233

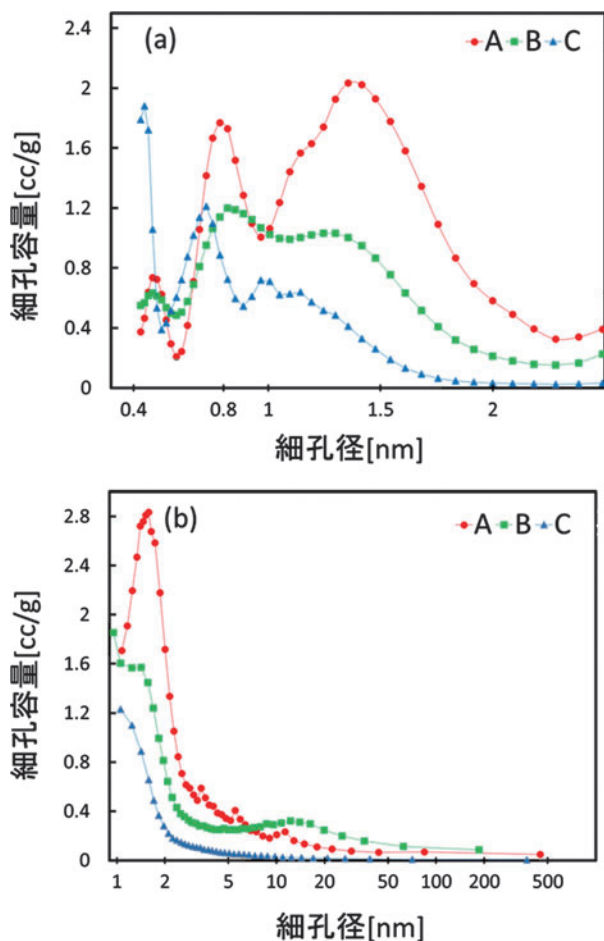


図 2 活性炭の細孔径分布。(a)DFT 法から求めたミクロ孔容積, (b)BJH 法から求めたメソ孔～マクロ孔容積。A～C は表 1 における活性炭 A～C を示す。ミクロ孔が最も発達している活性炭 A は高い排気容量が期待できる一方、10 nm 以上のメソ孔が極端に少ない活性炭 C では、吸着ガスが活性炭内部で拡散しづらく、高い排気速度は期待できない。

全自動ガス吸着量測定装置 (Quantachrome Instruments 製 AS-iQ) により得られるガス吸着脱離等温線 (吸着等温線) に対して、ミクロ孔領域の細孔径分布解析には、Density Functional Theory (DFT 法) [7] のスリット細孔モデルを、メソ孔領域の細孔径分布解析には、Barrett-Joyner-Halenda の方法 (BJH 法) [8] を適用することで求めた。

ここで細孔径分布の計算手法について述べる。物理吸着は分子間力による吸着であり、温度一定という条件の下では、吸着する分子の数は圧力の上昇とともに増加する。そ

こで圧力を変化させたときの吸着量を測定し、横軸に相対圧 (=吸着平衡状態の圧力と飽和蒸気圧の比)、縦軸に吸着量をとってプロットを行う。これにより得られた吸着等温線を用いて、一般的な細孔特性や細孔径分布が算出できる。

ミクロ孔の細孔径分布を求める DFT 法は、分子動力学シミュレーション法とも呼ばれるもので、吸着現象を分子統計理論、熱力学的理論から解析する手法である。細孔が全て均一な形状であると仮定して解析する。吸着ガス分子は細孔内の表面付近で分散力もしくは分子間力が強く働き、吸着ガス分子が存在するひとつの密度分布 (密度関数) を形成する。吸着ガス種、温度、細孔形状を決定すれば、複数の細孔サイズに対してそれぞれ密度関数から求まる理論上の吸着等温線が求まり、上記の実測した吸着等温線と各理論等温線を重ね合わせて、実測された吸着等温線を最も正しく再現できる細孔径分布を特定する。

またメソ孔およびマクロ孔の細孔径分布を求める BJH 法は、まず細孔が全て均一なシリンダー形状であると仮定して解析する。メソ孔では吸着ガスの圧力の増加に伴い、物理吸着 (多分子層吸着) から毛管凝縮による液相吸着へと移行する。この場合、ある相対圧 (P/P_0) において、 r_p より小さな細孔半径で毛管凝縮が起きており、そのとき細孔の壁面に厚さ t の多分子層吸着が起きていると仮定すると、毛管凝縮が起きている細孔の液面屈曲半径 r_k は Kelvin の毛管凝縮理論から次式で与えられる。

$$r_k = r_p - t = \frac{-2\sigma V \cos \theta}{RT \ln(P/P_0)} \quad (1)$$

ここで、 σ は表面張力、 θ は接触角である。細孔半径 r と $r+dr$ の間の細孔半径を持つ細孔を全てまとめて、1 本の長い円筒に置き換え、その円筒の長さを $L(r)$ とすると、ある相対圧における吸着量の収支は次のようになる。

$$V_s - V = \int_{r_p}^{\infty} \pi(r-t)^2 L(r) dr \quad (2)$$

ここで V_s は全細孔容積であり、 V はある相対圧における吸着量 (多分子層吸着量と毛管凝縮量の総和) である。(2) 式の左辺は全吸着量から多分子層吸着量と毛管凝縮量を引いた空の細孔容積を表し、右辺は細孔半径 r_p から ∞ までの細孔について多分子層吸着厚さを除いた微小容積を積分することで全ての空の細孔容積を表している。 V_s および V は吸着等温線から得られる測定値であるので、相対圧と t の関係式を用いることによって細孔径分布が求まる。

本研究では分子の吸着サイトであるミクロ孔だけでなく、活性炭内の分子拡散に寄与するメソ孔～マクロ孔の容量を測定する必要があることから、吸着ガスにミクロ孔からマクロ孔までの細孔領域 (0.4 nm～500 nm) について分析可能な希ガスのアルゴンガスを採用した。ミクロ細孔の分布を表す図 2 (a) から、活性炭 A はミクロ細孔が発達しており、ガス吸着の場が活性炭 B, C と比較して豊富に存在すると考えられる。すなわち、活性炭 A に最も高い排気容量を期待できる。また図 2 (b) から、活性炭 A および活性炭

Bは、活性炭Cと比べてメソ孔領域（2 nm～50 nm）の細孔が発達していることがわかる。10 nm以上の細孔が極端に少ない活性炭Cでは、吸着ガスが活性炭内部で拡散しづらく、高い排気速度は期待できない。

上記の活性炭の細孔特性評価に加えて、後述のテストスタンドにおける排気能力試験の結果から、活性炭の細孔特性とクライオポンプの排気性能の関連性を明らかにした上で、高排気性能を示した活性炭Aを採用した。

4. テストスタンドにおける排気能力の検証

クライオ吸着ポンプの排気速度を評価するため、テストスタンドにおいて排気性能試験を実施した。クライオ吸着ポンプは、ステンレス鋼製の水冷シールドと無酸素銅製の液体窒素（LN₂）シールド、および活性炭を冷却基板に接着して製作した吸着パネルで構成される。LN₂シールドは、水冷シールドの内側に設置され、LN₂シールドと接触する冷媒配管からの熱伝導により、100 K以下にまで冷却される。真空容器内上部には、LN₂用のバッファタンクがあり、試験中、真空容器外部のデュアーから常時液体窒素を供給し、下部に設置されたLN₂シールドを冷却する。LN₂シールドの内側には、図3に示す6枚の無酸素銅製冷却基板（80 mm×92 mm）から成る吸着パネルを設置した。吸着パネルは、前述の無機接着法を用いて活性炭が貼り付けられている。各吸着パネルは、真空容器上部の冷凍機（住友重機械工業製とRDK-408D2）コールドヘッドに設置した無酸素銅製のロッドとボルト固定され、10 K以下まで冷却される。

真空容器側面ポートから流量を調整した水素ガスを導入し、水素ガスの流量（Pa m³/s）と平衡圧力（Pa）から排気速度（m³/s）を求めた。ここで流量はマスフローコントローラで調整した。真空容器内圧力は熱陰極電離真空計、吸着パネルの温度はLake Shore Cryotronics, Inc. 製セルノックス、LN₂シールド温度はK型熱電対（クロメル・

アルメル）を用いて計測した。ガス流量を2.5～160 sccm（Standard Cubic Centimeters per Minute, 1 sccm = 1.667×10⁻⁸ m³/s）の範囲で調整し、各流量にて15分経過後に真空容器内圧力を計測した。その結果、活性炭Aを使用した吸着パネルでは、3.5±0.3 m³/sの安定した排気速度が得られた（図4）。また、定常流量60 sccmで計測した排気容量は、2,720 Pa m³であった（図5）。排気速度は時間の経過とともに減少傾向が見られ、活性炭Cでは減少率が特に大きい。さらに活性炭Cの排気容量は活性炭Aの1/3程度であった。

テストスタンドで得られた排気速度は、クライオ吸着パネル（活性炭）の排気速度と、LN₂および水冷シールドのコンダクタンスとの合成により決定される。これに対して排気容量は活性炭の性能にそのまま比例すると考えられる。ここでは、本章で得られた排気速度（図4）と前章で求めた細孔特性（表1）ならびに細孔径分布（図2）を比較する。テストスタンドで測定した活性炭A～Cの排気容量はそれぞれ、2720 Pa m³、1880 Pa m³、935 Pa m³であり、活性炭Cを基準にした比で表すと、2.9:2.0:1となる。表1の比表面積について比較すると、それぞれ2027 m²/g、

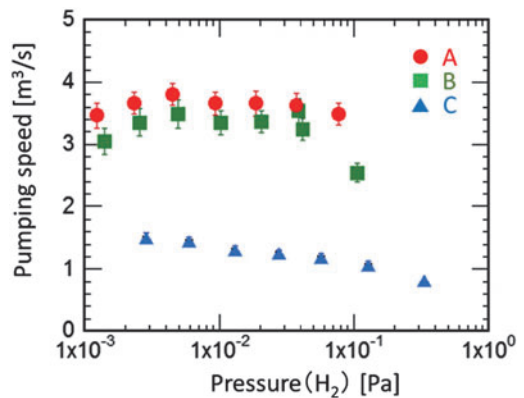


図4 テストスタンドにおけるクライオ吸着ポンプの排気速度。A～Cは表1における活性炭A～Cを示す。活性炭Aを使用した吸着パネルでは、3.5±0.3 m³/sの安定した排気速度が得られた。また活性炭Cを使用した吸着パネルでは、活性炭AおよびBと比べて低い排気速度となった。

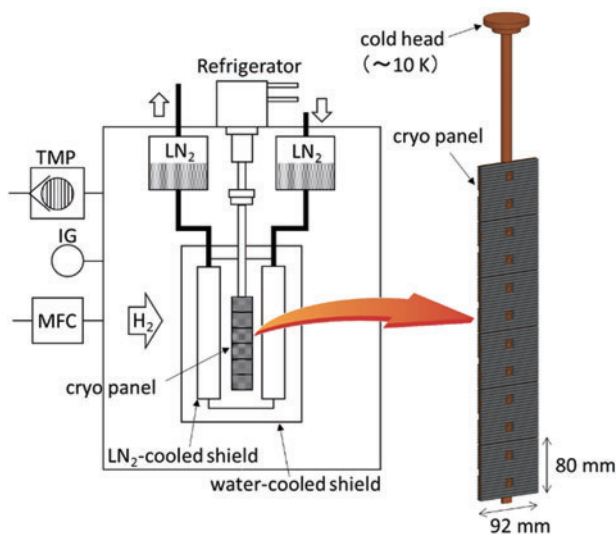


図3 クライオ吸着ポンプのテストスタンド。吸着パネルは、LN₂シールドおよび水冷シールドで覆われている。排気速度は、マスフローコントローラで調整した水素ガスの流量と、排気とつり合う平衡圧力から求める。

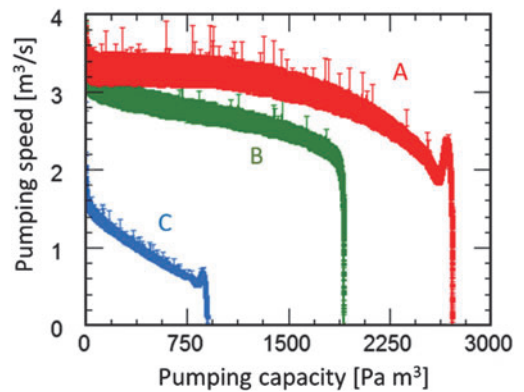


図5 テストスタンドにおけるクライオ吸着ポンプの排気容量。A～Cは表1における活性炭A～Cを示す。活性炭Aを使用した吸着パネルでは、定常流量60 sccmで計測した排気容量は、2,720 Pa m³であった。

1422 m²/g, 1233 m²/g であり、同様に比で表すと 1.6:1.2:1 となり、定性的な傾向は一致するものの値は乖離している。これは比表面積の値には分子の吸着に寄与するマイクロ孔だけでなく、メソ孔およびマクロ孔の表面積も含まれているためと考えられる。そこで図 2 のマイクロ孔分布を積分することにより 2 nm 以下のマイクロ孔容積の比を求めると、2.83:1.95:1 となり、排気容量の比と定量的に近いことがわかる。これを利用して、排気容量が既知の活性炭と 2 nm 以下のマイクロ孔容積を比較することで、おおよその排気容量の推定に使用できる可能性がある。

5. LHD に実装するクライオ吸着ポンプの熱設計

LHD 閉構造ダイバータ用に設計したクライオ吸着ポンプの模式図を図 6 に示す。クライオ吸着ポンプは炭素繊維複合材で保護されたステンレス鋼製の水冷シールドと無酸素鋼製のルーバー型の LN₂ シールド、および 10 K のガスヘリウム (GHe) により冷却された吸着パネルで構成されている。排気ポンプとしての役割から、熱シールドは、気体の通り道を十分確保した上で光や熱の侵入を効果的に防ぎ、吸着パネルへの入熱を許容値以下まで低減させる必要がある。そのため水冷シールドは、LN₂ シールドがダイバータ受熱板の高温部を見込まない構造とした。またルーバー型 LN₂ シールドでは、吸着パネルが常温部を直接見込まないように、ルーバーの傾斜角と個々の間隔を調整した。また水冷シールドの材質であるステンレス鋼 (SUS316) は 500℃ を超えると機械的強度が低下する。そのため多少裕度を持たせて許容温度を 450℃ とした。LN₂ シールドの温度は、吸着パネルへの輻射熱量に関わるため、可能な限り低く抑えることが理想であるが、本設計では LN₂ シールドの許容温度を 100 K とした。

また LHD におけるクライオ吸着ポンプは、ダイバータ受熱板やプラズマからの高い輻射熱にさらされる。万が一、吸着パネルに除熱能力以上の熱負荷が加わり、パネル温度が 20 K を超えると、活性炭に溜め込まれたガスが一気に放出し始め、排気ポンプとしての機能を喪失する。よって、吸着パネルの温度を 20 K 以内に抑えることが、最も重

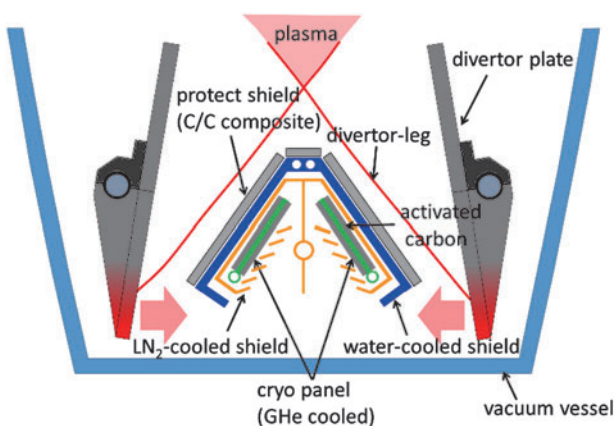


図 6 クライオ吸着ポンプの断面模式図。熱シールドは、ダイバータ受熱板からの輻射熱の侵入を効果的に防ぎ、かつ気体の通り道を十分確保する構造となっている。

要な設計ポイントであり、そのためには、熱シールドの耐熱性・熱遮蔽性を高め許容温度を超えない構造とすること、さらに吸着パネルへの入熱（放射熱・気体伝熱・固体伝熱）を抑制することが重要である。吸着パネルへの熱負荷が冷凍機の冷却性能を超えている場合には、冷凍機の増設等、対策する必要がある。この設計条件をクリアする範囲内において、排気性能を高める構造設計が可能となる。構造設計におけるポイントは、ダイバータ部の狭小領域にも収まるコンパクトな設計で、さらにその領域の中で吸着（排気）面積を最大に、かつ排気コンダクタンスを大きくすること（ポンプの排気口や真空容器とのギャップを大きくする等）である。本章では熱シールドおよび吸着パネル温度を許容温度以下に抑えるための熱構造設計について述べる。

5.1 ダイバータ受熱板から熱シールドへの熱負荷

水冷シールドおよび LN₂ シールドの耐熱性能・熱遮蔽性能は、プラズマおよびダイバータ受熱板との位置関係や熱シールドの材料および板厚、そして各熱シールド間のギャップで評価が大きく変わる。そのため実際の設計活動では、3D-CAD を用いた構造設計を進めつつ、ダイバータ受熱板-クライオ吸着ポンプ間の輻射熱を含めたシミュレーションを並行して行い、その結果を受け、さらに設計の改良をするという試行錯誤を繰り返して設計を進めた。以下に解析の一例について示す。

トロイダル非対称な LHD において、標準磁場配位で熱負荷の最も厳しくなる位置（赤道面近傍）のクライオユニットおよびダイバータ受熱板を対象とした。図 7 に有限要素法による輻射伝熱解析モデルを示す。ダイバータ受熱板端部に、LHD の定常プラズマ実験に相当する定常熱流束 (2 MW/m²) を加えた。ダイバータ受熱板の冷却水配管部およびクライオポンプ上部の冷却水流路を 25℃、液体窒素配管内壁を 80 K とした。ダイバータ受熱板の表面、水冷シールド、および LN₂ シールド表面上の輻射面間に対して、ラジオシティ法 [9] を用いた面-面間の輻射設定を適用した。ダイバータ受熱板は等方性黒鉛、水冷シールドはス

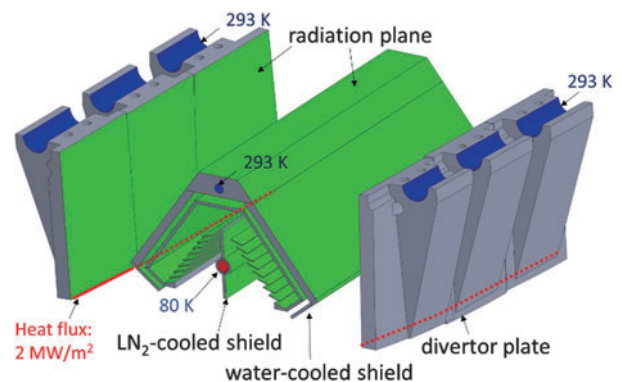


図 7 有限要素解析モデル。赤道面近傍のユニットおよびダイバータ受熱板を想定し解析した。ダイバータ受熱板の冷却水配管および水冷シールド冷却水路を 25℃ に、LN₂ 配管内を 80 K に設定した。ダイバータ受熱板の端部にダイバータレグに相当する熱流束 2 MW/m² を与え、ダイバータレグ受熱面および熱シールド表面を輻射面として設定した。

テンレス鋼 (SUS316), LN₂シールドは無酸素銅製であり, 各材質の物性値 (熱伝導率, 比熱, 輻射率) に応じて設定した。ただし, LN₂シールドの輻射率は, 外部の光を吸着パネルへ導かないよう黒化処理が施されているため, 0.9とした。図8に計算結果を示す。熱解析の結果を設計にフィードバックし設計を重ねた結果, ダイバータ受熱板表面における最大温度は1000℃を超えるものの, 水冷シールドの最大温度は190℃程度に抑制することができ, またLN₂シールドの温度は最大でも100 K以下に抑えることができた。

5.2 輻射による吸着パネルへの熱負荷

前項の設計検討では水シールドおよびLN₂シールドへの熱負荷を抑制する検討を行った。実際の設計ではLN₂シールドから吸着パネルならびにGHe配管への輻射熱を評価し, 熱仕様を満たさなければ, さらにシールド温度を下げるための設計変更を行う。本項では吸着パネルへの輻射熱の評価方法について述べる。LN₂シールドから活性炭への輻射熱 q_c (W)は, ステファンボルツマン定数 σ , 輻射率 ϵ , および吸着パネルの受熱面積 A (0.568 m²)を用いて以下の式で試算できる。

$$q_c = \sigma \times \epsilon \times (T_{LN_2}^4 - T_p^4) \times A \quad (3)$$

T_{LN_2} , T_p はそれぞれLN₂シールドと吸着パネルの温度である。そして5.1項の結果を基に, LN₂シールドの温度 T_{LN_2} を100 Kとし, また吸着パネルの温度 T_p を10 Kとすると, (3)式を用いて2.63 Wを得る。輻射率 ϵ は並行平面の輻射率の式

$$\epsilon = \frac{\epsilon_p \epsilon_{LN_2}}{\epsilon_{LN_2} + (1 - \epsilon_{LN_2}) \epsilon_p} \quad (4)$$

より求める。吸着パネルの輻射率 ϵ_p は, 吸着パネル上に活性炭が隙間なく敷き詰められていると仮定し, 1とした。またLN₂シールドの輻射率 ϵ_{LN_2} は0.9とした。

ここでクライオ吸着ポンプは1基6ユニットで構成され, 各ユニット間では, GHe配管はLN₂シールドからの輻射熱を受ける (図9)。この輻射熱の評価には(3)式と同様に下記の式を用いる。

$$q_c = \sigma \times \epsilon \times (T_{LN_2}^4 - T_{GHe}^4) \times A_{GHe} \quad (5)$$

ここで輻射率 ϵ は同軸円筒の輻射率の式

$$\epsilon = \frac{\epsilon_{GHe} \epsilon_{LN_2}}{\epsilon_{LN_2} + \frac{A_{LN_2}}{A_{GHe}} (1 - \epsilon_{LN_2}) \epsilon_{GHe}} \quad (6)$$

を用いる。また A_{LN_2} , A_{GHe} はそれぞれLN₂シールドおよびGHe配管の表面積 (0.235 m², 0.0772 m²)である。ユニット間のGHe配管はSUS316製, LN₂シールドは銅製であるため, それぞれ $\epsilon_{GHe} = 0.4$, $\epsilon_{LN_2} = 0.1$ として計算すると, (5)式より輻射熱 q_c は, 6.82×10^{-3} Wと求まる。これは, (3)式から求めたユニット本体における輻射熱と比べて無視できるほど小さい。

5.3 支持体からの伝導による吸着パネルへの熱負荷

吸着パネルは, LN₂シールドに設置した断熱支持体により固定される。そのため吸着パネルは断熱支持体から熱伝導による熱負荷を受ける。通常, 断熱支持体の設計では熱パスを出来るだけ細く, 長くする設計が採用されるが, 本クライオ吸着ポンプでは, もともと設置できるポンプ断面が小さく, 断熱に効果的な長さの熱パスを確保できない。さらに熱パスを無理に長くすると, 自重で歪み, 周りの熱シールドと干渉する恐れもあることから, 伝熱解析を通して, シンプルなT型構造の支持体を採用した (図10)。支持体はステンレス鋼 (SUS316) 製でLN₂シールドにボルトで固定される。クライオ吸着ポンプ1基あたり24個の支持体を用いる。最終的な支持体の設計については, 吸着パネル全体の熱負荷および製作性を勘案して決定する。

ここでは支持体1個あたりの伝導熱を, 有限要素法により計算した例について述べる。LN₂シールドとの接触部 (ボルト固定部) を100 Kとし, GHe配管との接触部を10 Kに設定した。実際には完全接触ではないため, 接触熱抵抗を考慮する必要があるが, 多少過大な境界条件とした。伝熱解析による温度分布の結果を図11に示す。GHe配管との接触部を通る熱流束は, 4.58×10^{-3} W/mm²となる。GHe配管との接触面積は57.5 mm²であることから支持体1個あたりの伝熱量は0.26 Wとなり, よって1基あたりの支持

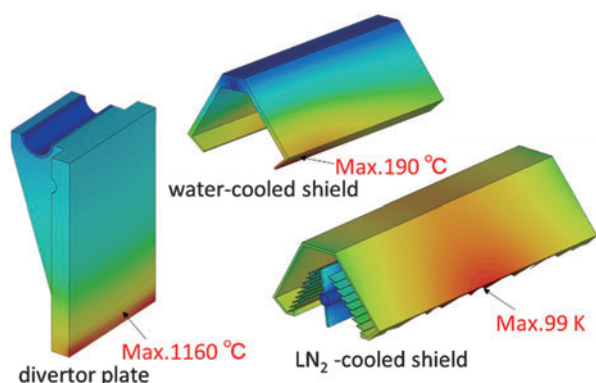


図8 ダイバータ受熱板, 水冷シールドおよびLN₂シールドの温度分布。ダイバータ受熱板の受熱面 (最大1160℃) からの輻射熱により, 水冷シールドの温度は最大190℃にまで上昇し, さらに水冷シールドからの輻射熱により, LN₂シールドの温度は最大99 Kとなることが分かる。

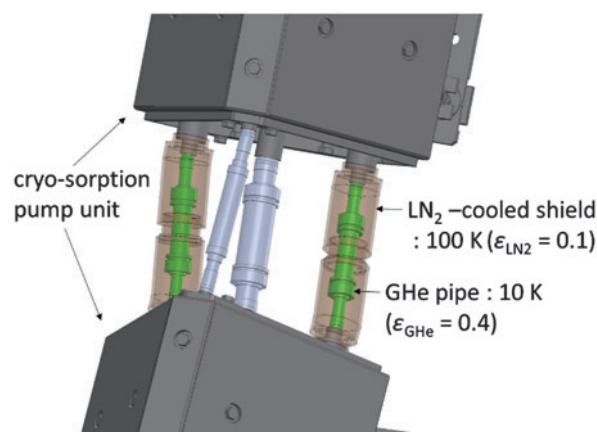


図9 クライオ吸着ポンプユニット間を繋ぐGHe配管 ($T_{GHe} = 100$ K, $\epsilon_{GHe} = 0.4$) およびGHe配管を覆う円筒形のLN₂シールド ($T_{LN_2} = 100$ K, $\epsilon_{LN_2} = 0.1$)。

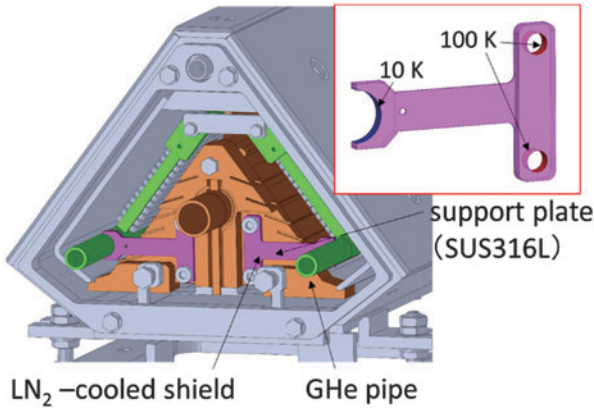


図10 GHe 配管支持体構造および有限要素解析における境界温度設定。クライオ吸着ポンプユニットの端部には、GHe 配管を固定する T 字型の支持体があり、支持体から吸着パネルへ伝導による熱負荷がかかる。支持体と GHe 配管の接触面を 10 K とし、LN₂ シールドと支持体を固定するボルト部で 100 K とした。

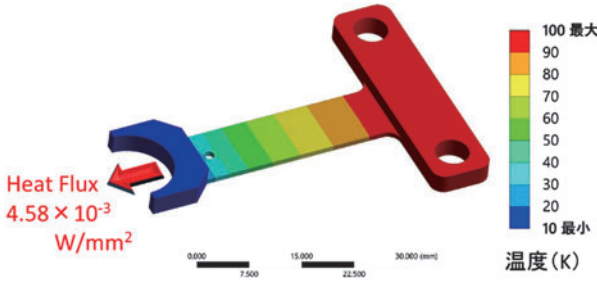


図11 GHe 配管支持体の温度分布。GHe 配管との接触部を通る熱流束は、 $4.58 \times 10^{-3} \text{ W/mm}^2$ であった。これに GHe 配管との接触面積をかけると、熱量は 0.26 W となる。またクライオ吸着ポンプ 1 基あたり、24 個の支持体があるため、熱負荷は 6.24 W となる。

体から入る熱負荷は、6.24 W となる。

5.4 ガス吸着による吸着パネルへの熱負荷

ガス吸着による熱負荷は、排気するガスの仕様によって決定するため、構造設計による大きな制御は出来ないものの、吸着パネル全体の熱負荷を議論する上で欠かせない評価項目である。活性炭が水素を吸着する際に発生する吸着熱 q_{g1} (W) は、比熱 C_p (W/Pa·L/s)/K)、吸着熱 λ (W/(Pa·L/s))、クライオポンプの排気速度 S (L/s)、および圧力 P (Pa) を用いて、

$$q_{g1} = C_p (T_g - T_p) SP + \lambda SP \quad (7)$$

と表される。ここで、吸着パネルに到達する水素分子は、LN₂ シールドを通過する過程でルーバースライント型の冷却面 (100 K) と衝突・反射を繰り返すため、速度が十分に低下している。パネル周辺の水素ガスの温度は LN₂ シールド温度と同一であると仮定し、 $T_g = 100 \text{ K}$ とした。なお、排気速度 S と圧力 P の積、つまりクライオポンプが排気する水素の流量 SP (Pa L/s) は吸着パネルの冷却が完了した定常状態と、プラズマ実験時とで計算条件が異なるため、ここでは場合分けして考える。

(i) 定常状態

クライオポンプの冷却が完了すると、吸着パネルへ出入りする熱の収支がつり合い、吸着パネル温度が一定となる。この時、吸着パネルは真空容器内に残るごく僅かなガスを吸着するのみで流量 SP は無視できるほど小さい。よって $q_{g1} = 0$ と考えることができる。

(ii) プラズマ実験時

閉構造ダイバータ用クライオ吸着ポンプの設計において、LHD 真空容器内に入射される固体水素ペレット (直径 2.5 mm, 長さ 2.5 mm) を 10 Hz で入射したときのガス流量 (10 Pa m³/s) を連続排気できることが目標として設定されている [4]。本稿では、現状のパイプガンペレットで用いられているより大きな固体水素ペレット (直径 3 mm, 長さ 3 mm) [10] を反映して吸着熱の見積もりを行った。固体水素ペレット 1 個あたりの水素は 2 Pa m³ であるので、10 Hz (1 秒間に 10 個) で入射された水素ペレットの水素ガス流量 SP は $2 \times 10^4 \text{ PaL/s}$ と考えられる。よって、このときの吸着パネルへの吸着熱は (7) 式より 70 W と求まる。

5.5 気体の熱伝導による吸着パネルへの熱負荷

LN₂ シールドと吸着パネルの間にある水素ガスを介して、LN₂ シールドから吸着パネルへの気体の伝導熱が存在する。この場合の熱負荷の計算は圧力が低い時の真空壁間の残留ガスによる熱伝導の式が適用できる。この伝導熱量を q_{g2} (W) とすると、

$$q_{g2} = 0.243 \cdot \frac{\gamma+1}{\gamma-1} \cdot a_0 \cdot (T_g - T_p) \cdot \frac{P}{\sqrt{MT}} \cdot A \quad (8)$$

と表すことができる [11]。ここで γ は気体の比熱比、 M は分子量、 P は水素ガスの圧力 (Pa) そして A は受熱面積 (m²) である。また熱適応係数 a_0 は以下の式で与えられる。

$$a_0 = \frac{a_1 a_2}{a_2 + \frac{A_2}{A_1} (1 - a_2) a_1} \quad (9)$$

なお a_1 , a_2 はそれぞれ吸着パネル、LN₂ シールドの熱適応係数であり、 $a_1 = 1$, $a_2 = 0.5$, $A_2/A_1 \approx 3$ とすると、 $a_0 = 0.25$ を得る。 T は平均温度であり、以下の式で与えられる。

$$\sqrt{T} = \frac{\sqrt{T_g} + \sqrt{T_p}}{2} \quad (10)$$

$T_g = 100 \text{ K}$, $T_p = 10 \text{ K}$ のとき、 $T = 43 \text{ K}$ を得る。ここで、この熱負荷は水素ガスの圧力によって値が異なるため、定常状態とプラズマ実験時とで場合分けを行う。

(i) 定常状態

LHD における高密度プラズマ実験において、ベース圧力は最大 $1 \times 10^{-3} \text{ Pa}$ 程度である。このとき (8) 式より、熱負荷 q_{g2} は $1.35 \times 10^{-3} \text{ W}$ となる。よって定常状態における残留水素ガスによる熱伝導は無視できるほど小さい。

(ii) プラズマ実験時

LHD ダイバータ部を閉構造化すると、中性粒子が凝集され圧力が最大 1 Pa 程度に上昇することが実験により観測されている [4]。よって (8) 式より熱負荷 q_{g2} は、1.35 W となる。

5.6 吸着パネルの熱的健全性評価

5.1項から5.5項までの設計検討により吸着パネルへの最大熱負荷は80.2 Wまで抑制することができた。このときの吸着パネルへの熱負荷を表2にまとめる。吸着パネルへの熱負荷は、定常状態では支持体からの伝導熱が支配的となる。一方、プラズマ実験時では、水素ガスの吸着熱が支配的となる。

熱設計の最終目標は、熱負荷が最も厳しくなる条件において吸着パネルの表面温度が局所的でも20 Kを超えないことである。そのため設計変更の都度、有限要素法による熱計算を行い、最大熱負荷時における吸着パネルの表面温度分布を求め、許容範囲内であるか確かめた。満足していない場合は、構造を改良して満足できる結果が得られるまで繰り返した。以下に吸着パネルの熱解析について述べる。GHe配管内壁の温度を10 Kとし、吸着パネルに入る熱負荷(80.2 W)をパネル面積(0.568 m²)で除算した熱流束(141 W/m²)を吸着パネル表面(両面)に与えた。図12に吸着パネルの温度分布を示す。吸着パネルの表面温度は、GHe配管から最も離れた活性炭位置で最大17.8 Kであることがわかる。このように熱解析を利用しながら、ポンプ機能を維持する目安温度である20 K以下を維持可能な熱構造設計を行った。

6. クライオ吸着ポンプの排気能力試験

本稿で概説したクライオ吸着ポンプは、平成28年度までの真空容器内改造作業において、LHD トーラス内側、トロイダル10セクションの内、5セクションに配置された(図13)。より大きなポンプ体積を確保するため、ダイバー

表2. 吸着パネルへの熱負荷。

	Steady State	Plasma Operation
Thermal radiation (W)	2.6	2.6
solid heat conduction (W)	6.2	6.2
Adsorption enthalpy (W)	0	70
Gaseous heat conduction (W)	0.00135	1.35
Heat load to cryo panels (W)	8.8	80.2

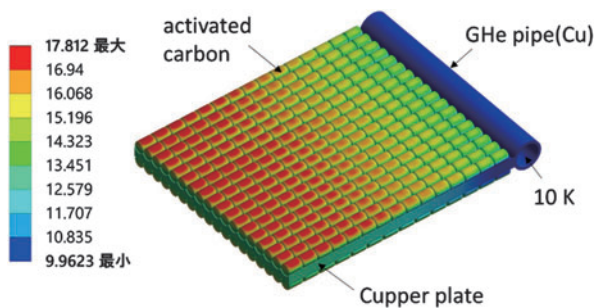


図12 吸着パネルの温度分布。表2より、吸着パネルが受ける全熱負荷は80.2 Wであるため、これを吸着パネルの表面積0.568 m²で割った熱流束(141 W/m²)を活性炭表面に設定して計算した。またGHe配管内壁温度を10 Kとした。吸着パネル表面の最大温度は17.8 Kであり、ポンプとして機能する目安温度(20 K)以下となった。

タレグと真空容器壁に囲まれた狭小領域を塞ぐように、サイズの異なる3種類、1セクションあたり計6台のクライオ吸着ポンプユニットを“ねじれたバナナ”のように繋げて構成している。また、吸着パネルの冷媒であるGHeは循環方式を採用しており、3台のGM冷凍機(住友重機械工業製RDK-415D)で冷却されたGHeは、トランスファーチューブにより、真空容器上部ポートを経由してクライオ吸着ポンプに供給される。そしてポンプ内を通過したGHeは、再び真空容器上部ポートよりトランスファーチューブを通して冷凍機に戻る。LN₂は圧送方式を採用しており、真空容器下部ポートからクライオ吸着ポンプに供給され、上部ポートから排出される(図14)。

表3に、LHD真空容器内に設置したクライオ吸着ポンプ

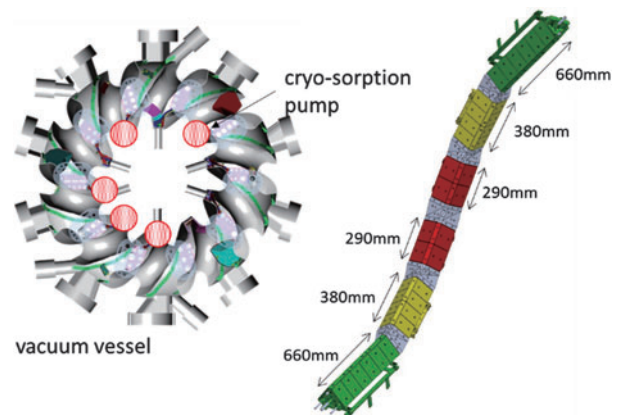


図13 クライオ吸着ポンプの配置と形状。クライオ吸着ポンプは、LHD トーラス内側、トロイダル10セクション中、5セクションに配置されている。また各クライオ吸着ポンプは、長さの異なる6台のユニットから成り全体で“ねじれたバナナ”のような形状となっている。

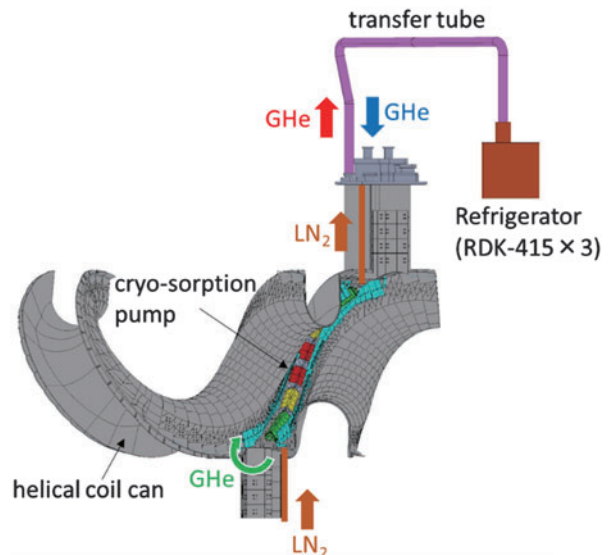


図14 クライオ吸着ポンプの冷却システム。クライオ吸着ポンプの冷媒である、GHeは循環方式、LN₂は圧送方式を採用している。GHeは3台の冷凍機で冷却し、トランスファーチューブにより真空容器内に供給する。LN₂は下部ポートより供給され、上部ポートから排出する。

1基あたりの主な性能諸元を示す。LHD真空容器(体積: 250 m^3)を主排気装置で排気した後、開発した真空容器内蔵型クライオ吸着ポンプ単独で排気した結果、およそ $1 \times 10^{-5}\text{ Pa}$ (水素換算)の真空度に達した。またLHDガスパフ用マスフローコントローラで水素ガスの流量を調整し、クライオ吸着ポンプの排気とつり合う平衡圧力から排気速度を求めた。ここで、現状のペレットを 10 Hz で入射した際のガス流量 ($20\text{ Pa m}^3/\text{s}$)を想定した場合には、クライオ吸着ポンプ1基あたりのガス流量 ($2\text{ Pa m}^3/\text{s}$)で排気試験を行う必要がある。しかしながら本試験ではマスフローコントローラの制約上、 $1.5 \times 10^{-2} \sim 0.37\text{ Pa m}^3/\text{s}$ の流量範囲で試験を行った。排気速度は約 $15 \sim 20\text{ m}^3/\text{s}$ (水素換算)を示し(図15)、ガス圧の増加に対して減少の傾向は見られなかった。より高いガス流量での熱的健全性の確認は、プラズマ放電時に行うこととなった。また排気容量は、 $13,640\text{ Pa m}^3$ となった。この結果は4章のテストスタンドにおける排気試験の結果から予想される排気容量と一致しており、排気容量の比 ($13,640\text{ Pa m}^3 / 2,720\text{ Pa m}^3 = 5.01$)は、吸着パネルの面積比 ($0.568\text{ m}^2 / 0.1148\text{ m}^2 = 4.95$)とほぼ一致した。

7. まとめ

本研究では、LHDの開構造ダイバータ内に設置することを目的として、核融合実験装置の真空容器内に設置可能な吸着型のクライオポンプを開発した。特に、吸着材に無機接着材を用いることにより、従来の有機接着材を用いたクライオ吸着ポンプに比べて、運転停止中に有機ガスを放出して真空容器内を汚染することが無いだけでなく、ヒートサイクルによる活性炭の剥離も抑制できるため、運用上優れたクライオ吸着ポンプとなっている。

また、本稿で開発したクライオ吸着ポンプでは、吸着性能が極めて高い活性炭を選定した。この過程で活性炭のナノスケールの細孔径分布と排気性能の密接な因果関係について明らかにし、クライオ吸着ポンプに適する活性炭の特性を見出した。この関連性の知見は、今後のクライオ吸着ポンプの開発活動にも適用可能であり、開発期間の短縮やコスト削減にも貢献できる。

さらに、ダイバータ部の熱的・空間的に厳しい制約の中で、クライオ吸着ポンプを実装するため、3D-CADによる構造設計と輻射熱解析を相互に補完しながら設計検討を行った。その結果、ダイバータ受熱板やプラズマからの高い熱負荷を受けても十分な耐熱性・熱遮蔽性能を有する構造とすることができた。また同時に、熱解析を活用しながら、吸着パネルへの輻射・気体/固体伝熱による熱負荷を、許容温度以下に抑制した構造とすることができた。この熱構造設計を通して、LHDダイバータ部の高熱負荷環境下においても、真空ポンプとして成立するクライオ吸着ポ

表3. クライオ吸着ポンプの性能諸元 (1基あたり)。

Pumping area	0.568 m^2
Ultimate pressure	$1 \times 10^{-5}\text{ Pa}$
Pumping speed	$15 \sim 20\text{ m}^3/\text{s}$ for hydrogen
Pumping capacity	$13,640\text{ Pa m}^3$

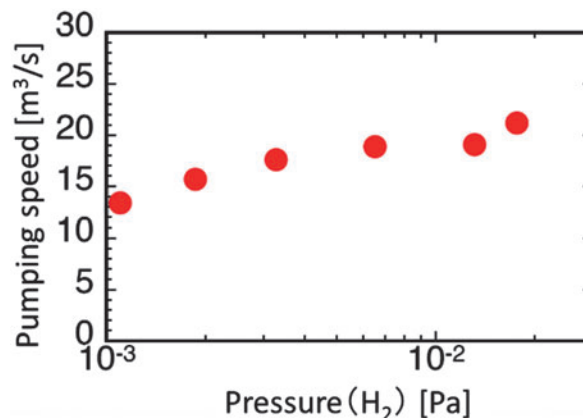


図15 真空容器内蔵型クライオ吸着ポンプの排気速度。LHDガスパフ用マスフローコントローラで調整した水素ガスの流量と、平衡圧力から求めた排気速度は、1基(トロイダル1セクション)あたり約 $15 \sim 20\text{ m}^3/\text{s}$ を示した。

ンプの見通しを得た。

本稿で開発したクライオポンプをLHDトラス内側、トロイダル10セクション中、5セクションに配置し、その排気能力試験を行った。その結果、1基あたりの排気速度は、設計目標の約1.5~2倍の排気性能[4]となり、さらに排気容量は、LHDの高密度実験において使用する約1週間分の粒子数に相当し、十分な排気容量を有することが示された。

参考文献

- [1] K.M. Schaubel *et al.*, *Advances in Cryogenic Engineering* 39, 1583 (1994).
- [2] Q.S. Hu *et al.*, *Fusion Eng. Des.* 85, 1508 (2010).
- [3] R.J. Pearce *et al.*, *Fusion Eng. Des.* 88, 809 (2013).
- [4] S. Masuzaki *et al.*, *Fusion Eng. Des.* 85, 940 (2010).
- [5] 村瀬尊則 他: クライオ吸着パネル及びその製造方法、並びにそれを用いた真空装置。特許第6021276号, 2016.
- [6] T. Murase *et al.*, *Plasma Fusion Res.* 11, 1205030 (2016).
- [7] P.A. Webb *et al.*, *Analytical Methods in Fine Particle Technology* (Micromeritics, 1997).
- [8] E.P. Barrett *et al.*, *Chem. Soc.* 73, 373 (1951).
- [9] E.M. Sparrow *et al.*, *Radiation Heat Transfer* (Hemisphere Publishing Corporation, 1978).
- [10] R. Sakamoto *et al.*, *Rev. Sci. Instrum.* 84, 083504 (2013).
- [11] 熊谷寛夫, 富永五郎 編: 真空の物理と応用 (裳華房, 1970).