

JAERI-Tech
2005-045



JP0550487



深冷水素蒸留装置用
スパイラルフィン形状凝縮器の考案

2005年8月

岩井 保則・山西 敏彦・西 正孝

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

本レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。

入手の問い合わせは、日本原子力研究所研究情報部研究情報課（〒319-1195 茨城県那珂郡東海村）あて、お申し越してください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-1195 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

This report is issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Research Information Division, Department of Intellectual Resources, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 〒319-1195, Japan.

©Japan Atomic Energy Research Institute, 2005

編集兼発行 日本原子力研究所

深冷水素蒸留装置用スパイラルフィン形状凝縮器の考案

日本原子力研究所那珂研究所核融合工学部

岩井 保則⁺¹・山西 敏彦・西 正孝⁺²

(2005年7月12日受理)

本報では、核融合炉の水素同位体分離システム(ISS)に使用される深冷蒸留塔の新たな概念の凝縮器の提案と凝縮器内に滞留する水素同位体滞留量の数値評価法について論じた。深冷蒸留塔は高濃度のトリチウムを含む多量の水素同位体を取り扱うことから、ヘリウム冷媒配管にトリチウムが混入する可能性を確実に除外するため、凝縮器外周に冷媒配管を配置した形とするのが一般的であり、凝縮器の小型化を難しくしている。凝縮器の規模はISS全体の規模と耐震性能に影響を与える。そこで本報では凝縮器の小型化を目的に冷媒流路及び凝縮器内部にフィンを導入した深冷水素蒸留装置用スパイラルフィン形状凝縮器の概念を提案した。このスパイラルフィン形状凝縮器は既存の実験装置に採用されているコイルチューブ型凝縮器の半分以下の大きさとなり、システム全体の小型化に大きく寄与する見通しを得た。さらに凝縮器内部の水素同位体滞留量を評価する簡易モデルを提案し、その妥当性を検証した。今回提案した水素同位体滞留量簡易評価法と凝縮器設計法を組み合わせることで、コンパクトな凝縮器の総合的な設計が可能となった。

那珂研究所 (東海駐在) : 〒311-1195 茨城県那珂郡東海村白方白根 2-4

+1: ITER 業務推進室

+2: 企画室

Design of Spiral Fin Type Condenser for Hydrogen Cryogenic Distillation Column

Yasunori IWAI⁺¹, Toshihiko YAMANISHI and Masataka NISHI⁺²

Department of Fusion Engineering Research
(Tokai Site)

Naka Fusion Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received July 12, 2005)

The purpose of this paper is the proposal of new concept condenser for hydrogen cryogenic distillation column of Hydrogen Isotope Separation System (ISS) in a fusion reactor, and the establishment of numerical evaluation method of the hydrogen isotope inventory in the condenser. A large amount of hydrogen isotopes including high concentration of tritium, radioactive hydrogen isotope, has been handled in the cryogenic distillation column. Therefore, from the safety point of view, cryogenic coolant tube was commonly arranged to surround the condensed area to prevent the mixing of tritium into the coolant. This inevitable arrangement leads the difficulty in the minimization of the condenser. The scale of condenser has influence on the scale of the ISS and its earthquake-resistance. The spiral fin type condenser, which introduces fins inside it and in coolant tube to enhance heat exchange, is proposed as a new concept condenser for hydrogen cryogenic distillation column to miniaturize the condenser. The volume of spiral fin type condenser is estimated to become less than half of that of coil tube type condenser currently in use. Accordingly, it is found that the adoption of spiral fin type condenser realizes the significant miniaturization of the ISS. Moreover, the numerical evaluation method of the hydrogen isotope inventory in the condenser is proposed. The validity of this method was confirmed by the experimental data. The synthetic design of the condenser for the hydrogen cryogenic distillation column is achieved by the combination of the proposed new concept condenser with the numerical evaluation method of the hydrogen isotope inventory.

Keywords : Fusion Reactor, Tritium, Hydrogen Isotope Separation, Cryogenic Distillation, ISS, Condenser, Inventory, Spiral Fin Type Condenser, Coil Tube Type Condenser, Design

+1:Office of ITER Project Promotion

+2:Office of Planning

目次

1. 序論	1
2. 冷凍方式の選択及び冷媒配管配置の検討	3
2.1 冷凍方式の選択	3
2.2 ヘリウム冷媒配管の配置に関する検討	3
2.3 凝縮器負荷の変動とその対応	4
3. コイルチューブ型凝縮器	6
3.1 凝縮器規模を決定する因子と ITER-ISS への コイルチューブ型凝縮器の適用について	6
3.2 凝縮器負荷の調整法の検討	13
3.3 冷媒の供給圧力上昇による凝縮器小型化の可能性	13
4. スパイラルフィン形状凝縮器による凝縮器の小型化	15
4.1 スパイラルフィン形状凝縮器の提案と その凝縮器規模低減への効果	15
4.2 スパイラルフィン形状凝縮器の径高の選定の自由度	19
4.3 冷媒ヘリウム入口温度設定が凝縮器規模に与える影響	19
5. 凝縮器内部の水素同位体滞留量の評価法	21
5.1 評価モデル	21
5.2 実機への適用	24
6. 結論	25
参考文献	26
記号表	27

Contents

1. Introduction -----	1
2. Choice of Refrigeration System and Arrangement of Helium Coolant Tube -----	3
2.1 Choice of Refrigeration System -----	3
2.2 Arrangement of Helium Coolant Tube -----	3
2.3 Variation of Refrigeration Duty and Measures against It -----	4
3. Coil Tube Type Condenser -----	6
3.1 Dominant Factor of Condenser Scale and Applicability of Coil Tube Type Condenser to ITER-ISS -----	6
3.2 Practical Adjustment Method of Refrigeration Duty -----	13
3.3 Possibility of Miniaturization of Condenser Scale by Increase of Coolant Pressure -----	13
4. Miniaturization of Condenser Scale by a Concept of Spiral Fin Type Condenser -----	15
4.1 Proposal of Spiral Fin Type Condenser and Its Effect on Miniaturization of Condenser Scale -----	15
4.2 Relation between Diameter and Height of a Spiral Fin Type Condenser --	19
4.3 Effect of Designed Inlet Temperature of Helium Coolant on Condenser Scale -----	19
5. Evaluation Method of Hydrogen Isotopes Inventory in a Condenser -----	21
5.1 Evaluation Model -----	21
5.2 Evaluation of Hydrogen Isotopes Inventory in a Condenser -----	24
6. Conclusions -----	25
References -----	26
Nomenclature -----	27

1. 序論

核融合炉における燃料循環システムは真空容器内に供給される重水素・トリチウム（燃料ガス）の内、核融合反応で消費されなかった未燃焼ガスをリサイクルし、再び燃料として精製することを目的とする。ITER（国際熱核融合炉実験炉）向け燃料循環システム¹の設計は、ITER 工学 R&D の進展に伴って進められてきた。燃料循環システムの主要なサブシステムの一つであり、水素同位体を目標組成ごとに精製分離する役割を担う水素同位体分離システム（ISS: Hydrogen Isotope Separation System）には、大量に供給されるガスの連続処理の要求を満たす為に深冷水素蒸留方式が採用された²。深冷水素蒸留法は水素同位体の沸点の差を利用し、深冷蒸留塔によって同位体を蒸留分離する方式である。深冷蒸留塔は凝縮器（コンデンサー）、充填部、再沸器（リボイラー）で構成され、そのうち凝縮器は深冷蒸留塔上部に位置し、極低温の冷媒との熱交換により水素同位体を液化させる役割を担う。深冷蒸留法の核融合燃料循環システムの水素同位体分離システムへの適用にあたっては凝縮器の設計において特に以下の点に配慮することが必要となる。

- 1) 大量の水素同位体ガスの取り扱いに対しては水素爆発の潜在的危険性に対する配慮が必要となる。特に、凝縮器内において水素同位体ガスを大量に凝縮、液化させるため、蒸留塔内の水素同位体の滞留量に大きな影響を与える凝縮器を出来る限り小型化することが望ましい。
- 2) 水素同位体は沸点と凝固点が近いため、凝縮器の設計において冷媒ガスと凝縮面との温度差を大きくとることができない。例えば T_2 の場合、沸点は 25.0K、凝固点は 20.6K であり、冷媒ガスとの温度差は最大 4.4K しかとれない。また冷媒に使用するガスは一般的に熱容量や熱伝達率が小さい。
- 3) トリチウムは放射性物質であるため、その凝縮器内への滞留を前提に、安全性を配慮した凝縮器設計を行う必要がある。トリチウム閉じ込めの観点から、万一の冷媒配管の破断事象時におけるトリチウムの冷媒配管への混入の可能性を排除することが安全性の配慮として必要である。
- 4) 核融合燃料循環システムの深冷蒸留塔は、定常状態で運転される一般産業界の蒸留塔と異なり、動的な流量、組成の変動に対応する必要がある。このことから凝縮器の設計において運転中の熱負荷の変動を考慮しなければならない。

以上に示したとおり核融合炉燃料循環システムで用いる深冷水素蒸留塔の凝縮器の設計には厳しい制約条件が課せられる。また深冷蒸留塔は大量の水素同位体を取り扱うため、凝縮器におけるもう一つの課題として水素同位体量の評価手法の確立が計量管理の観点から

重要である。本報告は深冷蒸留塔の凝縮器設計に関し、次の 4 つの項目についての研究を纏めたものである。

- 1) 冷媒配管破断事象に対するトリチウム閉じ込めを考慮した冷凍機方式の選択及び冷媒配管配置に関する考察
- 2) 従来型のコイルチューブ型凝縮器の設計方程式の見直しによる凝縮器規模の低減の可能性検討、凝縮器規模を決定する因子の抽出、冷凍機負荷の調整法の検討、冷媒圧力の向上が凝縮器の規模に与える影響の評価
- 3) 凝縮器規模の低減を目的としたスパイラルフィン形状凝縮器の提案と、その設計手法の確立、凝縮器の径の大きさと高さ（以下径高と省略）の最適化に関する検討、およびスパイラルフィン形状凝縮器の導入による凝縮器規模の低減効果の定量的評価
- 4) 凝縮器内部に滞留する水素同位体滞留量の評価法の検討

2. 冷凍方式の選択及び冷媒配管配置の検討

この章では ISS の冷凍方式の選択及び冷媒配管配置の検討を行う。水素同位体分離システムは大量の水素同位体、特に放射性物質トリチウムを取り扱うことから、何らかの異常が発生した際に水素同位体、特にトリチウムの閉じ込めの観点からトリチウムを含む領域、所謂トリチウムバウンダリーの拡大を防止しなければならない。よって検討においてはトリチウムの閉じ込めとトリチウムバウンダリーの拡大防止を考える際、懸念がある概念はそれを除外することとした。

2.1 冷凍方式の選択

凝縮器の冷却方式は極低温冷却ではその対象ガス自身を冷媒にするのが一般的である。ISS では水素がそれにあたる。しかし冷媒である水素が万一、漏洩した場合、燃焼、爆発が問題となる。このため大量の水素を冷媒として使用することは安全性の観点から現実的ではない。水素に代わって必要な極低温を得ることのできる冷媒はヘリウムがあげられる。ヘリウムには燃焼、爆発の危険性はない。重水素の三重点が 18.7K に対し軽水素の沸点が 20.4K であることから、凝縮器壁面温度は非常に近接した範囲内しか選択できず、この温度範囲では冷媒であるヘリウムはガス状となる。凝縮器の冷却方式としてヘリウムガスで直接冷却する方式（直接冷却方式）とヘリウムガスで液体水素を作り、これを二次冷媒として凝縮器を冷却する方式（間接冷却方式）の二通りが考えられる。直接冷却方式の場合、冷媒であるヘリウムがガス状であることから熱容量や熱伝達率が小さく、また凝縮器の設計において冷媒ガスとの大きな温度差をとることができないことから、伝熱面積を大きくすることで必要な熱交換量を満たす必要があるため、凝縮器は大型化する。一方、間接冷凍方式では、二次冷媒の液体水素の熱容量や熱伝達率が大きく、凝縮器自体は小型化することができる。しかし冷媒に液体水素を使用するため、その量にかかわらず潜在的な危険性が指摘されること、また熱交換を二段で行う間接冷却は総合的な効率の面で劣り、大型冷凍機システムを必要とする水素同位体分離システムへの適用ではその影響は無視できない。以上の観点から、凝縮器は大型化するがヘリウムガスを冷媒として凝縮器に供給し、直接冷却する方式が水素同位体分離システムには適していると判断できる。

2.2 ヘリウム冷媒配管の配置に関する検討

ヘリウム冷媒配管の配置については凝縮器の内部に配置する方法と外周に螺旋状に巻き付ける方法がある（図 1）。要求される冷凍容量を効率的に満たすためには凝縮

器の内部に配置するほうが伝熱面積を容易に広く取りうる点から有利である。しかしこの方式は、冷媒配管が凝縮器内部で破断する異常事象を想定した場合、トリチウムがヘリウム冷媒配管に混入する可能性が大きく、ヘリウム冷凍システムにまで広くトリチウム汚染を拡大させる可能性がある。安全上の観点からは冷媒配管を凝縮器内部に配する方式は最も重視されるトリチウムバウンダリーを拡大させる為、大きな懸念が生じる。ヘリウム冷媒配管を凝縮器の外周に配置する方法では、伝熱面積の確保の観点で非効率であり、寸法の大きな凝縮器となる。しかしながら、トリチウムの閉じ込めの観点からは冷媒配管と水素同位体を確実に隔てることができ、このため冷媒配管の破断が冷媒配管内部へのトリチウム混入を招くことはない。このため、大量のトリチウムを取り扱う水素同位体分離システムでは、ヘリウム冷媒配管を凝縮器外周に配置する方式が優れていると言える。

2.3 凝縮器負荷の変動とその対応

核融合炉用水素同位体分離システムに特徴の凝縮器負荷の変動に対する設計上の対応について述べる。核融合炉用水素同位体分離システムに要求される凝縮器負荷の変動は核融合炉において水素同位体分離システムの位置づけが付帯設備である事に起因する。即ち、一般の化学工業界で用いられている蒸留塔はシステムの中核機器であり、入力条件を一定として単一のモードで運転されるのに対して、核融合プラントではプラズマ運転が中核であり、深冷蒸留塔はプラズマ運転の要求に応える運転が求められ、運転モードは必然的に複数となる。特に ITER は実験炉であるため、様々なプラズマ試験が計画されており、深冷蒸留塔の運転モードはさらに多様化する。よって水素同位体分離システムの凝縮器は運転モードによって凝縮器負荷が変動するという通常の蒸留塔にはない厳しい条件において設計を満足しなければならない。

具体的には ITER 計画において水素同位体分離システムは主に3種類のガス (①核融合反応で消費されなかった重水素・トリチウムに少量の軽水素が含まれた水素同位体ガス、②核融合プラントで発生するトリチウム水中のトリチウムを水処理システム (WDS: Water Detritiation System)³にて抽出した微量の重水素を含む軽水素-トリチウムガス、③中性粒子注入システム(NBI: Neutral Beam Injector)から排出される重水素ガス)を受け入れ、それらを軽水素、重水素、トリチウムに精製分離することが求められている。この要求を満たすために ITER の水素同位体分離システムは図 2 に示すように4塔の深冷蒸留塔 (Column) のカスケード構成にて対応する設計となっている²。水素同位体システムの深冷蒸留塔各塔の基本設計は、設計条件を満たすよう深冷蒸留塔設計コード CRYDIS-R⁴を用いて行い、塔内の組成分布、温度、流量を決定している。設計コードから得られる情報を基に凝縮器負荷 $Q[W]$ は以下の式で算出する。

$$Q = V_2 h_2 - V_1 h_1 - L_1 H_1 \quad (1)$$

ここで V_1 、 V_2 は一段目（凝縮器部）、二段目（充填部の理論段最上部）の蒸気流量[mol/s]、 h_1 、 h_2 は一段目、二段目の飽和蒸気のエンタルピー[J/mol]、 L_1 は一段目の液流量[mol/s]、 H_1 は一段目の液のエンタルピー[J/mol]を示す。(1)式では熱侵入及び崩壊熱は考慮せず、凝縮器負荷のみを考慮している。表 1 に ITER における水素同位体分離システムの運転モードに基づく各塔凝縮器の設計最大及び最小の凝縮器負荷を示す。凝縮器の設計では各塔凝縮器の最大凝縮器負荷を満たすような凝縮器仕様を決定した後、最小設計凝縮器負荷に対応させる方策を検討することとなる。

3.コイルチューブ型凝縮器

この章では従来の深冷水素蒸留実験装置において一般的に使用されているコイルチューブ型凝縮器の設計方程式を見直すことによる凝縮器規模の一層の低減の可能性と凝縮器規模を決定する因子の抽出、ITER 条件に合わせた凝縮器設計におけるコイルチューブ型凝縮器の適用性、凝縮器負荷の調整法の検討、冷媒圧力の向上が凝縮器の規模に与える影響を評価した。

3.1 凝縮器規模を決定する因子と ITER-ISS へのコイルチューブ型凝縮器の適用について

ヘリウム冷媒配管を凝縮器外周に配置するコイルチューブ型凝縮器は、日本原子力研究所トリチウム工学研究室が有する深冷水素蒸留実験装置等に採用されている。ここではコイルチューブ型凝縮器の設計方程式を見直すことによる凝縮器規模の一層の低減の可能性と凝縮器規模を決定している因子の抽出について検討する。図 3 にコイルチューブ型凝縮器の計算モデルを示す。設計に当たり、始めに凝縮器壁面とヘリウム冷媒間の温度勾配を先ず検討する必要がある。凝縮器壁面温度 T_w は例えば重水素の三重点が 18.7K に対し軽水素の沸点が 20.4K と非常に近接していることに留意し、水素同位体の凝縮を促進させる有意な温度差を 0.5K とし、これを飽和蒸気温度 T_s から引いた値とした。冷媒ヘリウム出口温度 T_o は熱交換が促進した場合、 T_w に近接した値となることから、 T_w から 0.1K 引いた値とした。

3.1.1 ヘリウム冷媒の質量流量

凝縮器の設計に際しては冷媒であるヘリウムの質量流量の値をまず決定する必要がある。冷媒ヘリウム入口温度 T_i の設定においてはガスの凝縮器内での水素同位体の凝固を防ぐ温度とする必要がある。そのため、凝縮器内部が軽水素-重水素雰囲気の場合は重水素の三重点 18.7K、重水素-トリチウム雰囲気の場合はトリチウムの三重点 20.6K とするように設定した。凝縮器負荷 Q [W]、冷媒ヘリウム質量流量 F [g/s]、冷媒ヘリウム入口温度、冷媒ヘリウム出口温度の間には下式で示すエンタルピー(H)バランスが成立する。エンタルピー H は温度 T と圧力 p の関数である。よって T_o 、 T_i 、 Q の値から必要な冷媒ヘリウム質量流量の値が求まる。

$$F = \frac{Q}{H(T_o, p) - H(T_i, p)} \quad (2)$$

3.1.2 ヘリウム側熱伝達率

次にヘリウム側熱伝達率 α_{He} [W/m²/K]を計算する。気体が長い平滑円管内を乱流で流れる場合、管壁温度一定の場合も管壁での熱流束が一定の場合もほぼ同じ伝熱係数となり、以下の Kays の式⁵で求めることができる。

$$\alpha_{\text{He}} = 0.022 \frac{\lambda_{\text{He}}}{D} \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.5} \quad (3)$$

$$\text{Re} = \frac{v d}{\nu}$$

$$v = \frac{\left(\frac{F}{1000}\right)}{\frac{\pi d^2 \rho}{4}}$$

$$\text{Pr} = \frac{\hat{C}_p \mu}{\lambda_{\text{He}}}$$

ここで λ_{He} はヘリウムの熱伝導率[W/m/K]、 v は冷媒ヘリウムの流速[m/s]、 ρ はヘリウムの密度 [kg/m³]、 d は冷媒ヘリウム管内径[m]である。 μ は冷媒ヘリウムの粘性係数 [Kg/m/s]、 ν は冷媒ヘリウムの動粘性係数(= μ / ρ)[m²/s]である。また C_p は冷媒ヘリウムの定圧比熱[J/kg/K]を表す。

3.1.3 水素側熱伝達率

次に水素側熱伝達率 α_{H_2} [W/m²/K]を計算する⁶。凝縮器内部では水素蒸気が飽和温度以下に冷却され凝縮現象を起こす。凝縮現象は凝縮物質と冷却媒体の組み合わせによりその様式が分類される。固体表面上に凝縮液が連続的な液膜を形成する凝縮様式は膜状凝縮である。このため凝縮液の流れは重力と蒸气流による気液界面せん断力に支配されると考えられる。重力の影響が大きい場合は体積力対流凝縮、気液界面せん断力の影響が支配的な場合は強制対流凝縮、両者の影響が共存する場合には体積力・強制共存対流凝縮に分類される。水素側熱伝達率の計算は凝縮形態の分類によりその評価式が異なる。

A. 体積力対流凝縮の場合 ($A < 0.1L$)

水素側熱伝達率は以下の式で計算される。

A-1) 層流液膜(BL)で一様伝熱面温度 (熱流速変化) の場合

$$\alpha_{H2} = 0.94 \frac{\lambda_L}{L} \left(\frac{Ga_L Pr_L}{Ph} \right)^{0.25} \quad (4)$$

ここで凝縮液のガリレオ数 Ga_L 、凝縮液のプラントル数 Pr_L 、相変化数 Ph は以下の式で求められる。

$$A = \frac{20 x_1^4 U_\infty^2 Ph}{g Pr_L}$$

$$Ga_L = \frac{L^3 g}{\nu_L^2}$$

$$x_1 = 0.45 \left(1.2 + \frac{Pr_L}{R Ph} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$U_\infty = \frac{V}{\frac{\pi}{4} d_c^2}$$

$$R = \left(\frac{\rho_L \mu_L}{\rho_v \mu_v} \right)^{0.5}$$

$$Ph = \frac{C_{pL} (T_s - T_w)}{\Delta h} \quad (4')$$

式中に用いた記号において、 L は凝縮器の高さ[m]、 λ_L は凝縮液の熱伝導率[W/m/K]、 U_∞ は凝縮器内蒸気流速[m/s]、 g は重力加速度[m/s²]、 ν_L は凝縮液の動粘性係数[m²/s]、 V は凝縮器内蒸気流入量[m³/s]、 ρ_L は凝縮液の密度[kg/m³]、 ρ_v は蒸気の密度[kg/m³]、 μ_L は凝縮液の粘性係数[kg/m/s]、 μ_v は蒸気の粘性係数[kg/m/s]、 C_{pL} は凝縮液の定圧比熱[J/kg/K]、 Δh は凝縮潜熱[J/kg]をそれぞれ表す。

A-2) 層流液膜(BL)で一様伝熱面熱流速 (伝熱面温度変化) の場合

$$\alpha_{H2} = NuL^* \frac{\lambda_L}{\left(\frac{\nu_L^2}{g} \right)^{1/3}} \quad (5)$$

$$\text{NuL}^* = 1.47 \left(\frac{4qL}{\mu_L \Delta h} \right)^{-1/3}$$

式中に用いた記号において q は凝縮熱流速 [W/m^2] を表す。

A-3) 波状流液膜(BW)

$$\alpha_{H2} = \text{NuL}^* \frac{\lambda_L}{\left(\frac{v_L^2}{g} \right)^{1/3}}$$

$$\text{NuL}^* = 1.82 s^{-0.115} \left(\frac{4qL}{\mu_L \Delta h} \right)^{-0.218}$$

$$s = \left(\frac{3\sigma^3}{\rho_L^3 g v_L^4} \right)^{0.2}$$

(6)

式中に用いた記号において σ は表面張力 [N/m] を表す。

A-4) 乱流液膜(BT)

$$\alpha_{H2} = \text{NuL}^* \frac{\lambda_L}{\left(\frac{v_L^2}{g} \right)^{1/3}}$$

$$\text{NuL}^* = 0.035 \text{Pr}_L^{0.4} \left(\frac{4qL}{\mu_L \Delta h} \right)^{1/6}$$

(7)

体積力対流伝熱の場合の α 値として式 (4) (5) (6) (7) から求められる4つの値が得られる。そのなかで式 (7) の乱流液膜に対する α 値は他の値に対して小さな値となる。液膜の状態は液膜流れに関するレイノルズ数により判断され、レイノルズ数が 1800 を超える場合は乱流液膜と判断される。しかし深冷蒸留塔の凝縮器では一般的にレイノルズ数は 1800 より十分に小さい (詳細は第6章参照)。よって保守的な設計として式 (4) (5) (6) で求められる α 値の最小値を採用することとした。

B. 強制対流凝縮の場合 ($A > 0.9L$)

水素側熱伝達率は以下の式で計算される。

B-1) 層流液膜(FL)

$$\alpha_{H2} = \frac{\lambda_L}{L} (2x_1 \text{Re}_{Li}^{0.5}) \quad (8)$$

ここで二相レイノルズ数 Re_{Li} は以下の式で求められる。

$$\text{Re}_{Li} = \frac{U_\infty L}{\nu_L}$$

B-2) 波状流液膜(FW)

$$\alpha_{H2} = 1.8 \frac{\lambda_L}{L} x_2^{0.36} \left(\frac{4qL}{\mu_L \Delta h s} \right)^{0.12} \left(\frac{\text{Pr}_L}{\text{Fr}_L \text{Ph}} \right)^{0.16} \text{Re}_{Li}^{0.5} \quad (9)$$

ここで x_2 及び凝縮液のフルード数 Fr_L は以下の式で求められる。

$$x_2 = 0.6 \left(\frac{4qL}{\mu_L \Delta h s} \right)^{0.25} \left[2 + \left(\frac{\mu_L \Delta h s}{4qL} \right)^{0.25} \frac{\text{Pr}_L}{\text{Fr}_L \text{Ph}} \right]^{1/3}$$

$$\text{Fr}_L = \frac{U_\infty^2}{gL}$$

B-3) 乱流液膜(FT)

$$\alpha_{H2} = 0.156 \frac{\lambda_L}{L} \text{Pr}_L^{1/3} \text{R}^{-0.5} \text{Ph}^{1/15} \text{Re}_{Li}^{0.8} \quad (10)$$

強制対流伝熱に関する α 値は式 (8) (9) (10) から得られる。本ケースについても α 値の最小値を採用することとした。

C. 体積力・強制共存対流凝縮(CL)の場合 ($0.1L < A < 0.9L$)

水素側熱伝達率は以下の式で計算される。

$$\alpha_{H2} = 2x_i \frac{\lambda_L}{L} \text{Re}_{Li}^{0.5} \left[1 + \left(\frac{\sqrt{2}}{3x_i} \right)^4 \frac{\text{Pr}_L}{\text{Fr}_L \text{Ph}} \right]^{0.25} \quad (11)$$

3.1.4 冷媒ヘリウム側伝熱面積

次にヘリウム側熱伝達率と水素側熱伝達率から冷媒ヘリウム側の伝熱面積を計算する。まずは水素側（内面）基準の総括熱伝達率 U [W/m²/K] を計算する。凝縮器では伝熱面上の位置において温度差が変化するので入口端と出口端の温度差の対数平均を温度差 ΔT_m [K] とする。水素側（内面）の伝熱面積 A_{H_2} [m²] は凝縮器円筒内面の面積より求める。

$$U = \frac{Q}{A_{H_2} \Delta T_m}$$

$$\Delta T_m = \frac{T_o - T_i}{\ln \left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o} \right)}$$

$$A_{H_2} = \pi d_c L$$
(12)

水素側（内面）基準の総括熱伝達率から以下の式により必要な冷媒ヘリウム側の伝熱面積 A_{He} [m²] を計算できる。

$$A_{He} = \frac{A_{H_2}}{\alpha_{He}} \left(\frac{1}{U} - \frac{1}{\alpha_{H_2}} - \frac{\ln \left(\frac{D_H}{d_c} \right) d_c}{\lambda_{Cu} 2} \right)^{-1}$$
(13)

上記式において λ_{Cu} は無酸素銅の熱伝導率 [W/m/K] を表す。

上式で求めた必要な冷媒ヘリウム側の伝熱面積を得るために必要な冷媒ヘリウム管の全長 L_e [m] 及び冷媒ヘリウムコイルの必要巻き数 N_c が以下の式から計算できる。

$$L_e = \frac{A_{He}}{\pi \frac{d}{2}} k$$

$$N_c = \frac{L_e}{\pi D_H}$$

$$N_c \leq N \leq \frac{L}{P_i} + 1$$
(14)

上式において k は設計における安全率である。冷媒ヘリウムコイルの巻数 N は N_c 以上を

必要とする。

3.1.5 実機への適用

上記設計方程式に基づき ITER-ISS へのコイルチューブ型凝縮器の適用について検討する。表 2 に上記方程式に基づき ITER 向け水素同位体分離システムの深冷蒸留塔 Column1～4 の各塔凝縮器の設計最大凝縮器負荷に基づき凝縮器設計を行った結果を示す*。本検討では直径 1m 程度の断熱槽に冷蒸留塔カスケード全体を納めることを想定して各凝縮器外径 D_c を 0.20m と固定して高さを検討した。ITER 条件に基づいた評価の結果、最も凝縮器規模が小さい Column1 で凝縮器高は 0.50m、最も大きい Column2 では凝縮器高 1.08m となった。充填部が内径 \sim 0.15m、高さ \sim 5m であることと比較して、凝縮器は全体の容積に対して大きな割合を占めることとなる。実験装置規模で使用してきたコイルチューブ型凝縮器を ITER 設計条件に適用した場合、処理流量の増大により凝縮器規模は顕著に増大することが示された。深冷蒸留塔は細長い充填部の上部に凝縮器を接続する構造であり、極低温で操作されるため熱伝導の影響から構造の支持は限られる。このような条件において凝縮器の大型化は深冷蒸留塔の耐震性能を低下させる懸念がある。また凝縮器規模の増大は水素同位体滞留量の増大を招くことにも留意する必要がある。よって凝縮器の規模はより低減させることが望ましいといえる。

次に、凝縮器規模を支配する因子を設計方程式から検討する。凝縮器の規模が大型化する原因は、使用する冷媒が熱容量や熱伝達率が小さいヘリウムガスであること、凝縮器の設計において冷媒ガスと壁面間の温度差を大きくとることができないこと、この二つの欠点を補いつつ必要な熱交換量を満たすためには、ヘリウム冷媒側の伝熱面積を大きくとる必要があることに起因している。よって安全性に関する第 2 章の考察を踏まながら、凝縮器規模を小さくするために取りうる改善点は、ヘリウムガスの熱容量や熱伝達率を向上させる、ヘリウム冷媒側の構造の改善する、この二点が挙げられる。ここで改善に向けた検討を進める際には、ヘリウム質量流量値ヘリウム冷凍システムの必要規模が判断できるヘリウム質量流量の値が総計で約 180g/s と既存商業システムの仕様性能と比較して、既に大きな値に達していることには留意する必要がある。

*物性に関してはヘリウムの熱伝導率 λ_{He} 、密度 ρ [kg/m³]、冷媒ヘリウムの粘性係数 μ 、Pr 数については文献 7 を、凝縮液の熱伝導率 λ_L [W/m/K]、凝縮器内蒸気流速 U_{∞} [m/s]、凝縮液の密度 ρ_L [kg/m³]、蒸気の密度 ρ_v [kg/m³]、凝縮液の粘性係数 μ_L [kg/m/s]、蒸気の粘性係数 μ_v [kg/m/s]、凝縮液の定圧比熱 C_{pL} [J/kg/K]、凝縮潜熱 Δh [J/kg] については文献 8 を、無酸素銅(RRR107)の熱伝導率 λ_{Cu} については文献 10 を参照した。

3.2 凝縮器負荷の調整法の検討

運転モードにより大きく凝縮器負荷が変動する図 2 中の Column1 を例に、凝縮器負荷の調整法を検討する。凝縮器の形状は最大凝縮器負荷により決定されるため、運転モードにより凝縮器負荷を調整する手法としては冷媒ヘリウム入口温度 T_1 あるいは冷媒ヘリウム質量流量 F の調整という 2 つの方法がある。Column1 において凝縮器負荷を最大負荷 372.6W から最小負荷 162.8W に変更することを考える。表 3 にその検討結果を示す。表 3 において Column1 は従来 372.6W における結果を、Column1A は冷媒ヘリウム入口温度 T_1 を変更することによる 162.8W 対応への結果、Column1B は冷媒ヘリウム質量流量 F を変更することによる 162.8W 対応への結果をそれぞれ示す。Column1 と Column1A の比較から冷媒ヘリウム入口温度 T_1 を 18.70K から 20.07K に変更することにより調整できることがわかる。このケースでは冷媒の温度上昇は冷媒ヘリウム入口近傍に設ける局所ヒーターで調整することとなる。また Column1 と Column1B の比較から冷媒ヘリウム質量流量 F を 17.89g/s から 7.57g/s に変更することにより調整することも可能である。このケースではヘリウム冷凍システムのヘリウム冷媒のバイパス開度の変更で流量を調整できる。凝縮器負荷の変更において冷媒ヘリウム入口温度 T_1 温度を変更するか、冷媒ヘリウム質量流量 F を変更するか、または両者を組み合わせるか、どれが最も合理的であるかの判断をおこなう必要があるが、その判断は凝縮器の設計のみで判断されるものではなくヘリウム冷凍システムの設計方針も大きく依存する。ヘリウム冷凍機システムをすべての塔で共用するのか、単一塔ごとに配備するかで調整の方針が異なるであろう。実験装置の運転の経験では即応性が求められる細かな調整には局所ヒーターが、大きな冷凍容量の変更には冷媒流量の調整を組み合わせるのが有効である。

3.3 冷媒の供給圧力上昇による凝縮器小型化の可能性

ITER の水素同位体分離システムにおける凝縮器の大型化はヘリウム冷媒側の伝熱面積を大きくする必要があるためであり、凝縮器規模を小さくするために取りうる改善点は、ヘリウムガスの熱容量や熱伝達率を向上させるのが一つの方法であることを先に示した。本節ではこれを踏まえ、ヘリウム冷媒の供給圧力をあげることによる凝縮器小型化の可能性を検証する。最も大きな凝縮器を必要とする Column2 を例に、ヘリウム供給圧力 0.14MPa を基準として 0.2, 0.4, 0.8MPa と変化させた場合のヘリウム冷媒側の伝熱面積 A_{He} の変化を調べた。表 4 にその検討結果を示す。ヘリウム供給圧力 0.14Mpa から 0.2, 0.4, 0.8MPa と増加させた場合冷媒ヘリウム側の伝熱面積 A_{He} は徐々に減少し、0.14Mpa における冷媒ヘリウム側の伝熱面積を基準とした場合 0.80Mpa における面積はその 57% に削減できることを見出した。よって冷媒の供給圧力上昇は凝縮器小型化に効果があり、

ヘリウム供給圧力の増加は規模の低減に大きく寄与すること示した。本ケースでは 0.14Mpa における凝縮器高さ 1.08m に対し、0.80Mpa では 0.77m となり 7 割程度に小型化できる。しかし核融合炉の水素同位体分離システムに必要とするヘリウム冷凍システムの必要規模は既存商業システムの性能仕様と比較して、非常に大きなものとなることは先に示した。冷媒の供給量を大幅な増大する場合にヘリウム供給圧力を上昇させる設計はヘリウム冷凍システムの仕様やコストに大きな影響を与えると考えるのが妥当であり、この点も踏まえた凝縮器の小型化のために冷媒の供給圧力をあげることは総合的には得策ではないと判断される。

この章では一般の深冷水素蒸留塔に使用しているコイルチューブ型凝縮器の設計方程式を見直すことによる凝縮器規模の一層の低減の可能性と凝縮器の規模を決定する因子の抽出、ITER 条件に合わせた凝縮器設計におけるコイルチューブ型凝縮器の適用性、凝縮器負荷の調整法の検討、凝縮器の規模に冷媒圧力値が与える影響を評価した。結論として ITER 向け水素同位体分離システムの深冷蒸留塔凝縮器にコイルチューブ型凝縮器を採用した場合、その規模は蒸留塔全容積に対して大きな割合を占めることを明らかとした。凝縮器負荷の調整法としてはヘリウム冷媒入口温度の局所ヒーターによる制御、またはヘリウム冷媒流量のバイパス開度による制御が有効である。またコイルチューブへの冷媒の供給圧力を増加させることによる凝縮器の小型化の検討ではその効果が大きいことを確認したが、冷媒の供給圧力の上昇がヘリウム冷凍システムの仕様やコストに与える影響は大きいことから、総合的には得策な方法ではないと判断した。凝縮器が大きくなる原因は冷媒側が熱容量、熱伝達率の小さいヘリウムガスであること、安全上の観点から冷媒コイルを凝縮器外周に巻かなければならないことが挙げられる。冷媒にヘリウムガスを使用することは避けられないため、凝縮器の効率向上・規模縮小には伝熱特性改善に向けたヘリウム冷媒ライン構造の改善が必要であると判断した。

4. スパイラルフィン形状凝縮器による凝縮器の小型化

前章から凝縮器の小型化にはヘリウム冷媒ライン構造の改善が必要であることを明らかとした。この章では凝縮器のヘリウム側の流路をコイルチューブからスパイラルフィン形状に変更した場合の凝縮器規模の小型化に対する効果について検討を行う。

4.1 スパイラルフィン形状凝縮器の提案とその凝縮器規模低減への効果

前章の結論として一層の凝縮器の効率向上・規模縮小には伝熱特性改善に向けたヘリウム冷媒ライン構造の改善が必要であることを示した。フィンをつける等の構造の改善による熱伝達効率の向上については伝熱工学において既に多くの知見が集積されている⁹。それらを踏まえて核融合炉の水素同位体分離システムに適用する方式の考案においては製作実現性をまず考慮するとともに、ヘリウム冷媒ラインは放射性物質トリチウムを取り扱う機器の一部であり、また断熱槽の中に封入されるため容易に交換やメンテナンスを行うことが出来ないことから実績を踏まえた信頼性も考慮しなければならない。

ヘリウム冷媒側の伝熱特性改善にはフィン構造の採用が適切である。フィン形状に変更した場合、フィンのないケーシングのみの構造に対し、(フィン効率) × (フィンの全表面積/フィンの断面積) 分の効果が期待できる。ヘリウム冷媒側のフィンを凝縮器外周にスパイラルに配したスパイラルフィンタイプの凝縮器の構造を図 4 に示す。本モデルでは水素側となる凝縮器内部にも縦フィンを 8 枚均等に挿入する構造とした。凝縮器は全て銅の構造材とし、削りだし及び溶接による加工とすることで製作実現性が保証できる。スパイラルフィン形状凝縮器の設計方程式を以下に示す。

4.1.1 ヘリウム側熱伝達率

フィンを考慮したヘリウム側熱伝達率 α_{He} [W/m²/K] を計算する。ヘリウム流路が角管であるため(3)式の D に以下の等価直径 d_e [m] を入れればよい。

$$\text{Re} = \frac{v d_e}{\nu}$$

$$v = \frac{\left(\frac{F}{1000}\right)}{\frac{\pi d_e^2}{4} \rho}$$
(15)

$$d_e = \frac{4S}{L_w} \quad (16)$$

ここで L_w [m]はぬれ縁長さ、 S [m²]は流路断面積であり流路幅 a [m]、流路高さ h [m]を用いて以下の式で表される。

$$\begin{aligned} S &= ah \\ L_w &= 2(a + h) \end{aligned} \quad (17)$$

熱伝達の促進のために拡大伝熱面（直線フィン）を利用する場合¹¹、フィンの形状からフィン効率 ϕ_{He} は以下の式で求められる。

$$\begin{aligned} u_{bHe} &= W_{He} \sqrt{\frac{\alpha_{He}}{\lambda_{Cu} y_{bHe}}} \\ \phi_{He} &= \frac{\tanh(u_{bHe})}{u_{bHe}} \end{aligned} \quad (18)$$

u_{bHe} が 1 を越えると効率が悪くなるため、この値を 1 以下とする。フィンを入れた場合の実効熱伝達率 αF_{He} [W/m²/K]は、フィン効率 ϕ_{He} とフィンの有効表面積 A_f [m²]及び胴部の表面積 A_p [m²]から以下の式で求められる。

$$\begin{aligned} A_{fHe} &= \frac{\pi}{4}(d_{He}^2 - D_c^2) \times 2 + \frac{\pi}{4}((D_c + 2a)^2 - D_c^2) \times 2 \\ A_{pHe} &= \pi D_c (h - 2y_{bHe}) \\ \alpha F_{He} &= \alpha_{He} \frac{(A_{fHe} \phi_{He} + A_{pHe})}{\pi D_c h} \end{aligned} \quad (19)$$

4.1.2 水素側熱伝達率

水素側熱伝達率 α_{H2} [W/m²/K]¹¹ を計算手法は前章と同じでありの式(4)~(11)で表される。凝縮器内部に熱伝達の促進のために水素側も縦フィンを設定。効率を考慮し、高さを抑え枚数を多く挿入した形状とする。直線フィンの形状からフィン効率 ϕ_{H2} は以下の式で求められる。

$$u_{bH2} = W_{H2} \sqrt{\frac{\alpha_{H2}}{\lambda_{Cu} y_{bH2}}}$$

$$\phi_{H2} = \frac{\tanh(u_{bH2})}{u_{bH2}}$$

(20)

縦フィンについても U_{bH2} が 1 を越えると効率が悪くなるため、この値を 1 以下とする。フィンを設定した場合の実効熱伝達率 αF_{H2} $[W/m^2/K]$ は、フィン効率 ϕ_{H2} とフィンの有効表面積 A_f 及び胴部の表面積 A_p から以下の式で求められる。

$$A_{fH2} = 2 W_{H2} L N$$

$$A_{pH2} = (\pi d_c - 2y_{bH2} N) L$$

$$\alpha F_{H2} = \alpha_{H2} \frac{(A_{fH2} \phi_{H2} + A_{pH2})}{\pi d_c L}$$

(21)

ここで L は凝縮器の高さ[m]、 N はフィンの枚数である。

4.1.3 冷媒ヘリウム側伝熱面積

ヘリウム側熱伝達率と水素側熱伝達率から冷媒ヘリウム側の伝熱面積を計算する。まずは水素側（内面）基準の総括熱伝達率 U $[W/m^2/K]$ を計算する。凝縮器では伝熱面上の位置において温度差が変化するので入口端と出口端の温度差の対数平均を温度差 ΔT_m $[K]$ とする。水素側（内面）の伝熱面積 A_{H2} $[m^2]$ は凝縮器円筒内面の面積より求まる。

$$U = \frac{Q}{A_{H2} \Delta T_m}$$

$$\Delta T_m = \frac{T_o - T_i}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)}$$

$$A_{H2} = \pi d_c L$$

(22)

水素側（内面）基準の総括熱伝達率から以下の式により必要な冷媒ヘリウム側の伝熱面積

$A_{\text{He}}[\text{m}^2]$ を計算する。

$$A_{\text{He}} = \frac{A_{\text{H}_2}}{\alpha F_{\text{He}}} \left(\frac{1}{U} - \frac{1}{\alpha F_{\text{H}_2}} - \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{H}}}{d_{\text{c}}}\right) d_{\text{c}}}{\lambda_{\text{Cu}} 2} \right)^{-1} \quad (23)$$

上式で求めた冷媒ヘリウム側の伝熱面積から必要な冷媒ヘリウムコイル相当の巻き数 N^* が以下の式から計算できる。

$$L = \frac{A_{\text{He}}}{h} k$$

$$N_{\text{c}} = \frac{L}{\pi d_{\text{He}}}$$

$$N_{\text{c}} \leq N^* \leq \frac{L}{P_{\text{i}}} + 1 \quad (24)$$

上式において k は設計における安全率である。冷媒ヘリウムコイル相当の巻き数 N は N_{c} 以上必要である。

4.1.4 実機への適用

上記設計方程式に基づき ITER-ISS へのスパイラルフィン形状凝縮器の適用についてその凝縮器規模低減への効果を検討する。表 5 に上記方程式に基づき ITER 向け水素同位体分離システムの深冷蒸留塔 Column1~4 の各塔凝縮器の設計最大凝縮器負荷に基づき凝縮器設計を行った結果を示す。本検討ではフィン形状凝縮器採用による凝縮器規模の合理化の効果を明確にするため各凝縮器外径 D_{c} を先のコイルチューブ型凝縮器設計と同様の 0.2m と固定するとともに冷媒ヘリウム管相当管径をコイルチューブ型凝縮器設計と同様とした。凝縮器のヘリウム側の流路をコイルチューブからフィン形状に変更した効果が発揮され、凝縮器の規模に大きく影響していたヘリウム側実効熱伝達率 αF_{He} はフィンを導入しない場合のヘリウム側熱伝達率 α_{He} と比較して約 4~5 倍と大幅に向上する。また凝縮器内部に設置した縦フィンの効果により H_2 側実効熱伝達率 αF_{H_2} はフィンを導入しない場合の H_2 側熱伝達率 α_{H_2} と比較して 2 倍弱向上する。凝縮器規模はこれらの伝熱効率の向上により、Column1 の凝縮器高は 0.23m (コイルチューブ型凝縮器設計と比較し塔高 54%削減)、Column2 の凝縮器高は 0.56m (同 48%削減)、Column3 の凝縮器高は 0.28 m (同 51%削減)、Column4 の凝縮器高は 0.33m (同 51%削減) とスパイラルフィン形

状凝縮器の適用により凝縮器規模の大幅な低減が達成できた。

4.2 スパイラルフィン形状凝縮器の径高の選定の自由度

水素同位体分離システムは常にその規模の合理化が望まれている。特に図 4 に示すフィン形状凝縮器の凝縮器外形 D_c と凝縮器高 L の選択を左右する要素は建家床面積を小さくするため断熱槽の直径を小さくしたいという要求や、断熱槽を含む水素同位体分離システムを格納する建家高さの制限による凝縮器の高さの上限、凝縮器の径高が蒸留塔の耐震性能に与える影響等を挙げることが出来る。また凝縮器内部壁面に水素同位体は層流液膜を形成するため、液膜厚みの凝縮器高による変化も考えられ、水素同位体滞留量低減の観点からも直径と高さのバランスは考察する必要がある。本節では先ほどのフィン形状凝縮器設計結果の Column2 を例に、塔径を変化させた場合の塔高の変化を検討し、熱伝導性能の観点からの径高選択の自由度を調べた。フィン高さは効率が大きくなるよう式(18)(20)に従いケースごとに見直した。凝縮器外径 D_c を 0.20m から 0.12m まで 5 段階に変化させた結果を表 6 に示す。凝縮器外径 D_c を小さくしていくに従いフィンの効果が向上し、必要冷媒ヘリウム 側伝熱面積 A_{He} の値は低下していく。具体的には凝縮器外径 D_c が 0.12m における必要冷媒ヘリウム 側伝熱面積 A_{He} の値は D_c が 0.20m における値より約 4%小さくなる。図 5 に凝縮器径 D_{He} と凝縮器高 L の関係を示す。ここで凝縮器径 D_{He} は凝縮器外径 D_c に冷媒ヘリウム流路を加えた実質的な凝縮器外径である。図 5 から、 D_{He} と L はほぼ反比例の関係が見て取れる。この結果から凝縮器の径高は設計上の自由度は高いと言える。

4.3 冷媒ヘリウム入口温度設定が凝縮器規模に与える影響

本検討では基本的に水素-重水素雰囲気凝縮器では重水素の三重点を重水素-トリチウム雰囲気凝縮器ではトリチウムの三重点を冷媒ヘリウム入口温度の下限值としてきた。この条件を満たす限り凝縮器内での水素同位体の固着は起こらない。冷媒ヘリウム入口温度の下限值に重水素、トリチウムの三重点を用いた設計は保守的な評価であり凝縮器の最大規模とヘリウム質量流量の最大値を評価したものといえる。しかしながら冷媒ヘリウム入口温度がヘリウム冷凍機の規模、ヘリウム質量流量の値に大きく影響することは設計方程式から明らかであり、入口温度を各塔において最適値とすることは重要である。本節ではフィン形状凝縮器の設計検討結果、表 5 の Column2 を例に冷媒ヘリウム入口温度設定が凝縮器規模に与える影響を検討する。Column2 は水素同位体の内、不要な軽水組成成分を濃縮することを目的とした塔であり、凝縮器内部組成の大部分は H_2 であり微量の HD と極微量の HT 、 D_2 をその中に含む。よって極微量の HT 、 D_2 の固着を許容する場合冷媒ヘリウム入口温度は HD の三重点まで下げることが可能である。本検討では凝縮器

規模の変化を明確にするため各凝縮器外径 D_c を 0.2m に、冷媒ヘリウム管相当管径を 0.18m に固定した。表 7 に冷媒ヘリウム入口温度 T_i を D_2 の三重点 18.73K、HT の三重点 17.70K、HD の三重点 16.60K、そして参考に H_2 の三重点 13.96K に設定した場合の必要ヘリウム質量流量と凝縮器高の変化を示す。冷媒ヘリウム入口温度 T_i を D_2 の三重点 18.73K から HD の三重点 16.60K に下げることによって必要ヘリウム質量流量は 1/3 に、凝縮器高は 4/5 と合理化できる見通しを得た。冷媒ヘリウム入口温度設定がヘリウム冷凍機の規模に与える影響は大きい。すべての運転モードにおける凝縮器仕様の決定を行いつつ冷媒ヘリウム入口温度設定についても最適値を探ることが重要である。

5. 凝縮器内部の水素同位体滞留量の評価法

核融合炉の多くの運転モードに対応した蒸留塔の制御や安全性確保のための異常事象解析には、蒸留塔の動特性解析が不可欠である。動的挙動解明には運転状態における深冷蒸留塔内の水素同位体滞留量分布の精度良い推定が不可欠である。深冷蒸留塔内の水素同位体滞留量については再沸器部内の液量の実測は可能であるが、充填部および凝縮器部の液滞留量は直接実測することが不可能でありその評価手法の確立が求められてきた。充填部の液滞留量の評価法に関しては先にその方法を提案し、有効性を実証している¹³。本章では残る凝縮器内部に滞留する水素同位体量の詳細な数値評価法に関する検討を行う。

凝縮器の滞留量は内壁に凝縮する液体水素と気体状水素の和で与えられる。凝縮器の滞留量の多くの割合を占める液体水素の量については実験データから凝縮器容積の1%程度で与えられると評価されており、従来の動特性評価においてもその値を採用している。しかしその値は実験室規模装置での測定値の外挿であるため、ITER-ISS に代表される大型深冷蒸留塔へのスケールアップに際し、この妥当性を確認しなければならない。今回この妥当性を検証すると共に、凝縮器の滞留量を支配するパラメーターを検証するため、数値評価により凝縮器の滞留量を導出するモデルを構築することとした。

5.1 評価モデル

図 6 に凝縮器内部の水素同位体滞留量の簡易推算モデルを示す。先ほどの凝縮器設計検討より、凝縮器内部において液膜及び蒸気境界層の流れが重力に支配される体積力対流凝縮が起こっていると評価された。また流動形態に関しては層流乱流、その中間の波状流がある。流動形態の判断は以下で定義される凝縮液体水素のレイノルズ数 Re_δ で判断することが出来る。

$$Re_\delta = \frac{4\delta \langle v_x \rangle \rho_L}{\mu_L} \quad (25)$$

ここで $\langle v_x \rangle$ は位置 x における液膜の平均流速を示す。流動形態は凝縮器高さ L が小さい場合は層流であるが、 L が大きくなるにつれ凝縮液膜の波立ちがおこり、さらに L が大きくなると以下で定義される凝縮液体水素のレイノルズ数も増大して液膜が乱流となる。層流～乱流の具体的な判断は Re_δ が 1800 を越えると液膜が乱流となると評価でき、 Re_δ が 1800 より十分に小さい場合は層流と評価できる。深冷蒸留における Re_δ 値は 100～300

と 1800 より十分に小さく、流動形態は凝縮器全体において層流と評価するのが妥当である。よって本検討では図 6 に示すような層流凝縮を仮定した。液膜の厚さは以下の凝縮液の連続の式、運動方程式、温度方程式、凝縮液膜厚さに関する局所マスバランス及び境界条件から求められる。

連続の式

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0 \quad (26)$$

運動方程式

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} = \nu_L \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + g \quad (27)$$

温度方程式

$$v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda_L}{\rho_L C_{PL}} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (28)$$

凝縮液膜厚さに関する局所マスバランス

$$\left[\rho W \int_0^\delta v_x dy \right]_{x+\Delta x} = \left[\rho W \int_0^\delta v_x dy \right]_x + \frac{[q]_{y=\delta} \Delta x W}{\Delta h} \quad (29)$$

境界条件

$$y = 0: v_x = 0, v_y = 0, T = T_w \quad (30)$$

$$y = \delta: \frac{\partial v_x}{\partial y} = 0, T = T_s \quad (31)$$

ここで λ_L は液体水素の熱伝導度[W/m/K]、 ν_L は液体水素の動粘性係数[m²/s]、 T_s は飽和水素蒸気温度[K]、 T_w は壁面温度[K]、 ρ_L は液体水素の密度[kg/m³]、 Δh は凝縮潜熱[J/kg]、 q は凝縮熱流速[W/m²]、 g は重力加速度[m/s²]である。上記方程式は非常に複雑であるため、その解は数値解法によらなければならない。近似による解法として凝縮面を一樣伝熱面温度と仮定する。具体的には凝縮液膜の流下速度が遅く運動方程式(27)の左辺慣性項が無視でき、温度方程式(28)の左辺対流項が無視できるという仮定をおく。これら近似から式(32)に示す液膜厚みが得られる。

$$\delta(x) = \left[\frac{4 \lambda_L \nu_L (T_S - T_W)}{\rho_L \Delta h g} x \right]^{0.25} \quad (32)$$

上記液膜厚みについて凝縮器の高さ方向の平均値 δ_{av} は凝縮器の高さを L [m]として以下の式で求められる。

$$\delta_{av} = \frac{1}{L} \int_0^L \left[\frac{4 \lambda_L \nu_L (T_S - T_W)}{\rho_L \Delta h g} x \right]^{0.25} dx = 0.8 \left[\frac{4 \lambda_L \nu_L (T_S - T_W)}{\rho_L \Delta h g} L \right]^{0.25} \quad (33)$$

液膜厚み平均値 δ_{av} を用いて、凝縮器内壁の液体水素量 R [m³]は以下の式で求められる。

$$R = (\pi d_c + 2 W_{H_2} N) L \delta_{av} = 0.8 (\pi d_c + 2 W_{H_2} N) \left[\frac{4 \lambda_L \nu_L (T_S - T_W)}{\rho_L \Delta h g} \right]^{0.25} L^{1.25} \quad (34)$$

ここで凝縮器内部への縦フィンの挿入を考慮した。 d_c は凝縮器内径[m]、 W_{H_2} は凝縮器内部に挿入するフィンの高さ[m]、 N は縦フィンの挿入枚数である。凝縮器内壁の液体水素量はぬれ縁長さに比例し、温度差の 0.25 乗に比例、高さの 1.25 乗に比例することがわかる。凝縮器内壁の液体水素量 R [m³]の凝縮器容積に占める割合 θ [-]は以下の式で与えられる。

$$\theta = \frac{R}{\left(\frac{\pi d_c^2 L}{4} \right)} = 3.2 \left[\frac{4 \lambda_L \nu_L (T_S - T_W)}{\rho_L \Delta h g} \right]^{0.25} \frac{(\pi d_c + 2 W_{H_2} N) L^{0.25}}{\pi d_c^2} \quad (35)$$

θ は一定の値ではなく、凝縮器高の 0.25 乗に比例し変化することがわかる。以上から凝縮器の滞留量 H_c [mol]は液相 H_{Lc} [mol]と気相 H_{Vc} [mol]の和として以下の式で与えられる。

$$H_C = H_{LC} + H_{VC} = \rho_{ML}R + \rho_{MV} \left(\frac{\pi D^2 L}{4} - R \right) \quad (36)$$

ここで ρ_{ML} と ρ_{MV} は液体水素と飽和蒸気のコル密度[mol/m³]である。

5.2 実機への適用

表 8 に ITER-ISS にフィン形状凝縮器を採用した場合の凝縮液体水素量の評価結果を示す。上記式における物性値は次式で求められる凝縮液膜の平均温度 T_f [K]¹² における値を用いた。

$$T_f = T_s - 0.75(T_s - T_w) \quad (37)$$

これによると凝縮器容積に占める液体水素の割合は 0.2~0.3%程度となる。この値は飽和蒸気温度と凝縮器壁面温度の差を 0.5K と設定した場合である。これに対して実験装置から得られた凝縮液体水素量に関する知見は、凝縮液体水素量が実測可能な値ではないためデータ量が限られているが、従来の実験による凝縮器容積に占める液体水素の割合は 1%程度と評価してきた。式(34)より凝縮液体水素量は飽和蒸気温度と凝縮器壁面温度差の 0.25 乗に比例することを鑑み、温度差をこれまでに実験データにて取得した~4K 程度の範囲にて評価式にて計算した場合、この割合は~0.5%程度になると評価できる。実験精度を考慮し、本数値解析で得られた値は従来の実験値とよく一致している¹⁴。

核融合炉の多くの運転モードに対応した蒸留塔の制御や安全性確保のための異常事象解析には、蒸留塔の動特性解析が不可欠である。動的挙動の解析の精度は運転状態における塔内の水素同位体滞留量分布の精度に大きく依存することがわかっている。再沸器液量等の実測可能な量もあるが、充填部および凝縮器部の液滞留量は直接実測することが不可能でありその数値評価手法の確立とその評価精度の向上が求められてきた。充填部の液滞留量の評価法に関しては既報にてその方法を提案し、有効性を実証している¹³。本章では凝縮器内部に滞留する水素同位体量の詳細な数値評価法を新たに提案した。これまで経験値として用いられてきた凝縮器内の凝縮液体水素量を精度良く推定し、蒸留塔の動特性評価に適用できる見通しを得た。

6. 結論

本報では、核融合炉の水素同位体分離システム(ISS)に使用される深冷蒸留塔に適用する新たな概念の凝縮器を提案し、凝縮器内に滞留する水素同位体滞留量の数値解析法の提案を行った。得られた主要な結論を以下に示す。

- 1) 凝縮器の冷凍方式は効率の観点から直接冷却方式が優れている。また放射性物質トリチウムを含む多量の水素同位体を取扱う水素同位体分離システムではトリチウム閉じ込めの観点から冷媒配管を水素同位体と隔離した凝縮器外周に配置する構造が優れている。
- 2) 冷媒配管を凝縮器外部に配置する方式の代表例であり、これまで実績の多いコイルチューブ型凝縮器を ITER-ISS に適用した場合、その全容積において凝縮器の占める割合が非常に大きなものとなることを明らかにした。また冷媒動作条件を最適化してもその規模を小さくすることは難しいことを明らかとした。
- 3) このことから凝縮器の構造を工夫することにより規模縮小を図ることとした。具体的には、冷媒流路及び凝縮器内部にフィンを導入したスパイラルフィン形状凝縮器を提案した。これによりコイルチューブ型凝縮器と比較して規模を半分以下にすることができ、本凝縮器の実現は水素同位体分離システム全体の小型化に大きく寄与できる。
- 4) 凝縮器内部の水素同位体滞留量を精度良く推定するモデルを考案した。本モデルの評価結果は、従来の実験値と一致し、その妥当性を実証した。

水素同位体分離システムはトリチウムを含む多量の水素同位体を内包するため、万一の異常発生時の潜在的リスク軽減の観点から水素同位体滞留量の低減が望まれている。それを実現する設計手法が望まれていた。今回考案した水素同位体滞留量評価法と凝縮器設計法を組み合わせることで水素同位体量を考慮した総合的な凝縮器設計が可能となり、水素同位体滞留量を低減する設計手法を確立した。

参考文献

- (1) D. K. Murdoch et al., "Fuel cycle design evolution from FDR-ITER to RTO/RC ITER", *Fusion Eng. Des.*, **49-50**, 893 (2000).
- (2) Y. Iwai et al., "A design study of advanced hydrogen isotope separation system for ITER", *Fusion Technol*, **39**, 1078 (2001).
- (3) Y. Iwai, Y. Misaki, T. Hayashi, et. al., "The Water Detritiation System of The ITER Tritium Plant", *Fusion Sci. Technol.*, **41**, 1126 (2002).
- (4) M. Kinoshita, "An efficient simulation procedure especially developed for hydrogen isotope distillation columns", *Fusion Technol.*, **6**, 574 (1984).
- (5) W. M. Kays: "Convective Heat and Mass Transfer", 2nd ed., McGraw-Hill (1980).
- (6) 日本機械学会: "伝熱工学資料(改訂第4版)", 丸善, 東京, 147~148 (1986).
- (7) Vincent D. Arp et al.: NIST Technical Note 1334, "Thermophysical Properties of Helium-4 from 0.8 to 1500K with Pressures to 2000 MPa" (1998).
- (8) P. Clark Souers: "Hydrogen Properties for Fusion Energy", University of California Press, Berkeley (1986).
- (9) H. Zhu, H. Honda, "Optimization of Fin Geometry of a Horizontal Low-Finned Condenser Tube", *Heat Transfer Japanese Research*, **22**, 372 (1993).
- (10) 低温工学協会: "超伝導・低温工学ハンドブック", オーム社, 東京, RRR107 (1993).
- (11) 日本機械学会: "伝熱工学資料(改訂第4版)", 丸善, 東京, 202~212 (1986).
- (12) 化学工学会: "化学工学便覧(改訂第5版)", 丸善, 東京, 348 (1988).
- (13) Y. Iwai, T. Yamanishi, H. Nakamura, K. Isobe, M. Nishi, R.S. Willms, "Numerical estimation method of the hydrogen isotope inventory in the hydrogen isotope separation system for fusion reactor", *J. Nucl. Sci. Tech.*, **39**, 661 (2002).
- (14) T. Yamanishi, Doctoral dissertation, Kyoto University, Kyoto, Japan (1992), [in Japanese].

記号表

a	冷媒 He 流路幅 [m]	L_1	凝縮器部の液流量 [mol/s]
A_{fH_2}	H_2 側 (凝縮器内面) のフィンの全表面積 [m ²]	L_w	ぬれ線長 [m]
A_{fHe}	冷媒 He 側のフィンの表面積 [m ²]	L_{He}	ヘリウム冷媒管全長 [m]
A_{pH_2}	H_2 側 (凝縮器内面) の胴部の表面積 [m ²]	N	フィンの挿入枚数 [-]
A_{pHe}	冷媒 He 側の胴部の表面積 [m ²]	N	コイル巻き数 [-]
A_{H_2}	H_2 側 (凝縮器内面) の伝熱面積 [m ²]	N^*	コイル相当巻き数 [-]
A_{He}	冷媒 He 側の伝熱面積 [m ²]	N_c	必要コイル巻き数 [-]
C_p	冷媒 He の定圧比熱 [J/kg/K]	P	冷媒 He 圧力 [MPa]
C_{pL}	凝縮液体水素の定圧比熱 [J/kg/K]	P_i	コイルのピッチ [m]
d	冷媒 He 管内径 [m]	q	凝縮熱流速 [W/m ²]
d_c	凝縮器内径 [m]	Q	凝縮器負荷[W]
d_{He}	冷媒 He コイル内径 [m]	R	凝縮水素液量 [m ³]
d_e	冷媒 He 管相当内径 [m]	Re_δ	凝縮液体水素のレイノルズ数 [-]
D	冷媒 He 管外径 [m]	S	流路断面積 [m ²]
D_c	凝縮器外径 [m]	T	温度 [K]
DH	冷媒 He コイル径 [m]	T_f	凝縮液膜の平均温度 [K]
D_{He}	冷媒 He コイル外径 [m]	T_i	冷媒 He 入口温度 [K]
F	冷媒 He 質量流量 [g/s]	T_o	冷媒 He 出口温度 [K]
g	重力加速度 [m/s ²]	T_s	凝縮器内飽和蒸気温度 [K]
h	冷媒 He 流路高さ (フィン除) [m]	T_w	凝縮器壁面温度 [K]
h_1	凝縮器部の飽和蒸気のエンタルピー [J/mol]	T_{He}	He の対数平均温度 [K]
h_2	充填部の理論段最上部の飽和蒸気のエンタルピー [J/mol]	ΔT_m	対数平均温度差 [K]
Δh	水素の凝縮潜熱 [J/kg]	U	H_2 側 (凝縮器内面) 基準総括熱伝達率 [W/m ² /K]
H_1	凝縮器部の液のエンタルピー [J/mol]	U_∞	凝縮器内蒸気流速 [m/s]
H_i	T_i における He のエンタルピー [J/g]	v	冷媒 He の流速 [m/s]
H_o	T_o における He のエンタルピー [J/g]	v_x	凝縮水素の x 方向速度 [m/s]
Hc	凝縮器内の水素滞留量 [mol]	v_y	凝縮水素の y 方向速度 [m/s]
HLC	凝縮器内の凝縮水素液量 [mol]	V	凝縮器内蒸気流入量 [m ³ /s]
HVC	凝縮器内の水素蒸気量 [mol]	V_1	凝縮器部の蒸気流量 [mol/s]
k	安全率 [-]	V_2	充填部の理論段最上部の蒸気流量 [mol/s]
L	凝縮器の高さ [m]	W_{H_2}	水素側フィンの高さ [m]
		W_{He}	冷媒 He 側のフィンの高さ [m]
		y_{bH_2}	H_2 側 (凝縮器内面) のフィン厚さの 1/2 [m]
		y_{bHe}	冷媒 He 側のフィン厚さの 1/2 [m]
		α_{FH_2}	H_2 側 (凝縮器内面) のフィン部熱伝達率 [W/m ² /K]
		α_{FHe}	He 側フィン部熱伝達率

	[W/m ² /K]
α_{H_2}	H ₂ 側（凝縮器内面）の熱伝達率
	[W/m ² /K]
α_{He}	He 側熱伝達率 [W/m ² /K]
δ	液膜厚み [m]
δ_{av}	液膜平均厚み [m]
θ	コンデンサー容積に占める凝縮水素の割合 [-]
λ_{Cu}	無酸素銅の熱伝導率 [W/m/K]
λ_{He}	He の熱伝導率 [W/m/K]
λ_L	凝縮液体水素の熱伝導率
	[W/m/K]
μ	He の粘性係数 [kg/m/s]
μ_L	凝縮液体水素の粘性係数 [Pa s]
μ_V	水素蒸気の粘性係数 [Pa s]
ρ	He の密度 [kg/m ³]
ρ_L	凝縮液体水素の密度 [kg/m ³]
ρ_V	水素蒸気の密度 [kg/m ³]
ρ_{ML}	凝縮液体水素のモル密度
	[mol/m ³]
ρ_{MV}	飽和蒸気のモル密度 [mol/m ³]
ρ_v	水素蒸気の密度 [kg/m ³]
σ	表面張力 [N/m]
ν	He の動粘性係数 [m ² /s]
ν_L	凝縮液体水素の動粘性係数 [m ² /s]
ϕ_{H_2}	H ₂ 側（凝縮器内面）のフィン効率
	[-]
ϕ_{He}	冷媒 He 側のフィン効率 [-]

表1 ITER水素同位体分離システムの各深冷蒸留塔の凝縮器負荷値

	Column1	Column2	Column3	Column4
最大凝縮器負荷 [W]	372.6	536.2	446.3	576.5
最小凝縮器負荷 [W]	162.8	76.0	412.0	184.5

表2 ITER-ISSにコイルチューブ型凝縮器を採用した場合の設計結果

	単位	略号	Column1	Column2	Column3	Column4
凝縮器内飽和蒸気温度	K	Ts	23.22	20.40	23.66	24.27
凝縮器壁面温度	K	Tw	22.72	19.90	23.16	23.77
冷媒He出口温度	K	To	22.62	19.80	23.06	23.67
冷媒He圧力	Mpa	P	0.14	→	→	→
凝縮器の必要除熱量	W	Q	372.6	536.2	446.3	576.5
凝縮器内径	m	dc	0.18	→	→	→
凝縮器外径	m	Dc	0.20	→	→	→
凝縮器の高さ	m	L	0.50	1.08	0.57	0.65
冷媒Heコイル径	m	DH	0.2150	0.2210	0.2150	0.2150
冷媒He管内径	m	d	0.0120	0.0180	0.0120	0.0120
冷媒He管外径	m	D	0.0150	0.0210	0.0150	0.0150
コイルのピッチ	m	Pi	0.0165	0.0231	0.0165	0.0165
冷媒He入口温度	K	Ti	18.7	18.7	20.6	20.6
冷媒He質量流量	g/s	F	17.9	91.5	34.1	35.4

表3 凝縮器の必要除熱量の変化への対応

Column1A-冷媒He入口温度による対応

Column1B-冷媒He質量流量による対応

	単位	略号	Column1	Column1A	Column1B
凝縮器内飽和蒸気温度	K	Ts	23.22	21.18	21.18
凝縮器壁面温度	K	Tw	22.72	20.68	20.68
冷媒He出口温度	K	To	22.62	20.58	20.58
冷媒He圧力	Mpa	P	0.14	→	→
凝縮器の必要除熱量	W	Q	372.6	162.8	162.8
冷媒He入口温度	K	Ti	18.70	20.07	18.70
冷媒He質量流量	g/s	F	17.89	17.89	7.57

表4 冷媒He圧力が凝縮器規模に与える影響評価 (コイルチューブ型凝縮器)

冷媒He圧力	単位	略号	0.14MPa	0.20MPa	0.40MPa	0.80MPa
凝縮器内飽和蒸気温度	K	Ts	20.40	→	→	→
凝縮器壁面温度	K	Tw	19.90	→	→	→
冷媒He出口温度	K	To	19.80	→	→	→
冷媒He圧力	Mpa	P	0.14	0.20	0.40	0.80
凝縮器の必要除熱量	W	Q	536.2	→	→	→
凝縮器内径	m	dc	0.18	→	→	→
凝縮器外径	m	Dc	0.20	→	→	→
凝縮器の高さ	m	L	1.08	0.98	0.82	0.77
冷媒Heコイル径	m	DH	0.2210	0.2180	0.2124	0.2104
冷媒He管内径	m	d	0.0180	0.0150	0.0094	0.0074
冷媒He管外径	m	D	0.0210	0.0180	0.0124	0.0104
コイルのピッチ	m	Pi	0.0231	0.0198	0.0136	0.0114
冷媒He入口温度	K	Ti	18.70	→	→	→
冷媒He質量流量	g/s	F	91.5	→	→	→
冷媒He側の伝熱面積	m ²	AHe	0.4552	0.3916	0.2902	0.2578

表5 ITER-ISSにスパイラルフィン形状凝縮器を採用した場合の設計結果

	単位	略号	Column1	Column2	Column3	Column4
凝縮器内飽和蒸気温度	K	Ts	23.22	20.40	23.66	24.27
凝縮器壁面温度	K	Tw	22.72	19.90	23.16	23.77
冷媒He出口温度	K	To	22.6	19.8	23.1	23.7
冷媒He圧力	Mpa	P	0.14	→	→	→
凝縮器の必要除熱量	W	Q	372.6	536.2	446.3	576.5
凝縮器内径	m	dc	0.18	→	→	→
凝縮器外径	m	Dc	0.20	→	→	→
凝縮器の高さ	m	L	0.23	0.56	0.28	0.33
冷媒He管相当内径	m	de	0.0120	0.0180	0.0120	0.0120
冷媒He流路幅	m	a	0.0120	0.0180	0.0120	0.0120
冷媒He流路高さ (フィン除)	m	h	0.0120	0.0180	0.0120	0.0120
冷媒Heコイル内径	m	dHe	0.224	0.236	0.224	0.224
冷媒Heコイル外径	m	DHe	0.244	0.256	0.244	0.244
冷媒He入口温度	K	Ti	18.7	18.7	20.6	20.6
冷媒He質量流量	g/s	F	17.9	91.5	34.1	35.4

表6 スパイラルフィン形状凝縮器の径高に関する検討

凝縮器外径	単位	略号	0.200	0.185	0.150	0.135	0.120
凝縮器内飽和蒸気温度	K	Ts	20.40	→	→	→	→
凝縮器壁面温度	K	Tw	19.90	→	→	→	→
冷媒He出口温度	K	To	19.8	→	→	→	→
冷媒He圧力	Mpa	P	0.14	→	→	→	→
凝縮器の必要除熱量	W	Q	536.2	→	→	→	→
凝縮器内径	m	dc	0.180	0.165	0.130	0.115	0.100
凝縮器外径	m	Dc	0.200	0.185	0.150	0.135	0.120
凝縮器の高さ	m	L	0.56	0.60	0.73	0.80	0.89
冷媒He管相当内径	m	de	0.018	→	→	→	→
冷媒He流路幅	m	a	0.018	→	→	→	→
冷媒He流路高さ (フィン除)	m	h	0.018	→	→	→	→
冷媒Heコイル内径	m	dHe	0.236	0.221	0.186	0.171	0.156
冷媒Heコイル外径	m	DHe	0.256	0.241	0.206	0.191	0.176
冷媒He入口温度	K	Ti	18.7	→	→	→	→
冷媒He質量流量	g/s	F	91.5	→	→	→	→
冷媒He側の伝熱面積	m ²	AHe	0.1442	0.1459	0.1430	0.1424	0.1387

表7 冷媒He入口温度設定が凝縮器規模に与える影響の評価
(スパイラルフィン形状凝縮器)

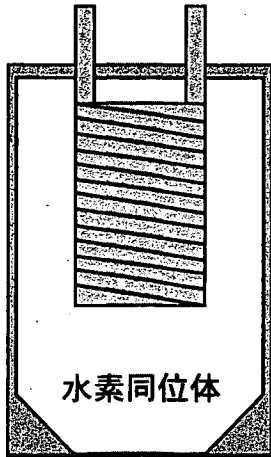
冷媒He入口温度	単位	略号	18.73	17.70	16.60	13.96
凝縮器内飽和蒸気温度	K	Ts	20.40	→	→	→
凝縮器壁面温度	K	Tw	19.90	→	→	→
冷媒He出口温度	K	To	19.8	→	→	→
冷媒He圧力	Mpa	P	0.14	→	→	→
凝縮器の必要除熱量	W	Q	536.2	→	→	→
凝縮器内径	m	dc	0.18	→	→	→
凝縮器外径	m	Dc	0.20	→	→	→
凝縮器の高さ	m	L	0.56	0.49	0.44	0.40
冷媒He管相当内径	m	de	0.0180	→	→	→
冷媒He流路幅	m	a	0.0180	→	→	→
冷媒He流路高さ (フィン除)	m	h	0.0180	→	→	→
冷媒Heコイル内径	m	dHe	0.236	→	→	→
冷媒Heコイル外径	m	DHe	0.256	→	→	→
冷媒He入口温度	K	Ti	18.73	17.70	16.60	13.96
冷媒He質量流量	g/s	F	94.1	48.0	31.5	17.2

表8 コンデンサーに凝縮する水素量の評価

	単位	略号	Column1	Column2	Column3	Column4
入力パラメーター						
凝縮器内飽和蒸気温度	K	Ts	23.22	20.4	23.66	24.27
H2			0.014	0.994	0.000	0.000
HD			0.289	0.006	0.003	0.001
HT			0.074	0.000	0.000	0.009
D2			0.620	0.000	0.997	0.316
DT			0.004	0.000	0.000	0.535
T2			0.000	0.000	0.000	0.139
凝縮器壁面温度	K	Tw	22.72	19.9	23.16	23.77
凝縮器内径	m	dc	0.18	→	→	→
凝縮器高さ	m	L	0.19	0.47	0.23	0.26
フィンの高さ	m	WH ₂	0.0298	0.0334	0.0294	0.0294
フィンの挿入枚数		N	8	→	→	→
物性						
凝縮液膜の平均温度	K	Tf	22.845	20.025	23.285	23.895
凝縮液体水素の密度	kg/m ³	ρ_L	147.4	71.0	162.5	200.6
水素の凝縮潜熱	J/kg	Δh	3.24E+05	4.51E+05	3.08E+05	2.74E+05
凝縮液体水素の粘性係数	Pa s	μ_L	2.80E-05	1.27E-05	3.08E-05	3.59E-05
凝縮液体水素の動粘性係数	m ² /s	ν_L	1.90E-07	1.78E-07	1.90E-07	1.79E-07
凝縮液体水素の熱伝導率	W/m/K	λ_L	1.24E-01	1.18E-01	1.32E-01	1.33E-01
凝縮液体水素のモル密度	mol/m ³	ρ_{ML}	3.97E+04	3.54E+04	4.06E+04	4.15E+04
飽和蒸気のモル密度	mol/m ³	ρ_{MV}	5.62E+02	5.76E+02	5.21E+02	5.17E+02
H2側熱伝達率	W/m ² /K	α_{H_2}	2.52E+03	1.78E+03	2.54E+03	2.58E+03
滞留水素量						
液膜平均厚み	m	δ_{av}	5.29E-05	7.13E-05	5.57E-05	5.54E-05
凝縮水素液量	m ³	R	1.05E-05	3.69E-05	1.33E-05	1.49E-05
コンデンサー容積に占める凝縮水素の割合	%	θ	0.22	0.31	0.23	0.23
凝縮器内の凝縮水素液量	mol	HLC	0.42	1.30	0.54	0.62
凝縮器内の水素蒸気量	mol	Hvc	2.71	6.87	3.04	3.41
凝縮液体水素のレイノルズ数		Re δ	105.7	292.9	123.1	136.1

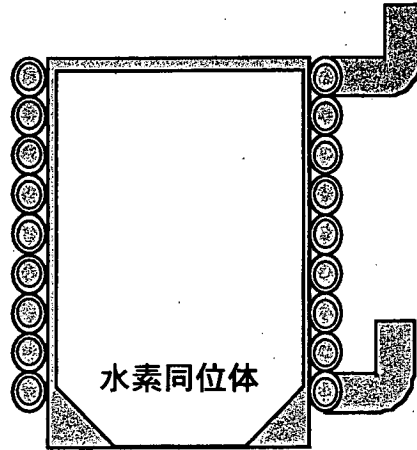
通常運転の場合

冷媒配管を凝縮器内部に配置



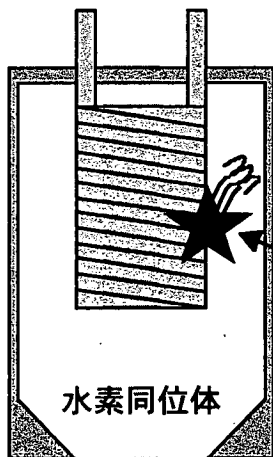
冷媒ヘリウム側伝熱面積を確保しやすい→凝縮器の必要体積が小さい

冷媒配管を凝縮器外部に配置

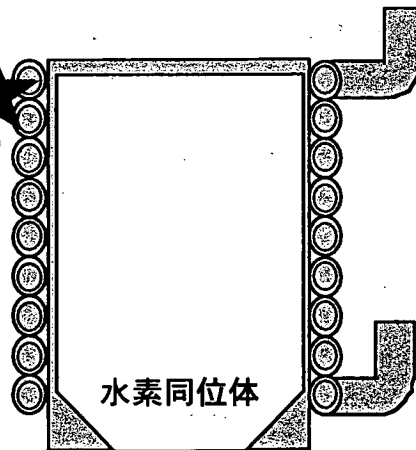


冷媒ヘリウム側伝熱面積を確保しにくい→凝縮器の必要体積が大きい

冷媒ヘリウム配管が損傷した場合



損傷



○ヘリウム冷媒が塔内へ漏洩、塔内が高圧になる可能性がある。

→設計圧に影響

→圧力緩衝タンク容量に反映

○ヘリウム冷媒ラインにトリチウム漏洩する可能性がある

→トリチウムバウンダリーの見直が必要

○ヘリウム冷媒は水素同位体を含む凝縮器内部と隔てられており、

蒸留塔を格納するコールドボックス（外側の容器）へ漏洩する。

→圧力緩衝タンク容量に反映

図1 ヘリウム冷媒配管の配置の優劣

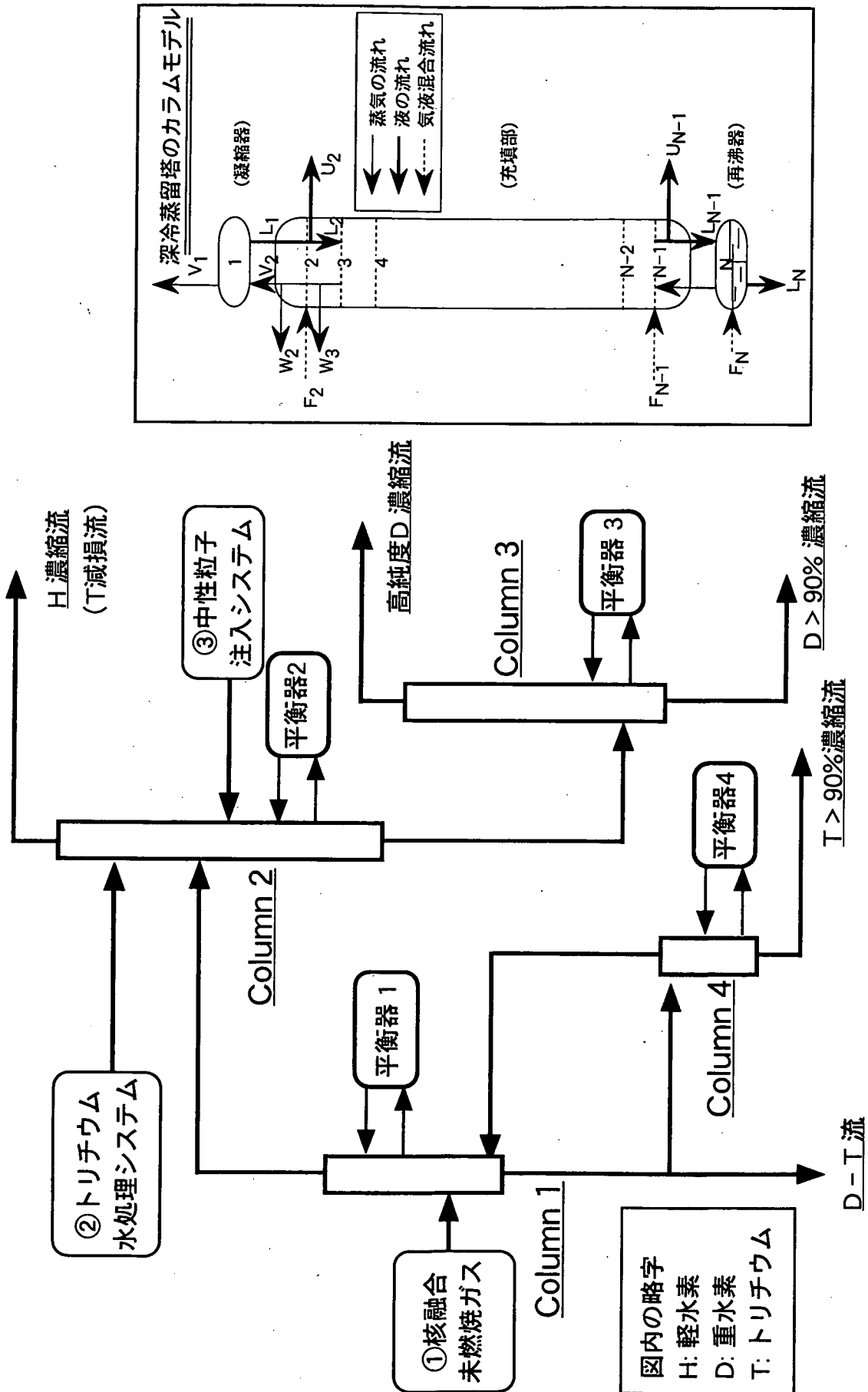
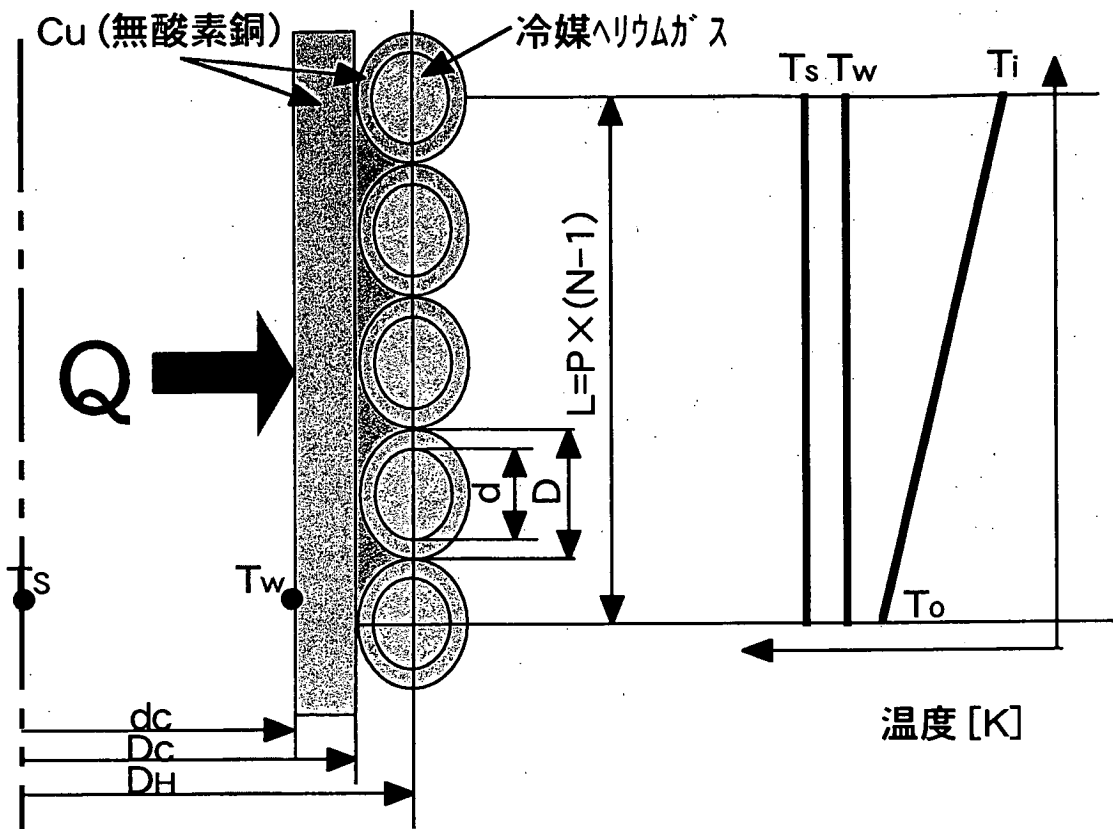


図2 ITER水素同位体分離システム(ISS)の深冷水素蒸留塔構成



Q : 凝縮器負荷 [W]
 d_c : 凝縮器内径 [m]
 D_c : 凝縮器外径 [m]
 D_H : 冷媒Heコイル径 [m]
 d : 冷媒He管内径 [m]
 D : 冷媒He管外径 [m]
 P_i : コイルのピッチ [m]
 N : コイルの巻き数 [-]
 L : 凝縮器高さ [m]

T_s : 飽和蒸気温度 [K]
 T_w : 凝縮器壁面温度 [K]
 T_i : 冷媒ヘリウム入口温度 [K]
 T_o : 冷媒ヘリウム出口温度 [K]

図3 コイルチューブ型凝縮器の計算モデル

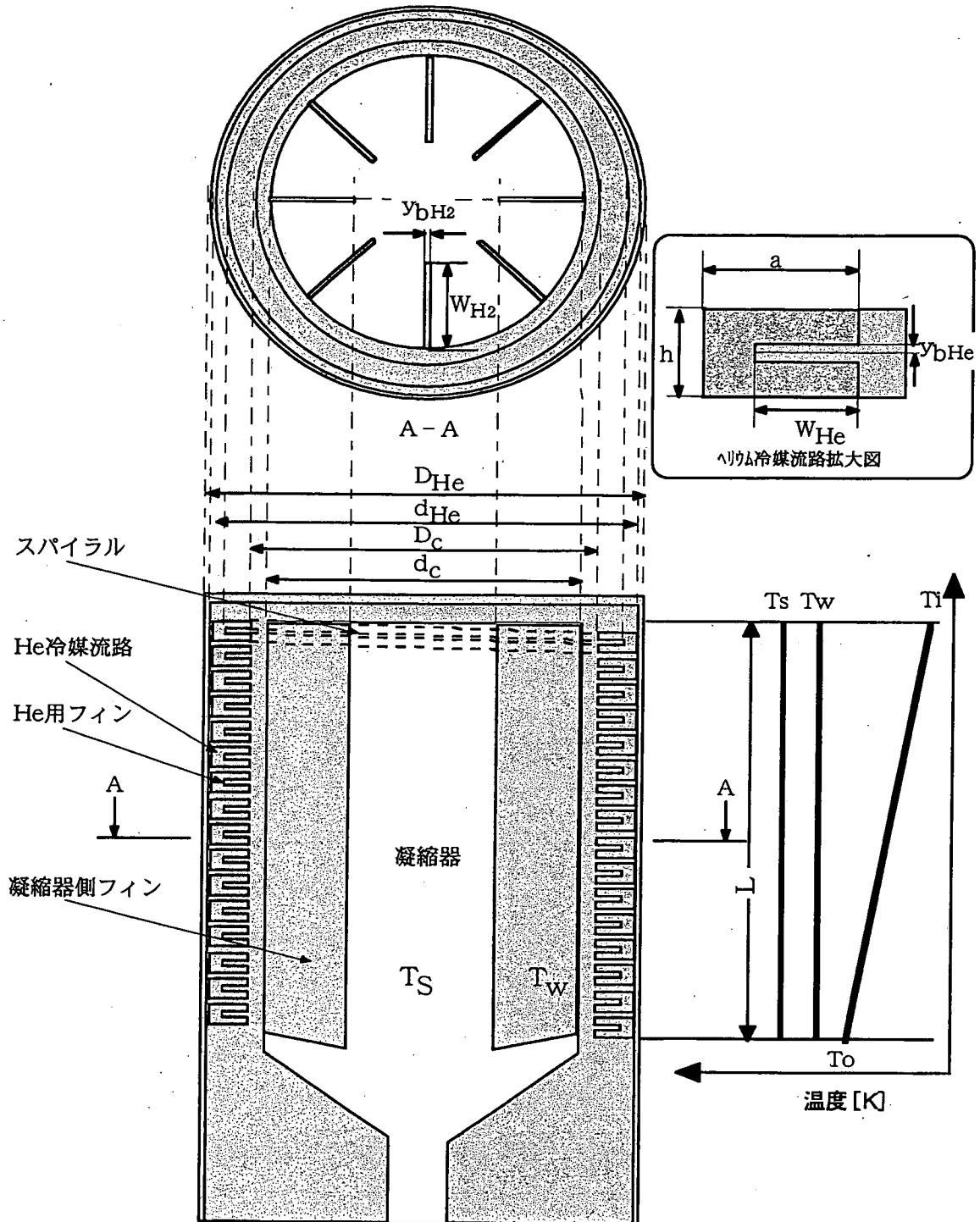


図4 フィン形状凝縮器の計算モデル

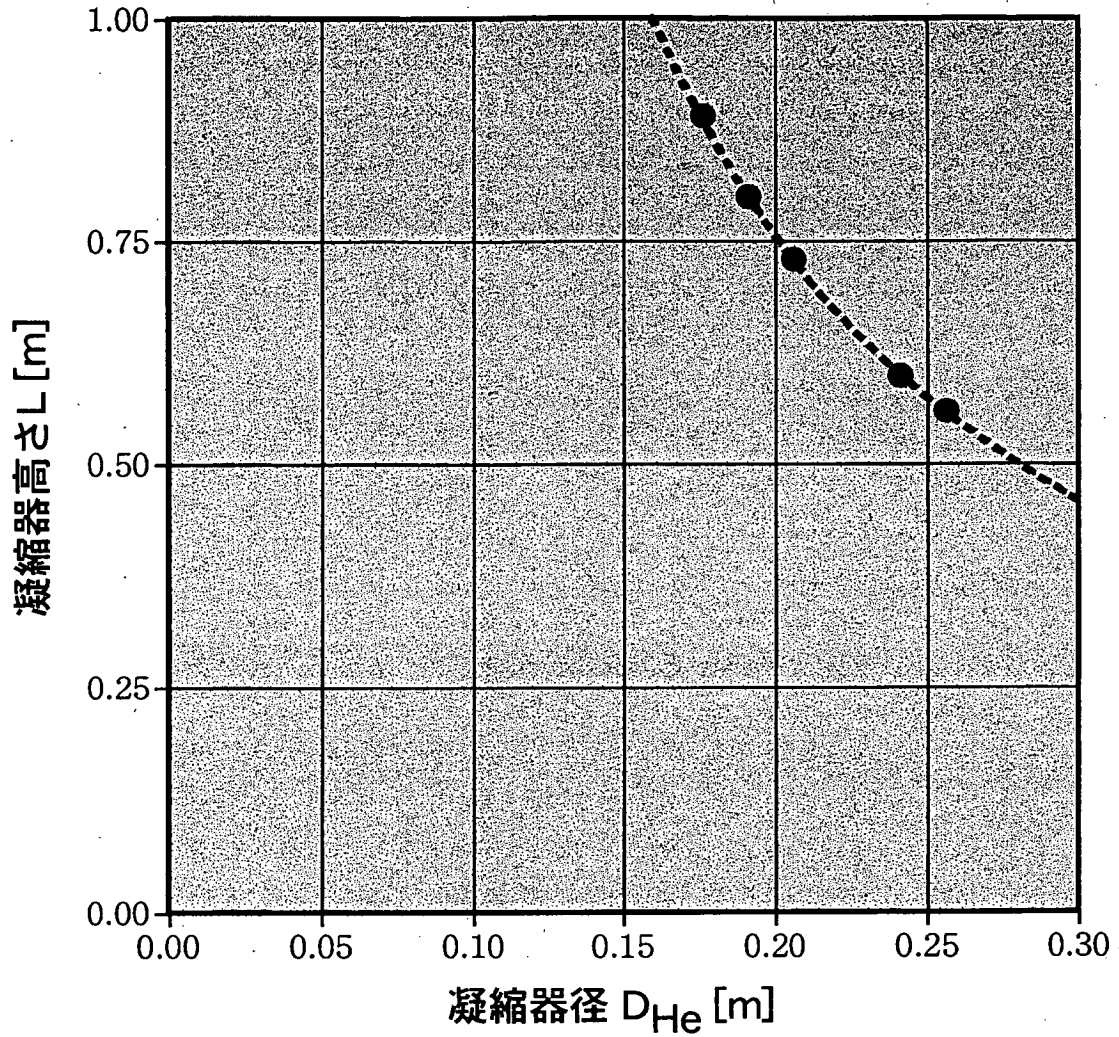


図5 一定の除熱要求を満たすフィン形状凝縮器の径高の関係

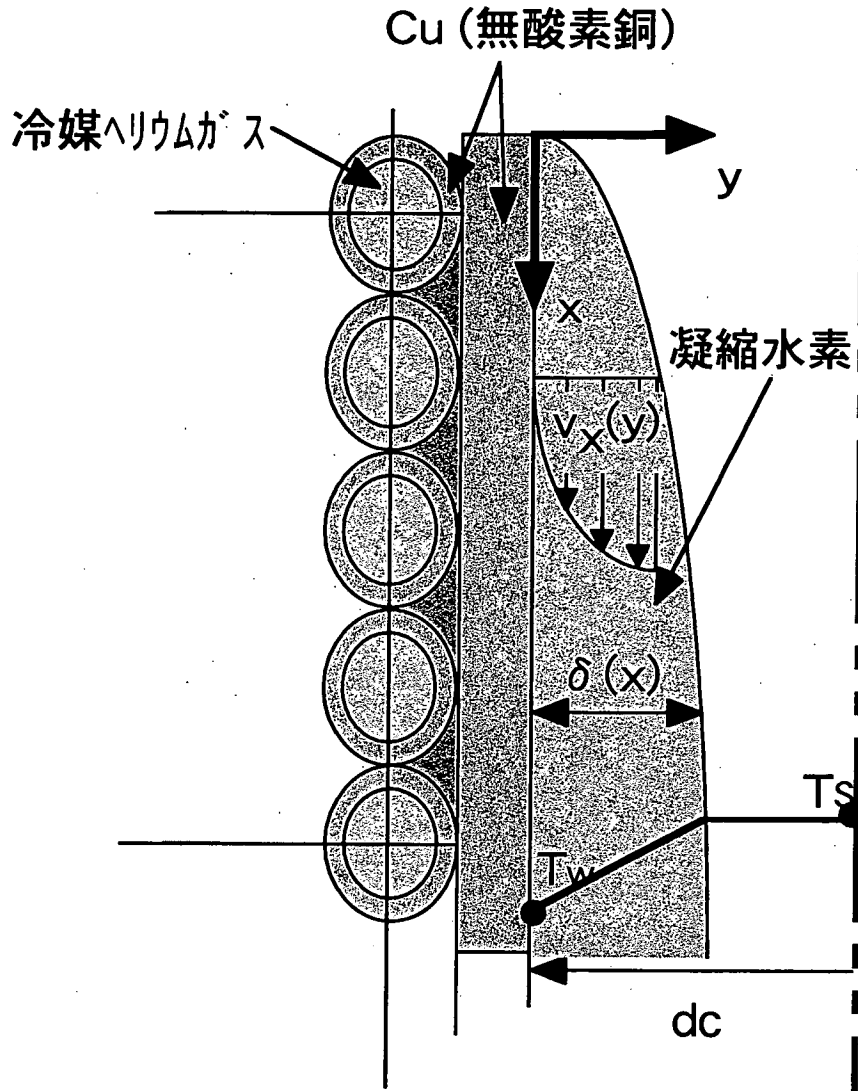


図6 凝縮器内部の水素同位体滞留量の簡易推算モデル

国際単位系 (SI) と換算表

表1 SI基本単位および補助単位

量	名称	記号
長さ	メートル	m
質量	キログラム	kg
時間	秒	s
電流	アンペア	A
熱力学温度	ケルビン	K
物質量	モル	mol
光度	カンデラ	cd
平面角	ラジアン	rad
立体角	ステラジアン	sr

表3 固有の名称をもつSI組立単位

量	名称	記号	他のSI単位による表現
周波数	ヘルツ	Hz	s ⁻¹
力	ニュートン	N	m·kg/s ²
圧力, 応力	パスカル	Pa	N/m ²
エネルギー, 仕事, 熱量	ジュール	J	N·m
工率, 放射束	ワット	W	J/s
電気量, 電荷	クーロン	C	A·s
電位, 電圧, 起電力	ボルト	V	W/A
静電容量	ファラド	F	C/V
電気抵抗	オーム	Ω	V/A
コンダクタンス	ジーメンス	S	A/V
磁束	ウェーバ	Wb	V·s
磁束密度	テスラ	T	Wb/m ²
インダクタンス	ヘンリー	H	Wb/A
セルシウス温度	セルシウス度	°C	
光照度	ルーメン	lm	cd·sr
照射量	ルクス	lx	lm/m ²
放射能	ベクレル	Bq	s ⁻¹
吸収線量	グレイ	Gy	J/kg
線量当量	シーベルト	Sv	J/kg

表2 SIと併用される単位

名称	記号
分, 時, 日	min, h, d
度, 分, 秒	°, ', "
リットル	l, L
トン	t
電子ボルト	eV
原子質量単位	u

1 eV = 1.60218 × 10⁻¹⁹ J
1 u = 1.66054 × 10⁻²⁷ kg

表4 SIと共に暫定的に維持される単位

名称	記号
オングストローム	Å
バ	b
バ	bar
ガ	Gal
キュリー	Ci
レントゲン	R
ラ	rad
レ	rem

1 Å = 0.1 nm = 10⁻¹⁰ m
1 b = 100 fm = 10⁻²⁸ m²
1 bar = 0.1 MPa = 10⁵ Pa
1 Gal = 1 cm/s² = 10⁻² m/s²
1 Ci = 3.7 × 10¹⁰ Bq
1 R = 2.58 × 10⁻⁴ C/kg
1 rad = 1 cGy = 10⁻² Gy
1 rem = 1 cSv = 10⁻² Sv

表5 SI接頭語

倍数	接頭語	記号
10 ¹⁸	エクサ	E
10 ¹⁵	ペタ	P
10 ¹²	テラ	T
10 ⁹	ギガ	G
10 ⁶	メガ	M
10 ³	キロ	k
10 ²	ヘクト	h
10 ¹	デカ	da
10 ⁻¹	デシ	d
10 ⁻²	センチ	c
10 ⁻³	ミリ	m
10 ⁻⁶	マイクロ	μ
10 ⁻⁹	ナノ	n
10 ⁻¹²	ピコ	p
10 ⁻¹⁵	フェムト	f
10 ⁻¹⁸	アト	a

(注)

- 表1-5は「国際単位系」第5版, 国際度量衡局 1985年刊行による。ただし, 1 eV および 1 uの値は CODATA の1986年推奨値によった。
- 表4には海里, ノット, アール, ヘクトールも含まれているが日常の単位なのでここでは省略した。
- bar は, JISでは流体の圧力を表わす場合に限り表2のカテゴリーに分類されている。
- EC閣僚理事会指令では bar, barn および「血圧の単位」mmHgを表2のカテゴリーに入れている。

換算表

力	N (=10 ⁵ dyn)	kgf	lbf
	1	0.101972	0.224809
	9.80665	1	2.20462
	4.44822	0.453592	1

粘度 1 Pa·s (N·s/m²) = 10 P (ポアズ) (g/(cm·s))

動粘度 1 m²/s = 10⁴ St (ストークス) (cm²/s)

圧	MPa (=10 bar)	kgf/cm ²	atm	mmHg (Torr)	lbf/in ² (psi)
	1	10.1972	9.86923	7.50062 × 10 ³	145.038
力	0.0980665	1	0.967841	735.559	14.2233
	0.101325	1.03323	1	760	14.6959
	1.33322 × 10 ⁻⁴	1.35951 × 10 ⁻³	1.31579 × 10 ⁻³	1	1.93368 × 10 ⁻²
	6.89476 × 10 ⁻³	7.03070 × 10 ⁻²	6.80460 × 10 ⁻²	51.7149	1

エネルギー・仕事・熱量	J (=10 ⁷ erg)	kgf·m	kW·h	cal (計量法)	Btu	ft·lbf	eV
	1	0.101972	2.77778 × 10 ⁻⁷	0.238889	9.47813 × 10 ⁻⁴	0.737562	6.24150 × 10 ¹⁸
	9.80665	1	2.72407 × 10 ⁻⁶	2.34270	9.29487 × 10 ⁻³	7.23301	6.12082 × 10 ¹⁹
	3.6 × 10 ⁶	3.67098 × 10 ⁵	1	8.59999 × 10 ⁵	3412.13	2.65522 × 10 ⁶	2.24694 × 10 ²⁵
	4.18605	0.426858	1.16279 × 10 ⁻⁶	1	3.96759 × 10 ⁻³	3.08747	2.61272 × 10 ¹⁹
	1055.06	107.586	2.93072 × 10 ⁻⁴	252.042	1	778.172	6.58515 × 10 ²¹
	1.35582	0.138255	3.76616 × 10 ⁻⁷	0.323890	1.28506 × 10 ⁻³	1	8.46233 × 10 ¹⁸
	1.60218 × 10 ⁻¹⁹	1.63377 × 10 ⁻²⁰	4.45050 × 10 ⁻²⁶	3.82743 × 10 ⁻²⁰	1.51857 × 10 ⁻²²	1.18171 × 10 ⁻¹⁹	1

1 cal = 4.18605 J (計量法)
= 4.184 J (熱化学)
= 4.1855 J (15 °C)
= 4.1868 J (国際蒸気表)
仕事率 1 PS (仏馬力)
= 75 kgf·m/s
= 735.499 W

放射能	Bq	Ci
	1	2.70270 × 10 ⁻¹¹
	3.7 × 10 ¹⁰	1

吸収線量	Gy	rad
	1	100
	0.01	1

照射線量	C/kg	R
	1	3876
	2.58 × 10 ⁻⁴	1

線量当量	Sv	rem
	1	100
	0.01	1

深冷水素蒸留装置用スパイラルフィン形状凝縮器の考案

R100

古紙配合率100%
白色度70%再生紙を使用しています。