



JAEA-Technology

2006-044



JP0650603

IFMIF ターゲットアセンブリ構造設計検討

Investigation of IFMIF Target Assembly Structure Design

井田 瑞穂 中村 博雄 山村 外志夫* 杉本 昌義

Mizuho IDA, Hiroo NAKAMURA
Toshio YAMAMURA* and Masayoshi SUGIMOTO

核融合研究開発部門

IFMIF 開発グループ

IFMIF Development Group
Fusion Research and Development Directorate

October 2006

Japan Atomic Energy Agency

日本原子力研究開発機構

JAEA-Technology

本レポートは日本原子力研究開発機構が不定期に発行する成果報告書です。

本レポートの入手並びに著作権利用に関するお問い合わせは、下記あてにお問い合わせ下さい。

なお、本レポートの全文は日本原子力研究開発機構ホームページ (<http://www.jaea.go.jp/index.shtml>)より発信されています。このほか財団法人原子力弘済会資料センター*では実費による複写頒布を行っております。

〒319-1195 茨城県那珂郡東海村白方白根 2 番地 4

日本原子力研究開発機構 研究技術情報部 研究技術情報課

電話 029-282-6387, Fax 029-282-5920

*〒319-1195 茨城県那珂郡東海村白方白根 2 番地 4 日本原子力研究開発機構内

This report is issued irregularly by Japan Atomic Energy Agency

Inquiries about availability and/or copyright of this report should be addressed to

Intellectual Resources Section, Intellectual Resources Department,

Japan Atomic Energy Agency

2-4 Shirakata Shirane, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-1195 Japan

Tel +81-29-282-6387, Fax +81-29-282-5901

© Japan Atomic Energy Agency, 2006

IFMIF ターゲットアセンブリ構造設計検討

日本原子力研究開発機構

核融合研究開発部門核融合エネルギー工学研究開発ユニット

井田 瑞穂*・中村 博雄・山村 外志夫*・杉本 昌義

(2006年8月8日受理)

国際核融合材料照射施設(IFMIF)を構成する機器のうちターゲットアセンブリの背面壁は最も強い中性子照射を受ける。そのため、背面壁とアセンブリとの接合部をリップ構造として溶接により交換する構造となっている。中性子照射下での背面壁の熱応力と変形を低減する上で背面壁のアセンブリに対する押し付け圧力が重要である。限られた配置スペース内で機械式クランプにより実現できる押し付け圧力を検討したところ、背面壁の内外圧力差 0.4 MPa まで可能であることを明らかにした。また、背面壁のステンレス鋼-低放射化フェライト鋼間の異材溶接部の中間材に関する実績調査結果では SUS309 が妥当であった。

施設運転に先立ってリチウム装荷時に液体リチウムが凝固しないようにターゲットアセンブリの温度を維持することが必要であり、アセンブリは保温材に覆われる。このアセンブリが設置されるテストセル室の雰囲気、熱伝導が大きなヘリウムである場合も保温材の厚さと重量が小さくても済むような高性能の保温材を調査した。その保温材がアセンブリ温度 300°C 程度まで熱伝導率 0.008 W/m·K を維持できるとすると、必要な保温材厚さは 8.2 mm、重量は 32 kg で済むことを明らかにした。また、保温材が施工できない背面壁の温度維持のための高発熱密度ヒーターを調査したところ窒化珪素ヒーターが妥当であり、背面壁上での配置・施工を検討した結果、必要発熱量 8.4 kW を達成できることを明らかにした。

約 1 t のターゲットアセンブリを遠隔でリチウムループから分離し、また、結合するための遠隔操作機器を検討した結果、レール付のリフターとスリット溝付の吊ピース等によりアセンブリの揺れ止めを確保することとした。また、センターリングロッド付のアセンブリ本体用サポートによりアセンブリの位置決め精度 ± 0.5 mm を確保することとした。

那珂核融合研究所(駐在): 〒311-0193 茨城県那珂市向山 801-1

※ 技術開発協力員

* 石川島播磨重工業(株)

Investigation of IFMIF Target Assembly Structure Design

Mizuho IDA[※], Hiroo NAKAMURA, Toshio YAMAMURA* and Masayoshi SUGIMOTO

Division of Fusion Energy Technology
Fusion Research and Development Directorate
Japan Atomic Energy Agency
Naka-shi, Ibaraki-ken

(Received August 8, 2006)

In the International Fusion Materials Irradiation Facility (IFMIF), the back-wall of target assembly is the part suffered the highest neutron-flux. The back-wall and the assembly are designed to have lips for cutting/welding at the back-wall replacement. To reduce thermal stress and deformation of the back-wall under neutron irradiation, contact pressure between the back-wall and the assembly is one of dominant factors. Therefore, an investigation was performed for feasible clamping pressure of a mechanical clamp set in limited space around the back-wall. It was clarified that the clamp can give a pressure difference up to 0.4 MPa between the contact pressure and atmosphere pressure in the test cell room. Also a research was performed for the dissimilar metal welding in the back-wall. Use of 309 steel was found adequate as the intermediate filler metal through the research of previous welding.

Maintaining a temperature of the target assembly so as to avoid a freezing of liquid lithium is needed at the lithium charge into the loop before the beam injection. The assembly is covered with thermal insulation. Therefore, a research and an investigation were performed for compact and light thermal-insulation effective even under helium (i. e. high heat-conduction) condition of the test cell room. The result was as follows; in the case that a thermal conductivity 0.008 W/m·K of one of found insulation materials is available in the temperature range up to 300°C of the IFMIF target assembly, needed thickness and weight of the insulation were respectively only 8.2 mm and 32 kg. Also a research was performed for high-heat-density heaters to maintain temperature of the back-wall which can not be cover with insulation due to limited space. A heater made of silicon-nitride was found to be adequate. Total heat of 8.4kW on the back-wall was found to be achievable through an investigations of heater arrange.

Also an investigation was performed for remote-handling device to replace the target assembly with weight of 1ton. The result was as follows; a restrain of swing of the assembly is achievable by using the designed lifter and suspending pieces. Alignment accuracy of ± 0.5 mm is achievable by using the designed target support.

Keywords : IFMIF, Target Assembly, Back Wall, Structure Design

※ Cooperative Staff

* Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.

目次

1. はじめに	1
1.1 IFMIF ターゲット系概要	1
1.2 これまでの設計検討の進展	1
1.2.1 背面壁取付構造	1
1.2.2 背面壁およびターゲットアセンブリの温度維持	2
1.2.3 ターゲットアセンブリの遠隔交換	2
1.3 本報告書の検討範囲	2
2. 背面壁クランプ構造の検討	5
2.1 クランプ形状の選定	5
2.2 必要なクランプ拘束力の導出	5
2.2.1 検討条件	5
2.2.2 計算方法	6
2.2.3 計算結果	6
2.3 クランプ強度の成立性検討	6
2.3.1 クランプの中心軸方向の強度	6
2.3.2 クランプ径方向の強度	7
2.3.3 クランプの合成応力評価	8
3. 高性能保温材のターゲットアセンブリへの適用の検討	17
3.1 断熱性の高い保温材の調査	17
3.2 保温材厚さおよび放熱量の評価	17
3.2.1 検討条件	17
3.2.2 計算方法	18
3.2.3 計算結果	20
3.3 保温構造体重量計算	20
3.3.1 計算条件	20
3.3.2 計算結果	20
4. 高発熱密度ヒータの背面壁への適用の検討	25
4.1 高発熱密度を実現し得るヒータの調査	25
4.2 高発熱密度ヒータを背面壁に施工する方法の検討	25
4.2.1 検討条件	25
4.2.2 検討結果	25

5. ターゲットアセンブリの分離／結合方法の検討	29
5.1 ターゲットアセンブリの揺れ防止	29
5.1.1 リフター構造および使用方法	29
5.1.2 吊りピース構造および使用方法	29
5.2 ターゲットアセンブリの位置決め	29
6. 背面壁異材溶接の検討	36
6.1 溶接中間材	36
6.2 溶接条件	36
7. まとめおよび今後の課題	37
7.1 まとめ	37
7.1.1 背面壁クランプ構造	37
7.1.2 ターゲットアセンブリ用高性能保温材	37
7.1.3 背面壁用高発熱密度ヒーター	37
7.1.4 ターゲットアセンブリの分離／結合方法	38
7.1.5 背面壁の異材溶接	38
7.2 今後の課題	38
謝辞	38
参考文献	39

Contents

1. Introduction	1
1.1 Overview of IFMIF Target System	1
1.2 Achievements in Previous Design Activities	1
1.2.1 Structure to Attach Back-wall	1
1.2.2 Conservation of Thermal Conditions of Back-wall and Target Assembly ..	2
1.2.3 Remote Replacement of Target Assembly	2
1.3 Scope of the Report	2
2. Investigation of Structure of Back-wall Clamp	5
2.1 Selection of Clamp Shape	5
2.2 Calculation of Required Clamping Force	5
2.2.1 Calculation Condition	5
2.2.2 Calculation Method	6
2.2.3 Calculation Result	6
2.3 Investigation of Feasibility of Clamping	6
2.3.1 Clamping Force in Axial Direction	6
2.3.2 Clamping Force in Radial Direction	7
2.3.3 Composed Clamping Force	8
3. Investigation of Application of High-performance Thermal Insulation to Target Assembly	17
3.1 Research on Thermal Insulation with Low Thermal-conductivity	17
3.2 Calculation of Insulation Thickness and Heat Loss	17
3.2.1 Calculation Condition	17
3.2.2 Calculation Method	18
3.2.3 Calculation Result	20
3.3 Calculation of Insulation Weight	20
3.3.1 Calculation Condition	20
3.3.2 Calculation Result	20
4. Investigation of Application of High-heat-density Heater to Back-wall	25
4.1 Research on Heater to Actualize High Heat-density	25
4.2 Investigation of Method to Adapt High-heat-density Heaters to Back-wall ..	25
4.2.1 Investigation Condition	25
4.2.2 Investigation Result	25

5. Investigation of Method to Replace Target Assembly	29
5.1 Measure to Restrain Swing of Target Assembly	29
5.1.1 Structure and Usage of Lifter	29
5.1.2 Structure and Usage of Suspending Piece	29
5.2 Alignment of target Assembly	29
6. Investigation of Dissimilar Metal Welding	36
6.1 Intermediate Filler Metal	36
6.2 Welding Condition	36
7. Summary and Future Tasks	37
7.1 Summary	37
7.1.1 Structure of Back-wall Clamping	37
7.1.2 High-performance Thermal Insulation for Target Assembly	37
7.1.3 High-heat-density Heater for Back-wall	37
7.1.4 Method of Target Assembly Replacement	38
7.1.5 Dissimilar Metal Welding on Back-wall	38
7.2 Future Tasks	38
Acknowledgements	38
References	39

1. はじめに

1.1 IFMIF ターゲット系概要

国際核融合材料照射施設 (IFMIF) は核融合模擬中性子束を発生し、核融合候補材料に対し平均損傷 20 dpa/年の中性子照射を行う施設であり、重陽子-リチウム(D-Li)反応により中性子を発生するための重陽子加速器系、液体リチウムターゲット系、および、発生した中性子を用いた材料照射試験と照射後試験のためのテストセル系から構成される。これらのうちターゲット系の主要な設計仕様を表 1.1 に示す。エネルギー40 MeV、電流値 250 mA の重陽子ビーム入射がリチウムターゲットに与える熱負荷は、10 MW @ $\varnothing 0.2 \text{ m} \times \varnothing 0.05 \text{ m}$ であり、その除熱のために図 1.1 に示すターゲットアセンブリ内で液体リチウムが最大流速 20 m/s で流される。発生する中性子束は背面壁に隣接する照射試験領域で最大 $6 \times 10^{18} \text{ n/m}^2 \cdot \text{s}$ であり、中性子発生領域により近い背面壁の照射損傷を考慮して、11 ヶ月の照射運転毎に背面壁を交換する計画となっている。[1]

表 1.1 IFMIF ターゲット系の主要な設計仕様

項目	仕様
重陽子エネルギー、ビーム電流値	40 MeV、125 mA x 2 台
平均熱負荷密度	1 GW/m ²
リチウム流上のビームフットプリント	$\varnothing 50 \text{ mm} \times \varnothing 200 \text{ mm}$
ビーム入射部でのリチウム流の幅、厚さ	$\varnothing 260 \text{ mm} \times \varnothing 25 \text{ mm}$
ビーム入射部でのリチウム流流速	15 m/s (運転範囲：10-20 m/s)
背面壁曲率半径	0.25 m
ビーム入射部上流でのリチウム温度	250 °C (nominal) - 300 °C
リチウム自由表面付近での真空度	10 ⁻³ Pa
機器材質 (背面壁) (その他)	SUS316L または低放射化フェライト鋼 SUS316L
機器内壁腐食損耗率 (背面壁、ノズル) (その他)	< 1 μm /年 < 50 μm /30 年
機器交換頻度 (背面壁) (その他)	11 ヶ月毎 30 年間交換しない

1.2 これまでの設計検討の進展

1.2.1 背面壁取付構造

前述のような交換計画に対応して、背面壁とターゲットアセンブリとの接続部にはそれぞれリップ部 (帽子の鍔のような薄板構造) が設けられ、ここを YAG レーザーにより遠隔で溶接/溶断することにより背面壁の取付/取外ができる設計となっている。この溶接部の機能は液体リチウムの漏洩を防ぐことであり、背面壁をある程度の拘束力でターゲットアセンブリに押し付けるために、さらにその外側に機械的なクランプが取り付けられる。これまでに実施した、IFMIF 運転中の中

性子核発熱による背面壁の熱応力解析では、背面壁をターゲットアセンブリに対して押し付ける圧力を大きくすると、背面壁からターゲットアセンブリへの熱の移動が増大し、背面壁温度が低下・均一化され、背面壁の熱応力と変形が小さくなることが判明している。[2]

なお、熱応力許容地および放射化を考慮して背面壁はF82H製とし、YAGレーザーにより遠隔溶接を施す背面壁周囲部分（リップ部を含む）のみをターゲットアセンブリと同様のSUS製とすることで検討がすすんでいる。この場合、SUS-F82H間の異材溶接は背面壁製作時に工場にて作業員が直接実施できることになるが、ステンレス鋼-フェライト鋼間の異材溶接は実施例が少なく、最適な溶接方法や溶接基準は未確定である。

1.2.2 背面壁およびターゲットアセンブリの温度維持

図1.1はターゲットアセンブリおよび背面壁の主要な部分のみを示しているが、実際には図1.2に模式的に示すように、ターゲット系運転に先立ちループヘリウムを装荷する際にリチウム固化（融点：約181℃）を防止するため、入口側リチウム配管を保温材または多層熱遮蔽板（SUS304製、1枚あたり10.2 mm）で覆うこととしている。これまでに実施した保温構造の検討では、テストセル室を真空にできるなら5枚の熱遮蔽板で保温できるが、現実的な条件である1気圧弱のヘリウム雰囲気の場合は38枚もの熱遮蔽板必要となり、熱遮蔽板だけでも重量が約2.8 tとなり、ターゲットアセンブリ本体の重量（約1 t）をはるかに上回ることが判明している。[3]

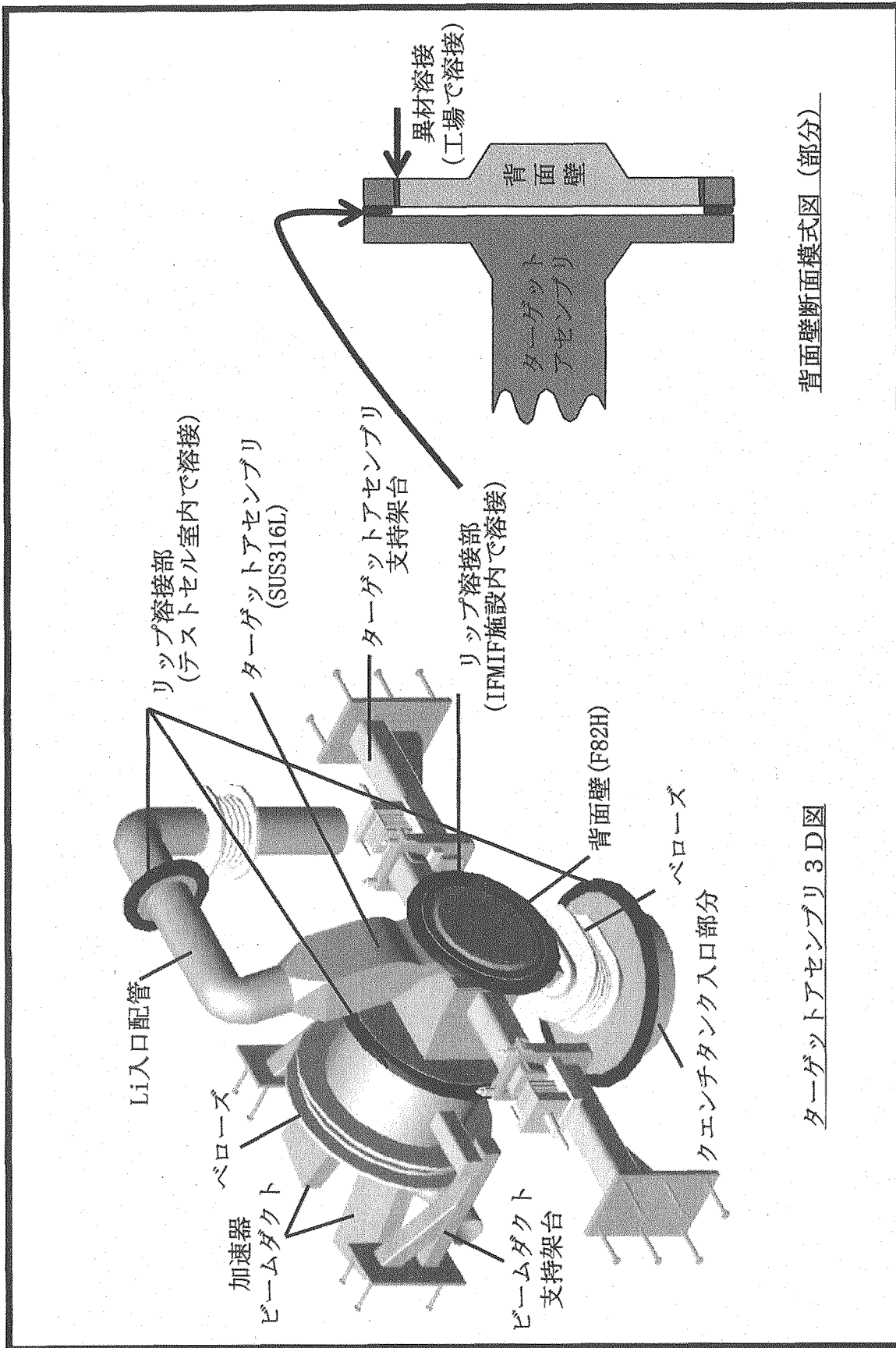
図1.2に示すように背面壁は垂直テストアセンブリ（VTA）と 2 ± 0.5 mmの間隙をもって近接して保温材も多層熱遮蔽板も施工できない。これまでに実施した温度維持条件の検討では、ヘリウム雰囲気中で直径約0.7 mの背面壁の温度を維持しようとする容量約9 kWのヒーターが必要であり、その発熱密度は 2.9×10^4 W/m²にも達し、一般のヒーターの容量（数千W/m²）をはるかに上回ることが判明している。[3]

1.2.3 ターゲットアセンブリの遠隔交換

このようなターゲットアセンブリを ± 0.5 mmの精度で据付けるためのサポートとしては図1.1に示すようなものが検討されてきたが、重量約1 tのターゲットアセンブリを途中で揺れることなく搬送し、精度よく設置するための遠隔装置のほうの構造検討は未実施であった。

1.3 本報告書の検討範囲

本報告書は前述のような熱条件、機器配置条件、遠隔交換に対応したターゲットアセンブリ構造の検討結果をまとめたものである。2章では背面壁をターゲットアセンブリに拘束するためのクランプの押付圧の可能な範囲およびそれを実現する構造を検討した。3章では前年度までの検討よりも保温性のある保温材を用いた場合のターゲットアセンブリ保温性能を検討した。4章では背面壁への高発熱密度ヒータの敷設を検討した。5章ではテストセル室内でターゲットアセンブリをリチウムループおよび加速器ダクトから安定して分離/結合する方法を検討した。また、6章では背面壁に適用される異材溶接の溶接中間材および溶接条件に関し調査、検討した。



背面壁断面模式図 (部分)

ターゲットアセンブリ 3D図

図 1.1 ターゲットアセンブリおよび背面壁

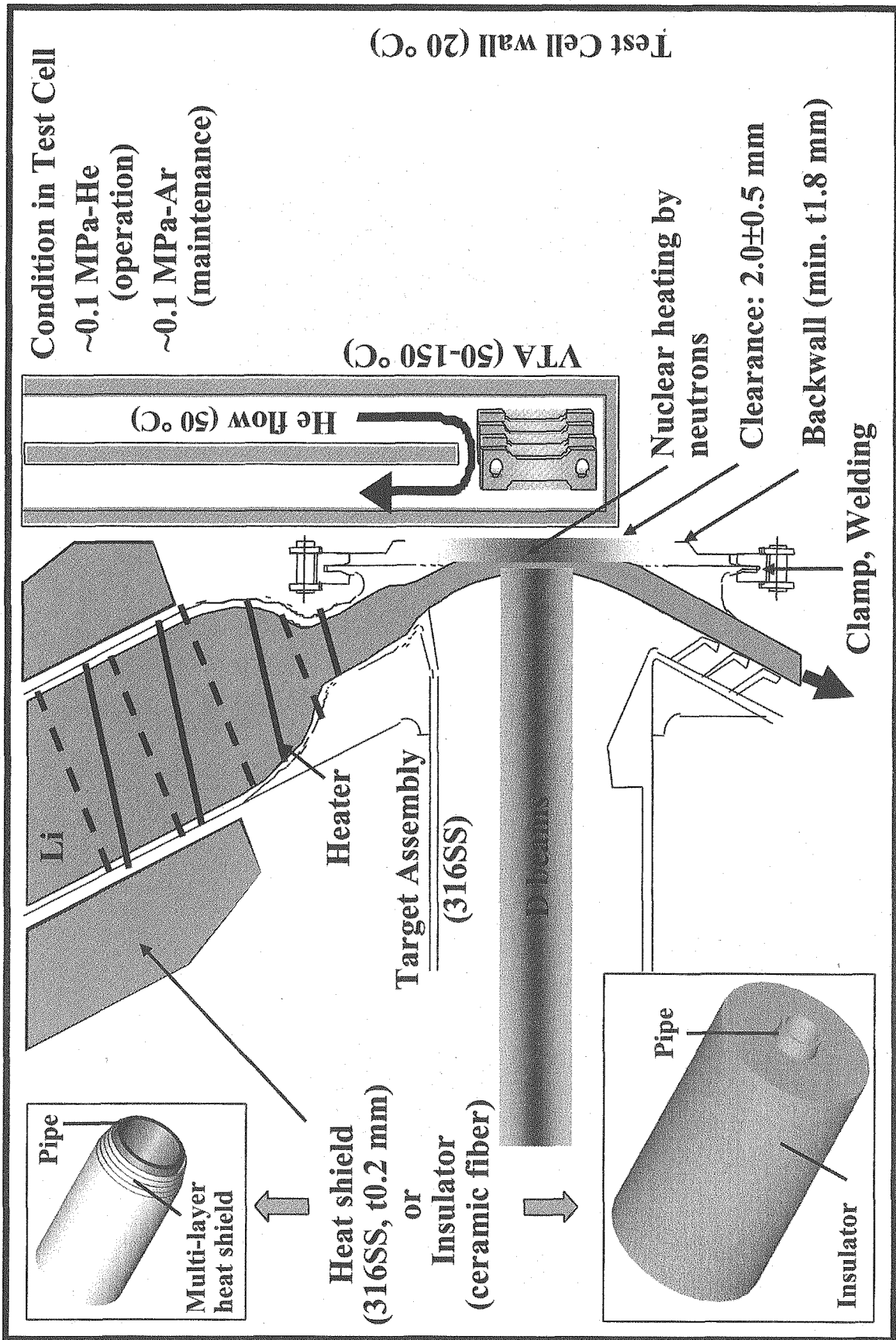


図 1.2 ターゲットアセンブリおよび背面壁の熱的条件

2. 背面壁クランプ構造の検討

背面壁をターゲットアセンブリに対し拘束するための現実的なクランプ形状、拘束力を検討した。まず、他のクランプ事例をもとに IFMIF ターゲット背面壁用クランプの概略形状を定め、次に、背面壁押付圧を与えるクランプ拘束力を求め、最後に、垂直テストアセンブリ(VTA)との干渉を考慮して可能なクランプサイズ範囲内で材料強度的に成立するクランプ押付圧を検討した。

2.1 クランプ形状の選定

一般的にプラントの配管支持装置として、また、真空ダクトのフランジ部継手等実績があるものを参考として、ターゲットアセンブリ本体と背面壁を拘束するクランプは、配管支持装置および真空ダクトフランジ部継手と同様の円環形状を採用した。さらに、背面壁の楔形状部を挟み込むために、クランプ内面側を凹形状にした。選定したクランプ形状を図 2.1 に示す。

2.2 必要なクランプ拘束力の導出

IFMIF の条件として想定される背面壁押付圧、テストセル室内雰囲気圧力、リチウム流れ場の遠心力等に対応して、必要なクランプ拘束力を力学計算にて求めた。

2.2.1 検討条件

(1) IFMIF で想定される条件

- ・ターゲットアセンブリ本体～背面壁間の押付圧力目標値は 0.5 MPa とする。本計算では 0.0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 MPa の 5 通りについて検討した。
- ・テストセル室内の圧力は、真空、0.1 MPa の 2 通りとした。
- ・液体リチウムが背面壁の凹面に与える圧力は、0.02 MPa とした。(流速 20 m/s、曲率半径 0.25 m に対応)

(2) 計算モデル

- ・ターゲットアセンブリ本体～背面壁間の接触面は、全面が均等に押し付け合うものとする。
- ・ターゲットアセンブリ本体～背面壁間の押付圧力は、背面壁の内圧と外圧との差圧とする。内圧はクランプによる背面壁内の圧力と液体リチウムが背面壁の凹面に与える圧力の和とし、外圧はテストセル室内雰囲気圧力とする。
- ・背面壁の内圧・外圧による作用力は、図 2.2 に示す計算モデルによるものとする。ターゲットアセンブリおよび背面壁の径方向先端近傍の楔形状傾斜角度は $\pm 15^\circ$ とする。

2.2.2 計算方法

図 2.2 に示すように、背面壁の内外差圧により、背面壁に押し付け力が生じる。ターゲットアセンブリ本体と背面壁は楔形状部分でクランプにより拘束される。計算に用いた諸量およびそれらの関係は以下のとおりである。

- Abw : 背面壁の内面側の全面積 (πR^2)
- R : 背面壁の半径 (357.5 mm)
- F_1 : 背面壁押し付け力 ($Abw \cdot \Delta P$)
- F_2 : 背面壁の径方向の力 ($F_1 \cdot \tan\theta$)
- F : 背面壁の楔形状面の直角方向の力 ($F_1 / \cos\theta$)
- ΔP : 背面壁の内外差圧 ($P_i + P_l - P_o$) [MPa]
- P_i : 背面壁押し付け圧力 (0.0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 MPa)
- P_l : 液体リチウムが背面壁の凹面に与える圧力 (0.02 MPa)
- P_o : テストセル内の雰囲気圧力 (0.1, 0.1 MPa)
- θ : 背面壁の楔形状面の角度 (15°)

2.2.3 計算結果

クランプの軸方向と放射状方向に作用するクランプ拘束力を計算した結果を表 2.1 に示す。2.1.1 に示した検討条件に対応して Case-1 から Case-16 の 16 通りについて計算した。そのなかで要求されるクランプ拘束力が最大となる背面壁とアセンブリ本体間の押し付け圧力 0.5 MPa、テストセル室内雰囲気圧力 0 MPa (Case-11) における計算結果を以下に示す。

- ・クランプの軸方向 : $F_1 = 2.01 \times 10^5$ N (20.5 ton)
- ・クランプ放射状方向 : $F_2 = 5.38 \times 10^4$ N (5.5 ton)

2.3 クランプ強度の成立性検討

クランプ中心軸方向と径方向の強度に分けてクランプの強度検討を行ない、それらの合成強度がクランプ材料許容値以下であるかどうかを評価した。それぞれの計算方法および結果は 2.3.1 (クランプ中心軸方向の強度)、2.3.2 (径方向の強度)、および 2.3.3 (合成強度) に示す。なお、強度評価の基準として、ASME に定められている最大許容応力値[4]を採用した。この際、クランプの材質を SUS316L とし、設計温度を 350°C とした。検討は Case-11~Case15 (背面壁内外差圧: 0.5、0.4、0.3、0.2、0.1 MPa) のについて実施した。

2.3.1 クランプの中心軸方向の強度

図 2.3 に示す計算モデルを用いて強度計算をクランプ全周について行った。背面壁押し付け力 (F_1) は表 2.1 に示す値であり、計算上のクランプ断面形状幅 (b_1) はクランプ全周分である。計算に用いた諸量およびそれらの関係は以下のとおりである。

- σ_1 : クランプ中心軸方向の応力 ($\sigma_{1t} + \sigma_{1b}$)
- σ_{1t} : 背面壁押付け力によって生じる応力 (F_1 / A_1)
- σ_{1b} : 背面壁押付け力によって生じる曲げ応力 (M_1 / Z_1)
- F_1 : 背面壁押付け力
- M_1 : クランプ中心軸方向の曲げモーメント ($F_1 \cdot L_1$)
- Z_1 : クランプ中心断面の断面係数 ($b_1 \cdot h_1^2 / 6$)
- A_1 : クランプ中心断面の断面積 ($b_1 \cdot h_1$)
- b_1 : 断面積 (A_1) の幅 ($2\pi\rho_1$)
- h_1 : 断面積 (A_1) の高さ (18 mm)
- L_1 : 断面積 (A_1) 中心から荷重 (F_1) 作用点間の距離 (47 mm)
- ρ_1 : 断面積 (A_1) 中心からクランプ中心間の距離 (368.5 mm)

Case-11~Case15 でのクランプ軸方向の強度計算結果を表 2.2 に示す。背面壁内外差圧が最大の 0.5 MPa において、クランプ軸方向の引張応力は約 80 N/mm² 生じる。

2.3.2 クランプ径方向の強度

円環形状クランプを曲がり梁として、図 2.4 に示す計算モデルを用いて強度計算を行った。即ち、クランプ全体の半分をモデル化し、クランプの凹形状横断面は断面積が等価な台形と見なすものとした。また、クランプボルト中心位置は、クランプ外径面から 50 mm 外側とした。

計算に用いた諸量は以下のとおりである。

- F_2 : 背面壁の径方向の力
- N_2 : クランプの断面軸力
- M_2 : クランプの曲げモーメント
- σ_{21} : クランプの最外面における繊維応力
- σ_{22} : クランプの最内面における繊維応力
- σ_2 : クランプの径方向の応力
- κ : クランプの断面係数
- ρ_2 : クランプの横断面積重心点の曲率半径 (377.5 mm - e_{21})
- δ_2 : クランプ軸中心からボルトまでの距離 (377.5 mm + 50 mm)
- A_{21} : クランプの横断面積
- e_{21} : 横断面重心点から曲がり梁の外表面間距離 ($[h_2/3][b_{21}+2b_{22}]/[b_{21}+b_{22}]$)
- e_{22} : 横断面重心点から曲がり梁の内表面間距離 ($[h_2/3][2b_{21}+b_{22}]/[b_{21}+b_{22}]$)
- h_2 : 横断面の高さ (56 mm)
- b_{21} : 横断面上辺 (クランプ外表面) の幅 (50 mm)
- b_{22} : 横断面下辺 (クランプ内表面) の幅 (24 mm)
- ϕ_2 : クランプの任意の点での法線が 0°-180°の直線となす角度 (0°)
- τ_2 : クランプのせん断応力

図 2.4 で示されるモデル寸法および表 2.1 の背面壁の径方向の力 (F_2) からクランプの径方向の応力 (σ_2) を曲がり梁問題として以下のように[5]計算した。

$$\text{クランプの最外面における繊維応力: } \sigma_{21} = (N_2/A_2) + (M_2/A_2\rho_2) \cdot \{1+(1/\kappa) [e_{21}/(\rho_2+e_{21})]\}$$

$$\text{クランプの最内面における繊維応力: } \sigma_{22} = (N_2/A_2) + (M_2/A_2\rho_2) \cdot \{1+(1/\kappa) [-e_{21}/(\rho_2-e_{22})]\}$$

$$\text{クランプ径方向の応力: } \sigma_2 = \max. (\sigma_{21}, \sigma_{22})$$

クランプの断面係数 (台形断面の場合) :

$$\kappa = -1 + [2\rho_2/(b_{21}+b_{22})h_2] \cdot \{b_{21}+[(b_{22}-b_{21})/h_2](\rho_2+e_{21})\} \cdot \ln\{[(\rho_2+e_{21})/(\rho_2-e_{22})]-(b_{22}-b_{21})\}$$

$$\text{クランプの曲げモーメント: } M_2 = (N_2\delta_2/2) [\cos\phi_2 - 2/\pi(1+\kappa)]$$

$$\text{クランプの断面軸力: } N_2 = -(F_2/2) \cos\phi_2$$

$$\text{クランプのせん断応力: } \tau_2 = N_2/A_2$$

Case-11~Case15 でのクランプ径方向の強度計算結果を表 2.3 に示す。背面壁内外差圧が最大の 0.5 MPa において、クランプ軸方向の引張応力は約 124 N/mm² 生じる。

2.3.3 クランプの合成応力評価

クランプの中心軸方向と径方向の 2 方向合成応力(σ_{\max})を求め、材料の許容応力と比較評価した。計算に用いた諸量およびそれらの関係は以下のとおりである。

σ_1 : クランプ中心軸方向の応力

σ_2 : クランプ径方向の応力

τ_2 : クランプ横断面のせん断応力

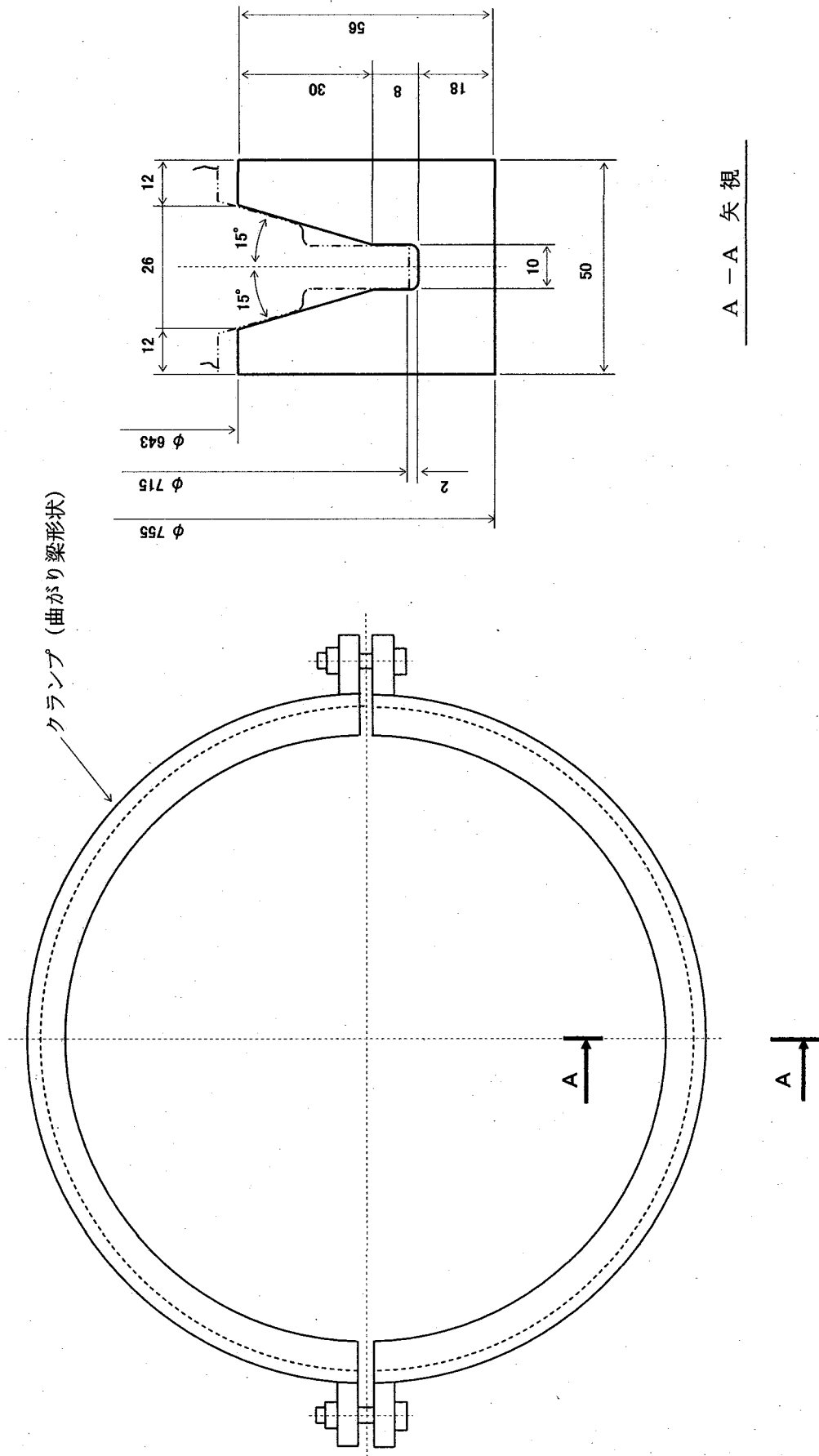
$$\sigma_a : (\sigma_1+\sigma_2)/2 + \{[(\sigma_1-\sigma_2)/2]^2 + \tau_2^2\}^{1/2}$$

$$\sigma_b : (\sigma_1+\sigma_2)/2 - \{[(\sigma_1-\sigma_2)/2]^2 + \tau_2^2\}^{1/2}$$

$$\sigma_{\max} : \max(|\sigma_a|, |\sigma_b|)$$

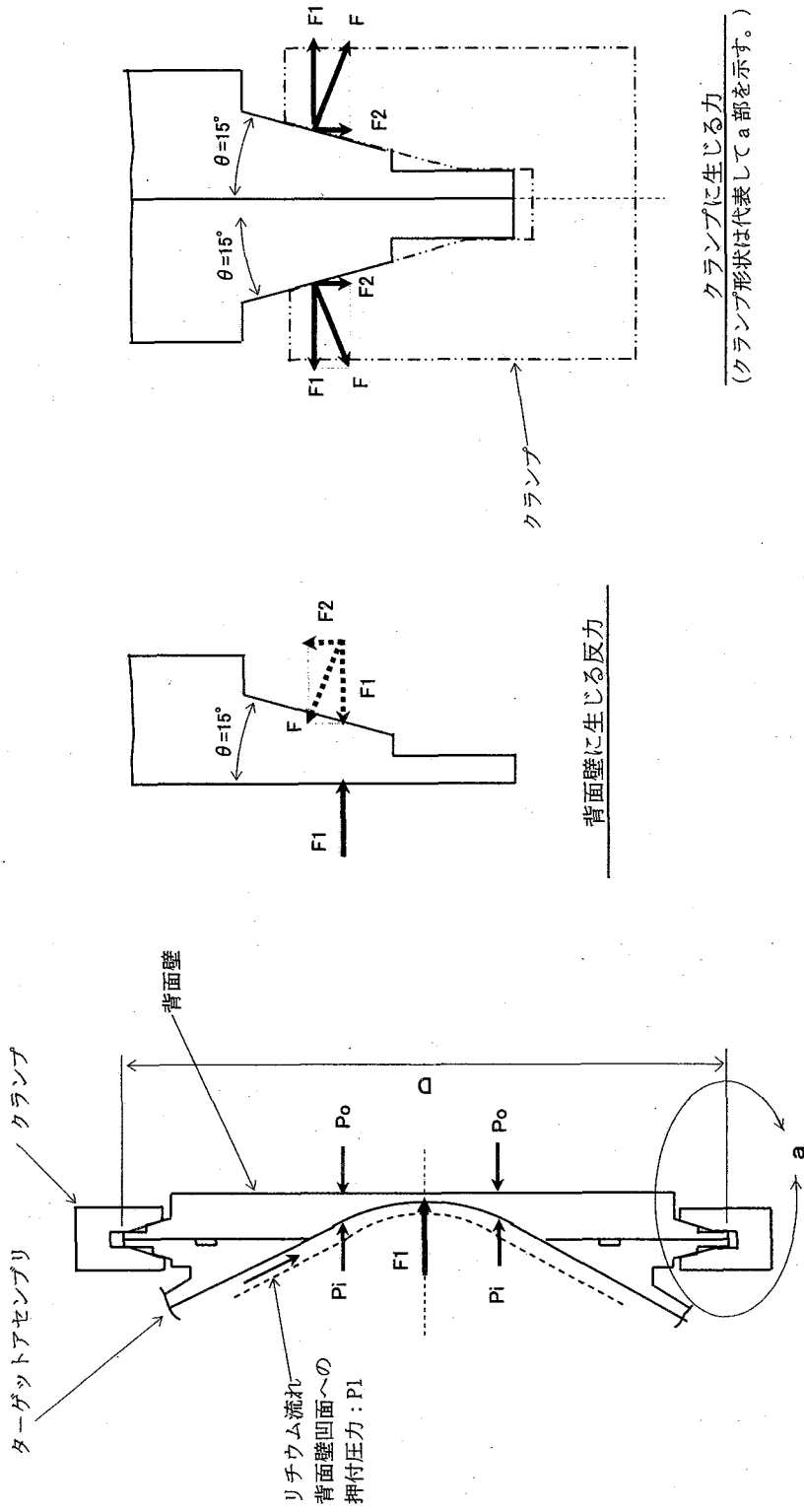
Case-11~Case15 での合成応力の計算結果を表 2.4 に示す。計算結果の概要は以下のとおりである。

- ・背面壁内外差圧が最大の 0.5 MPa における合成応力は約 125 N/mm² であり、最大許容応力値 (114 N/mm²) 以上となり、クランプの健全性が得られない。
- ・背面壁内外差圧が 0.4 MPa 以下における合成応力は、最大許容応力値 (114 N/mm²) 以下であり、クランプは健全性を維持できる。



A - A 矢視

図2.1 ターゲットアセンブリ本体と背面壁を拘束するクランプ形状

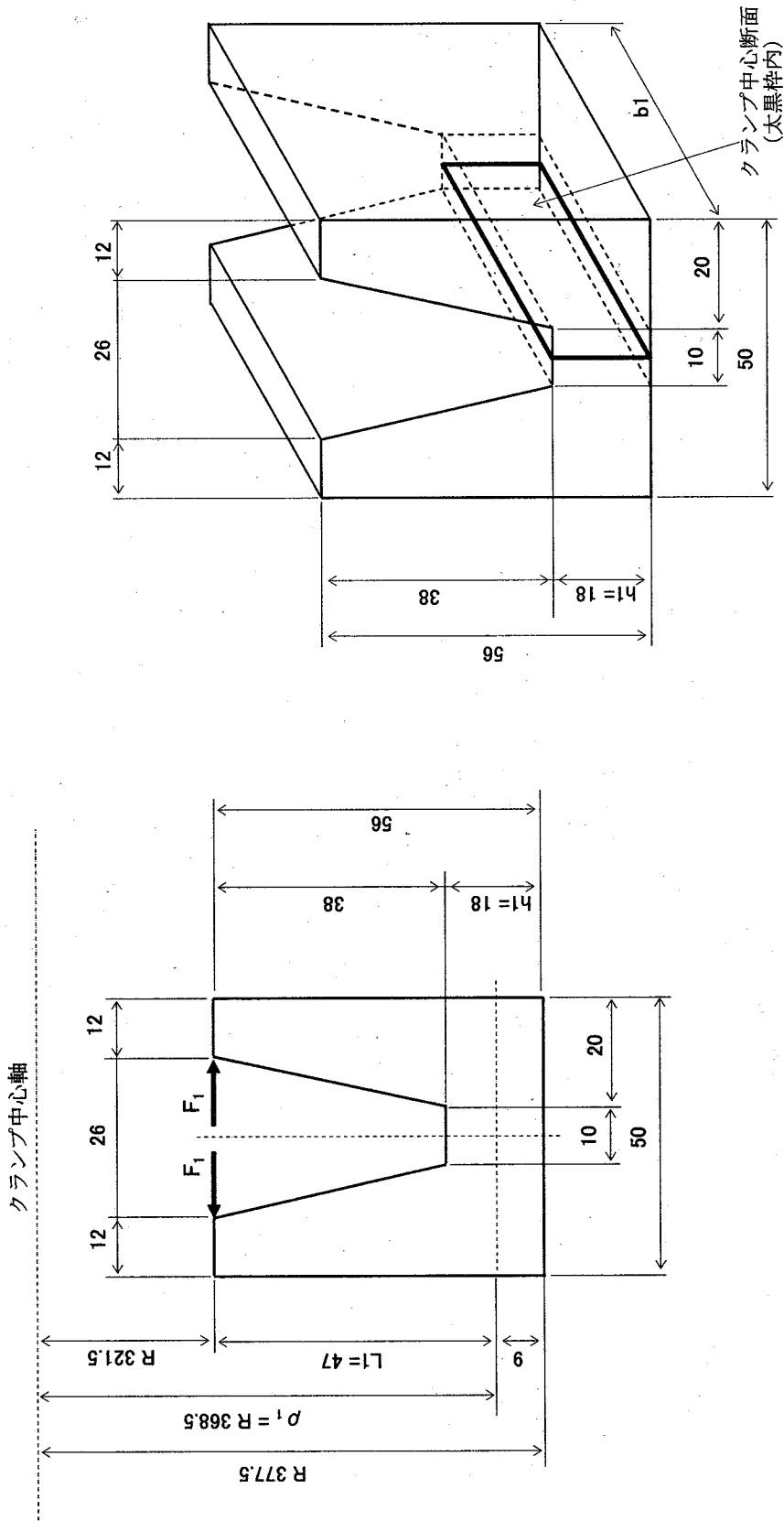


クランプに生じる力
(クランプ形状は代表してa部を示す。)

背面壁に生じる反力

ターゲットアセンブリと背面壁の取合い (側面図)

図2.2 背面壁の内圧・外圧による作用力 計算モデル



クランプ中心軸の断面形状

クランプ中心軸方向の計算モデル形状

図2.3 クランプ中心軸方向における計算モデル

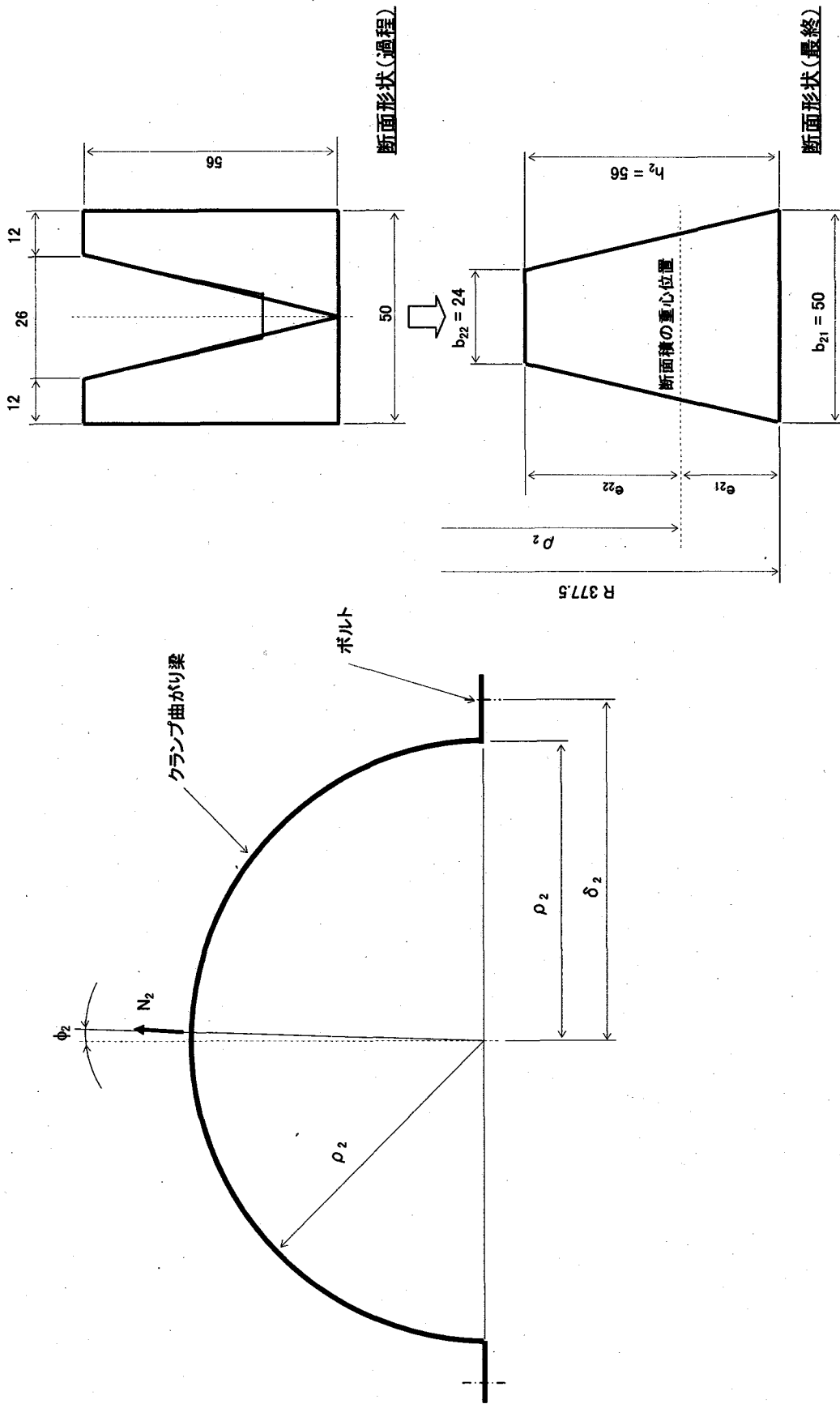


図2.4 クランプ径方向の強度計算モデル

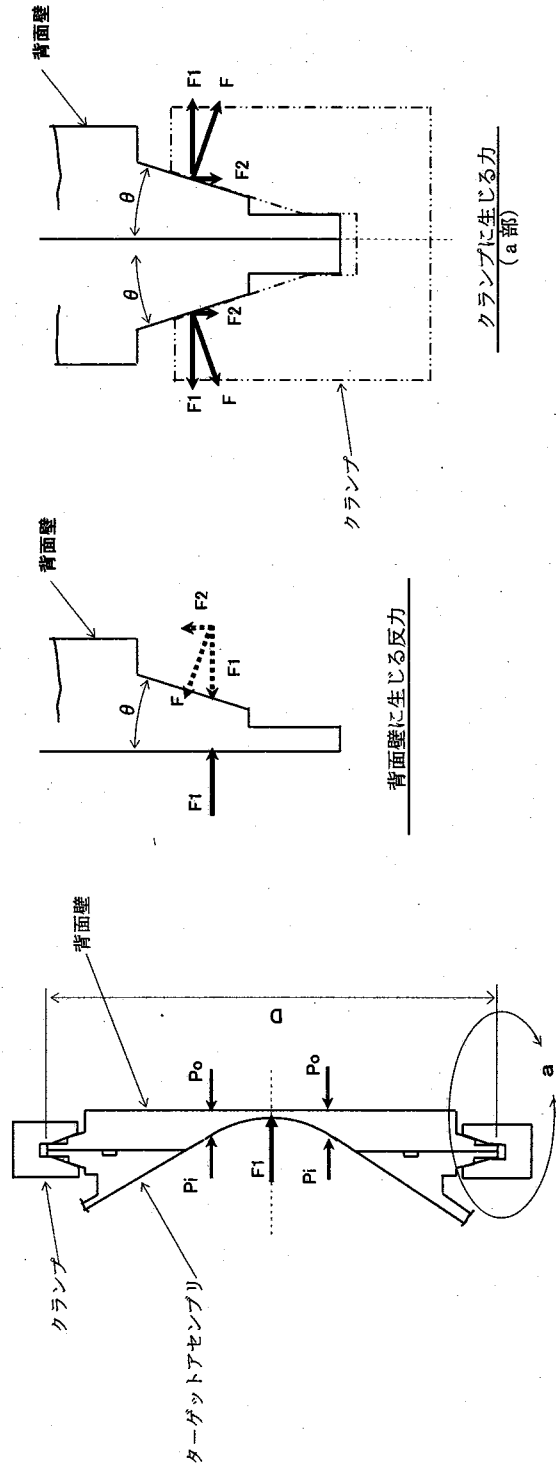
表2.1 背面壁の内圧・外圧による作用力

1. 計算条件

項目	記号	単位	Case-1	Case-2	Case-3	Case-4	Case-5	Case-11	Case-12	Case-13	Case-14	Case-15	Case-16
タンク室内圧力	P_0	MPa			0.1						0.0 (真型)		
背面壁押付け圧力	P_i	MPa	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0
液体リムが背面壁の凹面に与える圧力	P_l	MPa	0.02										
背面壁内外圧力差	ΔP	MPa	0.42	0.32	0.22	0.12	0.02	0.50	0.40	0.30	0.20	0.10	0.00
$\Delta P = P_i + P_l - P_0$	ΔP	N/mm ²	0.42	0.32	0.22	0.12	0.02	0.50	0.40	0.30	0.20	0.10	0.00
背面壁の半径	R	mm	357.5										
背面壁先端傾斜角度	θ	°	15										

2. 計算

項目	記号	単位	Case-1	Case-2	Case-3	Case-4	Case-5	Case-11	Case-12	Case-13	Case-14	Case-15	Case-16
背面壁内圧受面積	A	mm ²	4.02E+05										
背面壁押付け力	F_1	N	1.69E+05	1.28E+05	8.83E+04	4.82E+04	8.03E+03	2.01E+05	1.61E+05	1.20E+05	8.03E+04	4.02E+04	0.00E+00
		ton	17.2	13.1	9.0	4.9	0.8	20.5	16.4	12.3	8.2	4.1	0.0
背面壁の径方向の力	F_2	N	4.52E+04	3.44E+04	2.37E+04	1.29E+04	2.15E+03	5.38E+04	4.30E+04	3.23E+04	2.15E+04	1.08E+04	0.00E+00
		ton	4.6	3.5	2.4	1.3	0.2	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.0
背面壁楔形状面の直角方向の力	F	N	1.75E+05	1.33E+05	9.14E+04	4.99E+04	8.31E+03	2.08E+05	1.66E+05	1.25E+05	8.31E+04	4.16E+04	0.00E+00
		ton	17.8	13.6	9.3	5.1	0.8	21.2	17.0	12.7	8.5	4.2	0.0



ターゲットアセンブリと背面壁の取合い (側面図)

表2.2 クランプ中心軸方向の強度計算

項目	記号	単位	計算ケース					計算式
			Case-11	Case-12	Case-13	Case-14	Case-15	
1) 計算条件								
背面壁内外差圧	ΔP	MPa	0.50	0.40	0.30	0.20	0.10	
背面壁押付け力	F_1	N	2.01E+05	1.61E+05	1.20E+05	8.03E+04	4.02E+04	
クランプ中心軸の曲率半径	ρ_1	mm	368.50					
クランプ計算断面形状								
・幅	b_1	mm	2315.4					$= 2 \cdot \pi \cdot \rho_1$
・厚さ	h_1	mm	18.0					
2) 計算結果								
断面積	A_1	mm ²	4.17E+04					$= b_1 \cdot h_1$
断面係数	Z_1	mm ³	1.25E+05					$= b_1 \cdot h_1^2 / 6$
断面積中心から荷重作用点間距離	L_1	mm	47					
クランプ中心軸方向の曲げモーメント	M_1	N・mm	9.44E+06	7.55E+06	5.66E+06	3.77E+06	1.89E+06	$= F_1 \cdot L_1$
背面壁押付け力によって生じる応力	σ_{it}	N/mm ²	4.82	3.85	2.89	1.93	0.96	$= F_1/A_1$
背面壁押付け力によって生じる曲げ応力	σ_{1b}	N/mm ²	75.47	60.37	45.28	30.19	15.09	$= M_1/Z_1$
クランプ中心軸方向の応力	σ_1	N/mm ²	80.28	64.23	48.17	32.11	16.06	$= \sigma_{it} + \sigma_{1b}$

注記

1. 上表の計算ケース (Case-11~Case15) は、表2.1のCase-11~Case15と対応している。

表2.3 クランプ径方向の強度計算

項目	記号	単位	計算ケース					備考
			Case-11	Case-12	Case-13	Case-14	Case-15	
背面壁の径方向の力	F_2	N	5.38E+04	4.30E+04	3.23E+04	2.15E+04	1.08E+04	
クランプの任意の点での法線が 0° - 180°の直線となす角度	ϕ_2	度	0					
クランプ形状								
・下辺幅	b_{21}	mm	50					
・上辺幅	b_{22}	mm	24					
・高さ	h_2	mm	56					
クランプ軸中心からボルトまでの距離	δ_2	mm	427.5					$= 377.5 + 50$

1) 計算条件

項目	記号	単位	計算ケース					計算式
			Case-11	Case-12	Case-13	Case-14	Case-15	
クランプの断面軸力	N_2	N	2.69E+04	2.15E+04	1.61E+04	1.08E+04	5.38E+03	$= F_2 / 2 \cdot \cos\phi_2$
横断面積	A_2	mm ²	2072					$= (b_{21} + b_{22}) / 2 \cdot h_2$
横断面重心点からクランプ外表面間距離	e_{21}	mm	24.72					$= h_2 / 3 * (b_{21} + 2 \cdot b_{22}) / (b_{21} + b_{22})$
横断面重心点からクランプ内表面間距離	e_{22}	mm	31.28					$= h_2 / 3 * (2 \cdot b_{21} + b_{22}) / (b_{21} + b_{22})$
クランプ中心軸の曲率半径	ρ_2	mm	352.78					$= 377.5 \cdot e_{21}$
曲り梁の断面係数	κ	-	0.002043					
補助係数	C_1	-	1.1742					$= (\rho_2 + e_{21}) / (\rho_2 \cdot e_{22})$
横断面の曲げモーメント	M_2	N	2.10E+06	1.68E+06	1.26E+06	8.39E+05	4.19E+05	$= N_2 \cdot \delta_2 / 2 \cdot (\cos\phi_2 / (\pi \cdot (1 + \kappa)))$
クランプの最外面における繊維応力	σ_{21}	N/mm ²	105.1	84.1	63.1	42.0	21.0	$= N_2 / A_2 + M_2 / (A_2 \cdot \rho_2) \cdot (1 + (1/\kappa) \cdot e_{21} / (\rho_2 + e_{21}))$
クランプの最内面における繊維応力	σ_{22}	N/mm ²	-123.9	-99.1	-74.3	-49.6	-24.8	$= N_2 / A_2 + M_2 / (A_2 \cdot \rho_2) \cdot (1 + (1/\kappa) \cdot (-e_{22}) / (\rho_2 - e_{22}))$
クランプの応力	σ_2	N/mm ²	-123.9	-99.1	-74.3	-49.6	-24.8	$= \max. (\sigma_{21}, \sigma_{22})$
曲がり梁のせん断応力	τ_2	N/mm ²	13.0	10.4	7.8	5.2	2.6	$= N_2 / A_2$

2) 計算

注記 1. 上表の計算ケース (Case-11~Case15) は、表2.1のCase-11~Case15と対応している。

表2.4 クランプの二軸方向の合成応力計算

(1) クランプの二軸方向の合成応力

項目	記号	単位	計算ケース					備考
			Case-11	Case-12	Case-13	Case-14	Case-15	
クランプ軸方向の応力	σ_1	N/mm ²	80.3	64.2	48.2	32.1	16.1	
クランプ径方向の応力	σ_2	N/mm ²	-123.9	-99.1	-74.3	-49.6	-24.8	
クランプ横断面のせん断応力	τ_2	N/mm ²	13.0	10.4	7.8	5.2	2.6	
クランプの二軸方向の合成応力	σ_a	N/mm ²	81.1	64.9	48.7	32.4	16.2	
	σ_b	N/mm ²	-124.7	-99.8	-74.8	-49.9	-24.9	
	σ_{max}	N/mm ²	124.7	99.8	74.8	49.9	24.9	$\sigma_{max} = \max(\sigma_a , \sigma_b)$

注記 1. 上表の計算ケース (Case-11~Case15) は、表2.1のCase-11~Case15と対応している。

(2) 応力評価結果

項目	記号	単位	計算ケース					備考
			Case-11	Case-12	Case-13	Case-14	Case-15	
テストセル室内圧力	Po	MPa	0					表2.1のCase-11~Case15の 圧力条件を再掲載したもの。 上記表の σ_{max} を示す。 文献：ASME Sec. II, part D, Table 1A から引用。
背面壁押付け圧力	Pi	MPa	0.50	0.40	0.30	0.20	0.10	
液体リガムが背面壁の凹面に与える圧力	Pl	MPa	0.02					
背面壁内外圧力差	ΔP	MPa	0.50	0.40	0.30	0.20	0.10	
クランプの二軸方向の合成応力	σ_{max}	N/mm ²	124.7	99.8	74.8	49.9	24.9	
Maximum Allowable Stress Values (最大許容応力値)	S	N/mm ²	(SUS316, 350°Cの場合) 114.0					
評価		(判定)	×	○	○	○	○	○

記号説明 ; ○ : 適用可能 ; × : 適用不可

3. 高性能保温材のターゲットアセンブリへの適用の検討

以前に検討した SUS 製熱遮蔽板およびセラミックファイバー製の保温材を上回る保温性能を有する材質を調査し、それをターゲットアセンブリの保温に適用した場合の必要厚さ、放熱量および重量を検討した。

3.1 断熱性の高い保温材の調査

断熱性の高い保温材としては表 3.1 に示すように真空断熱材があり、主に家電の保冷機器、冷蔵庫や住宅建材分野に使用されている。これら用途のため、保証されている耐熱温度は最高約 100°C 程度である。その他の高断熱性の保温材を調査したが、ターゲットアセンブリ (300°C 程度) 保温材に適用可能な使用温度が明確に保証されているものは見あたらなかった。

そこで、表 3.1 に示すような熱伝導率がターゲットアセンブリ温度でも確保できるものと仮定して、それをターゲットアセンブリに適用した場合について検討した。

3.2 保温材厚さおよび放熱量の評価

保温材の熱伝導率の下限値を表 3.1 のうち最も高い値 (0.008 W/m·K) とし、上限値を以前の検討 [3] で用いた一般的な保温材の値 (0.0713 W/m·K) とし、ターゲットアセンブリの温度維持に必要な保温材厚さおよびそのときの放熱量を 1 次元熱計算で求めた。

3.2.1 検討条件

以下のように保温材の熱伝導率以外は以前の検討と同じ条件を用いた。

- ・テストセル室内の条件は 0.09 MPa のヘリウム (He) 雰囲気とした。
- ・計算モデルは図 3.1 に示すように、ターゲットアセンブリは無限長さの中空円筒とし、その外面に同心状に保温層を施工するものとした。
- ・ターゲットアセンブリの口径は 250A (ϕ 267.4 mm) とした。
- ・保温層最内径は、ターゲットアセンブリの口径にヒータ敷設スペース 5 mm を加算した 277.4 mm とした。
- ・保温層の内面温度は、ターゲットアセンブリ温度と同じく 300°C とした。
- ・保温層の表面温度は 50°C (以前の検討でのアルゴン雰囲気での放熱量に合わせた比較参考用に 38.5°C の場合も計算実施) とした。(つまり、こうなるような保温層厚さを計算で求めた。)
- ・保温材熱伝導率をパラメータとして保温厚さおよび放熱量を計算した。

保温材熱伝導率：0.008、0.01、0.03、0.05、0.0713 W/m·K の 5 通り

(下限値：表 3.1 の Vacua シリカ相当、上限値：イソウール 1260S [3] 相当)

- ・放散熱量は、ターゲットアセンブリの長さ 1 m 当たりについて計算するものとした。

- ・保温層表面から雰囲気側への放散熱量は、自然対流伝熱と、輻射伝熱の和とした。
- ・ターゲットアセンブリを覆う保温層表面と雰囲気との間の自然対流伝熱は水平円柱配置として計算した。
- ・保温層表面の輻射による伝熱は、テストセル壁との間で行われるものとした。
- ・テストセル壁はターゲットアセンブリと同心状の半径 1.5 m の円柱形状にモデル化した。また、壁面温度は 20°C とした。
- ・保温層外表面およびテストセル壁の表面の輻射率は 0.2 とした。
- ・ターゲットアセンブリ内面は、完全断熱されているものとした。

3.2.2 計算方法

以下のような手順で解を求めた。まず、保温層厚さを適当に設定し、その際の保温層内部(内側表面と外側表面との温度差は $300-50 = 250^{\circ}\text{C}$ で固定)の通過熱量(Q_a)と保温層外表面(温度 50°C で固定)からの放散熱量($Q_b = Q_{bc} + Q_{br}$)とを以下(1)-(3)に従いそれぞれ独立に計算し、両者が等しくなるまで再度保温層厚さの設定から繰り返す。

(1) 保温層通過熱量： Q_a

$$Q_a = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_i \cdot L \cdot (T_i - T_o) / \ln(R_o/R_i)$$

保温層外表面基準に通過熱量換算すると、

$$Q_a = A_o \cdot \lambda_i \cdot (T_i - T_o) / [R_o \cdot \ln(R_o/R_i)]$$

(2) 保温層外表面からの自然対流による放散熱量： Q_{bc}

$$Q_{bc} = A_o \cdot h_c \cdot (T_o - T_a)$$

ここで保温層外表面の自然対流熱伝達率(h_c)は水平円柱まわりの自然対流熱伝達として以下のように求めた。

ヌセルト数： Nud

$$2/Nud = \ln [1 + 2.475/(C1 \cdot Rad^n)] \quad (10^{-8} \leq Rad \leq 5 \times 10^6 \text{ の場合})$$

$$Nud = (1.031) \cdot C1 \cdot Rad^{0.25} \quad (5 \times 10^6 \leq Rad \leq 10^9 \text{ の場合})$$

ここで、

$$n = 1/4 + 1/(10 + 5Rad^{0.175})$$

$$C1 = (3/4) \cdot [Pr/(2.4 + 4.9 \cdot Pr^{0.5} + 5 \cdot Pr)]^{0.25}$$

$$\text{グラスホフ数：} Gr = g \cdot \beta \cdot (T_o - T_a) \cdot d^3 / \nu^2$$

$$\text{レーレ数：} Rad = Gr \cdot Pr$$

$$\text{保温層外表面の自然対流熱伝達率：} h_c = Nud \cdot \lambda_a / d$$

(3) 保温層外表面からの輻射による放散熱量： Q_{br}

$$Q_{br} = \sigma \cdot A_w \cdot (T_o^4 - T_w^4) / [(1/\varepsilon_w - 1) + (1/\varepsilon_i)(A_w/A_o)]$$

保温層外表面基準の通過熱量に換算すると、

$$Q_{br} = \sigma \cdot A_o \cdot (T_o^4 - T_w^4) / [(1/\varepsilon_i) + (1/\varepsilon_w - 1)(A_o/A_w)]$$

なお、計算に用いた諸量の説明は以下のとおりである。

- Q_a : 保温層体通過熱量
- Q_b : 保温層外表面からの放散熱量 ($Q_{bc} + Q_{br}$)
- Q_{bc} : 保温層外表面からの自然対流による放散熱量
- Q_{br} : 保温層外表面からの輻射による放散熱量
- T_i : 保温層内側表面温度 (300°C = 573.15 K)
- T_o : 保温層外側表面温度 (50°C = 323.15 K)
- T_a : 雰囲気温度 (20°C = 293.15 K)
- T_w : テストセル壁面温度 (20°C = 293.15 K)
- R_i : 保温層内面半径 (277.4 mm)
- R_o : 保温層外面半径
- R_w : ターゲットアセンブリ中心からテストセル壁面までの距離 (1.5 m)
- L : 保温施工されたターゲットアセンブリ長さ (1 m)
- d : 保温層の最外層の外径 (2 R_o)
- A_i : 保温層の内側表面積 (2 $\pi \cdot R_i \cdot L$)
- A_o : 保温層の外側表面積 (2 $\pi \cdot R_o \cdot L$)
- A_w : テストセル壁面積 (2 $\pi \cdot R_w \cdot L$)
- h_c : 保温層外表面における自然対流熱伝達率
- h_r : 保温層外表面からの輻射による熱伝達率
- λ_i : 保温層の熱伝導率
- λ_a : 雰囲気の熱伝導率
- Pr : 雰囲気のプラントル数
- C_1 : 雰囲気のプラントル数の関数
- ν : 雰囲気の動粘性係数
- Nud : ヌセルト数
- Gr : グラスホフ数
- Rad : レーレー数
- β : 体膨張係数
- g : 重力加速度 (9.80665 m/s²)
- σ : ステファン・ボルツマン定数 (5.67 $\times 10^{-8}$ W/m²·K)
- ε_i : 保温層表面の輻射率 (0.2)
- ε_w : テストセル壁面の輻射率 (0.2)

3.2.3 計算結果

計算結果を表 3.2 に示す。

(1) 雰囲気条件 (He または Ar) による放散熱量と保温厚さへの影響

例えば、表 3.2 の Original (アルゴン雰囲気、保温材はイソウール 1260S 相当) と、A-5 (ヘリウム雰囲気、保温材はイソウール 1260S 相当) とを比較すると、A-5 の方が放散熱量は約 1.7 倍の大きさであり、保温材内での移動熱量が大きくてもよいので保温厚さは約 0.5 倍で済む。(ただし、保温材内での熱伝導は雰囲気に無関係とした。)

(2) 保温材熱伝導率の大きさによる放散熱量と保温厚さへの影響

例えば、表 3.2 の A-1 (保温材熱伝導率 $0.008 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) と、A-5 ($0.0713 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) とを比較すると、A-1 の方が放散熱量は約 0.8 倍の大きさであり、保温厚さは約 0.12 倍と大幅に小さくて済む。この熱伝導率による改善は保温材表面温度： 38.5°C の場合 (B-1 から B-5) でも同程度得られる。

3.3 保温構造体重量計算

得られた保温材必要厚さをもとに、保温材およびその付属品 (外装板等) の重量を計算した。

3.3.1 計算条件

- ・付属品を含む保温構造体重量の目標値はターゲットアセンブリ重量の 1/2 である 500 kg 以下とした。
- ・保温材密度は、一般のプラントに使用されているもの、また、表 3.1 に示す真空断熱材もほぼ 200 kg/m^3 程度であることから、 200 kg/m^3 とした。
- ・ターゲットアセンブリの長さは 15m とした (以前の検討[3]と同様)。
- ・保温重量計算厚さは、表 3.2 に示す保温厚さとした。
- ・保温材はブランケット状のものとした。このブランケット状保温材の固定材 (外装板等) の重量は、保温材重量の 20% とした。
- ・保温構造体 (保温材+固定材 (重量)) の計算マージンを 20% 見込むものとした。

3.3.2 計算結果

保温構造体重量の計算式および計算結果を表 3.3 に示す。保温材表面温度： 50°C の場合は既存の保温材を使用しても付属品を含む保温構造体重量は 322 kg であり、目標を満足する。さらに、保温性能が良いもの (Case A-1) が適用できるなら、この重量は 32 kg まで大幅に低減できる。

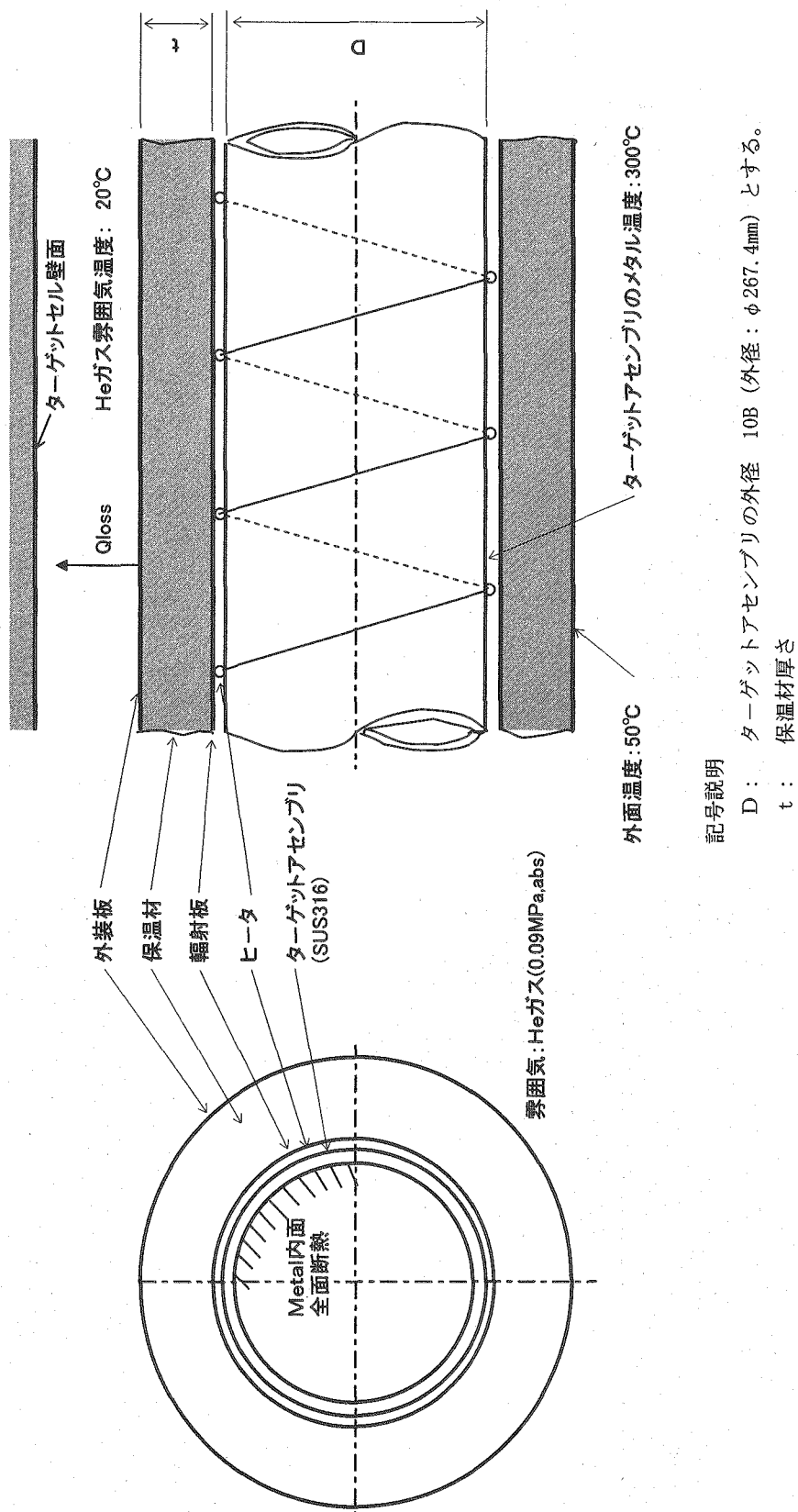


図3.1 ターゲットアセンブリの保温層からの放散熱量解析モデル (円筒モデル)

表3.1 高断熱性保温材

製造メーカー	商品名	熱伝導率 W/mK	芯材密度 kg/m ³	使用温度範囲 ℃	用途
松下電器産業	Vacuaシリカ	0.008	200	-40~105	保冷・保温機器
	Vacua A	0.005	130	-40~105	同上
	Vacua U	0.002	250	-40~60	保冷機器、冷蔵庫、自販機 等
シャープ	連通ウレタンVIP	0.0058	-	100以下	冷蔵庫 等
	シリカVIP	0.0065	-	↓	同上
クラボウ (倉敷紡績(株))	ビグラス	0.002	220	最高 80	保冷機器、冷蔵庫、住宅建材分野 等
	ユニサルペット	0.003	220	↓	同上
	ウランパック	0.006	55	↓	同上
宇和断熱工業(株)	真空断熱材VIP	0.006~0.0068	100~150	-40~100	保冷機器、冷蔵庫、住宅建材分野 等

表3.2 保温材の熱伝導率に対する必要保温厚さ・放散熱量の関係

項目	単位	検討ケース										
		インワール Original	A-1	A-2	A-3	A-4	A-5	B-1	B-2	B-3	B-4	B-5
ターゲットセフィ 保温材	リナム温度 外面温度	300										
雰囲気	熱伝導率	50										
	気体	Arガス										
	圧力	0.09										
保温材厚さ	温度	20										
	mm	138	8.2	10.2	29.9	48.9	68.5	18.5	22.9	66	106.9	149
単位長さ当りの放散熱量	W/m	162.2	220	221.5	241.5	260.1	279	106.5	108.6	128	145.4	162.3

保温材の熱伝導率に対する必要保温厚さ・放散熱量の関係

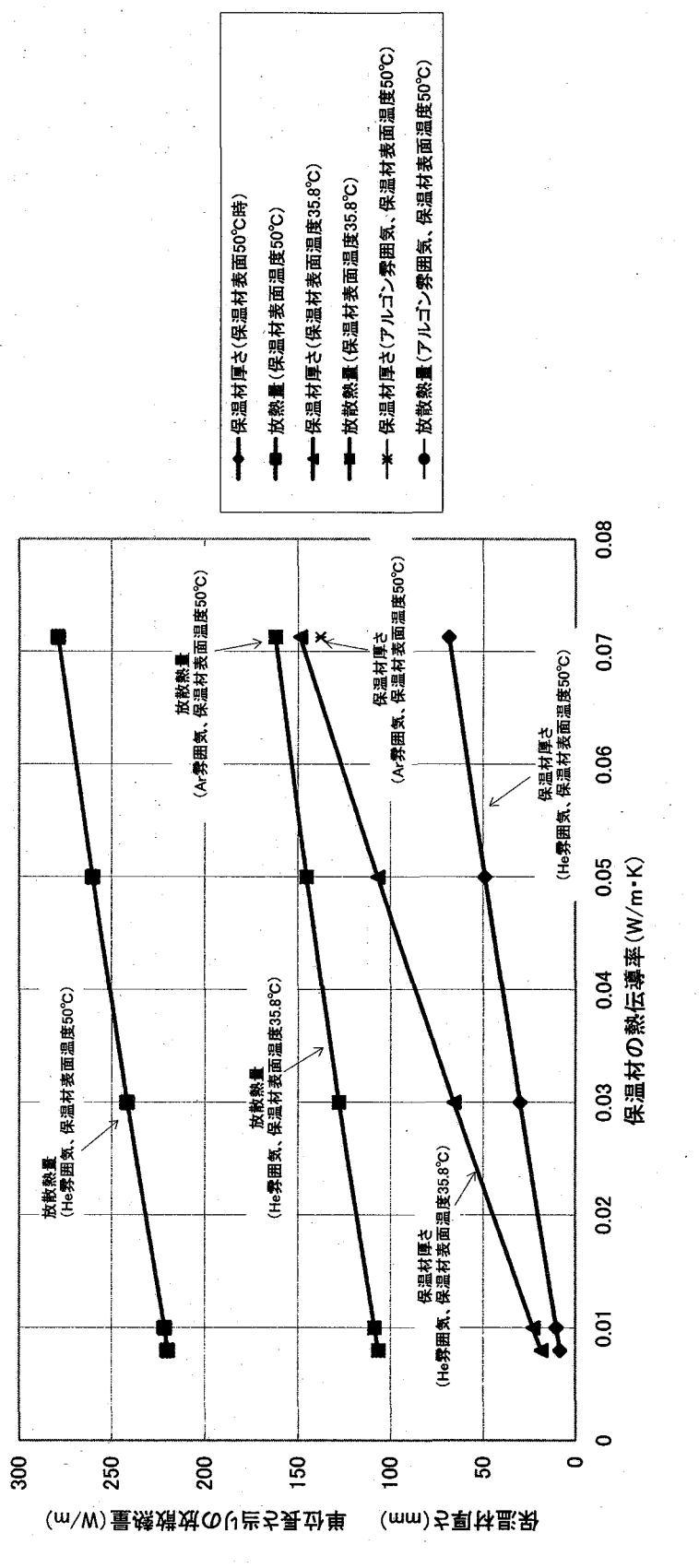


表3.3 保温構造体重量

1) 計算式

$$W_{net} = W_{ins} \cdot (1 + \eta / 100)$$

$$W_{gross} = W_{net} \cdot (1 + \beta / 100)$$

但し、 $W_{ins} = V_{ins} \cdot \gamma$

$$V_{ins} = (\pi / 4) \cdot (D_o^2 - D_i^2) / 1000000 \cdot L$$

記号説明：下記の2) 計算結果に示す。

2) 計算結果

項目	記号	単位	検討ケース (表3.2の検討ケースと対応している。)																			
			インサール					Heガス														
保温材の熱伝導率		W/m·K	A-1	A-2	A-3	A-4	A-5	B-1	B-2	B-3	B-4	B-5	0.008	0.01	0.03	0.05	0.0713	0.008	0.01	0.03	0.05	0.0713
ターゲットアセラリ		リチウム温度	300																			
保温材		外面温度	50																			
		熱伝導率	0.0713	0.01	0.03	0.05	0.0713	0.008	0.01	0.03	0.05	0.0713	38.5	0.03	0.05	0.0713						
雰囲気		気体	Arガス																			
		圧力	0.09																			
		温度	20																			
保温材厚さ	t	mm	138	8.2	10.2	29.9	48.9	68.5	18.5	22.9	66	106.9	149									
保温材内径	Di	mm	277.4																			
保温材外径	Do	mm	553.4	293.8	297.8	337.2	375.2	414.4	314.4	323.2	409.4	491.2	575.4									
保温材長さ	L	m	15																			
保温材体積	V _{ins}	m ³	2.701	0.110	0.138	0.433	0.752	1.117	0.258	0.324	1.068	1.936	2.994									
保温材比重	γ	kg/m ³	200																			
保温材重量	W _{ins}	kg	540	22	28	87	150	223	52	65	214	387	599									
保温材固定材保温重量比率	η	%	20																			
保温構造体重量(Net)	W _{net}	kg	648	26	33	104	180	268	62	78	256	465	719									
保温材重量計算マージン	β	%	20																			
保温構造体重量(Gross)	W _{gross}	kg	778	32	40	125	217	322	74	93	308	558	862									
判定 (O: <500kg, x: >500kg)			x	O	O	O	O	O	O	O	O	x	x									

4. 高発熱密度ヒータの背面壁への適用の検討

以前の検討[3]にて必要とされた背面壁への 8.4 kW の高熱負荷を実現し得る発熱密度の高いヒータの材質、形式を調査し、それを背面壁に施工する方法を検討した。

4.1 高発熱密度を実現し得るヒータの調査

既存のヒータの調査の結果、セラミックヒータ（京セラ製[6]）が要求される発熱密度（ $2.9 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ ）を実現できる候補として挙げられた。このセラミックヒータは、発熱用抵抗体をベースとするアルミナや窒化珪素のプレートと同時に焼結され、一体化されたものであり、外気より完全に保護・絶縁されたものであり、一般のシースヒータの発熱密度（ 3 W/cm^2 ）と比較すると、アルミナヒータは約 4 倍、窒化珪素ヒータにおいては約 30 倍の高発熱密度を有したものである。また、ヒータ形状については、平板状、ロッド状、チューブ状のものがあり、現状で製造可能なヒータの幅、長さは約 200 mm 以下である。

4.2 高発熱密度ヒータを背面壁に施工する方法の検討

4.2.1 検討条件

- ・ 0.09 MPa ヘリウム雰囲気に対応し、背面壁ヒータ発熱量の目標値を 8.4 kW とした。
- ・ 背面壁と垂直テストアセンブリとの間のギャップは従来どおり、 $2 \pm 0.5 \text{ mm}$ とした。
- ・ 背面壁外表面に設置するヒータ施工範囲は、図 4.1 に示すように、クランプで拘束およびビームフットプリントと干渉しない範囲とし、そこにヒータを必要数配置するものとした。
- ・ 設置する高熱負荷ヒータは、京セラ製窒化珪素（SN）ヒータの平板状のもので外形寸法 $2.2 \text{ mm} \times 4.7 \text{ mm} \times 72 \text{ mm}$ 、発熱量 95 W のものとした。

4.2.2 検討結果

ヒータ施工例を図 4.2、図 4.3 に示す。主な特徴は以下のとおり。

- ・ ヒータ数量：背面壁に施工するヒータ発熱量は 8.4 kW（目標値）、ヒータ 1 体の発熱量は 95 kW なので、ヒータ数量は 89 本必要であるが、余裕をみて 94 本施工する。
- ・ ヒータ配置：背面壁外表面に、上下方向にはヒータを 6 段に分けて配置し、水平方向には 25mm ピッチの等間隔に配置する。
- ・ ヒータ固定方法：ヒータを SUS 製のバンドで押え、そのバンドをビス止めして固定する。
- ・ 保温施工：放熱量を低減するために背面壁外表面の一部に保温材を施工する。保温材は真空断熱材のような高断熱性のものが望ましいが、そのようなものが使用できない時はイソウール等のブランケットを約 4mm 厚さにして施工する。尚、この窒化珪素ヒータはリード線がニッケル材なので耐熱的には問題ないが、ヒータ本体のリード線接続部はロウ付けなので使用最高温度約 200°C を考慮してヒータ本体のリード線接続部ロウ付け部は保温しない。

背面壁中心からの高ささと背面壁厚さの関係

項目	θ 度	Height mm	Thick. mm
曲率部 内接半径 (R) mm 250	0	0.000	1.800
	1	4.363	1.838
	2	8.725	1.952
	3	13.084	2.143
	4	17.439	2.409
	5	21.789	2.751
	6	26.132	3.170
	7	30.467	3.663
	8	34.793	4.233
	9	39.109	4.878
	10	43.412	5.598
	11	47.702	6.393
	11.587	50.000	6.851
	12	51.978	7.263
	13	56.238	8.207
	14	60.480	9.226
	15	64.705	10.319
	16	68.909	11.485
	17	73.093	12.724
	18	77.254	14.036
	19	81.392	15.420
	20	85.505	16.877
21	89.592	18.405	
22	93.652	20.004	
22.5	95.671	20.830	
直線部 傾斜角度 度 22.5		100	22.623
		110	26.765
		120	30.908
		125	32.979
	Over	129.88	35.000

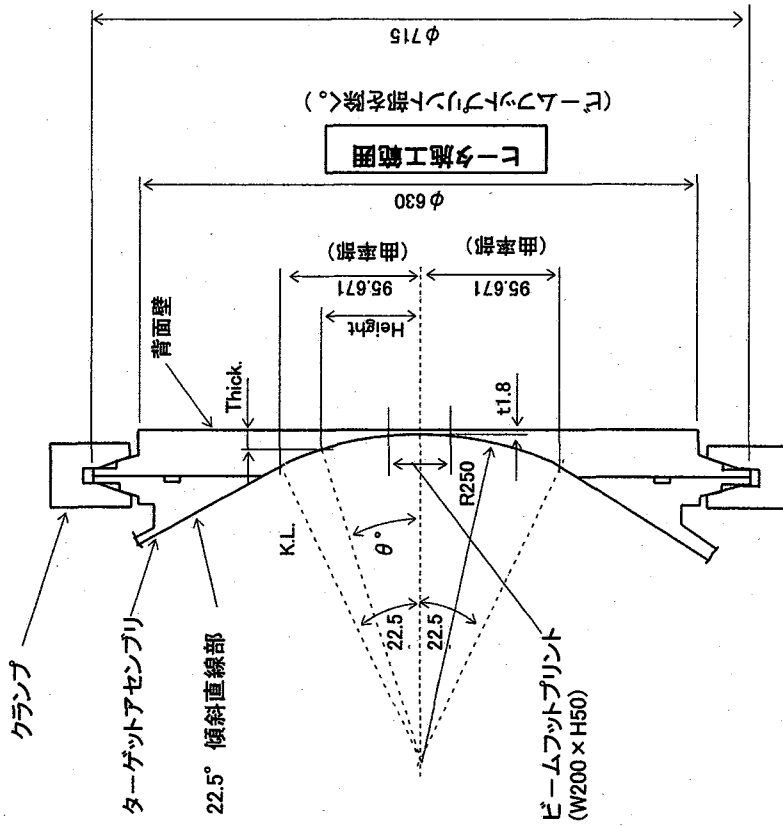
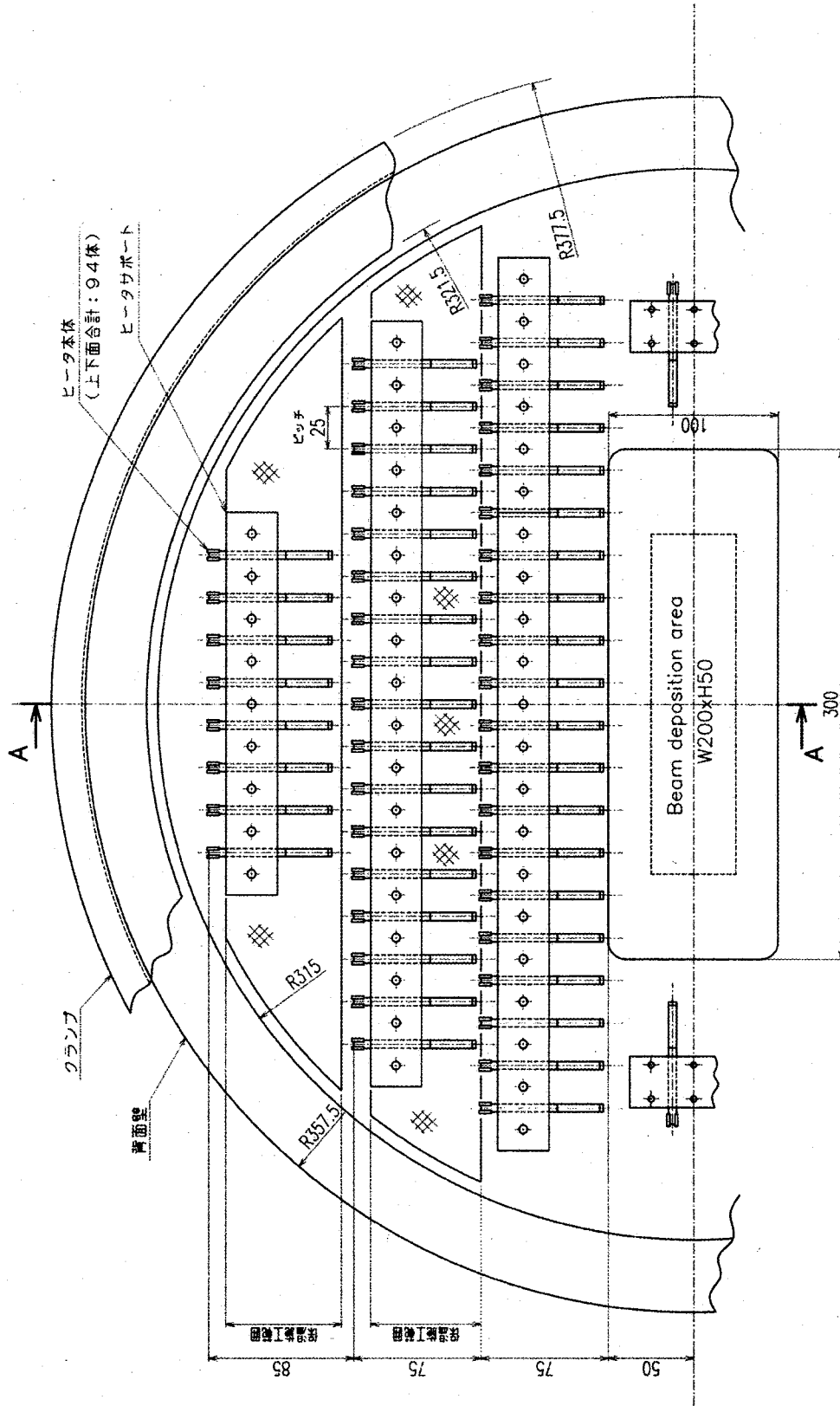


図 4.1 ヒータ施工範囲



(注記)
1. 本図のヒータ配置は背面壁の上半分について示す。

図4.2 ヒータ配置

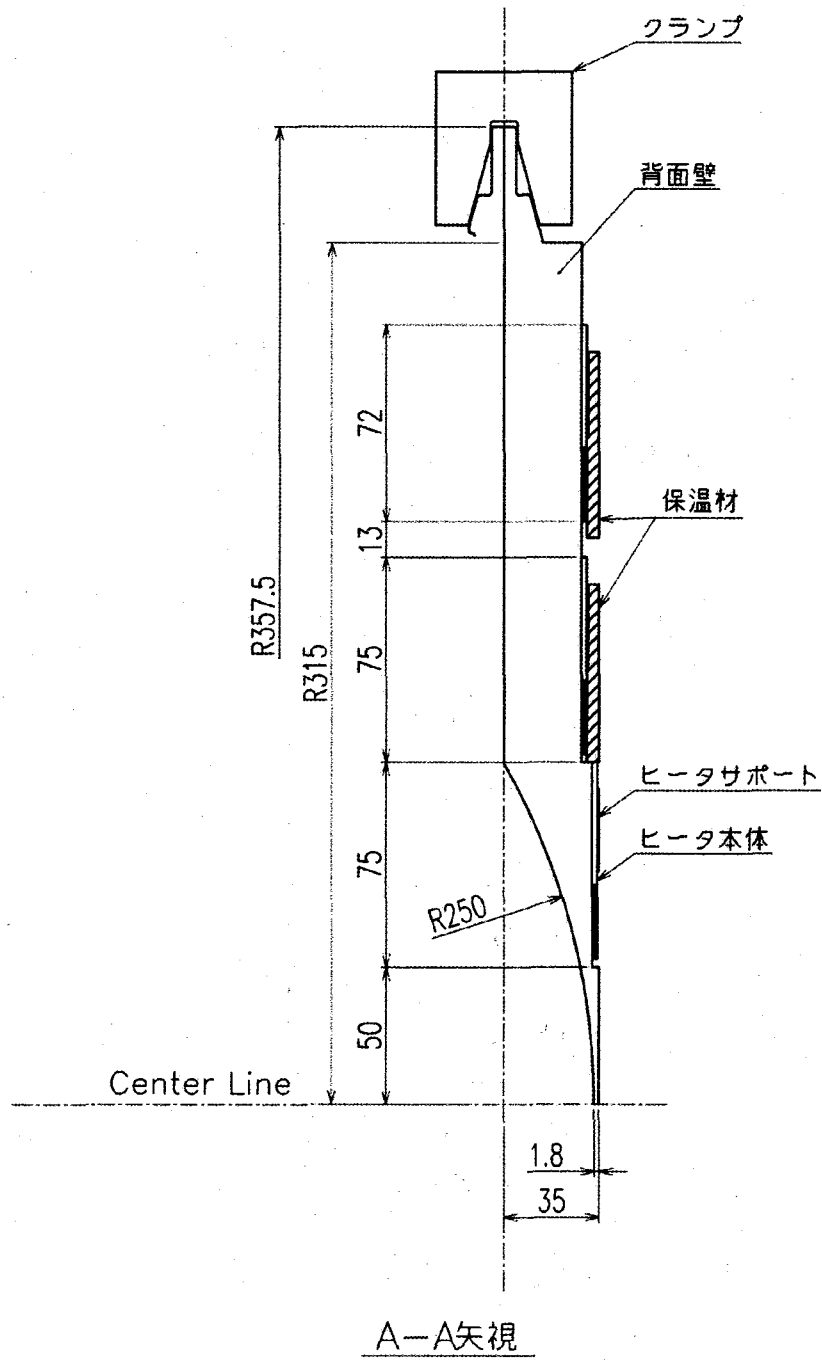


図4.3 ヒータ配置 (断面図)

5. ターゲットアセンブリの分離／結合方法の検討

遠隔操作にてターゲットアセンブリを分離／結合する際のアセンブリの揺れ止めと位置決めを確保するための支持構造と分離／結合方法を検討した。

5.1 ターゲットアセンブリの揺れ防止

分離／結合は以下に示すリフターおよびターゲットアセンブリ本体吊りピースを用いて行うこととした。

5.1.1 リフター構造および使用方法

リフター構造を図 5.1、図 5.2 に示す。リフターの昇降は、図 5.2 に示すように、リフター上部のネジを遠隔操作にて回転し、リフターと遠隔操作アームの間に取り付けられた 2 本の水平方向位置決装置溝部のレール（図 5.2 の C-C 矢視参照）に沿って上下する構造としている。リフターの水平方向の振れは水平方向位置決装置で防止している。

ターゲットアセンブリ本体吊り上げは、リフター付ターゲットアセンブリ本体吊り上げ梁が吊りピース平板の下面に移動し、そのまま持ち上げて行う。アセンブリ本体吊り上げ時の、吊りピースとリフターとの位置決めは、吊りピースのスリット溝（図 5.2 の B-B 矢視参照）とリフターの位置決め装置（図 5.2 の D-D 矢視参照）の勘合により決まる。

5.1.2 吊りピース構造および使用方法

吊りピース構造を図 5.3、図 5.4 に示す。ターゲットアセンブリ本体用吊りピースはアセンブリ本体から 2 本の梁で固定されている。吊りピースはリフターとの取り合い部は平板形状で、図 5.2 の B-B 矢視に示すように、平板の両端にはリフターとの位置決めを確保するためのスリット溝がついている。

遠隔操作にてアセンブリ本体を吊り上げて分離／結合する際には、吊りピースをアセンブリの重心位置に取り付けるのでアセンブリ重心位置は吊りピース平板面内にあり、アセンブリ本体の揺れや傾きを防止している。図 5.3、図 5.4 に示すように、アセンブリ本体重心位置(X, Z)と吊りピース位置との関係は以下のとおりである。

- ・重陽子ビーム方向 (X 方向) の重心位置上に吊りピース平板中心が位置している。
- ・重陽子ビーム直角方向 (Z 方向) の重心位置は、吊りピースを固定している 2 本の梁の間に位置している。

5.2 ターゲットアセンブリの位置決め

ターゲットアセンブリ本体を分離／結合する際には、図 5.5、図 5.6 に示すように、テストセル室内の壁に固定のアセンブリ本体用サポートのセンターリングロッドに、着脱するアセンブリの据付け用穴をさし込む。これにより位置決め精度 ± 0.5 mmを確保する。

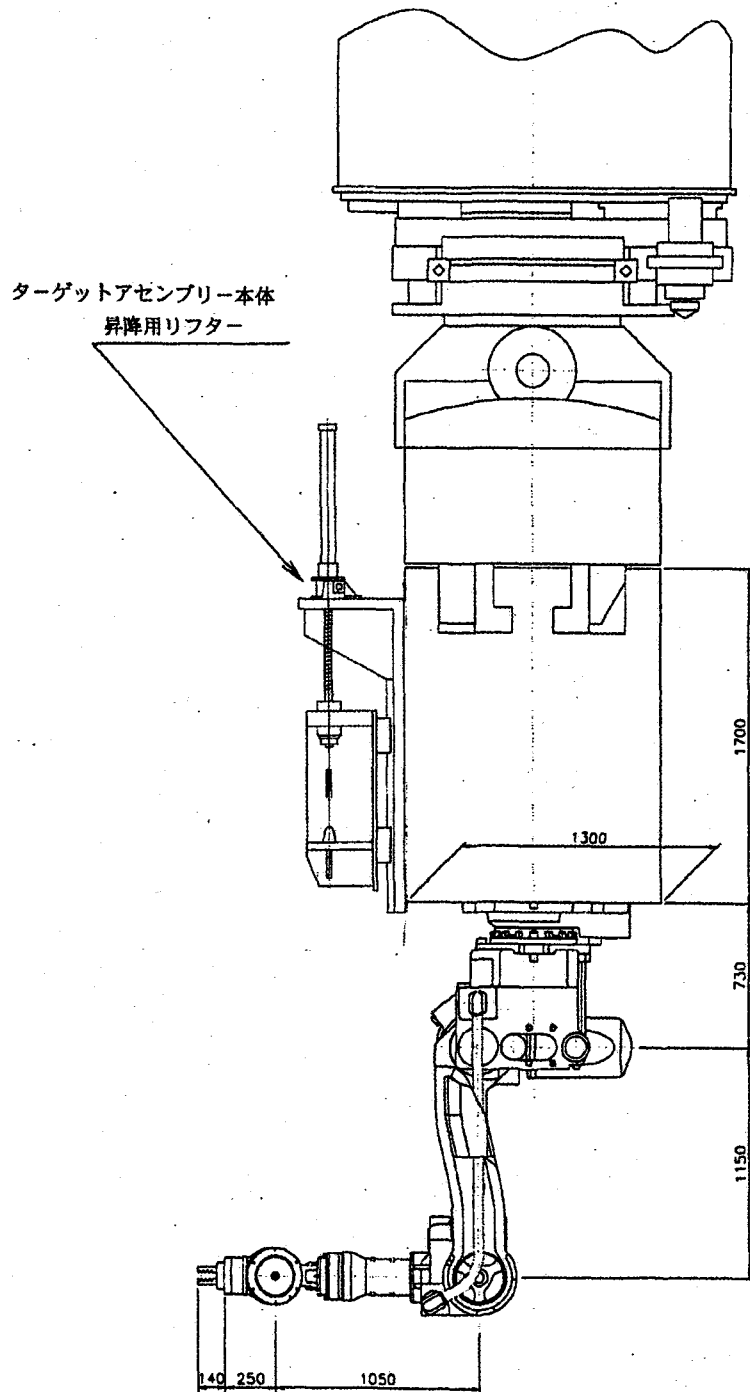


図 5.1 遠隔操作アームとターゲットアセンブリ本体昇降用リフター

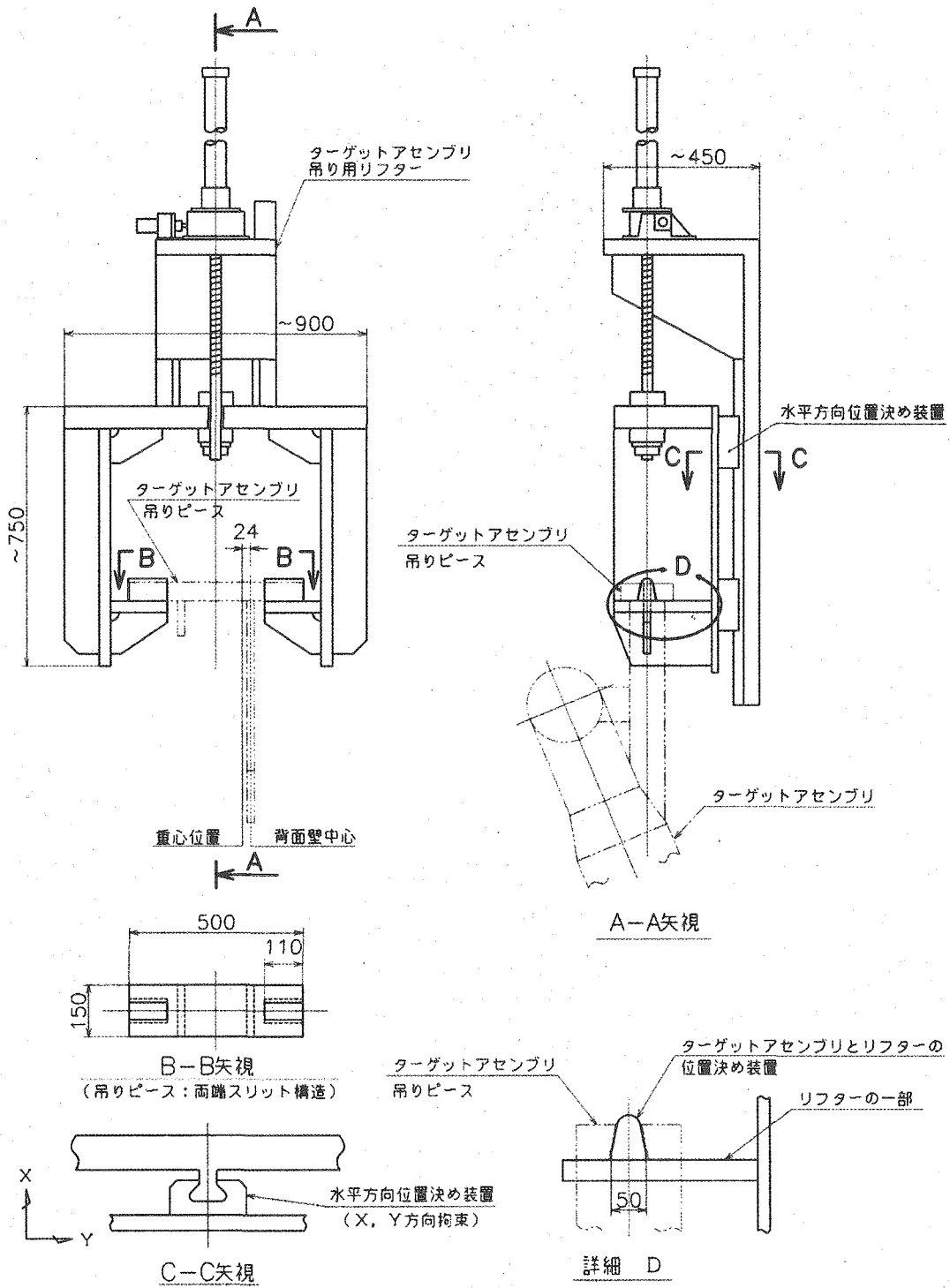


図 5.2 ターゲットアセンブリ本体昇降用リフター

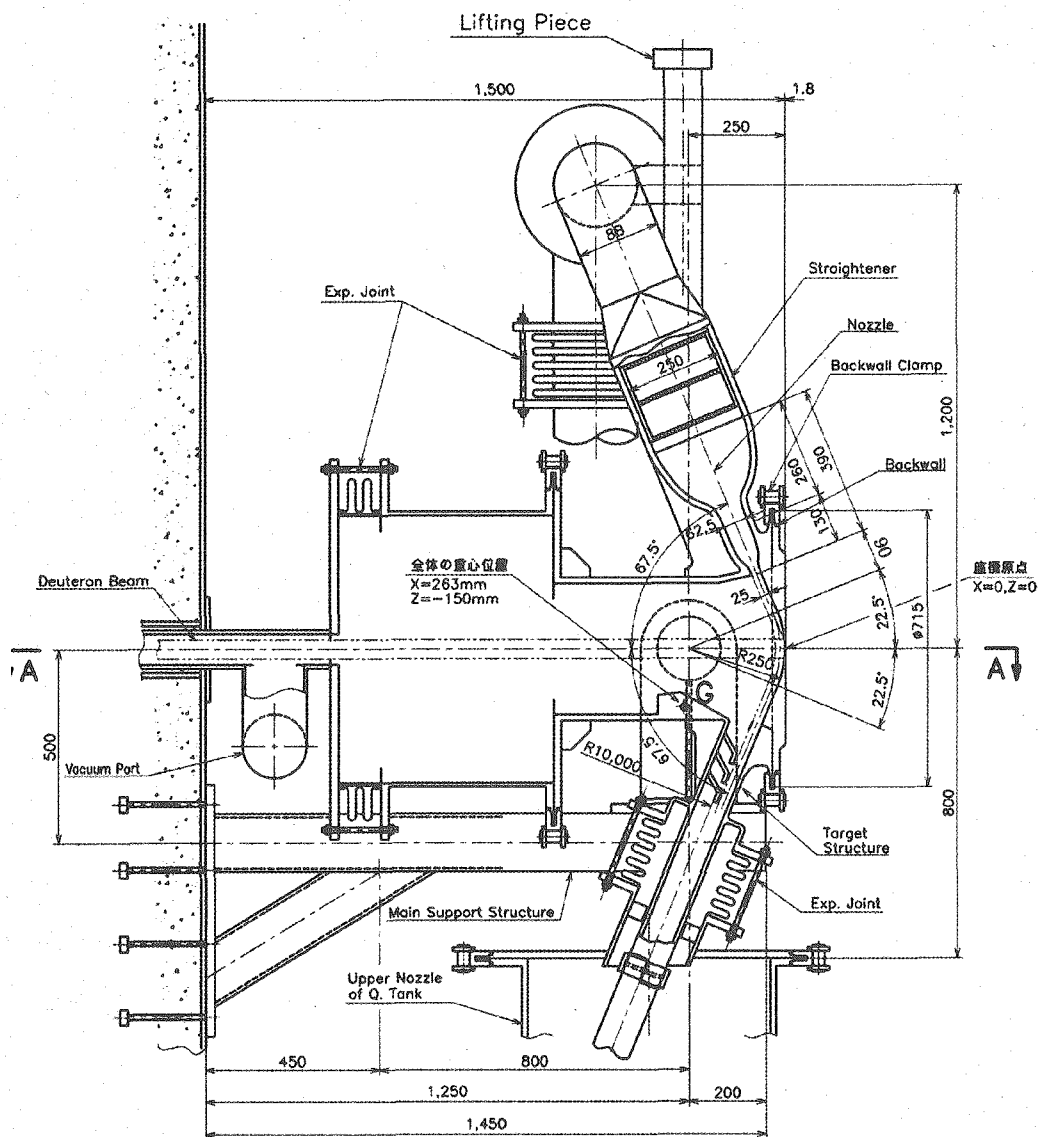


図 5.3 ターゲットアセンブリ重心位置と吊ピース形状 (側面図)

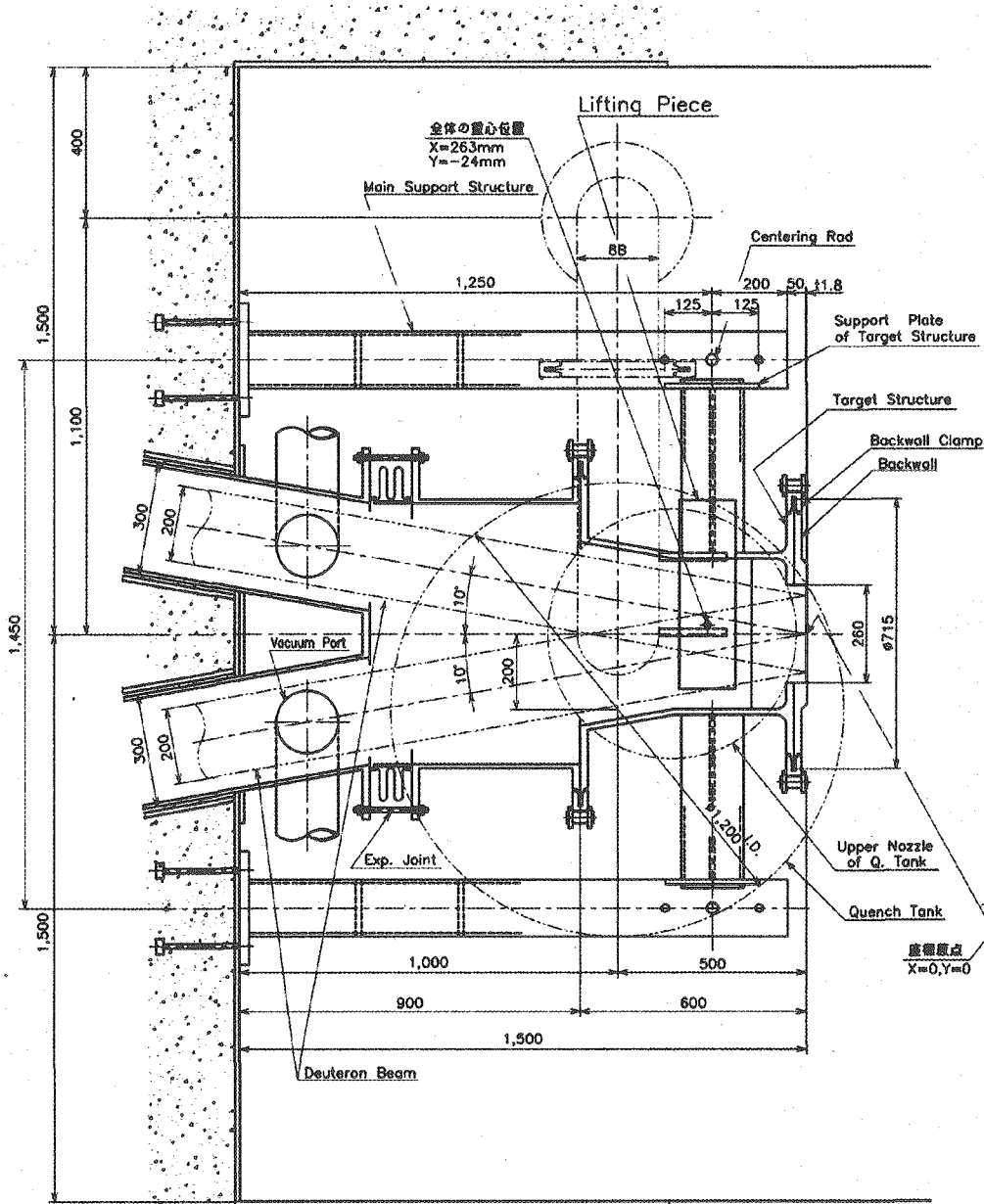


図 5.4 ターゲットアセンブリ重心位置と吊ピース形状 (平面図)

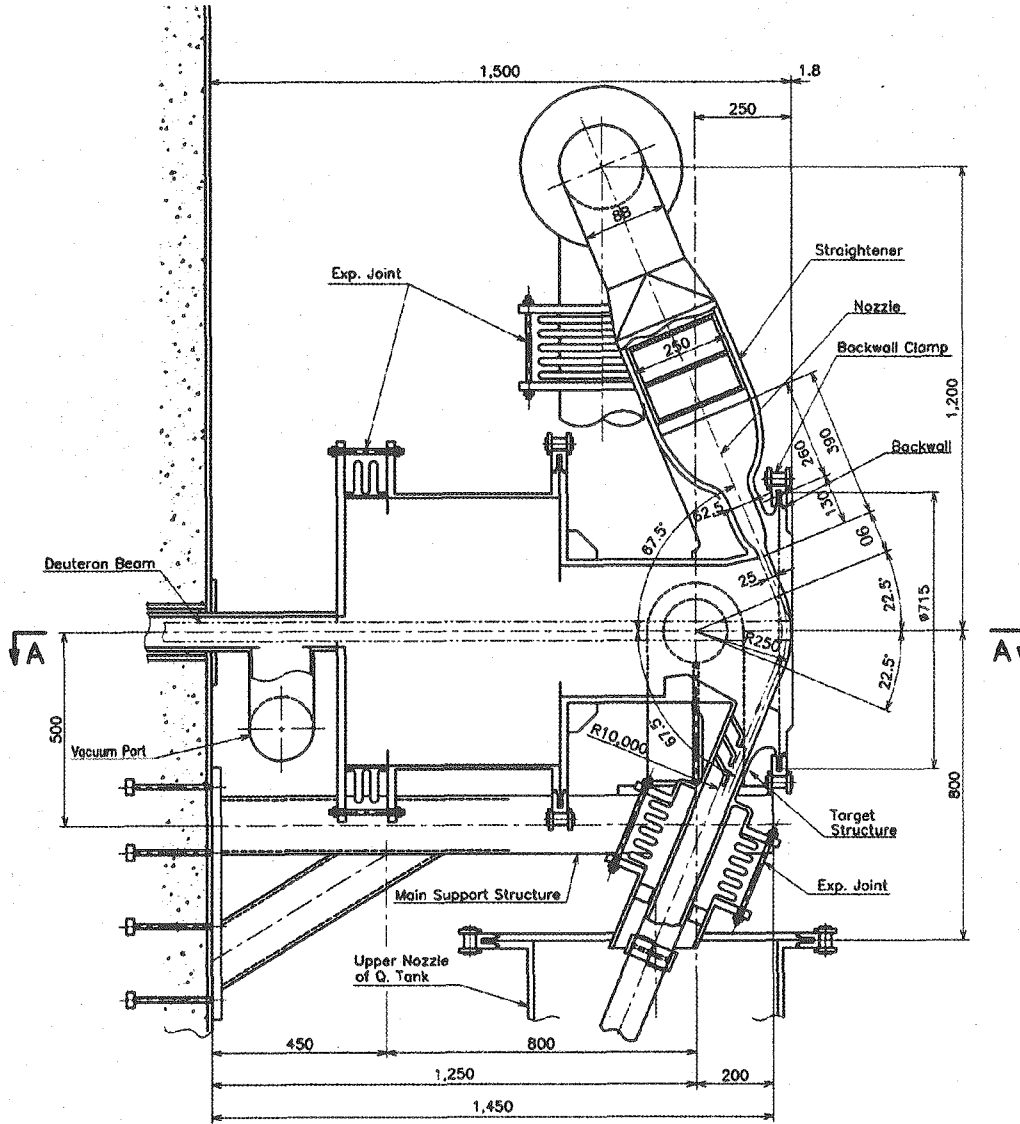


図 5.5 ターゲットアセンブリ構造 (側面図)

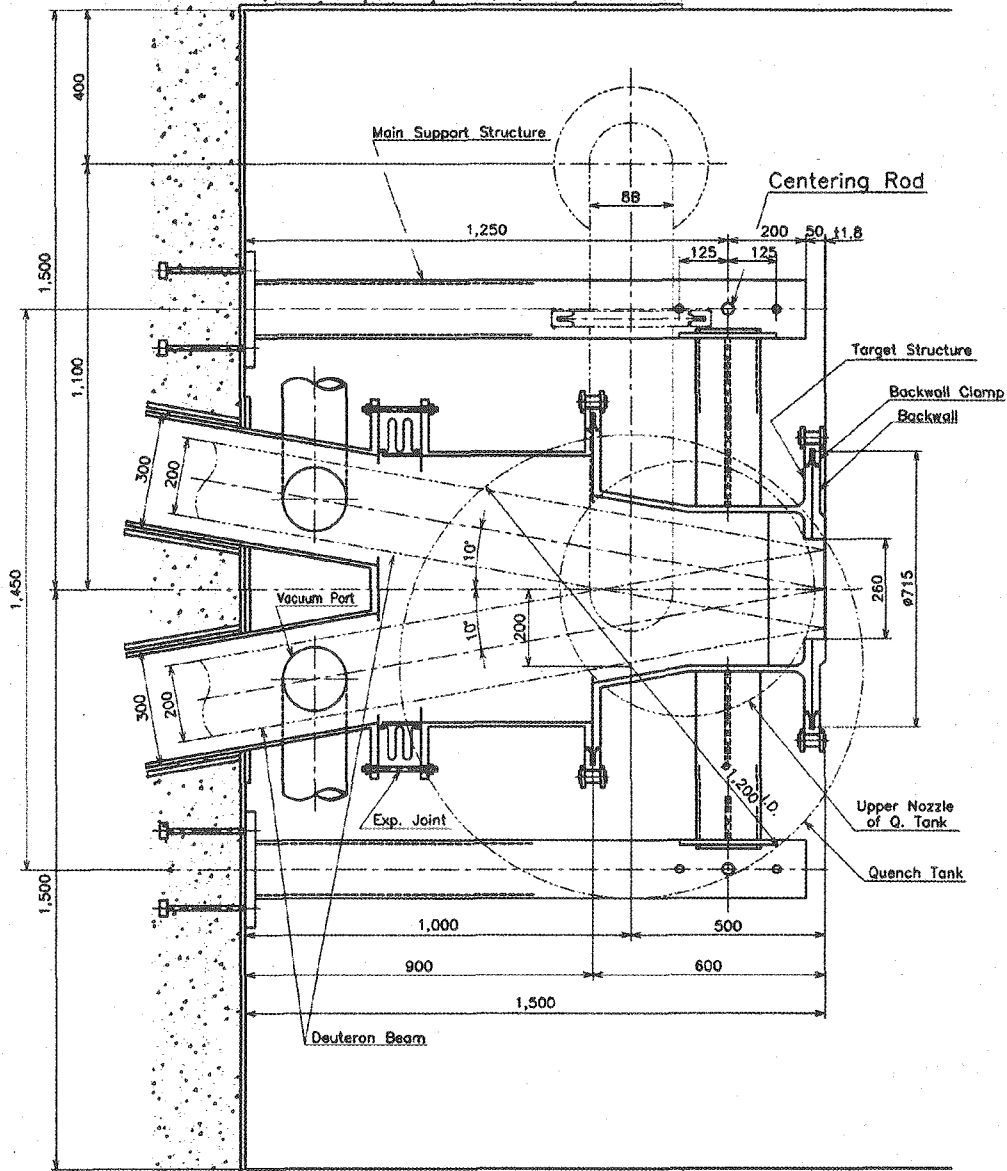


図 5.6 ターゲットアセンブリ構造 (平面図)

6. 背面壁異材溶接の検討

背面壁に SUS316 材料と F82H 材料の異材溶接を施すことを想定し、溶接中間材の選定および溶接条件について以下のように検討した。

6.1 溶接中間材

異種材料の溶接を行う場合、両材料の機械的性質、化学成分から、接合部に求められる特性を明確にする必要がある。特に、材料の化学成分に留意する必要がある。一般にこれらの検討においては施工計画を基に種々の溶接施工試験を行い検証することになるが、本溶接に関しては、以下に示すとおり、SUS316 材料と F82H 材料の組合せ溶接類似材における溶接実績を参考とした。

類似材として、主要化学成分に着目する。F82H の主要化学成分は、約 8%Cr である。[6.1] F82H と Cr 成分が類似した 9%Cr-Mo 鋼とステンレス材との異種材料溶接には実績があり、SUS309 を溶接中間材として使用することで問題ないことが確認されている。また、溶材 SUS309 に関しては、設計温度 400℃程度については、材料使用上の問題はない。

6.2 溶接条件

上記の異材溶接の際の条件は以下のようにすべきである。

- ・溶接部の熱影響による硬化を防止するため、予熱を行う。
- ・オーステナイト系の SUS316 材と、マルテンサイト系の F82H は、線膨張率が異なるため、溶接部で残留応力を生じる可能性があり、溶接後、残留応力除去を実施する。
- ・溶接開先は、X 開先として両面から溶接を行い、バックチップを行い、グラインダー等にて仕上げる。

尚、類似材の実績を参考に、中間溶接材 SUS309 を選定するが、最終的には、溶接施工法試験を行い、問題ないことを確認し、又、詳細な溶接条件を確認する必要がある。

7. まとめおよび今後の課題

7.1 まとめ

IFMIF ターゲットアセンブリおよび背面壁の熱条件、機器配置条件、遠隔交換に対応した構造の検討の結果は以下のとおりである。

7.1.1 背面壁クランプ構造

テストセル室内の配置条件、雰囲気圧力条件のもとでクランプにより実現できる背面壁押し付け圧力を検討した結果、以下のことが判明した。

- (1) 背面壁内外差圧が 0.5 MPa (例：真空雰囲気条件下で背面壁を 0.5 MPa で押し付ける場合) における合成応力は約 125 N/mm^2 であり、SUS316L 製クランプの最大許容応力値 114 N/mm^2 以上となり、クランプの健全性が得られない。
- (2) 背面壁内外差圧が 0.4 MPa (例：真空雰囲気条件下で背面壁を 0.4 MPa で押し付ける場合、0.1 MPa 真空雰囲気条件下で背面壁を 0.5 MPa で押し付ける場合) 以下における合成応力は 100 N/mm^2 以下であり、クランプは健全性を維持できる。

7.1.2 ターゲットアセンブリ用高性能保温材

高性能保温材が IFMIF ターゲットアセンブリ温度 300°C でも性能を維持できると仮定して必要な保温材の厚さ、重量を評価した結果、以下のことが判明した。

- (1) 熱伝導率 $0.008 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ の保温材を用いた場合、ヘリウム雰囲気中での必要な保温材厚さは 8.2 mm であり、依然の検討で用いた保温材 ($0.0713 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) の場合の必要厚さ 68.5 mm よりも大幅に低減できる。
- (2) 上記の場合、付属品を含めた保温材重量は 32 kg であり、ターゲットアセンブリ本体重量約 1 t に比べ十分小さくできる。

7.1.3 背面壁用高発熱密度ヒーター

IFMIF ターゲット背面壁に 8.4 kW の発熱を施すためのヒーターを調査し、背面壁上の配置を検討した結果は以下のとおりである。

- (1) 背面壁への熱負荷は窒化珪素ヒーター (平板状、外形寸法 $2.2 \text{ mm} \times 4.7 \text{ mm} \times 72 \text{ mm}$ 、発熱量 95 W) を配置することで可能である。
- (2) 上記ヒーターの必要数は 89 本であるが、配置・施工上の余裕を考慮しても背面壁に 94 本施工可能である。

7.1.4 ターゲットアセンブリの分離/結合方法

遠隔操作にてターゲットアセンブリを分離/結合する際のアセンブリの揺れ止めと位置決めを確保するための支持構造と分離/結合方法を検討した結果は以下のとおりである。

- (1) アセンブリの揺れ止めはレール付のリフターとスリット溝付の吊ピースの採用、および、吊ピースのアセンブリ重心への取り付けにより確保される。
- (2) アセンブリの位置決め精度 ± 0.5 mmは、センターリングロッド付のアセンブリ本体用サポートにより確保される。

7.1.5 背面壁の異材溶接

背面壁の SUS316 材・F82H 材の異材溶接の中間材および溶接法を検討した結果は以下のとおりである。

- (1) F82H の主要化学成分中の Cr の量約 8%に着目し、実績のある SUS309 (8%Cr) を溶接中間材とするのが妥当である。
- (2) 上記異材溶接に際しては、溶接前の余熱および溶接後の応力除去が必要である。

7.2 今後の課題

今回の検討はある程度の仮定を含んでおり、IFMIF ターゲットアセンブリおよび背面壁の設計を進めていく上で、今後、以下のようにさらなる検討等が必要である。

- (1) クランプ押し付け圧力が工面接触面全体で均一でないことを考慮した詳細な計算
- (2) 高性能保温材の IFMIF ターゲット温度域での性能確認
- (3) 保温材の IFMIF テストセル室雰囲気条件での性能確認 (密閉性、雰囲気混入時の性能等)
- (4) 背面壁ヒーターのリード線引き回しおよび背面壁取り外し時の分離方法の検討
- (5) 遠隔操作による重量物の搬送、位置決めの実証
- (6) 異材溶接の試験

謝辞

高性能保温材およびターゲットアセンブリ保温構造について助言いただいたことを清水昭比古教授、横峯健彦助教授に感謝いたします。また、異材溶接の中間溶接材については古谷一幸講師、谷川博康氏に感謝いたします。

参考文献

- [1] IFMIF International Team : IFMIF Comprehensive Design Report, (IEA on-line publication) available from
(http://www.iea.org/Textbase/techno/technologies/fusion/IFMIF-CDR_partA.pdf) and
(http://www.iea.org/Textbase/techno/technologies/fusion/IFMIF-CDR_partB.pdf).
- [2] M. Ida, H. Nakamura, K. Shimizu and T. Yamamura : “Thermal and Thermal-Stress Analyses of IFMIF Liquid Lithium Target Assembly” , Fusion Eng. Des., 75-79, 847(2005).
- [3] 井田瑞穂、中村博雄、山村外志夫、杉本昌義 : “IFMIF ターゲットアセンブリの熱解析” , JAEA-Technology 2006-003 (2006).
- [4] ASME Sec. II, part D Table 1A, Maximum Allowable Stress Values (S).
- [5] 日本機械学会 : “機械工学便覧 新版” , 日本機械学会, pp. A4-40-42 (1987).
- [6] 京セラ㈱ : (<http://www.kyocera.co.jp/prdct/fc/product/pdf/heaters.pdf>)

This is a blank page.

国際単位系 (SI)

表1. SI 基本単位

基本量	SI 基本単位	
	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
物質の量	モル	mol
光度	カンデラ	cd

表2. 基本単位を用いて表されるSI組立単位の例

組立量	SI 基本単位	
	名称	記号
面積	平方メートル	m ²
体積	立方メートル	m ³
速度	メートル毎秒	m/s
加速度	メートル毎秒毎秒	m/s ²
波数	メートル ⁻¹	m ⁻¹
密度 (質量密度)	キログラム毎立方メートル	kg/m ³
質量体積 (比体積)	立方メートル毎キログラム	m ³ /kg
電流密度	アンペア毎平方メートル	A/m ²
磁界の強さ (物質量の) 濃度	アンペア毎メートル	A/m
輝度	カンデラ毎平方メートル	cd/m ²
屈折率	(数の) 1	1

表5. SI 接頭語

乗数	接頭語	記号	乗数	接頭語	記号
10 ²⁴	ヨタ	Y	10 ⁻¹	デシ	d
10 ²¹	ゼタ	Z	10 ⁻²	センチ	c
10 ¹⁸	エクサ	E	10 ⁻³	ミリ	m
10 ¹⁵	ペタ	P	10 ⁻⁶	マイクロ	μ
10 ¹²	テラ	T	10 ⁻⁹	ナノ	n
10 ⁹	ギガ	G	10 ⁻¹²	ピコ	p
10 ⁶	メガ	M	10 ⁻¹⁵	フェムト	f
10 ³	キロ	k	10 ⁻¹⁸	アト	a
10 ²	ヘクト	h	10 ⁻²¹	ゼプト	z
10 ¹	デカ	da	10 ⁻²⁴	ヨクト	y

表3. 固有の名称とその独自の記号で表されるSI組立単位

組立量	SI 組立単位		他のSI単位による表し方	SI基本単位による表し方
	名称	記号		
平面角	ラジアン ^(a)	rad		m ⁻¹ ・m ¹ =1 ^(b)
立体角	ステラジアン ^(a)	sr ^(c)		m ² ・m ⁻² =1 ^(b)
周波数	ヘルツ	Hz		s ⁻¹
力	ニュートン	N		m ¹ ・kg ¹ ・s ⁻²
圧力, 応力	パスカル	Pa	N/m ²	m ⁻¹ ・kg ¹ ・s ⁻²
エネルギー, 仕事, 熱量	ジュール	J	N・m	m ² ・kg ¹ ・s ⁻²
工率, 放射束	ワット	W	J/s	m ² ・kg ¹ ・s ⁻³
電荷, 電気量	クーロン	C		s ¹ ・A
電位差 (電圧), 起電力	ボルト	V	W/A	m ² ・kg ¹ ・s ⁻³ ・A ⁻¹
静電容量	ファラド	F	C/V	m ⁻² ・kg ⁻¹ ・s ⁴ ・A ²
電気抵抗	オーム	Ω	V/A	m ² ・kg ¹ ・s ⁻³ ・A ⁻²
コンダクタンス	ジーメン	S	A/V	m ⁻² ・kg ⁻¹ ・s ³ ・A ²
磁束密度	ウェーバ	Wb	V・s	m ² ・kg ¹ ・s ⁻² ・A ⁻¹
インダクタンス	ヘンリー	H	Wb/A	kg ¹ ・s ² ・A ⁻²
セルシウス温度	セルシウス度 ^(d)	°C		K
光照射 (放射核種の) 放射能	ルーメン	lm	cd・sr ^(c)	m ² ・m ⁻² ・cd=cd
吸収線量, 質量エネルギー	グレイ	Gy	J/kg	m ² ・m ⁻² ・cd=m ² ・cd
線量当量, 周辺線量当量, 方向性線量当量, 個人線量当量, 組織線量当量	シーベルト	Sv	J/kg	s ⁻¹

- (a) ラジアン及びステラジアンの使用は、同じ次元であっても異なった性質をもった量を区別するときの組立単位の表し方として利点がある。組立単位を形作るときいくつかの別例は表4に示されている。
 (b) 実際には、使用する時には記号rad及びsrが用いられるが、習慣として組立単位としての記号“1”は明示されない。
 (c) 測光学では、ステラジアンの名称と記号srを単位の表し方の中にそのまま維持している。
 (d) この単位は、例としてミリセルシウス度m°CのようにSI接頭語を併せて用いても良い。

表4. 単位の中に固有の名称とその独自の記号を含むSI組立単位の例

組立量	SI 組立単位		SI 基本単位による表し方
	名称	記号	
粘力のモーメント	パスカル秒	Pa・s	m ⁻¹ ・kg ¹ ・s ⁻¹
表面張力	ニュートンメートル	N・m	m ² ・kg ¹ ・s ⁻²
角速度	ニュートンメートル	N/m	kg ¹ ・s ⁻²
角加速度	ラジアン毎秒	rad/s	m ⁻¹ ・s ⁻¹ ・s ⁻¹
熱流密度, 放射照度	ラジアン毎平方秒	rad/s ²	m ⁻¹ ・m ⁻² ・s ⁻²
熱容量, エントロピー	ワット毎平方メートル	W/m ²	kg ¹ ・s ⁻³
質量熱容量 (比熱容量), 質量エントロピー	ジュール毎ケルビン	J/K	m ² ・kg ¹ ・s ⁻² ・K ⁻¹
質量エネルギー (比エネルギー)	ジュール毎キログラム	J/(kg・K)	m ² ・s ⁻² ・K ⁻¹
熱伝導率	ジュール毎メートル毎ケルビン	W/(m・K)	m ¹ ・kg ¹ ・s ⁻³ ・K ⁻¹
体積エネルギー	ジュール毎立方メートル	J/m ³	m ⁻¹ ・kg ¹ ・s ⁻²
電界の強さ	ボルト毎メートル	V/m	m ⁻¹ ・kg ¹ ・s ⁻³ ・A ⁻¹
体積電荷	クーロン毎立方メートル	C/m ³	m ⁻³ ・s ¹ ・A
電気変位	クーロン毎平方メートル	C/m ²	m ⁻² ・s ¹ ・A
誘電率	ファラド毎メートル	F/m	m ⁻³ ・kg ⁻¹ ・s ⁴ ・A ²
透磁率	ヘンリー毎メートル	H/m	m ¹ ・kg ¹ ・s ⁻² ・A ²
モルエネルギー	ジュール毎モル	J/mol	m ² ・kg ¹ ・s ⁻² ・mol ⁻¹
モルエントロピー, モル熱容量	ジュール毎モル毎ケルビン	J/(mol・K)	m ² ・kg ¹ ・s ⁻² ・K ⁻¹ ・mol ⁻¹
照射線量 (X線及びγ線)	クーロン毎キログラム	C/kg	kg ⁻¹ ・s ¹ ・A
吸収線量	グレイ毎秒	Gy/s	m ² ・s ⁻³
放射強度	ワット毎ステラジアン	W/sr	m ⁴ ・m ⁻² ・kg ¹ ・s ⁻³ =m ² ・kg ¹ ・s ⁻³
放射輝度	ワット毎平方メートル毎ステラジアン	W/(m ² ・sr)	m ² ・m ⁻² ・kg ¹ ・s ⁻³ =kg ¹ ・s ⁻³

表6. 国際単位系と併用されるが国際単位系に属さない単位

名称	記号	SI 単位による値
分	min	1 min=60s
時	h	1 h=60 min=3600 s
日	d	1 d=24 h=86400 s
度	°	1°=(π/180) rad
分	'	1'=(1/60)°=(π/10800) rad
秒	"	1"=(1/60)'=(π/648000) rad
リットル	l, L	1 l=1 dm ³ =10 ⁻³ m ³
トン	t	1 t=10 ³ kg
ネーパ	Np	1 Np=1
ベル	B	1 B=(1/2) ln10 (Np)

表7. 国際単位系と併用されこれに属さない単位でSI単位で表される数値が実験的に得られるもの

名称	記号	SI 単位であらわされる数値
電子ボルト	eV	1 eV=1.60217733(49)×10 ⁻¹⁹ J
統一原子質量単位	u	1 u=1.6605402(10)×10 ⁻²⁷ kg
天文単位	ua	1 ua=1.49597870691(30)×10 ¹¹ m

表8. 国際単位系に属さないが国際単位系と併用されるその他の単位

名称	記号	SI 単位であらわされる数値
海里	里	1 海里=1852m
ノット	ノット	1 ノット=1 海里毎時=(1852/3600)m/s
アール	a	1 a=1 dam ² =10 ³ m ²
ヘクタール	ha	1 ha=1 hm ² =10 ⁴ m ²
バール	bar	1 bar=0.1 MPa=100kPa=1000hPa=10 ⁵ Pa
オングストローム	Å	1 Å=0.1nm=10 ⁻¹⁰ m
バイン	b	1 b=100fm ² =10 ⁻²⁸ m ²

表9. 固有の名称を含むCGS組立単位

名称	記号	SI 単位であらわされる数値
エルグ	erg	1 erg=10 ⁻⁷ J
ダイナ	dyn	1 dyn=10 ⁻⁵ N
ポアズ	P	1 P=1 dyn・s/cm ² =0.1Pa・s
ストークス	St	1 St=1cm ² /s=10 ⁻⁴ m ² /s
ガウス	G	1 G=10 ⁴ T
エルステッド	Oe	1 Oe=(1000/4π)A/m
マクスウェル	Mx	1 Mx=10 ⁻⁸ Wb
スチルブ	sb	1 sb=1cd/cm ² =10 ⁴ cd/m ²
ホト	ph	1 ph=10 ¹⁴ lx
ガリ	Gal	1 Gal=1cm/s ² =10 ⁻² m/s ²

表10. 国際単位に属さないその他の単位の例

名称	記号	SI 単位であらわされる数値
キュリー	Ci	1 Ci=3.7×10 ¹⁰ Bq
レントゲン	R	1 R=2.58×10 ⁻⁴ C/kg
ラド	rad	1 rad=1cGy=10 ⁻² Gy
レム	rem	1 rem=1cSv=10 ⁻² Sv
X線単位	X unit	1 X unit=1.002×10 ⁻⁴ nm
ガンマ	γ	1 γ=1 nT=10 ⁻⁹ T
ジャンスキー	Jy	1 Jy=10 ⁻²⁶ W・m ⁻² ・Hz ⁻¹
フェルミ	fm	1 fermi=1 fm=10 ⁻¹⁵ m
メートル系カラット	metric carat	1 metric carat=200 mg=2×10 ⁻⁴ kg
トル	Torr	1 Torr=(101325/760) Pa
標準大気圧	atm	1 atm=101325 Pa
カロリ	cal	
マイクロ	μ	1 μ=1μm=10 ⁻⁶ m