

JAERI-Research

95-049



水冷型冷却パネル特性に関する研究
— スタンドパイプなし圧力容器 —

1995年7月

高田昌二・鈴木邦彦・稲垣嘉之・数土幸夫

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。
入手の間合わせは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11 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（〒319-11 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 Information Division, Department of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-11, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1995

編集兼発行	日本原子力研究所
印刷	いばらき印刷(株)

水冷型冷却パネル特性に関する研究
—スタンドパイプなし圧力容器—

日本原子力研究所東海研究所高温工学部

高田 昌二・鈴木 邦彦・稲垣 嘉之

数土 幸夫

(1995年6月8日受理)

モジュラー型高温ガス炉用水冷型冷却パネルシステムにおける構造物の温度分布及び除熱特性の実験データを取得するために、冷却パネル特性試験により実験を行った。本実験で得られた圧力容器内真空、ヘリウムガス0.73MPa充填、窒素ガス1.1MPa充填の3条件に、二次元数値解析コードTHANPACST2を適用し、実験データとの比較から数値解析コードを検証し、水冷型冷却パネルシステムの除熱特性を調べた。結論を以下にまとめる。

(1) 圧力容器温度が最高420℃となる窒素ガス条件で、圧力容器及び冷却パネル表面の熱放射率 ε_p , $v=0.80$ を用いた圧力容器表面温度の解析結果は、実験値に対して最大-18%、+42%の差であった。冷却パネル全除熱量の解析結果は、ヒータ出力の実験値に対して-16.4%の精度で予測が可能であった。

(2) 炉室内空気の自然対流による除熱量が15~30%と冷却パネル全除熱量に対する割合が小さいにも関わらず、圧力容器温度が炉室内空気の自然対流に大きく影響を受ける。

Study of the Cooling Characteristics of the Water Cooling Panel System
- Pressure Vessel without Stand Pipes -

Shoji TAKADA, Kunihiko SUZUKI, Yoshiyuki INAGAKI and Yukio SUDO

Department of High Temperature Engineering
Tokai Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received June 8, 1995)

Experimental works using the test apparatus of water cooling panel system of Modular High Temperature Gas cooled Reactor were performed to acquire the experimental data of cooling performance and temperature distribution of the components. And also the analytical works were carried out to analyze the experimental data acquired from the three cases of the vacuum, helium gas at 0.73MPa and nitrogen gas at 1.1MPa in the pressure vessel, to verify the validity of two-dimensional analytical code -THANPACST2- to investigate the cooling performance of the water cooling panel system. Conclusions are summarized as follows,

(1) In the condition of nitrogen gas, in which maximum temperature of the pressure vessel is 420°C, analytical results of the temperature of the pressure vessel using the emissivity $\epsilon_{p.v}=0.80$ of the surfaces of the pressure vessel and the cooling panel was estimated within the errors of -18% and +42% compared to the experimental one. The analytical result of heat transferred to the cooling panel was estimated to be 16.4% lower than the experimental result of heat input.

(2) It was indicated that natural convection of air in the reactor cavity considerably affected on the temperature distribution of the pressure vessel although only 15~30% of the total heat was transferred by natural convection.

Keywords: HTGR, MHTGR, Passive Cooling System, Water Cooling Panel System, THANPACST2, Pressure Vessel, Natural Convection

目 次

1. 緒 言	1
2. 実験方法	3
2.1 実験装置	3
2.2 実験条件	5
3. 数値解析方法	6
3.1 数値解析コード-THANPACST2-	6
3.2 数値解析モデル	6
3.3 解析条件	7
4. 結果及び考察	9
4.1 圧力容器内真空条件	9
4.2 圧力容器内ヘリウムガス条件	9
4.3 圧力容器内窒素ガス条件	10
4.4 圧力容器外伝熱流動特性	11
4.5 炉室内空気の自然対流による圧力容器温度への影響	12
5. 結 言	13
謝 辞	14
参考文献	14

Contents

1. Introduction	1
2. Experimental Method	3
2.1 Experimental Apparatus	3
2.2 Experimental Conditions	5
3. Analytical Method	6
3.1 Analytical Code - THANPACST2 -	6
3.2 Analytical Model	6
3.3 Analytical Conditions	7
4. Results and Discussion	9
4.1 Vacuum Condition Inside the Pressure Vessel	9
4.2 Helium Gas Condition Inside the Pressure Vessel	9
4.3 Nitrogen Gas Condition Inside the Pressure Vessel	10
4.4 Heat Transfer Performance Outside the Pressure Vessel	11
4.5 Effects of Natural Convection of Air in the Reactor Cavity	12
5. Conclusions	13
Acknowledgement	14
Reference	14

1. 緒 言

次世代炉の有力な候補である中小型高温ガス炉は、固有の安全性に基づくパッシブセフティ技術を基盤としている。パッシブセフティ技術は、核的な要因によるものと除熱特性に基づくものとに大別される。核的特性については、負の反応度係数が大きく、事故時においても炉心に損傷を与えることなく炉を安全な状態に移行できる自己停止特性を有している。

一方、除熱特性については、炉心自体の大きな熱容量のために崩壊熱に対する熱過渡挙動は極めて緩慢である。さらに、中小型高温ガス炉では、受動的冷却システム (Passive Cooling System) を全面的に利用して崩壊熱の除去を行わせるパッシブセフティ概念を採用している。このような受動的冷却システムは、想定し得る、あらゆる運転状態、事故状態においても炉心冷却が可能であることを意味し、崩壊熱を放射伝熱と自然対流のみで除去する、いわゆる静的機器のみによる炉心冷却の概念に基づいている。

今まで提案された中小型高温ガス炉における受動的冷却システムの設計例を以下に示す。この際、どのような設計基準事故においても、燃料温度をある制限値以下に抑え、被覆燃料粒子からのFP放出を0としている。

インターアトム(IA)社が設計したモジュラー型高温ガス炉(MHTGR)では¹⁾、Fig. 1.1に示すように炉室のコンクリート内面に表面冷却器を設け原子炉压力容器の外側との間を約1mの空間にしている。冷却器は、容量の等しい3系統の冷却系を有して、多重性を確保している。通常運転時にも表面冷却器に冷却水を流しているため、約400kWの熱損失になる。蒸気発生器による通常の除熱ができない場合には、炉心及び原子炉压力容器からの熱は放射と自然対流を介して表面冷却器及びその系統により除去される。

ゼネラルアトミック社(GA)のMHTGRでは²⁾、Fig. 1.2に示すように压力容器の外側に炉室冷却系を設けて崩壊熱除去が行われる。この系統は全く動的機器を含まず、ダクトから取り入れた空気自然対流によって崩壊熱が大気に放散されるようになっている。通常運転時には約800kWの熱損失になる。冷却材強制循環喪失事故においても、燃料温度は燃料の健全性が保たれる1600°C以下になっている。また、原子炉压力容器は370°C以下に保たれている。

高温工学試験研究炉(HTTR)では³⁾、一次冷却設備二重管の破断事故時等により、強制循環による炉心の冷却が期待できない場合に原子炉压力容器の外側から間接的に炉心を冷却するため、炉容器冷却設備が設けられている。この設備は、水冷管パネル、循環ポンプ等で構成される。水冷管パネルは、Fig. 1.3に示すように原子炉压力容器を取り囲むコンクリート壁に設けられ、熱放射及び自然対流によって原子炉压力容器を冷却する。炉容器冷却設備は、独立2系統で構成し、各系統の容量は、想定される最も厳しい事故となる一次系冷却設備の二重管の内管破損事故時において、原子炉压力容器及び燃料体が制限以下の温度に保たれるように除熱容量が300kWになっている。

したがって、固有の安全炉としての高温ガス炉に冷却パネルは必須の設備であり、

冷却パネルの除熱特性を明らかにして、解析コードの検証を通して高温ガス炉の固有の安全性の一つである受動的冷却システムの概念を構築することが重要である。

受動的冷却システムでは、崩壊熱を動的機器を用いずに除去できる反面、通常運転時にヒートロスが存在し、炉心で加熱したヘリウムガスの自然対流により構造物、特に圧力バウンダリーを形成する原子炉圧力容器にホットスポットを形成する事が予想され、さらに、システムにおける伝熱面が原子炉圧力容器であるため、最大除熱量が制限されることになり、高出力密度化によるシステムの大型化は避けられないなどの問題点がある。従って、高温ガス炉の高度な固有安全性と高性能化のためには最適で高性能な受動的冷却システムの設計・評価手法を構築することが重要である。

本研究では、受動的冷却システムとして提案されている水冷型、空冷型及びヒートパイプを用いた高温作動型冷却パネルシステムのうちの、水冷型冷却パネルシステムを模擬した冷却パネル特性試験装置により、構造物の温度分布及び冷却パネルの除熱特性に関する実験データを取得した。また、構造物における熱伝導、放射伝熱及び自然対流熱伝達を同時に考慮する事ができる二次元伝熱流動解析コード-THANPACST2-⁴⁾を実験装置に適用し、数値解析コードの解析手法及び解析モデルの検証を行った。

数値解析では、炉室内を大気圧雰囲気とした条件で、スタンドパイプなし圧力容器内のガスによる自然対流の影響を排除するために圧力容器内を真空にして容器の最高温度を150℃程度とした場合、圧力容器内にヘリウムガスを0.73MPaまで充填して容器の最高温度が210℃程度となる場合、そして、窒素ガスを1.1MPaまで充填して容器の最高温度が420℃程度となる場合の3ケースの実験データを用いて数値解析コード-THANPACST2-の検証解析を行い、各構造物の熱放射率をパラメータとして、圧力容器の温度分布及び冷却パネルの除熱特性を調べた。

さらに、数値解析により、炉室内を真空と仮定した条件で圧力容器温度分布を調べ、空気の自然対流による圧力容器温度分布に対する影響を評価した。

2. 実験方法

2. 1 実験装置

冷却パネル特性試験装置は、圧力容器内の自然対流及び熱放射による基本伝熱特性の他、冷却パネルの除熱特性、原子炉圧力容器の温度分布のデータ取得及び輻射係数算出法の検証を行うための装置である。

本試験装置のフローシート及び概略図をそれぞれFig. 2.1及びFig. 2.2に示す。試験装置は、試験体、外部断熱部、ヘリウム供給装置、真空排気系、制御系、計測機器等からなる。試験体は、100kWの電気ヒータを内蔵する圧力容器と、容器を取り囲む冷却パネルから構成される。

冷却パネル特性試験の圧力容器は上鏡部、胴部、下鏡部、脚及びスカートにより構成される。主要な仕様は以下の通りである。

圧力容器の内高:	3000mm
胴内径:	1000mm
肉厚:	12mm
上鏡半径:	500mm
下鏡形状:	2:1半だ円球
下鏡長半径:	500mm
下鏡短半径:	250mm
作動流体:	ヘリウムガス、窒素ガス
圧力:	1.3Pa~1.1MPa

圧力容器の上鏡は、Fig. 2.3に示すように、胴とフランジにより接合されている。フランジ部の詳細をFig. 2.4に示す。圧力容器の4本のそれぞれの脚の間には、Fig. 2.5~2.7に示すように、スカート型サポートの形状を模擬するために円筒状の板を取り付けている。脚は断面がH型であるため、圧力容器との間に矩形状の流路を形成し、圧力容器下鏡とスカートとに囲まれる空間とその外側とを接続する。

冷却パネルは、圧力容器の側部、上部、下部に独立に設置する。また、冷却パネルを構成する冷却管への給水は2系統とする。冷却パネルの構成図をFig. 2.8に示す。冷却パネルの主要仕様を以下に示す。

冷却管外径:	31.8mm
冷却管配列ピッチ:	60mm
(冷却管中心間距離)	
冷却水最大流量:	10m ³ /h

冷却パネルの冷却管の両端は、リングヘッダーに接続する。上部、側部、下部冷却パネル、それぞれの冷却管の本数は、25、88、12本である。

圧力容器の上鏡部は、19本の模擬スタンドパイプが着脱可能な構造である。模擬スタンドパイプはSUS304製の円筒に断熱材を詰めた構造である。本実験では、数値解析を簡単にするためにスタンドパイプをはずした。

圧力容器外表面、スタンドパイプ及び冷却パネル表面には、熱放射率を一定に保持するために黒色の耐熱塗料（鈴鹿塗料社製、鈴鹿スターク#800）を塗布している。ゲンツェル干渉計で計測した赤外線輻射スペクトルにより得た、圧力容器及び冷却パネル表面に塗布した黒色耐熱塗料の熱放射率は、50℃で $\epsilon_{p,v}=0.80$ 、250℃で $\epsilon_{p,v}=0.83$ であった。

冷却管の外側は、外乱を与えないようにするため、カオウール製断熱層で全体を覆う。断熱層の主要仕様を以下に示す。

断熱層外径:	2210mm
断熱層高さ:	4000mm
断熱層肉厚:	100mm

断熱層には、外部から赤外線放射温度計によって圧力容器外表面温度及び熱放射率の計測が可能となるよう圧力容器外面の75°、165°、255°、345°の4方向に120mm×350mmの覗き窓を設けた。

さらに、試験パラメータを広くとるため、圧力容器の中にヘリウムガス及び窒素ガスを約1.0MPaまで充填し、充填ガスの充填密度の影響を調べることができるようにする。圧力容器内ヒーター側部におけるレーリー数 Ra は $Ra=1 \times 10^6 \sim 2 \times 10^9$ の範囲で、また、圧力容器外の空気のレーリー数は $Ra=3 \times 10^8 \sim 8 \times 10^6$ の範囲である。また、圧力容器内における放射伝熱量を求めるために、圧力容器内の真空度を最高1.3Paまでできるように真空ポンプを接続する。

圧力容器内にはヒーターを設け、炉心部の発熱を模擬する。ヒーターの詳細図をFig. 2.9に示し、ヒーターの主要な仕様を以下に示す。

ヒーター高さ:	2000mm
ヒーター直径:	600mm
最高温度:	600℃
最大出力:	100kW
ヒーターセグメントNo. 1:	7kW
ヒーターセグメントNo. 2~5:	21kW
ヒーターセグメントNo. 6:	7kW
伝熱面積:	
ヒーターセグメントNo. 1:	0.283m ²
ヒーターセグメントNo. 2~5:	0.848m ²
ヒーターセグメントNo. 6:	0.135m ²

ヒーターは6分割されており、ニクロムコイルを円筒状アルミナブロック（90%Al₂O₃、10%SiO₂）に巻き付けた構造であり、ブロックの内側には断熱材を充填している。ヒーターの制御方法としては、発熱量一定制御とヒーター表面温度一定制御が可能である。圧力容器使用温度は400℃程度まで加熱できるようにする。ヒーターは、支持台により支持されており、支持台は8本の脚と環状の板により構成されている。ヒーター支持台の詳細をFig. 2.10に示す。

圧力容器、ヒーター、冷却管及び断熱層表面の温度をK型熱電対により計測している。各計測項目とTag. No. との関係をTable. 2.1に示す。冷却パネル、圧力容器外表面及び

断熱層内面における熱電対取り付け位置をFig. 2. 11に示す。また、圧力容器上鏡部、胴部及び下鏡部における熱電対の取り付け位置を、それぞれ、Fig. 2. 12~2. 14に示す。さらに、ヒーター表面、圧力容器内表面及び圧力容器内上鏡部近傍におけるガス温度計測用熱電対の取り付け位置をFig. 2. 15に示す。

ヒーター中央4個のセグメント表面における熱電対取り付け部の詳細をFig. 2. 16に示す。熱電対は、ヒーター支持台とヒーター上端に設けた板との間に垂直に立てたステンレス製支持棒に取り付けている。上下端のヒーターセグメントにおける熱電対の取り付け部の詳細をFig. 2. 17に示す。熱電対は、上下端の環状板に水平に渡した棒に取り付けている。

圧力容器表面における熱電対は、直径1.0mmの熱電対が145本、直径0.5mmの熱電対が10本であり、30°、120°、210°及び300°の4方向に配列している。また、電気ヒーター、冷却管及び断熱層表面の熱電対の取り付け数は、それぞれ、22、12及び17本である。

圧力容器上鏡部近傍におけるガス温度はK型熱電対により計測している。ガス温度計測用熱電対の取り付け部の詳細をFig. 2. 18に示す。ガス温度計測用熱電対は、ヒーター上端の板に取り付けた支持棒に取り付けられ、放射伝熱防止板によりヒーターから熱電対への放射伝熱を防止している。

冷却パネル出入口における冷却水の温度は測温抵抗体（計測誤差： $\pm(0.15+0.002 \cdot |T|)$ [°C]、T：流体温度 [°C]）により計測しており、温度計測部は断熱材を巻き付けることにより外部の温度変化による外乱を防いだ。冷却パネル各系統の冷却水流量は電磁流量計（計測誤差 $\pm 1.0\%$ ）により計測した。冷却水の冷却パネル出入口の温度差及び冷却水流量により冷却水のエンタルピー変化を求め冷却パネル除熱量とした。電気ヒーターの発熱量は、電力計測用トランスデューサ（計測誤差 $\pm 2.0\%$ of F.S (F.S:120kW)）により計測しており、冷却水除熱量と比較している。

冷却水の流量配分は、試験全般を通して一定とし、上部、側部及び下部冷却パネルのそれぞれ1系統に対して、1.0、3.0、1.0(m³/h)とした。

2. 2 実験条件

実験では、圧力容器内外の放射伝熱及び自然対流熱伝達特性を明らかにするために、圧力容器内のガス圧力及び圧力容器最高温度に関して3種類の実験条件を選定した。実験条件をTable 2.2にまとめる。

3. 数値解析方法

3. 1 数値解析コード-THANPACST2-

数値解析コード-THANPACST2は二次元非定常の伝熱流動解析コードで、放射伝熱、熱伝導及び自然対流熱伝達を同時に考慮して、流動と各構造物の温度分布を同時に解くことができる。基本方程式は、非圧縮性流体に関する運動量、連続及びエネルギーの式を用いており、浮力の項にはブジネ近似を用いる。各方程式は、コントロールボリューム法により離散化した。また、数値解析モデルの離散化にはスタガー格子を適用し、各セルの中心で温度及び流体圧力を、セル表面において流体の速度を求める。構造物セルと流体セル間の局所熱伝達率は、各セル表面毎に局所ヌッセルト数 Nu_s により定数として与えることができ、各形状に関する自然対流熱伝達の経験式から得られる平均ヌッセルト数 Nu_m から代表長さ L と代表温度 T を考慮して換算する。流動計算には、一次精度の風上近似及び圧力補正法を適用し、各セル表面及び中心点での各種変数を求める。流体の密度、粘性係数、熱伝導率及びプラントル数等の物性値は温度及び圧力の関数により定義した。構造物の熱伝導率は温度等に依存しない一定値と仮定した。

各セルの表面温度は、セル表面における放射伝熱、熱伝導及び対流伝熱による熱収支を考慮して求める。構造物表面1から表面2への放射伝熱量は、以下の式により求める¹⁰⁾。

$$Q_{12} = A_1 \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot F_{12} \cdot (T_1^4 - T_2^4), \quad (3. 1)$$

$$\varepsilon = 1 / (1 / \varepsilon_1 + A_1 / A_2 \cdot (1 / \varepsilon_2 - 1)), \quad (3. 2)$$

A_1, A_2 : 表面1, 2の表面積

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$: 表面1, 2の熱放射率

σ : Stefan-Boltzman定数

T_1, T_2 : 表面1, 2の表面温度

放射伝熱の計算では、構造物一つのメッシュに対して最高で30個のメッシュを対応させ、形態係数 F_{12} は幾何学的考察¹⁰⁾から求めた。

3. 2 数値解析モデル⁹⁾

数値解析モデルのメッシュ図をFig. 3.1に示す。数値解析モデルは二次元円柱座標系を適用し、 23×39 のスタガー格子で離散化し、ヒータ、冷却パネル及びスカート型サポートにより支持された圧力容器の形状及び配置を考慮している。圧力容器下鏡とスカート型サポートに囲まれる空間は、H鋼製脚と圧力容器との間の隙間及びスカート型サポートと地面との間の隙間を介して、圧力容器胴部外側と側部冷却パネルにより囲まれる空間と連絡しており、数値解析モデルではスカート型サポートの上下端に、構造材と流路の特性を有するポラスボディセルを付加することにより表した。圧力容器より放出された熱は、すべて冷却パネルへ吸収されると仮定して、断熱層からの熱損失は0とした。

放射伝熱は、圧力容器表面とヒータ、冷却パネル及びスカート型サポート表面との間、また、スカート型サポート表面と冷却パネル表面との間で考慮した。圧力容器胴部外面・側部冷却パネル表面間(Fig. 2. 2中領域①)及びヒータ側部・圧力容器胴部内面間の平均熱伝達率(②)はThomasとde Vahl Davisの同軸円筒内筒加熱、外筒冷却の場合の平均ヌッセルト数の経験式⁶⁾、

$$Nu_m = 0.286 \cdot Ra^{0.258} \cdot Pr^{0.006} \cdot H^{-0.238} \cdot K^{0.442} \quad (3.3)$$

から求める。ここで、Hはアスペクト比、Kは外筒と内筒の半径比、Prはプラントル数、Raはレーリー数(グラスホフ数GrとPr数との積)である。ヒータ頂部(③)、上部冷却パネル(④)、圧力容器上鏡部外表面(⑤)のように上向き加熱面及び下向き冷却面については、FishendenとSaundersの平均ヌッセルト数の経験式⁷⁾、

$$Nu_m = 0.54 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad (10^5 < Gr \cdot Pr < 2 \times 10^7) \quad (3.4)$$

$Nu_m = 0.14 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad (2 \times 10^7 < Gr \cdot Pr < 3 \times 10^{10})$
から求める。圧力容器上鏡内面(⑥)については、椎名による平均ヌッセルト数の経験式⁸⁾、

$$Nu_m = 0.1974 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0.25} \quad (10^6 < Gr \cdot Pr < 10^9) \quad (3.5)$$

$Nu_m = 0.312 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0.33} \quad (10^9 < Gr \cdot Pr < 5.5 \times 10^{10})$
から求める。ヒータ底部(⑦)、圧力容器下鏡内面(⑧)、下部冷却パネル(⑨)、圧力容器下鏡外面(⑩)のように下向き加熱面及び上向き冷却面については、FishendenとSaundersの平均ヌッセルト数の経験式⁷⁾、

$$Nu_m = 0.27 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad (3.6)$$

から求める。

3. 3 解析条件

数値解析における境界条件としては以下の2条件を設定する。

- (1) ヒータ表面熱流束分布と冷却パネル表面温度の実験値を境界条件として冷却パネルの除熱量を求める。
- (2) 圧力容器表面温度と冷却パネル表面温度の実験値を境界条件として冷却パネルの除熱量を求める。

境界条件(1)に関して、圧力容器内真空条件では、数値解析モデルで与えた形態係数の妥当性を確認するとともに、ヒータ表面の熱放射率をパラメータとして0.4~0.8の範囲で、また、圧力容器外表面及び冷却パネル表面における熱放射率を0.80~0.95の範囲で変化させ、圧力容器表面温度を求め実験値と比較する。このとき、圧力容器内外面の熱放射率をそれぞれ0.79と仮定する。

圧力容器内ヘリウムガス及び窒素ガス条件では、圧力容器内のガスによる自然対流による圧力容器温度への影響を評価すると同時に、圧力容器外表面の熱放射率をパラメータとして圧力容器表面温度を求めて実験値と比較することにより、熱放射率の圧力容器温度に対する影響を調べた。さらに、炉室を真空と仮定して圧力容器温度を求め、炉室に空気が充填されている場合の数値解析結果と比較することにより、炉室内

空気の自然対流による圧力容器温度に対する影響を調べた。

境界条件(2)に関して、圧力容器内真空、ヘリウムガス及び窒素ガス条件で、圧力容器外表面の熱放射率を0~1.00の範囲で変化させて、冷却パネルによる全除熱量と放射伝熱量の寄与を調べた。

数値解析では、冷却パネル除熱量と圧力容器表面(あるいはヒータ表面)からの放熱量との間の熱収支が、冷却パネル全除熱量の1%以下になるまで計算を行った。

4. 結果及び考察

4. 1 圧力容器内真空条件

各構造物の温度分布とヒータ表面の熱流束分布の実験結果と、ヒータ表面の熱流束分布と冷却パネル表面の温度分布を境界条件とした数値解析結果をFig. 4.1に示す。

圧力容器の温度分布は、フランジ部及び脚と圧力容器胴部の接続部から下鏡にかけて表面温度が低い温度を示し、上・下鏡部頂部近傍で表面温度が高い温度を示す。圧力容器胴部において、表面温度はほぼ一定値をとる。

熱放射率 $\epsilon_{p,v}=0.95$ を仮定した圧力容器温度の数値解析結果は、胴部で一部実験値より低く見積もられた。一方、熱放射率 $\epsilon_{p,v}=0.80$ を仮定した圧力容器表面温度の数値解析結果は、熱放射率 $\epsilon_{p,v}=0.95$ を仮定した数値解析結果と比較して保守的評価であった。ゲンツェル干渉計で計測した赤外線輻射スペクトルにより得た、圧力容器及び冷却パネル表面に塗布した黒色耐熱塗料の熱放射率が $\epsilon_{p,v}=0.83$ であることを考慮に入れると、 $\epsilon_{p,v}=0.80$ を用いた数値解析結果はより適切な評価であるといえる。数値解析結果は、実験値に対して最高+50°Cの精度で予測が可能であり、圧力容器全体で保守的評価であった。脚・圧力容器胴接続部において数値解析結果が実験値に対して高くなる原因としては、数値解析モデルの2次元性から、圧力容器の下からスカート型サポートの脚部を抜けて上昇する空気により冷却される脚・圧力容器胴接続部の放熱面積を少なく見積もっているためであると考えられる。

ヒータ表面温度の数値解析結果はヒータ表面の熱放射率の増加とともに低い値をとるものの、圧力容器温度はヒータ表面の熱放射率に依存せずに変わらなかった。

数値解析により得られた炉室内における空気の等温線図及び流速ベクトル図をFig. 4.2に示す。等温線図から、空気の温度勾配は圧力容器表面近傍で急になり、炉室下部で成層化する。一方、速度ベクトル図から、圧力容器下鏡部の下側で加熱した空気は、脚・圧力容器胴接続部に構成される流路を抜け、圧力容器胴に沿って上昇する。上昇した空気の一部はフランジにより乱されるが、上鏡部に沿って上昇し、冷却パネルで冷却されて下降する。

4. 2 圧力容器内ヘリウムガス条件

各構造物の温度分布とヒータ表面の熱流速分布の実験結果と、ヒータ表面の熱流束分布と冷却パネル表面の温度分布を境界条件とした数値解析結果をFig. 4.3に示す。

圧力容器温度分布はフランジ部及び脚と圧力容器胴部の接続部から下鏡にかけて表面温度が低い温度を示し、上・下鏡部頂部近傍で表面温度が高い温度を示す。圧力容器胴部において、表面温度はほぼ一定値をとる。

熱放射率 $\epsilon_{p,v}=0.95$ を仮定した圧力容器温度の数値解析結果は、胴部で一部実験値より低く見積もられた。一方、熱放射率 $\epsilon_{p,v}=0.80$ を仮定した圧力容器表面温度の数値解析結果は、圧力容器内真空条件と同様に、熱放射率 $\epsilon_{p,v}=0.95$ を仮定した数値解

析結果と比較して保守的評価でより適切な評価であった。数値解析結果は、実験値に対して最高+52°C、-20°Cの精度で予測が可能であった。

数値解析により得られた炉室内における空気の等温線図及び流速ベクトル図をFig. 4.4に示す。図から、ヘリウムガスはヒータ側部表面に沿って上昇し、上鏡内面で左右に分かれ反転し、ヒータ中心部への下降流と、圧力容器胴部に沿った下降流とに別れ大きな循環流を形成する。

圧力容器内面でのヘリウムガスの温度勾配はヒータ及び圧力容器近傍で急になり、ヒータ底部で成層化する。空気の温度勾配は圧力容器表面近傍で急になり、炉室下部で成層化する。圧力容器上鏡部内部でヘリウムガス温度の温度勾配は急になり、数値解析結果が実験結果と比較して70°C程度低く見積もられている。これは、数値解析モデルで圧力容器上鏡部の表面積が実機に対して1.2倍程度大きく設定されているためであるほかに、速度ベクトル図で見られるように、ヒータに沿って上昇したヘリウムガスがステップ状の圧力容器壁により乱され、圧力容器上鏡部内面で中心部への向かず、途中で下降流となるためであると考えられる。

一方、圧力容器下鏡部の下側で加熱した空気は、脚・圧力容器胴接続部に構成される流路を抜け、圧力容器胴に沿って上昇する。上昇した空気の一部はフランジにより乱されるが、上鏡部に沿って上昇し、冷却パネルで冷却されて下降する。

4.3 圧力容器内窒素ガス条件

各構造物の温度分布とヒータ表面の熱流束分布の実験結果と、ヒータ表面の熱流束分布と冷却パネル表面の温度分布を境界条件とした数値解析結果をFig. 4.5に示す。

圧力容器温度分布はフランジ部及び脚と圧力容器胴部の接続部から下鏡にかけて表面温度が低い温度を示し、上・下鏡部頂部近傍で表面温度が高い温度を示す。また、圧力容器胴部において、表面温度はほぼ一定値をとる。

熱放射率 $\epsilon_{p,v} = 0.95$ を仮定した圧力容器温度の数値解析結果は、胴部で一部実験値より低く見積もられた。一方、熱放射率 $\epsilon_{p,v} = 0.80$ を仮定した圧力容器表面温度の数値解析結果は、熱放射率 $\epsilon_{p,v} = 0.95$ を仮定した数値解析結果と比較して保守的評価でより適切な評価であるといえる。数値解析結果は、脚・圧力容器胴部において実験値に対して+128°C、圧力容器上鏡部において-72°Cの精度で予測が可能であった。

数値解析により得られた炉室内における空気の等温線図及び流速ベクトル図をFig. 4.6に示す。図から、窒素ガスはヒータ側部表面に沿って上昇し、上鏡内面で左右に分かれ反転し、ヒータ中心部への下降流と、圧力容器胴部に沿った下降流とに別れ大きな循環流を形成する。圧力容器内面での窒素ガスの温度勾配はヒータ及び圧力容器近傍で急になり、ヒータ底部で成層化する。

圧力容器上鏡部内部で、ヘリウムガス条件同様に、窒素ガス温度の数値解析結果が実験結果と比較して70°C程度低く見積もられている。これは、数値解析モデルで圧力容器上鏡部の表面積が実機に対して1.2倍程度大きく設定されているためであるほかに、速度ベクトル図で見られるように、ヒータに沿って上昇したヘリウムガスがステップ状の圧力容器壁により乱され、圧力容器上鏡部内面で中心部への向かず、途中

で下降流となるためであると考えられる。

一方、圧力容器下鏡部の下側で加熱した空気は、中心部で下降流となる流れと、脚・圧力容器胴接続部に構成される流路を抜け圧力容器胴に沿って上昇する流れとに分かれる。そのため、この領域の等温線は中心部で高くなり、前節までの二つの条件と比較して大きく異なる。圧力容器胴部に沿って上昇した空気は、フランジ部で乱された下降流と胴部中央部でぶつかり剥離する。一方、フランジ部を通過した上昇流は、上部冷却パネルで二方向に分かれ、中止方向への下降流と、側部冷却パネルへ向かう下降流とに分割する。

4. 4 圧力容器外伝熱流動特性

圧力容器及び冷却パネル表面の温度分布の実験値を境界条件として、圧力容器外表面及び冷却パネル表面の熱放射率を0から1.00の範囲で変化させて求めた冷却パネル全除熱量の数値解析結果をFig. 4.7に示す。

圧力容器内真空条件において、熱放射率 $\varepsilon_{p,v} = 0.80$ を仮定した冷却パネル全除熱量の数値解析結果は10.9kWで、ヒータ出力の実験値に対して-17.0%の精度で予測が可能であり保守的評価となった。このときの実験値の計測誤差については、冷却パネルの除熱量が $\pm 2.0\%$ 、ヒータ出力が $\pm 18.0\%$ であり、全ヒータ出力と冷却パネル全除熱量との差14.6%より大きかった。このため、全ヒータ出力と冷却パネル全除熱量との差は計測器の誤差によるものであると考えられる。

圧力容器内ヘリウムガス条件において、熱放射率 $\varepsilon_{p,v} = 0.80$ を仮定した冷却パネル全除熱量の数値解析結果は21.8kWで、ヒータ出力の実験値に対して-24.3%の精度で予測が可能であり保守的評価となった。このときの実験値の計測誤差については、冷却パネルの除熱量が $\pm 1.8\%$ 、ヒータ出力が $\pm 8.3\%$ であり、全ヒータ出力と冷却パネル全除熱量との差13.5%より小さかった。このことから、全ヒータ出力と冷却パネル全除熱量との差は系外への熱損失と考えらる。

圧力容器内窒素ガス条件において、熱放射率 $\varepsilon_{p,v} = 0.80$ を仮定した冷却パネル全除熱量の数値解析結果は78.6kWで、ヒータ出力の実験値に対して-16.4%の精度で予測が可能であり保守的評価となった。このときの実験値の計測誤差については、冷却パネルの除熱量が $\pm 1.8\%$ 、ヒータ出力が $\pm 2.6\%$ であり、全ヒータ出力と冷却パネル全除熱量との差9.92%より小さかった。このことから、全ヒータ出力と冷却パネル全除熱量との差は系外への熱損失と考えらる。

圧力容器外表面及び冷却パネル表面の熱放射率を0から1.00の範囲で変化させて求めた冷却パネル全除熱量の数値解析結果をFig. 4.8に示す。

圧力容器内真空条件において、熱放射率 $\varepsilon_{p,v} = 0.80$ を仮定した冷却パネル全除熱量に対する放射伝熱量の割合の数値解析結果は66.0%であった。

圧力容器内ヘリウムガス条件において、熱放射率 $\varepsilon_{p,v} = 0.80$ を仮定した冷却パネル全除熱量に対する放射伝熱量の割合の数値解析結果は70.0%であった。

圧力容器内窒素ガス条件において、熱放射率 $\varepsilon_{p,v} = 0.80$ を仮定した冷却パネル全除熱量に対する放射伝熱量の割合の数値解析結果は85.0%であった。

以上の結果から、本実験条件の範囲では、冷却パネルによる全除熱量に占める自然対流による除熱量の割合は、15～34%と低い割合であることがわかった。

4. 5 炉室内空気の自然対流による圧力容器温度への影響

炉室内空気の自然対流による圧力容器温度への影響を調べるために、炉室内を真空と仮定した条件で数値解析を行い、得られた数値解析結果と前節まで得られた数値解析結果とを比較する。

圧力容器内ヘリウムガス条件における数値解析結果をFig. 4.3に示す。図から、炉室内を真空とした条件での圧力容器温度は、炉室内を空気とした条件での圧力容器温度に対して平均で12℃高くなり、圧力容器下鏡部で最高17℃程度の差が生じた。

圧力容器内窒素ガス条件における数値解析結果をFig. 4.5に示す。図から、炉室内を真空とした条件での圧力容器温度は、炉室内を空気とした条件での圧力容器温度に対して平均で36℃高くなり、圧力容器下鏡部では最高70℃程度の差が生じた。

両者ともに、炉室内真空条件で求められた圧力容器温度は、低温の空気に接する圧力容器下鏡部付近で顕著に高くなった。

以上の解析結果から、炉室内空気の自然対流による除熱量が15～30%と、全除熱量に対する割合が小さいにも関わらず、圧力容器温度が炉室内空気の自然対流に大きく影響を受けることが明らかとなった。

5. 結 言

モジュラー型高温ガス炉用水冷型冷却パネルシステムの除熱特性を調べるために、冷却パネル特性試験により得られた代表的な3ケース（スタンドパイプなし圧力容器内真空、ヘリウムガス0.73MPa充填、窒素ガス1.1MPa充填）に、二次元数値解析コードTHANPACST2を適用し、実験データとの比較により数値解析コードを検証し、水冷型冷却パネルシステムの除熱特性について以下の各項を明らかにした。

（1）圧力容器の温度分布及び冷却パネル除熱量についての数値解析コードTHANPACST2の予測精度は以下の通り。

- ・圧力容器内真空条件において、圧力容器及び冷却パネル表面の熱放射率 $\epsilon_{p,v}=0.80$ を用いた圧力容器温度の数値解析結果は、 $\epsilon_{p,v}=0.95$ を用いた場合と比較して保守的評価でありより適切な評価であった。圧力容器表面温度の解析結果は、実験値に対して最大 -50°C の精度で予測が可能であり保守的評価であった。一方、冷却パネル全除熱量の数値解析結果は10.9kWであり、ヒータ出力の実験値に対して -17.0% の精度で予測が可能であった。このとき、全除熱量に対する放射伝熱量の割合は66.0%であった。

- ・圧力容器内ヘリウムガス条件では、圧力容器及び冷却パネル表面の熱放射率 $\epsilon_{p,v}=0.80$ を用いた圧力容器温度の数値解析結果は、 $\epsilon_{p,v}=0.95$ を用いた場合と比較して保守的評価でありより適切な評価であった。圧力容器表面温度の解析結果は、実験値に対して最大 $+52^{\circ}\text{C}$ 、 -20°C の精度で予測が可能であった。一方、冷却パネル全除熱量の数値解析結果は21.8kWであり、ヒータ出力の実験値に対して -24.3% の精度で予測が可能であった。このとき、全除熱量に対する放射伝熱量の割合は70.0%であった。

- ・圧力容器内窒素ガス条件では、圧力容器及び冷却パネル表面の熱放射率 $\epsilon_{p,v}=0.80$ を用いた圧力容器温度の数値解析結果は、 $\epsilon_{p,v}=0.95$ を用いた場合と比較して保守的評価でありより適切な評価であった。圧力容器表面温度の解析結果は、実験値に対して最大 -72°C 、 $+128^{\circ}\text{C}$ の精度で予測が可能であった。一方、冷却パネル全除熱量の数値解析結果は78.6kWであり、ヒータ出力の実験値に対して -16.4% の精度で予測が可能であった。このとき、全除熱量に対する放射伝熱量の割合は85.0%であった。

（2）炉室内空気の自然対流による除熱量が15~30%と冷却パネル全除熱量に対する割合が小さいにも関わらず、圧力容器温度が炉室内空気の自然対流に大きく影響を受ける。

本試験で、スタンドパイプを取り付けない圧力容器での水冷型冷却パネル特性試験を終了する。なお、本報告書に載せた実験データは、IAEAの高温ガス炉事故時における崩壊熱除去に関する国際協力研究(Coordinated Research Program CRP-3)での数値解析コード-実験データ間のベンチマークテストに提供しており、参加各国から高い評価を受けている。

今後、スタンドパイプを圧力容器に取り付けて水冷型冷却パネルの除熱量及び構造物温度分布への影響を実験及び数値解析により調べる。

謝 辞

本試験計画の実現に御援助頂いた高温工学部長の宮本喜晟氏、熱利用システム研究室長の菱田 誠氏及び主任研究員の椎名 保顕氏に、本試験を行うに当たって御協力していただいた(株)原子力エンジニアリングの諸氏に感謝いたします。また、数値解析コードTHANPACST2の開発及び本数値解析モデルの作成にご協力していただいたCS Dの和田穂積氏、末森 真知子氏の諸氏に、さらに、黒色耐熱塗料の熱放射率の計測で御尽力いただいた(株)東レリサーチセンターの内記 秀次氏及び構造化学研究部第2研究室の皆様感謝いたします。

参考文献

- 1) H. Frewer et. al., "The Modular High-Temperature Reactor", Nucl. Sci. Eng., 90, 411-426(1985).
- 2) USNRC, "Draft Preapplication Safety Evaluation Report for the Modular High-Temperature Gas-Cooled Reactor", NUREG-1338, 5-26(1989).
- 3)"1988年版高温工学試験研究の現状", 21(1988).
- 4)高田、他、大型構造機器実証試験ループ(HENDEL)炉内構造物実証試験部(T2)による受動的冷却システム試験解析コード-THANPACST2-、JAERI-Data/Code 95-005(1995).
- 5)Siegel-Howell, "Thermal radiation heat transfer", McGraw-Hill Kogakusha, Ltd., 219-282(1972).
- 6)M. Keyhani et. al., Trans. ASME, 105, 454(1983).
- 7)M. Fishenden and O. A. Saunders, "Introduction to Heat Transfer", Clarendon Press., 180(1950).
- 8)Y. Shiina, Nucl. Sci. Tech., 25[3], 254(1988).

謝 辞

本試験計画の実現に御援助頂いた高温工学部長の宮本喜晟氏、熱利用システム研究室長の菱田 誠氏及び主任研究員の椎名 保顕氏に、本試験を行うに当たって御協力していただいた(株)原子力エンジニアリングの諸氏に感謝いたします。また、数値解析コードTHANPACST2の開発及び本数値解析モデルの作成にご協力していただいたCS Dの和田穂積氏、末森 真知子氏の諸氏に、さらに、黒色耐熱塗料の熱放射率の計測で御尽力いただいた(株)東レリサーチセンターの内記 秀次氏及び構造化学研究部第2研究室の皆様感謝いたします。

参考文献

- 1) H. Frewer et. al., "The Modular High-Temperature Reactor", Nucl. Sci. Eng., 90, 411-426(1985).
- 2) USNRC, "Draft Preapplication Safety Evaluation Report for the Modular High-Temperature Gas-Cooled Reactor", NUREG-1338, 5-26(1989).
- 3)"1988年版高温工学試験研究の現状", 21(1988).
- 4)高田、他、大型構造機器実証試験ループ(HENDEL)炉内構造物実証試験部(T2)による受動的冷却システム試験解析コード-THANPACST2-、JAERI-Data/Code 95-005(1995).
- 5)Siegel-Howell, "Thermal radiation heat transfer", McGraw-Hill Kogakusha, Ltd., 219-282(1972).
- 6)M. Keyhani et. al., Trans. ASME, 105, 454(1983).
- 7)M. Fishenden and O. A. Saunders, "Introduction to Heat Transfer", Clarendon Press., 180(1950).
- 8)Y. Shiina, Nucl. Sci. Tech., 25[3], 254(1988).

Table 2.1 Correspondence of tag numbers to measuring items (No.1)

Tag Number	Measuring Items	
A1 ~A30	Temperatures on the outer surface of the shell of the pressure vessel (angle 30°)	[°C]
A31~A41	Temperatures on the outer surface of the upper head of the pressure vessel (30°)	[°C]
A42~A46	Temperatures on the outer surface of the lower head of the pressure vessel (30°)	[°C]
A47~A50	Temperatures on the surface of the leg (0°)	[°C]
B1 ~B14	Temperatures on the outer surface of the shell of the pressure vessel (120°)	[°C]
B15~B20	Temperatures on the outer surface of the upper head of the pressure vessel (120°)	[°C]
B21~B22	Temperatures on the outer surface of the lower head of the pressure vessel (120°)	[°C]
B23	Temperature on the surface of the leg (90°)	[°C]
C1 ~C19	Temperatures on the outer surface of the shell of the pressure vessel (210°)	[°C]
C20~C26	Temperatures on the outer surface of the upper head of the pressure vessel (210°)	[°C]
C27~C28	Temperatures on the outer surface of the lower head of the pressure vessel (210°)	[°C]
C29	Temperature on the surface of the leg (180°)	[°C]
D1 ~D20	Temperatures on the outer surface of the shell of the pressure vessel (300°)	[°C]
D21~D28	Temperatures on the outer surface of the upper head of the pressure vessel (300°)	[°C]
D29~D32	Temperatures on the outer surface of the lower head of the pressure vessel (300°)	[°C]
D33	Temperature on the surface of the leg (270°)	[°C]
E1 ~E3	Temperatures on the surface of the top heater segment (No.1)	[°C]
E4 ~E19	Temperatures on the surfaces of the middle heater segments (No.2~No.5)	[°C]
E20~E22	Temperatures on the surface of the bottom heater segment (No.6)	[°C]
E23	Temperatures on the inner surface of the pressure vessel (30°)	[°C]
E24	Temperatures on the inner surface of the pressure vessel (210°)	[°C]
E25	Temperatures on the inner surface of the pressure vessel (300°)	[°C]
E26~E28	Temperatures of helium gas in the pressure vessel	[°C]

Table 2.1 Correspondence of tag numbers to measuring items (No.2)

Tag Number	Measuring Items	
F1 ~F8	Temperatures on the surfaces of the cooling tubes of the side cooling panel	[°C]
F9 ~F10	Temperatures on the surfaces of the cooling tubes of the upper cooling panel	[°C]
F11~F12	Temperatures on the surfaces of the cooling tubes of the lower cooling panel	[°C]
F13~F22	Temperatures on the inner surface of the side wall of the insulator	[°C]
F23	Temperature on the inner surface of the upper wall of the insulator	[°C]
F24	Temperature on the inner surface of the lower wall of the insulator	[°C]
F25~F27	Temperatures on the outer surface of the side wall of the insulator	[°C]
F28	Temperature on the outer surface of the upper wall of the insulator	[°C]
F29	Temperature on the outer surface of the lower wall of the insulator	[°C]
K1 ~K9	Temperatures on the outer surface of the shell of the pressure vessel	[°C]
K10	Temperature on the surface of the upper head of the pressure vessel	[°C]
W1	Inlet temperature of cooling water	[°C]
W2	Outlet temperature of cooling water (Lower cooling panel No.1)	[°C]
W3	Outlet temperature of cooling water (Lower cooling panel No.2)	[°C]
W4	Outlet temperature of cooling water (Side cooling panel No.1)	[°C]
W5	Outlet temperature of cooling water (Side cooling panel No.2)	[°C]
W6	Outlet temperature of cooling water (Upper cooling panel No.1)	[°C]
W7	Outlet temperature of cooling water (Upper cooling panel No.2)	[°C]
Diameter of thermocouples:	A, B, C, D, F ;	ϕ 1.0mm
	E ;	ϕ 1.6mm
	K ;	ϕ 0.5mm
Diameter of resistance bulbs:	W	ϕ 3.2mm

Table 2.1 Correspondence of tag numbers to measuring items (No.3)

Tag Number	Measuring Items	
PD1	Working fluid gas pressure in the pressure vessel	[kgf/cm ² G]
FD1	Flowrate of cooling water (Lower cooling panel No.1)	[l/h]
FD2	Flowrate of cooling water (Lower cooling panel No.2)	[l/h]
FD3	Flowrate of cooling water (Side cooling panel No.1)	[l/h]
FD4	Flowrate of cooling water (Side cooling panel No.2)	[l/h]
FD5	Flowrate of cooling water (Upper cooling panel No.1)	[l/h]
FD6	Flowrate of cooling water (Upper cooling panel No.2)	[l/h]
PW1	Output power of the heater segment No.1	[kW]
PW2	Output power of the heater segment No.2	[kW]
PW3	Output power of the heater segment No.3	[kW]
PW4	Output power of the heater segment No.4	[kW]
PW5	Output power of the heater segment No.5	[kW]
PW6	Output power of the heater segment No.6	[kW]
WP1	Enthalpy difference of water in the lower cooling panel No.1	[kW]
WP2	Enthalpy difference of water in the lower cooling panel No.2	[kW]
WP3	Enthalpy difference of water in the side cooling panel No.1	[kW]
WP4	Enthalpy difference of water in the side cooling panel No.2	[kW]
WP5	Enthalpy difference of water in the upper cooling panel No.1	[kW]
WP6	Enthalpy difference of water in the upper cooling panel No.2	[kW]
THP	Total output power of the heater	[kW]
TWP	Total enthalpy difference of the cooling water	[kW]
HLS	Total heat loss (THP-TWP)	[kW]
TFL	Total flowrate of cooling water	[l/h]

Table 2.2 Experimental conditions

	Vacuum condition	Helium gas condition	Nitrogen gas condition
Working fluid	Vacuum	Helium gas	Nitrogen gas
Pressure inside the pressure vessel	1.3Pa	0.73MPa	1.1MPa
Max. Temperature on the pressure vessel	150 °C	210 °C	420 °C
Max. Temperature on the heater	300 °C	300 °C	600 °C
Heat input on the heater	13.14kW	28.79kW	93.93kW

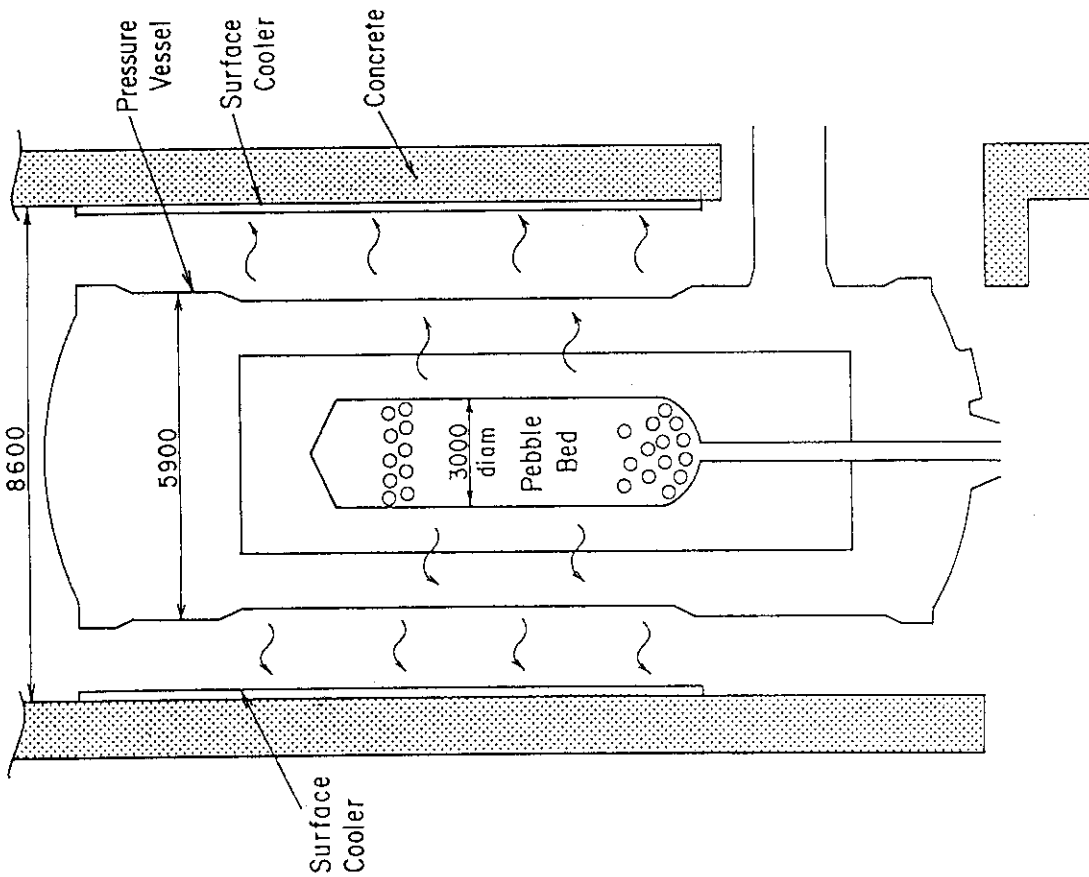


Fig. 1.1 Passive cooling system for MHTGR
(Surface cooler designed by I. A)

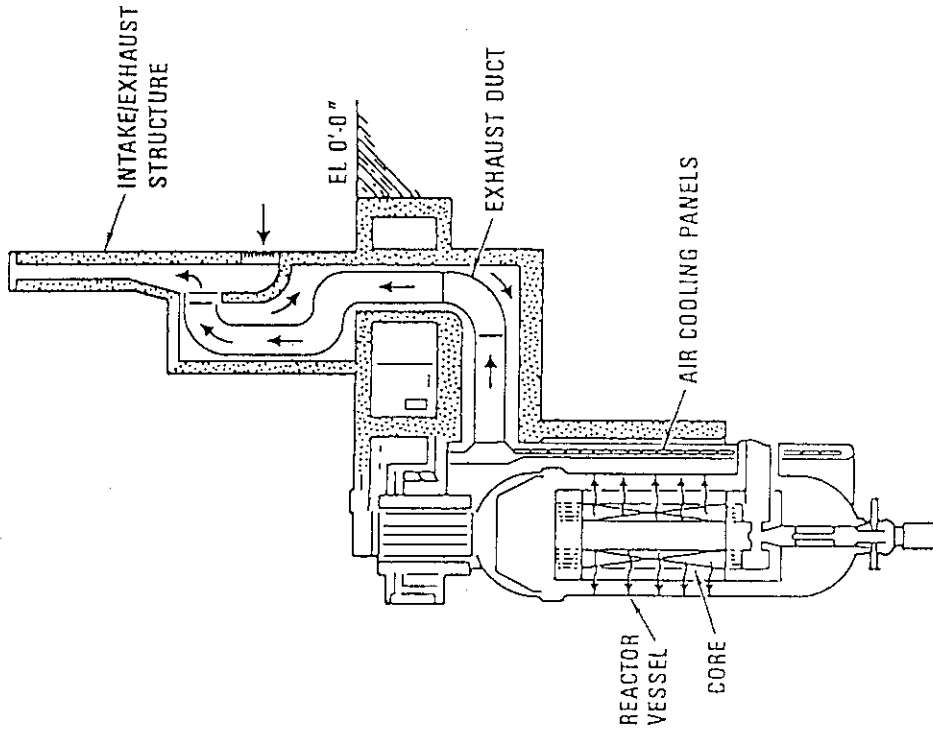


Fig. 1.2 Passive cooling system for MHTGR
(Reactor cavity designed by G. A)

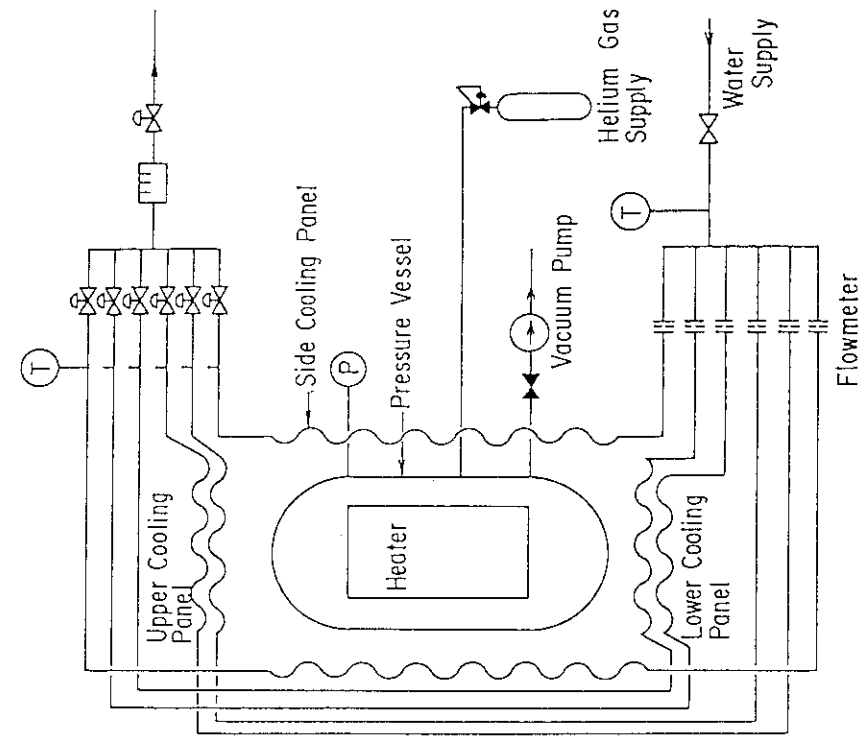


Fig. 2.1 Flowsheet of test apparatus

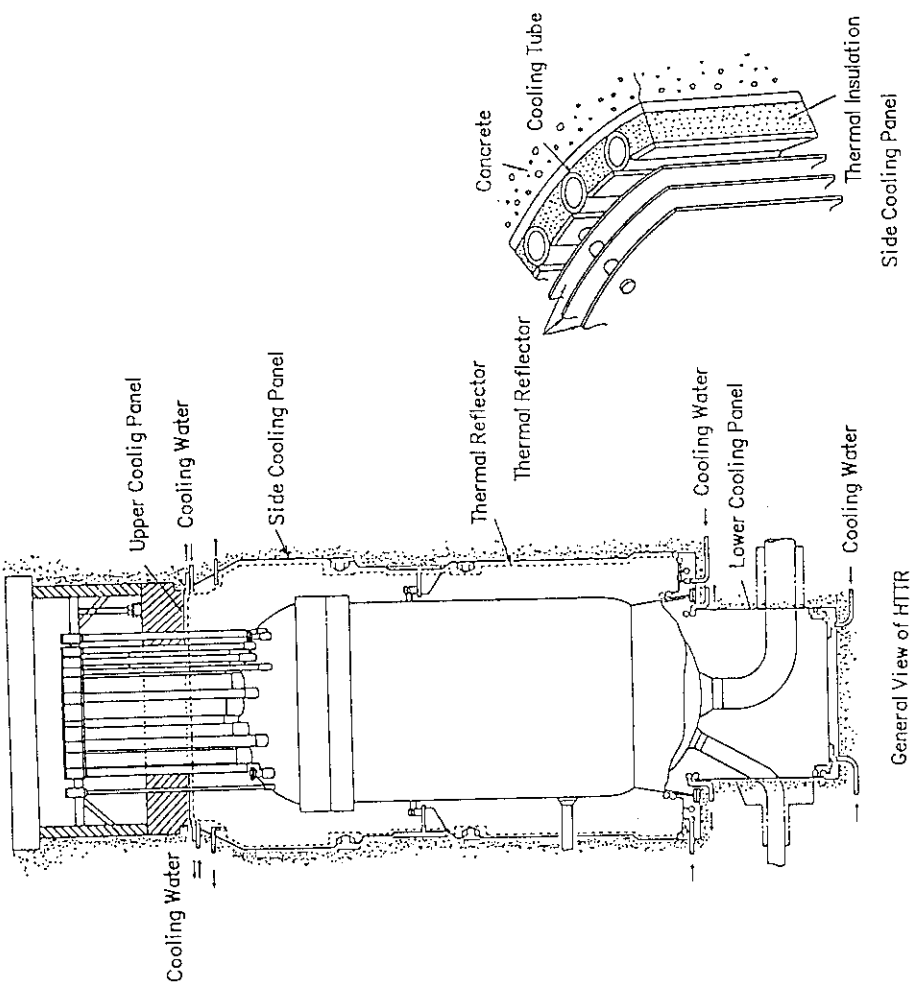


Fig. 1.3 Cooling panel system for HTTR (JAERI)

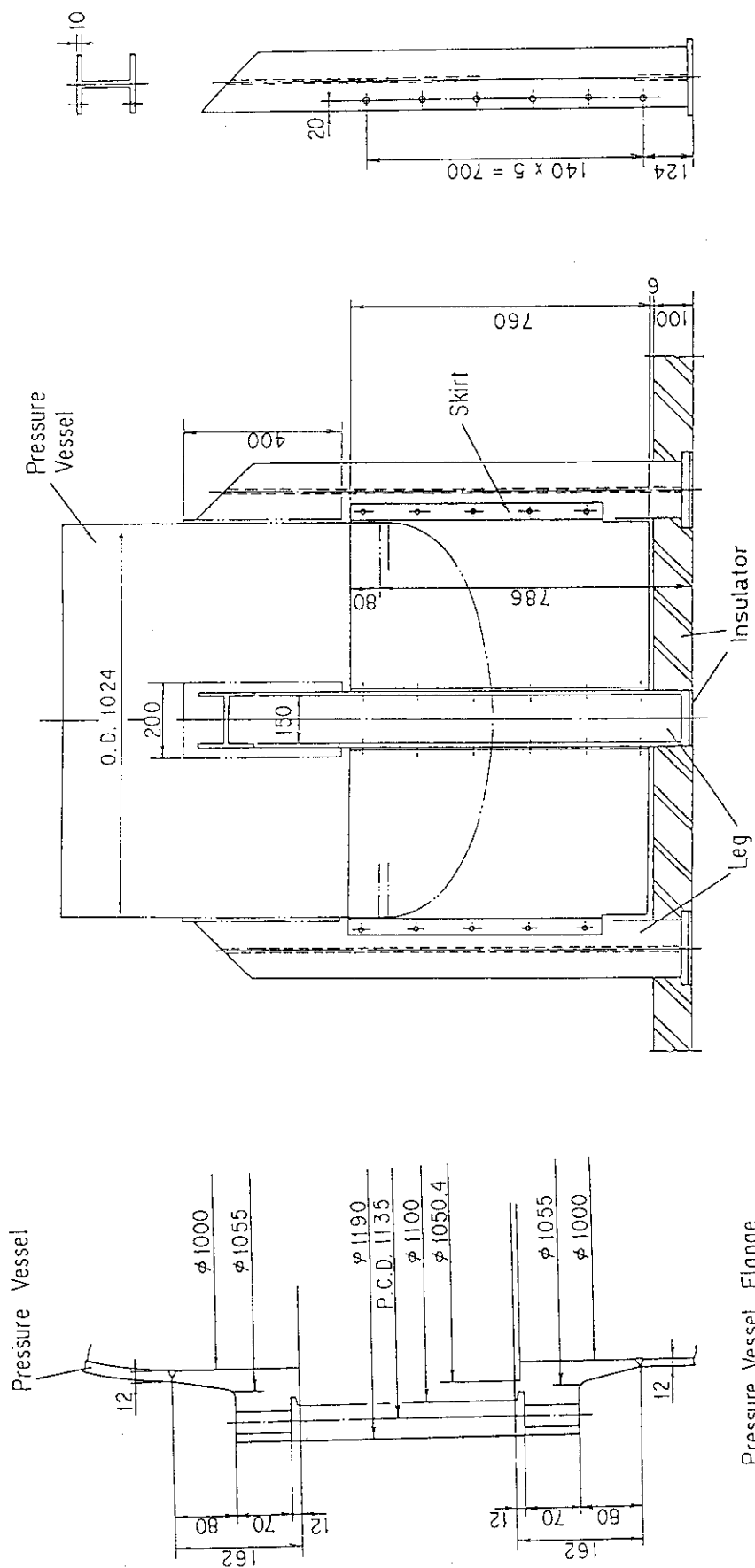


Fig. 2.4 Pressure vessel flange

Fig. 2.5 Schematic diagram of leg and skirt

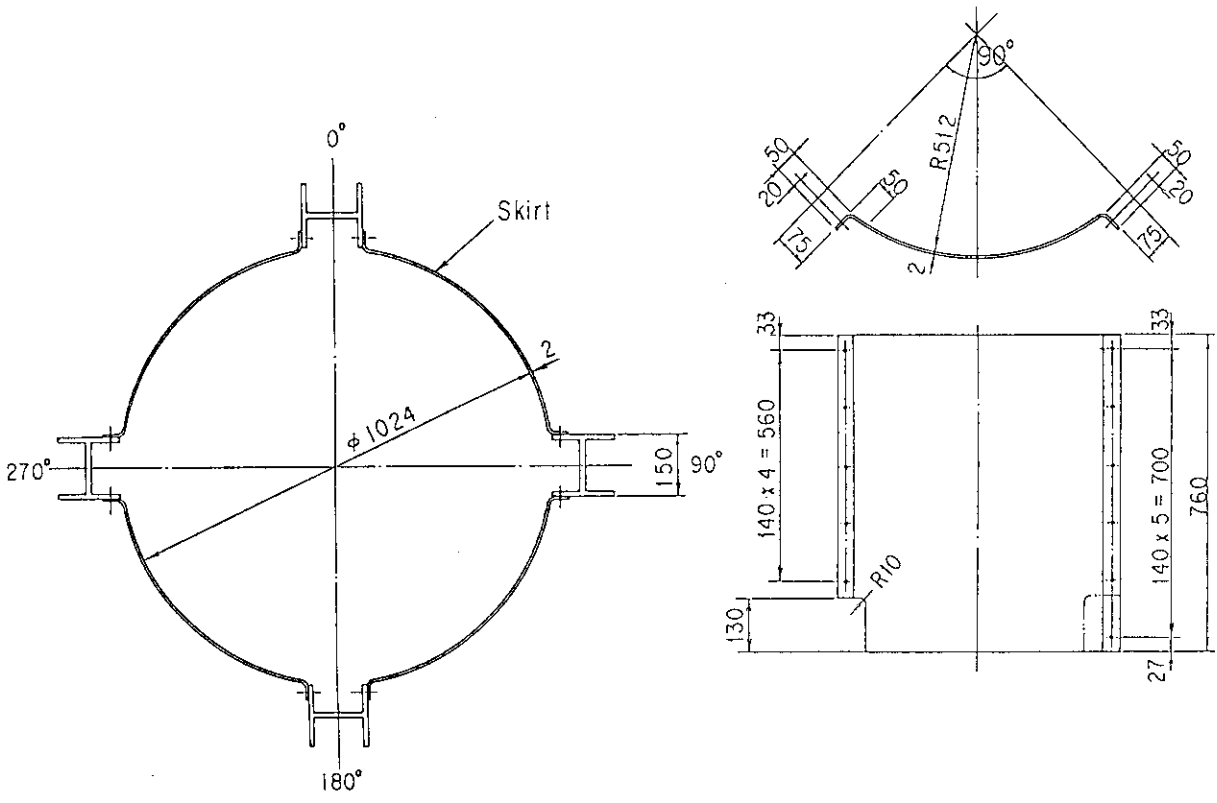


Fig. 2.7 Size and detailed configuration of skirt

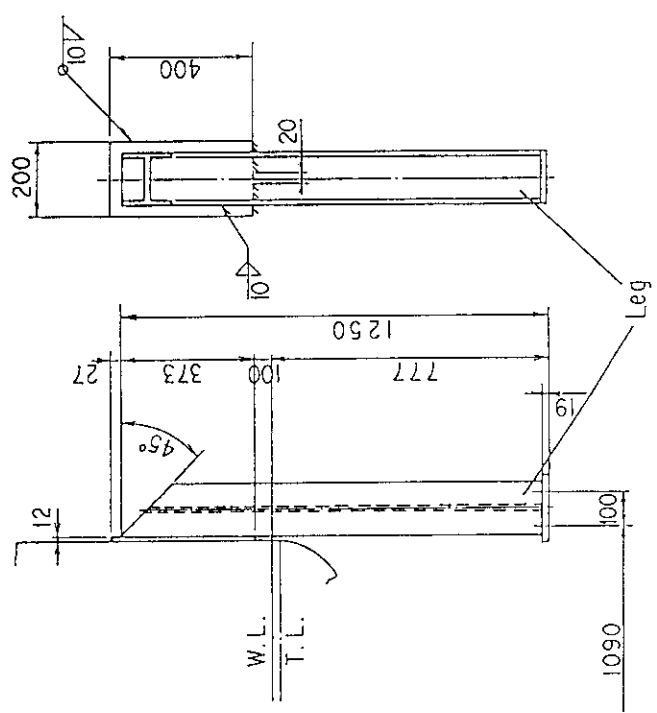


Fig. 2.6 Detailed sizes of a leg

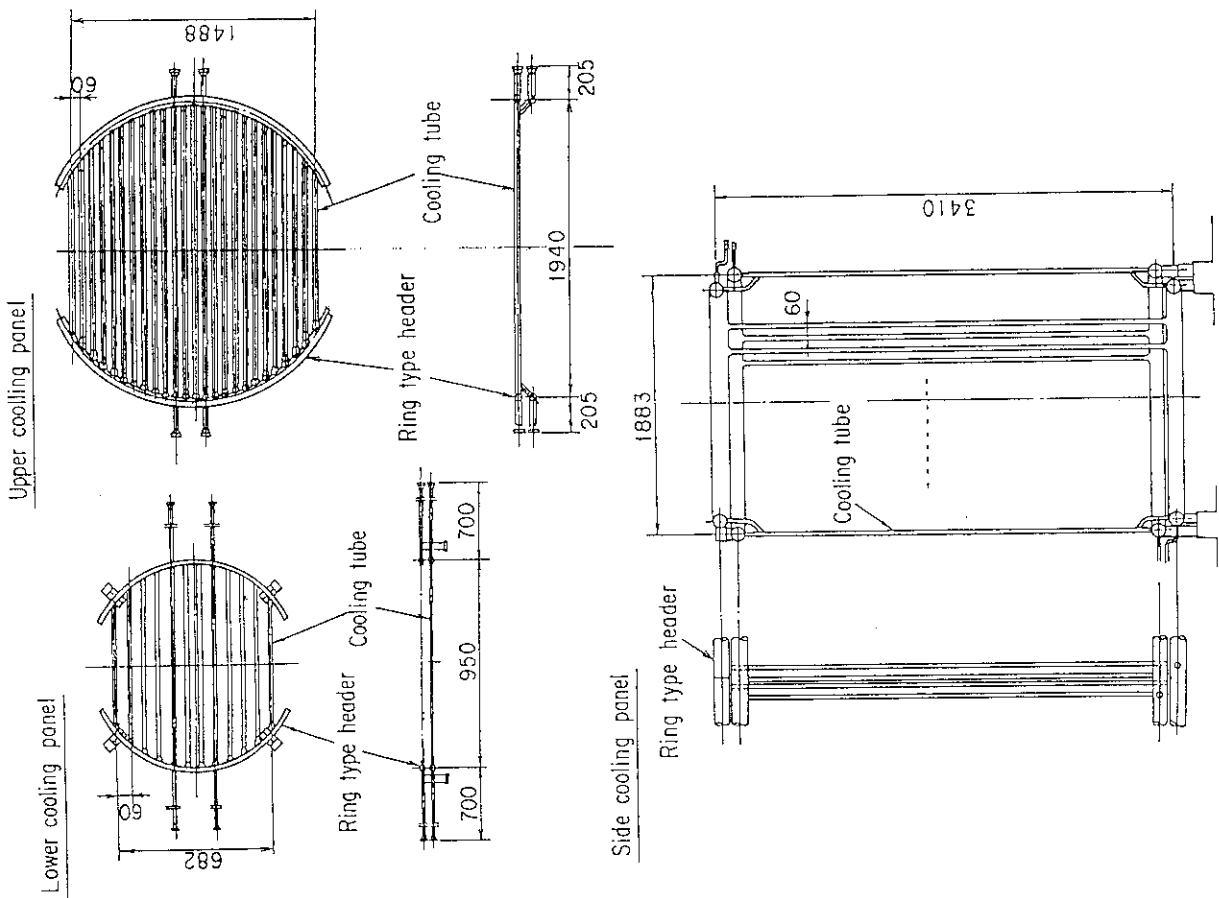


Fig. 2.8 Schematic diagrams of lower, upper and side cooling panels

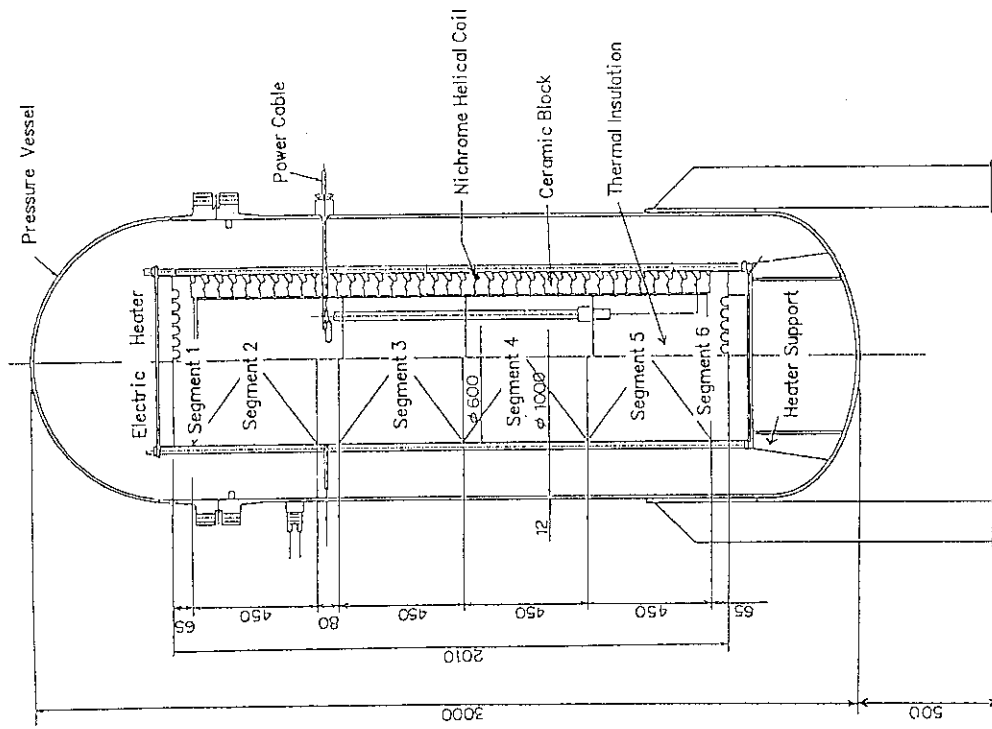


Fig. 2.9 Schematic diagram of heater in the pressure vessel

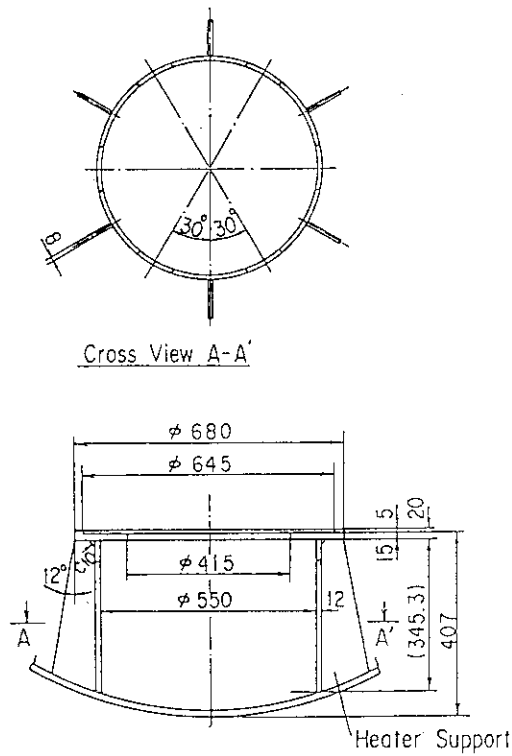


Fig. 2.10 Size and detailed configuration of heater support

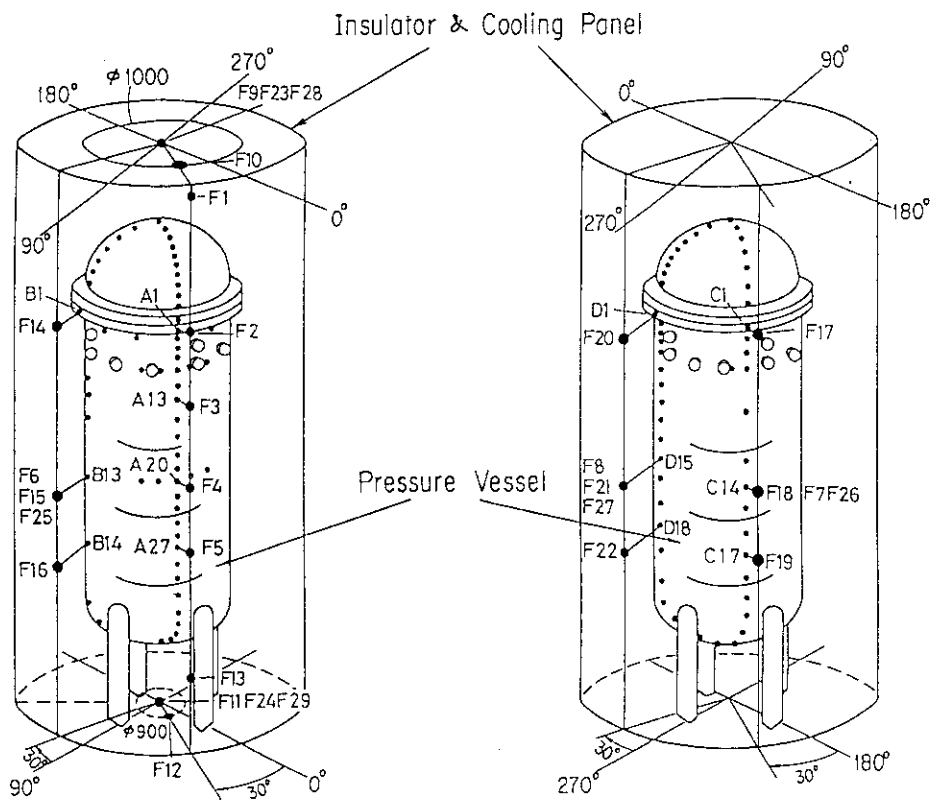


Fig. 2.11 Thermocouple positions on the cooling panels, outer surface of the pressure vessel and the insulation surface

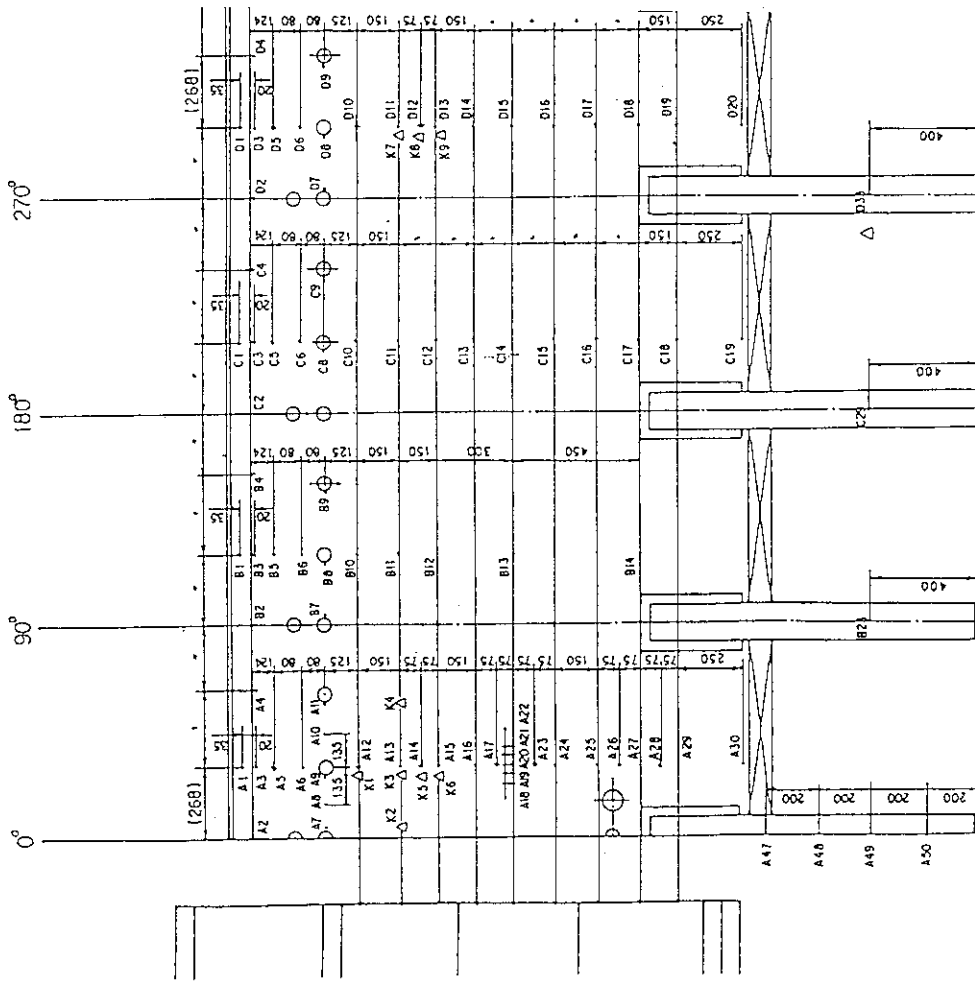


Fig. 2.13 Thermocouple positions on the outer surface of the pressure vessel -shell

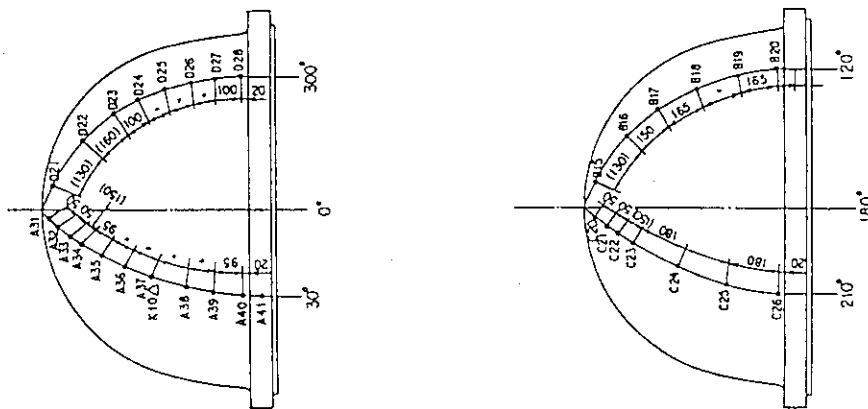


Fig. 2.12 Thermocouple positions on the outer surface of the pressure vessel -upper head

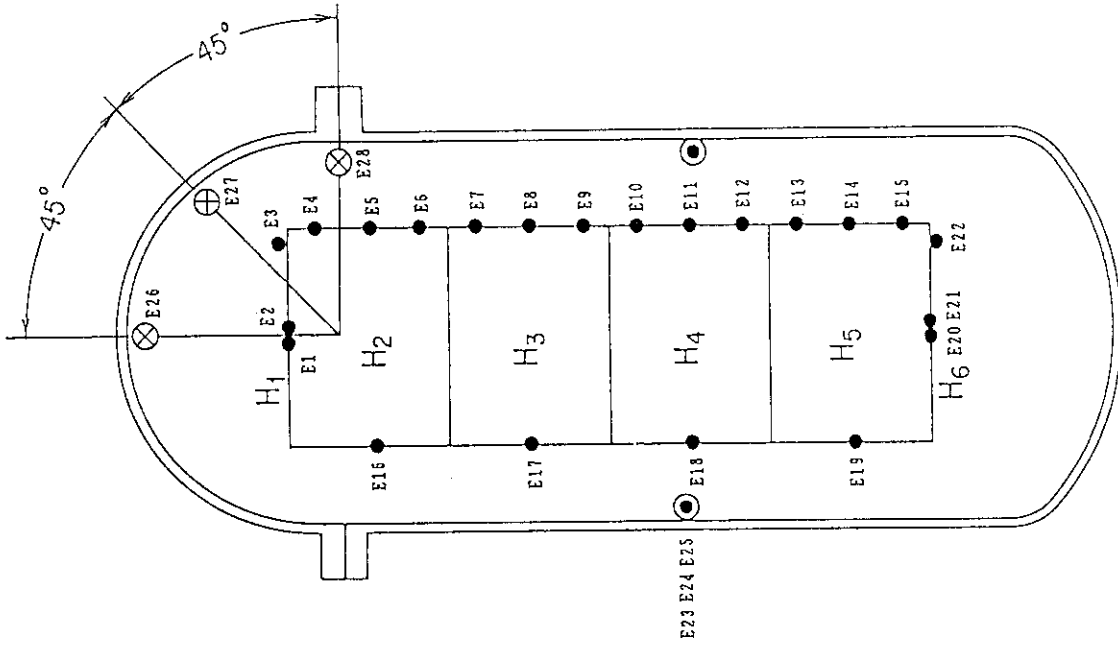


Fig. 2.15 Measuring positions of the inner surface temperature of the pressure vessel, gas temperature and heater surface temperature

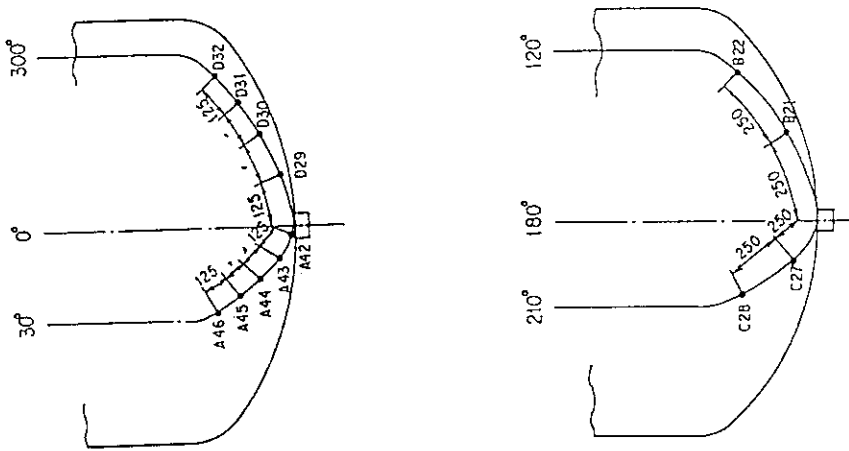


Fig. 2.14 Thermocouple positions on the outer surface of the pressure vessel - lower head

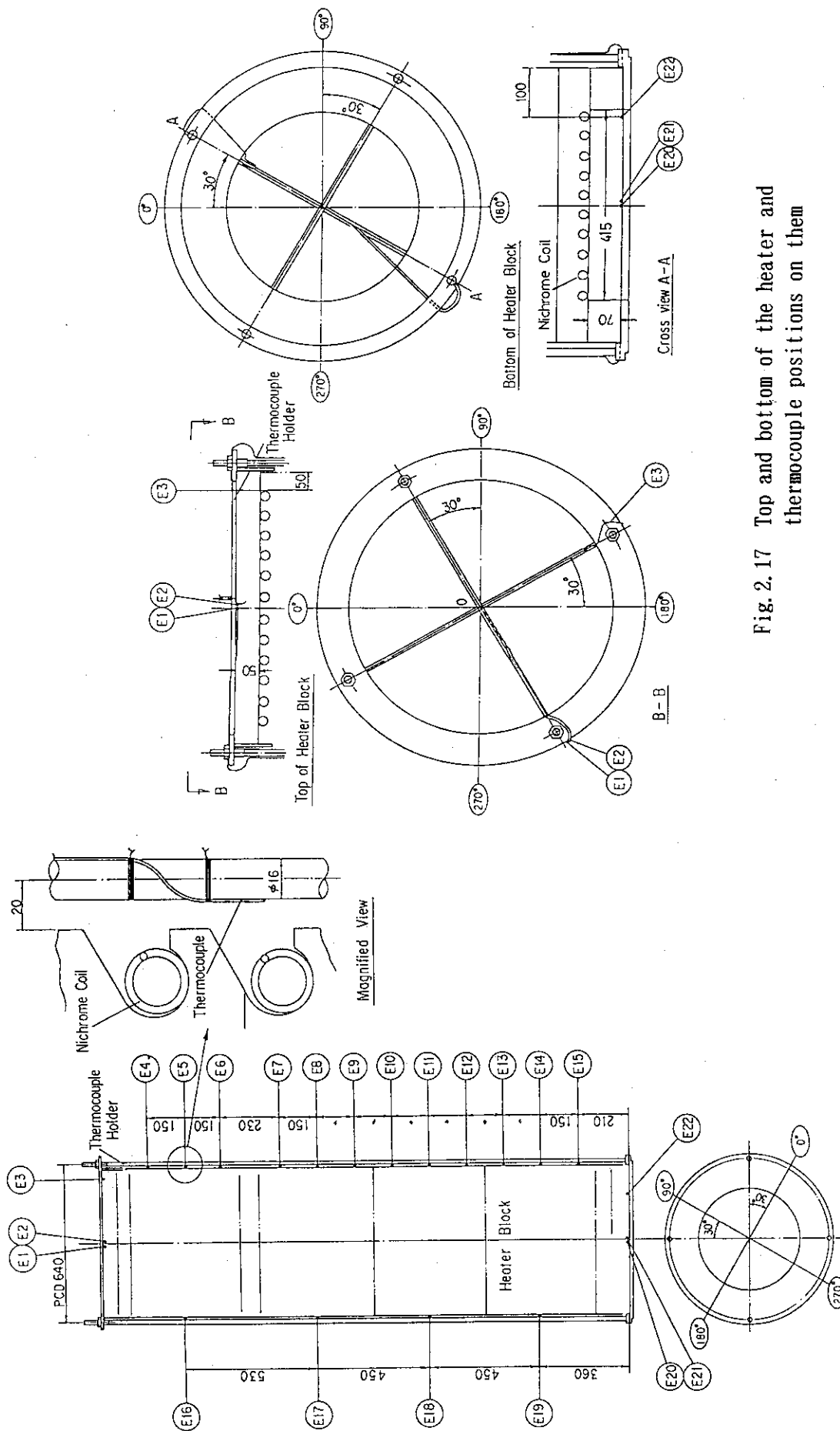


Fig. 2.16 Detailed structure of the heater and thermocouple positions on the heater surface

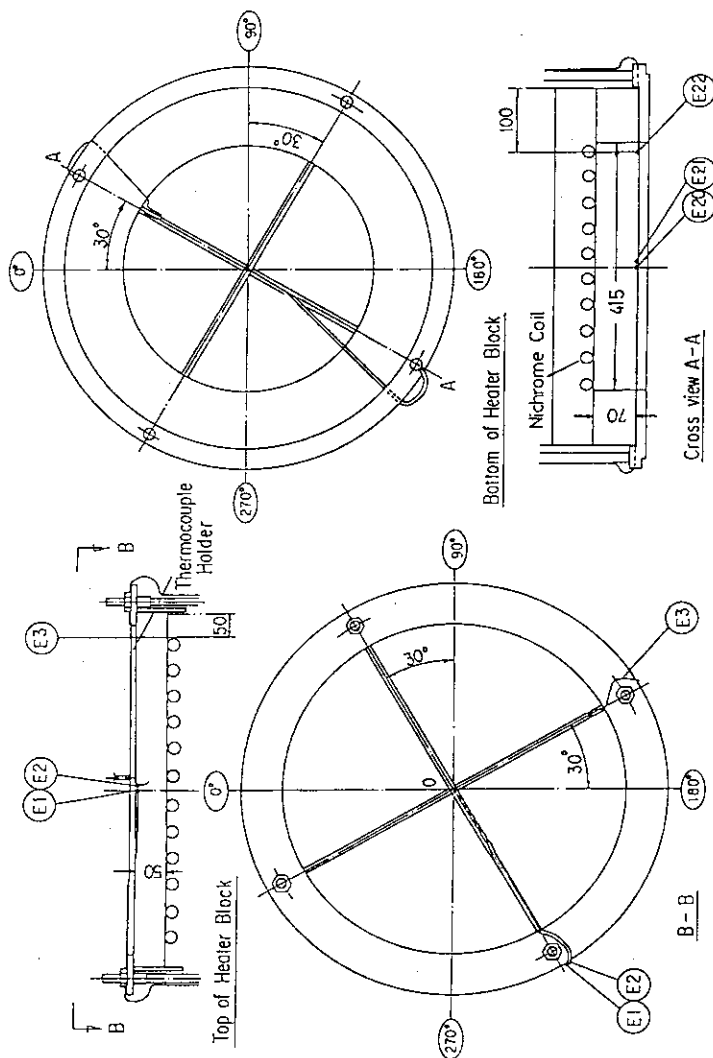


Fig. 2.17 Top and bottom of the heater and thermocouple positions on them

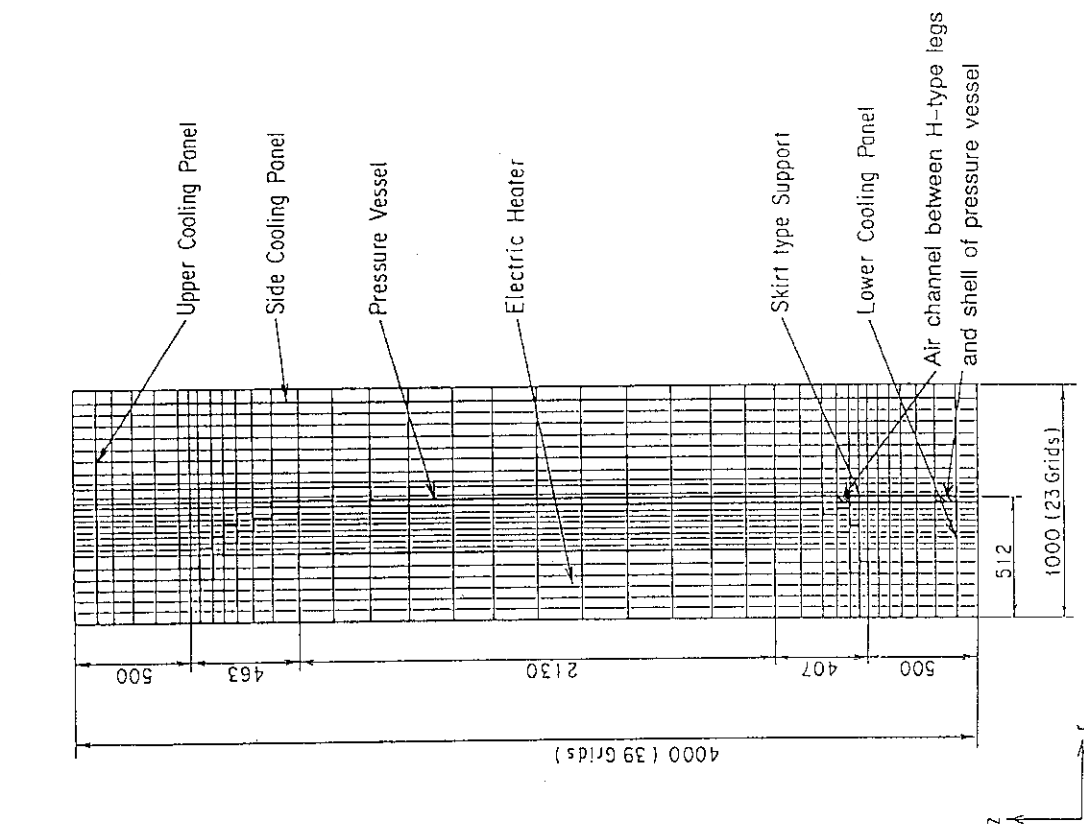


Fig. 3.1 Differential scheme for numerical analysis

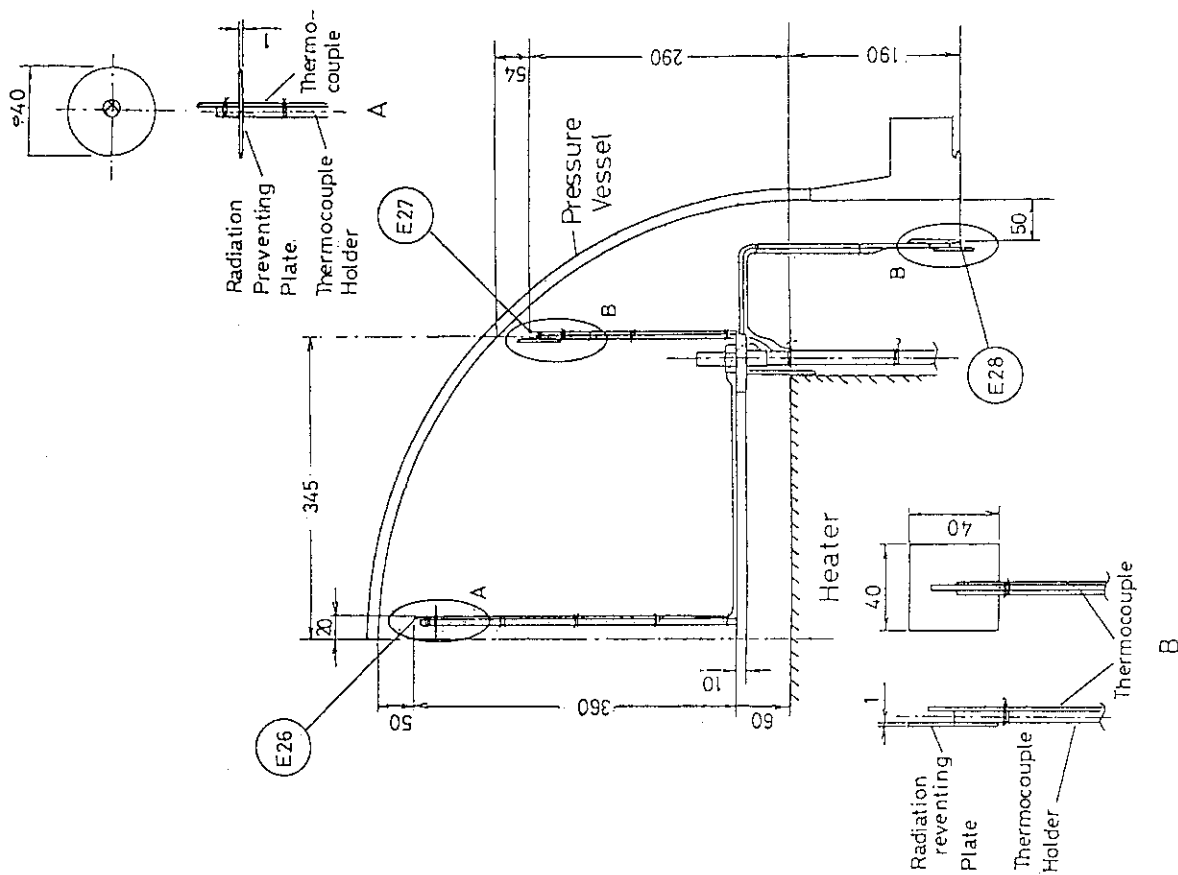


Fig. 2.18 Positions of the thermocouples E26, E27 and E28

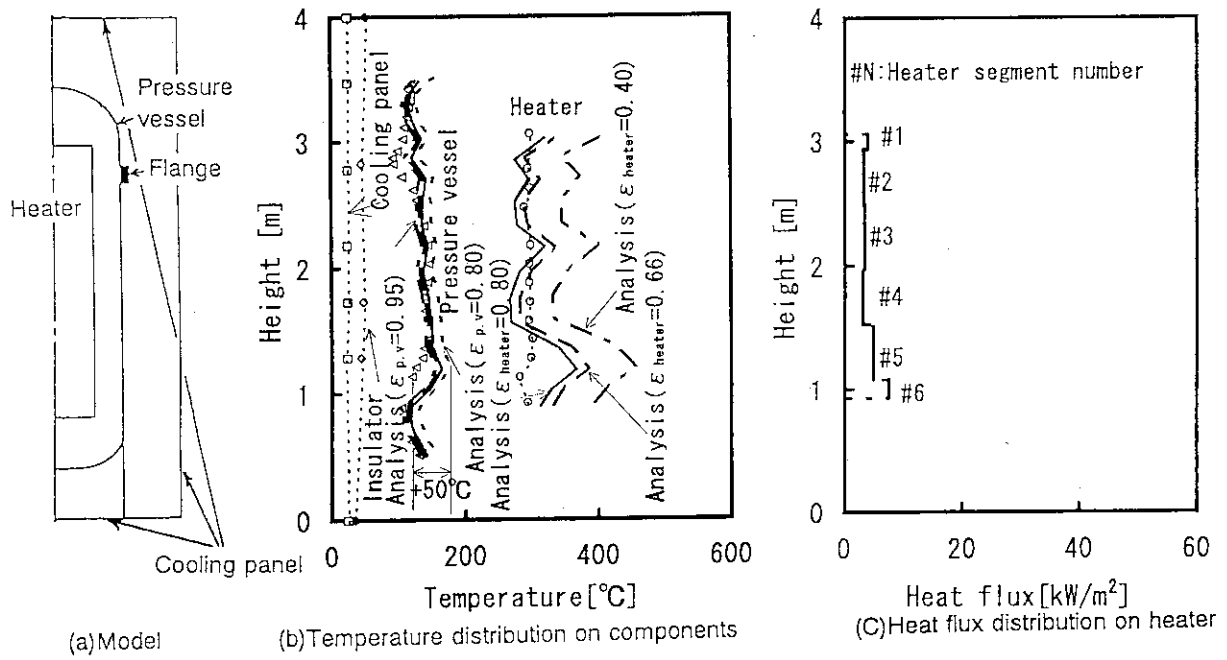


Fig. 4.1 Experimental and analytical results (Vacuum condition)

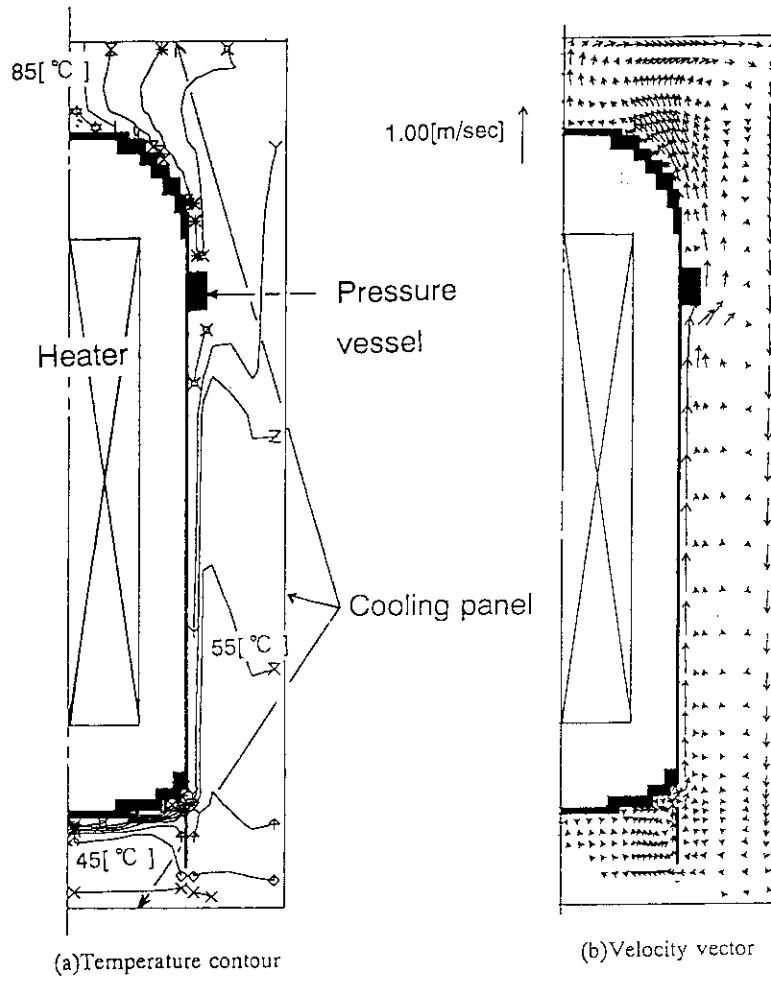


Fig. 4.2 Analytical results (Vacuum condition)

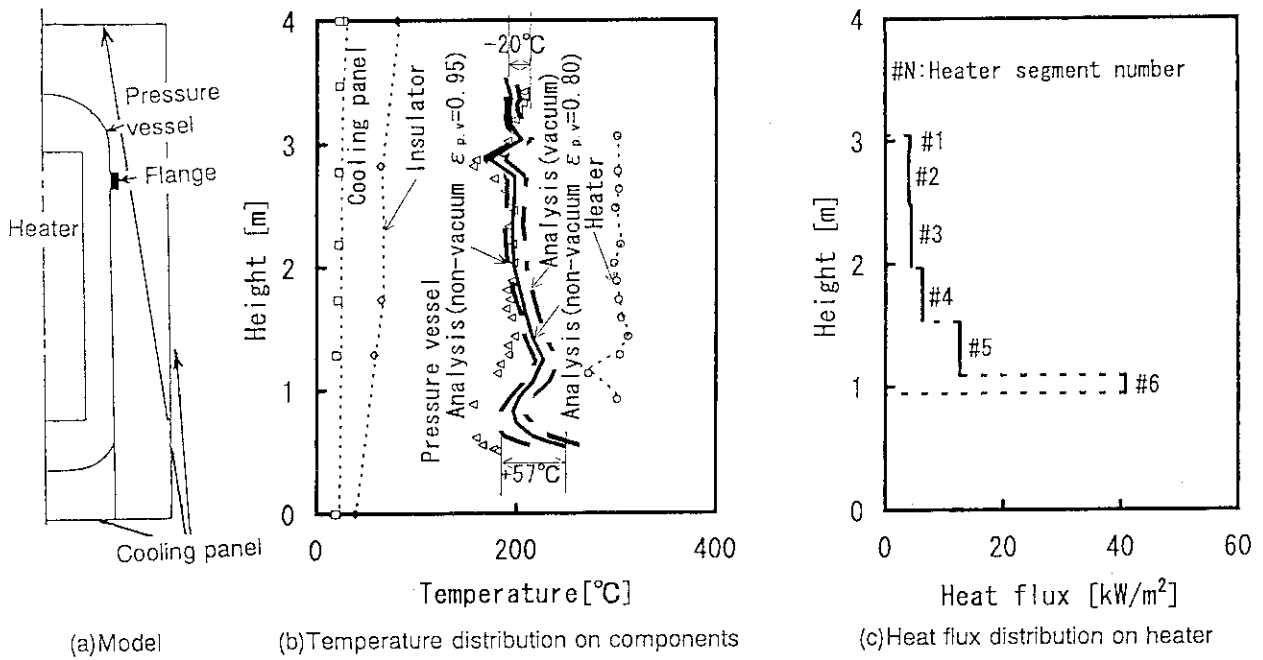


Fig. 4.3 Experimental and analytical results (Helium gas condition)

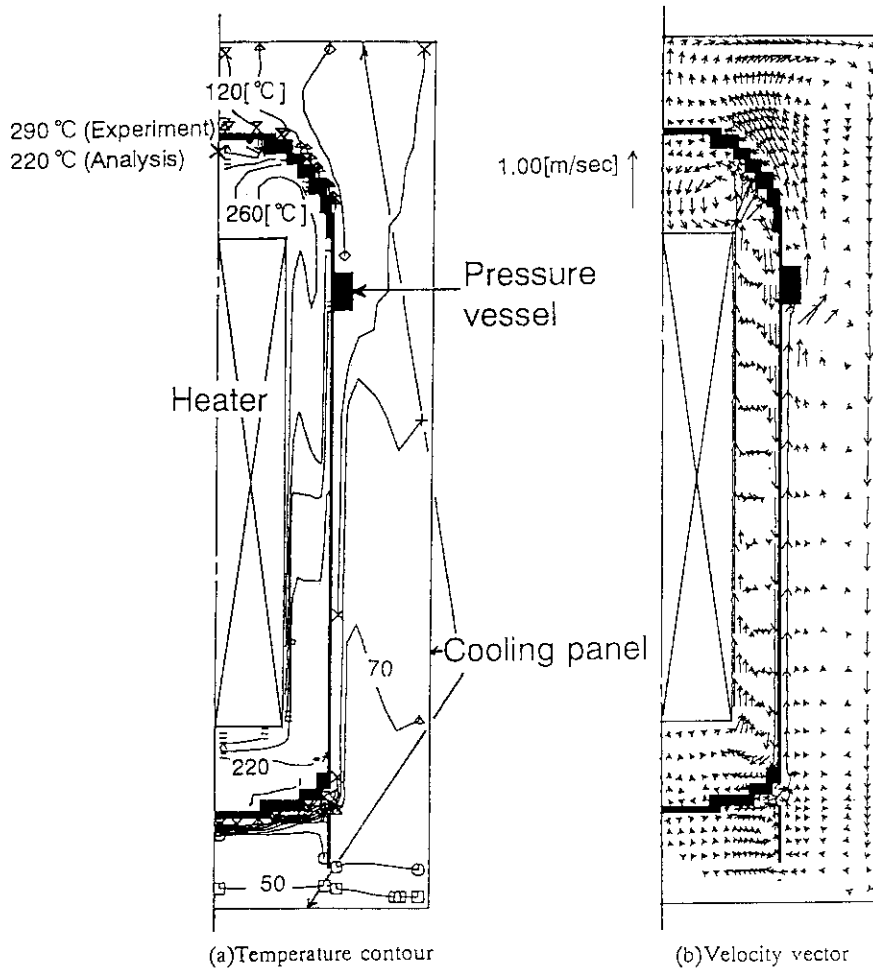


Fig. 4.4 Analytical results (Helium gas condition)

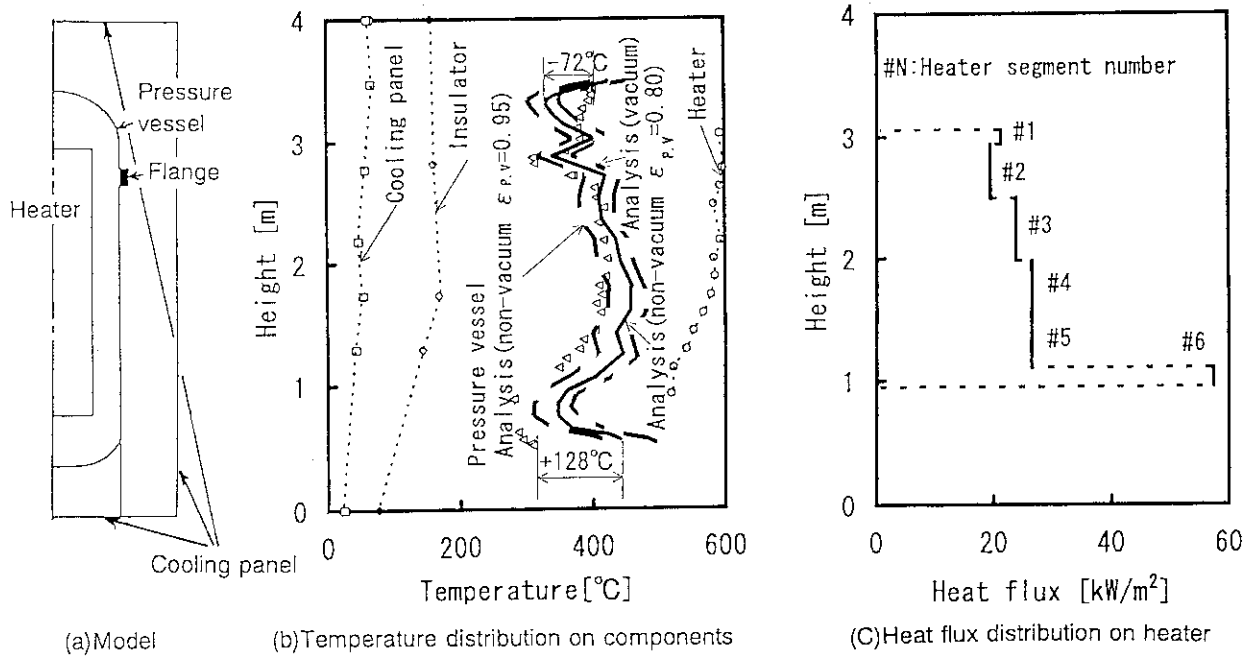


Fig. 4.5 Experimental and analytical results (Nitrogen gas condition)

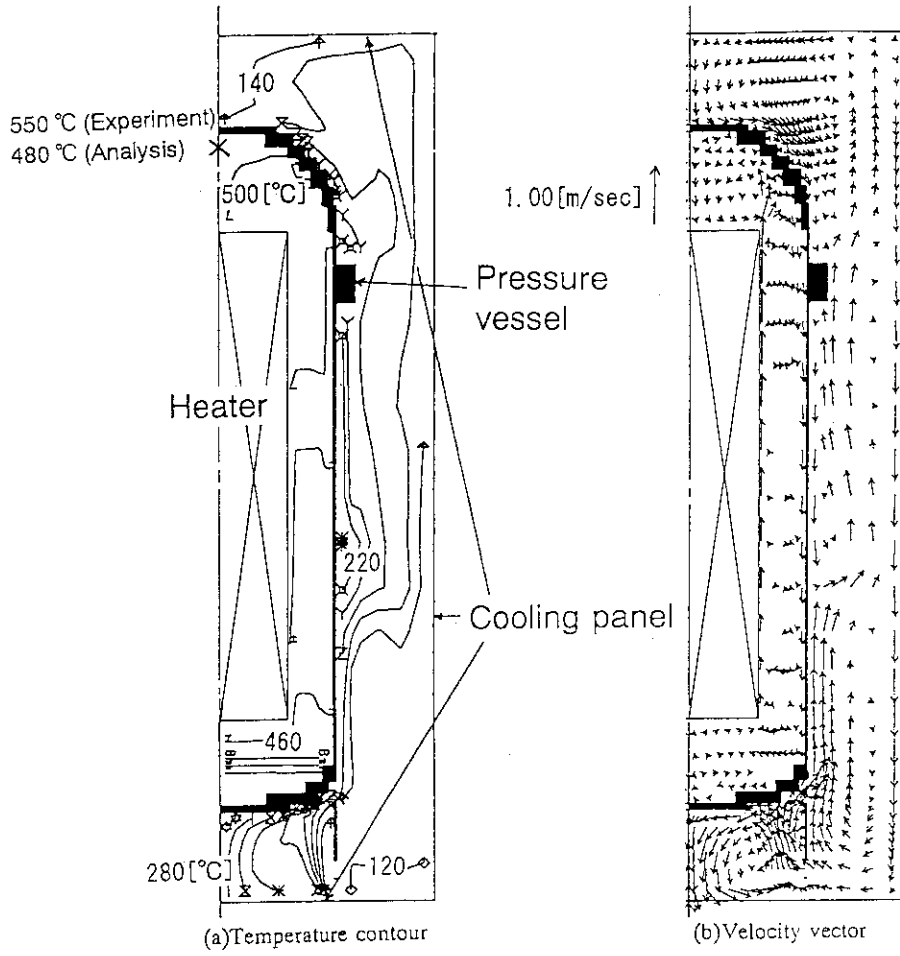


Fig. 4.6 Analytical results (Nitrogen gas condition)

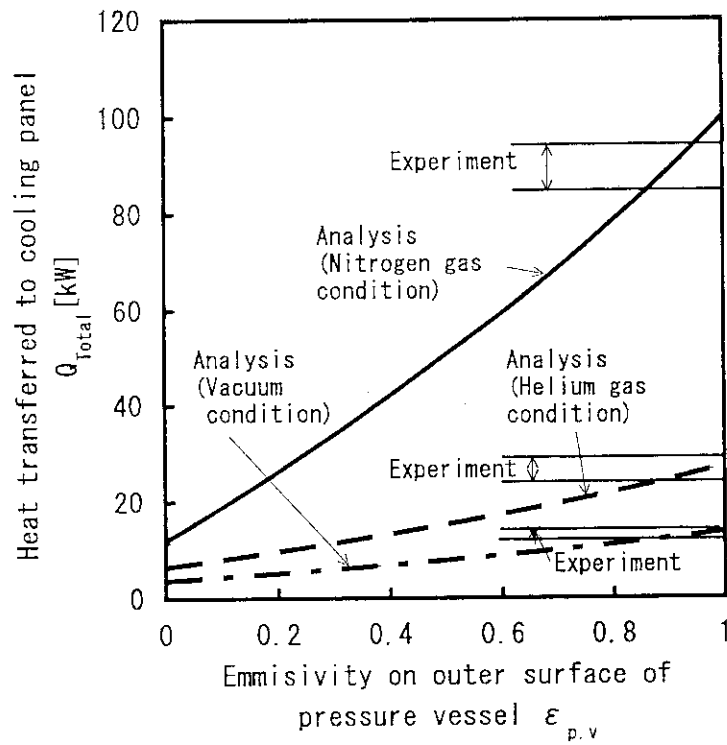


Fig. 4.7 Relationship between the heat transferred to the cooling panel and the emissivity

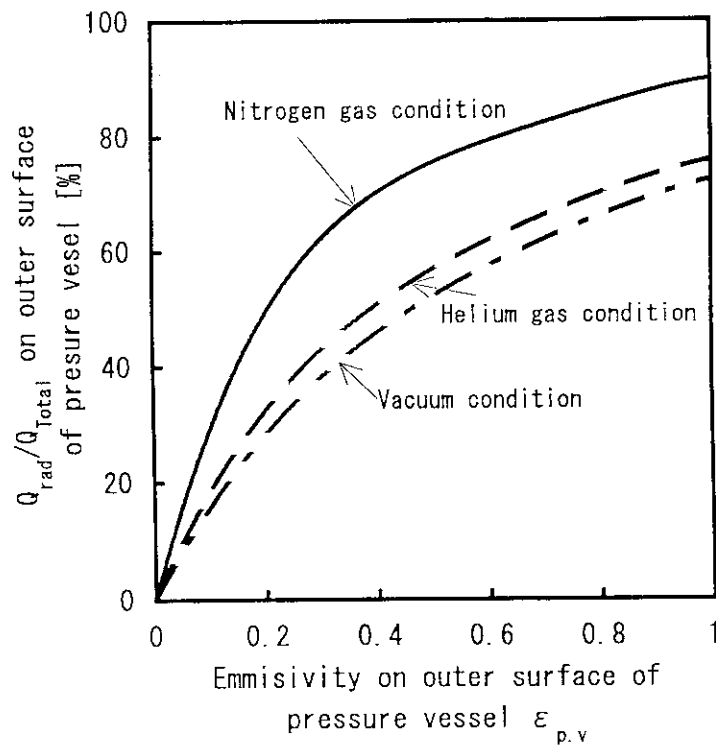


Fig. 4.8 Relationship between the emissivity and the ratio of thermal radiation to the total heat transferred to the cooling panel