



JAEA-Technology

2006-045



JP0650601

HTTRの補機冷却水設備 冷却塔の伝熱性能に関する評価

Evaluation of Heat Exchange Performance for the Auxiliary Component
Cooling Water System Cooling Tower in HTTR

柄尾 大輔 亀山 恭彦 清水 厚志 猪井 宏幸
山崎 和則 清水 康則 新垣 悅史 太田 幸丸
藤本 望

Daisuke TOCHIO, Yasuhiko KAMEYAMA, Atsushi SHIMIZU, Hiroyuki INOI
Kazunori YAMAZAKI, Yasunori SHIMIZU, Etsushi ARAGAKI, Yukimaru OTA
and Nozomu FUJIMOTO

大洗研究開発センター
高温工学試験研究炉部

Department of HTTR
Oarai Research and Development Center

September 2006

Japan Atomic Energy Agency

日本原子力研究開発機構

JA
E
A
-
T
e
c
n
o
l
o
g
y

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つ
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

HTTR の補機冷却水設備 冷却塔の伝熱性能に関する評価

日本原子力研究開発機構大洗研究開発センター

高温工学試験研究炉部

柄尾 大輔・亀山 恭彦・清水 厚志・猪井 宏幸・山崎 和則
清水 康則※・新垣 悅史※・太田 幸丸・藤本 望

(2006年8月10日受理)

高温工学試験研究炉（HTTR）の冷却設備の一つに補機冷却水設備がある。この補機冷却水設備は種々の機器の冷却だけでなく、工学的安全設備の一つである炉容器冷却設備のヒートシンクとなる機能を有している。そのため、補機冷却水設備は設計時に想定された除熱性能を有していなければならない。

本報では、HTTRにおいてこれまで実施してきた出力上昇試験、供用運転のデータから、補機冷却水設備に設置されている最終ヒートシンクである冷却塔について伝熱性能を評価した。また、設計時における冷却塔の伝熱性能との比較を行い、冷却塔が設計時に要求された伝熱性能を有していることを確認した。

Evaluation of Heat Exchange Performance for the Auxiliary Component Cooling Water System Cooling Tower in HTTR

Daisuke TOCHIO, Yasuhiko KAMEYAMA, Atsushi SHIMIZU, Hiroyuki INOI,
Kazunori YAMAZAKI, Yasunori SHIMIZU*, Etsushi ARAGAKI*, Yukimaru OTA
and Nozomu FUJIMOTO

Department of HTTR
Oarai Research and Development Center
Japan Atomic Energy Agency
Oarai-machi, Higashiibaraki-gun, Ibaraki-ken

(Received August 10, 2006)

The auxiliary component cooling water system (ACCWS) is one of the cooling system in High Temperature Engineering Test Reactor (HTTR). The ACCWS has main two features, many facilities cooling, and heat sink of the vessel cooling system which is one of the engineering safety features. Therefore, the ACCWS is required to satisfy the design criteria of heat removal performance.

In this report, heat exchange performance data of the rise-to-power-up test and the in-service operation for the ACCWS cooling tower was evaluated. Moreover, the evaluated values were compared with the design values, and it is confirmed that ACCWS cooling tower has the required heat exchange performance in the design.

Keywords : HTTR, , Auxiliary Component Cooling Water System, Cooling Tower, Heat Exchange Performance

* Reserch Staff on Loan

目次

1. 緒言	1
2. 設備の概要	3
2.1 HTTR の概要	3
2.2 補機冷却水設備 (ACCWS) の概要	3
2.3 冷却塔の概要	4
2.4 循環ポンプの概要	5
3. 冷却塔の熱流動設計	15
3.1 概要	15
3.2 用語の解説	15
3.3 伝熱性能評価	16
3.3.1 設計仕様	16
3.3.2 評価式	16
3.3.3 評価結果	24
4. 冷却塔の伝熱性能の評価	29
4.1 運転データの計測	29
4.2 気象データの算出	29
4.3 伝熱性能の評価方法	32
4.4 伝熱性能の評価結果及び設計値との比較	34
5. 結言	42
謝辞	42
参考文献	42

Contents

1 . Introduction	1
2 . The Outline of the HTTR Facility.....	3
2 . 1 The Outline of the HTTR Facility.....	3
2 . 2 The Outline of the Auxiliary Component cCooling Water System (ACCWS).....	3
2 . 3 The Outline of the Cooling Tower	4
2 . 4 The Outline of the Circulation Pump	5
3 . The Thermal-hydraulic Design of the Cooling Tower	15
3 . 1 The Outline.....	15
3 . 2 The Description of the Term.....	15
3 . 3 The Estimation of the Heat Exchange Performance	16
3 . 3 . 1 The Design Specification	16
3 . 3 . 2 The Estimation Equation	16
3 . 3 . 3 The Estimation Result.....	24
4 . The Evaluation of the Heat Exchange Performance of the Cooling Tower	29
4 . 1 The Measurement of the Operation Data	29
4 . 2 The Calculation of the Environment Data.....	29
4 . 3 The Evaluation Method of the Heat Exchange Performance	32
4 . 4 The Evaluation Result of the Heat Exchange Performance and the Comparison with Design Value	34
5 . Conclusion.....	42
Acknowledgement.....	42
Reference	42

1. 緒言

日本原子力研究開発機構（原子力機構）の HTTR（高温工学試験研究炉：High Temperature Engineering Test Reactor）は、高温ガス炉技術基盤の確立と高度化を目的として原子力機構大洗研究開発センターに建設された日本初の高温ガス炉である^{1),2)}。

HTTR の基本仕様を第 1.1 表に示す。HTTR は燃料に被覆粒子燃料、減速材に黒鉛、冷却材にヘリウムガスを使用する定格熱出力 30MW、原子炉入口冷却材温度 395°C の高温ガス炉である。HTTR の運転には、原子炉出口冷却材温度が 850°C までの定格運転と、950°C までの高温試験運転がある。

HTTR の冷却設備の一つに補機冷却水設備（ACCWS：Auxiliary Component Cooling Water System）がある。この補機冷却水設備は種々の機器を冷却するだけでなく、工学的安全設備の一つである炉容器冷却設備のヒートシンクとなる機能を有している。そのため、補機冷却水設備は設計時に想定された除熱性能を有していなければならない。

本報では、HTTR においてこれまで実施してきた出力上昇試験、供用運転のデータから、ACCWS に設置されている最終ヒートシンクである冷却塔について伝熱性能を評価した。また、設計時における冷却塔の伝熱性能との比較を行い、冷却塔が設計時に要求された伝熱性能を有しているかどうかの検討を行った。

第 1.1 表 高温工学試験研究炉 (HTTR) の仕様

原子炉熱出力	30MW
燃料	UO ₂ 被覆粒子
燃料体形式	ブロック型
炉心構造材	黒鉛
冷却材	ヘリウムガス
冷却ループ数	1 ループ (加圧水冷却器及び中間熱交換器)
	(定格運転時) (高温試験運転時)
原子炉入口冷却材温度	395°C
原子炉出口冷却材温度	850°C 950°C

2. 設備の概要

2.1 HTTR の概要

HTTR は 1998 年 11 月 10 日に初臨界に達した後、1999 年 9 月から出力上昇試験を開始し、2001 年 12 月 7 日に原子炉出力 30MW、原子炉出口冷却材温度 850 °C を達成した^{3,4)}。2002 年 3 月 6 日には定格運転（原子炉冷却材温度 850 °C までの運転）の使用前検査合格証を取得した。2003 年 3 月からは高温ガス炉の安全性を実証する目的で安全性実証試験が行われている^{5,6)}。

さらに、2004 年 3 月 31 日から原子炉出口冷却材温度が 950 °C となる高温試験運転の出力上昇試験を開始し⁷⁾、2004 年 4 月 19 日には原子炉出力 30MW、原子炉出口冷却材温 950 °C を達成した^{8,9)}。高温ガス炉による冷却材温度については、過去に独国の高温ガス実験炉（AVR）により原子炉圧力容器内において 950 °C が達成されているが、HTTR で行われた運転では 950 °C の冷却材を原子炉圧力容器外部に取り出したもので、HTTR が世界で初めて成功したものである。その後、2004 年 6 月 24 日には高温試験運転（原子炉冷却材温度 950 °C までの運転）の使用前検査合格証を取得した。

HTTR の冷却設備系統を第 2.1 図に示す。HTTR の原子炉冷却設備は、通常運転時に原子炉を冷却する主冷却設備、原子炉停止後に原子炉の残留熱を除去する補助冷却設備、原子炉圧力容器の周囲に設置した水冷管により 1 次遮へい体を冷却するとともに補助冷却設備による炉心の冷却が期待できないような事故時にも原子炉の残留熱を除去する炉容器冷却設備で構成される。主冷却設備は 1 次冷却設備として中間熱交換器（IHX : Intermediate Heat Exchanger）と 1 次加圧水冷却器（PPWC : Primary Pressurized Water Cooler）の 2 種類の熱交換器を並列に配置しており、IHX の 2 次側に 2 次冷却設備として 2 次加圧水冷却器（SPWC : Secondary Pressurized Water Cooler）を配置している。原子炉内で発生した熱は、これらの熱交換器を経由して最終的に加圧水冷却設備に設置されている加圧水空気冷却器（ACL : Air-cooler）より大気へ放散する。

現在、IHX の 2 次冷却系統は原子炉で発生した熱を大気へと放散する加圧水冷却系統へと接続されているが、将来、IS プロセスによる水素製造設備へと接続することが計画されている。

HTTR の運転には、2 つの原子炉出口冷却材温度運転モードと 2 つの系統的な運転モードがある。原子炉出口冷却材温度運転モードについては、原子炉出力 30MW で原子炉出口冷却材温度が 850 °C となる「定格運転モード」と、原子炉出口冷却材温度が 950 °C となる「高温試験運転モード」がある。これらの運転モードについては、1 次冷却材流量を変化させることで原子炉出口冷却材温度を変化させている。また系統的な運転モードには、原子炉出力 30MW の時に PPWC のみで 30MW の除熱を行う「単独運転」と、原子炉出力 30MW の時に、PPWC で 20MW、IHX で 10MW の除熱を行う「並列運転」がある。HTTR ではこれら 2 つの運転モードが組み合わされており、運転モードは通常「定格／単独運転モード」等のように呼ばれている。

2.2 補機冷却水設備（ACCWS）の概要

第 2.1 表に ACCWS の設計仕様、第 2.2 図に ACCWS の概要図を示す。ACCWS は、原子炉の安全運転・安全停止に必要な系統・機器に冷却水を供給するとともに、各系統・機器で昇温した

冷却水を冷却塔で除熱するための設備であり、HTTR には独立した 2 系統が設けられている。ACCWS は、ACCWS 循環ポンプ（以下、「循環ポンプ」と略称する。）、ACCWS 冷却塔（以下、「冷却塔」と略称する。）、薬液注入装置、配管・弁類等で構成されている。

ACCWS の附属設備として、淡水供給設備、蒸気供給設備、薬液注入装置等がある。

淡水供給設備は、ACCWS 等に淡水を供給するための設備であり、冷却塔で蒸発・飛散した冷却水を補充する場合に用いられる。

蒸気供給設備は、蒸気を供給するための設備である。冬季など外気温が低下した場合、補機冷却水の温度が目標値以下になる可能性があり、冷却水の温度を昇温するために用いられる。

薬液注入装置は、ACCWS の系統内の腐食及びスケールの付着を防止するための薬液を注入する設備であり、定期的に薬液を注入することで水質を管理している。

冷却塔を出た冷却水は、冷却塔地下にある循環ポンプへと送られ、昇圧される。その後、冷却水は、

- ・空調用冷水設備（空調用冷水装置 I）
- ・プール水冷却浄化設備（プール水冷却器）
- ・使用済燃料検査設備（冷却器等）
- ・圧縮空気設備（制御用空気圧縮機等）
- ・補助冷却水系（補助冷却水循環ポンプ）
- ・炉容器冷却設備（炉容器冷却設備冷却器）
- ・1 次（2 次）冷却設備（1 次（2 次）ヘリウム循環機）
- ・補助ヘリウム冷却系（補助ヘリウム循環機）

の各系統へと送られ、各機器で発生した熱を受け取り昇温される。これらの冷却水は最終的に合流し、冷却塔へと還流し、所定の温度に冷却される。補機冷却水設備として設けられている 2 系統（A 系統、B 系統）ではそれぞれ冷却水の供給先が異なり、それぞれの系統にかかる熱負荷が異なっている。第 2.2 表に各系統の負荷先を示す。

なお、炉容器冷却設備は原子炉の減圧事故時に炉心の崩壊熱を除去する工学的安全施設の機能を有しており、減圧事故時には ACCWS が最終ヒートシンクとなる。

2.3 冷却塔の概要

冷却塔は原子炉の各機器より熱を受け取った冷却水を冷却する設備であり、蒸发现象を用いることにより冷却水を冷却する機器である。第 2.3 図に冷却塔の構造図、第 2.4 図に冷却塔散水装置の構造図、第 2.5 図に全体写真、第 2.6 図に充填層の写真、第 2.7 図にエリミネータの写真、第 2.8 図に散水装置ノズルの写真、第 2.3 表に冷却塔の設計仕様、第 2.4 表に冷却塔ファンの設計仕様、第 2.5 表に冷却塔散水装置の設計仕様を示す。

冷却塔上部に導かれた主配管より流入した冷却水は、散水装置へと導かれ、下方へと噴霧される。その後、冷却水は充填物内を通過し、冷却塔下部に設けられたプールに溜められる。最終的にプール側部に設けられたスクリーンを通過し、主管へと導かれ流出していく。

一方、空気は、冷却塔上部に設置された冷却塔ファンにより、冷却塔側部より吸入される。その後、上方へと流れ、充填物、エリミネータを通過し、最終的に冷却塔ファンにより上方に向か

って大気中に放散される。

冷却水と空気の熱交換は充填物内で行われる。冷却塔内に吸入された湿り空気と散水装置により噴霧された冷却水が充填物内で接触すると、水分は蒸発して湿り空気中に取り込まれる。そのときに起こる水分の蒸発により冷却水から蒸発潜熱を奪うため、冷却水の温度は低下する。一方、吸入された空気は冷却水より蒸発した水分を受け取り、飽和空気となって冷却塔上部より放出される。この飽和空気は、空気入口～充填物～散水装置を通過する際に水滴も運んでくることがあるので、散水装置と冷却塔ファンの間にエリミネータを設けて水滴と飽和空気を分離している。

注)

乾き空気 — 水分（水蒸気）を一切含んでいない空気。相対湿度 0%。

湿り空気 — 水分（水蒸気）を多少含んでおり、水分を含む余裕がある空気。相対湿度 0% より 100%まで。

飽和空気 — 水分（水蒸気）を限度一杯まで含んだ空気。相対湿度 100%。

2.4 循環ポンプの概要

循環ポンプの写真を第2.9図、設計仕様を第2.6表に示す。

循環ポンプは横置单段両吸込渦巻き型のポンプであり、2系統設けられているACCWSに各2台、計4台が設置されている。各系統2台のうち1台は予備機である。循環ポンプはインペラ、上部・下部ケーシング、電動機などで構成されている。

第 2.1 表 ACCWS 設計仕様

冷却材	ろ過水
系統数	独立 2 系統
容量	3.21MW/基
冷却材流量	460t/h/系統
冷却材温度	冷却塔入口 38 °C
	冷却塔出口 32 °C
設計大気湿球温度	27 °C (WBT)
最高使用圧力	0.98MPaG
最高使用温度	60 °C
運転圧力	0.6MPaG

第 2.2 表 ACCWS 各系統の負荷先

	A 系統	B 系統
空調用冷水設備	空調用冷水装置 I 冷凍機 A	空調用冷水装置 I 冷凍機 B
プール水冷却浄化設備	プール水冷却器 A	プール水冷却器 B
使用済燃料検査設備	冷却器等	
圧縮空気設備	制御用空気圧縮機 A 等	制御用空気圧縮機 B 等
補助冷却水系	補助冷却水循環ポンプ A	補助冷却水循環ポンプ B
炉容器冷却設備	炉容器冷却水 A 冷却器	炉容器冷却水 B 冷却器
1 次 (2 次) 冷却設備	1 次ヘリウム循環機 (A,B,C)	1 次ヘリウム循環機 (IHX) 2 次ヘリウム循環機
補助ヘリウム冷却系	補助ヘリウム循環機 A	補助ヘリウム循環機 B

第 2.3 表 冷却塔 設計仕様

形式	強制通風式向流型 湿式冷却塔	
基数	2 基	
容量	3.21MW/基	
最高使用圧力	静水頭	
最高使用温度	60 °C	
運転圧力	静水頭	
運転温度	15 °C ~37 °C	
冷却水	流量	460t/h
	入口温度	38 °C
	出口温度	32 °C
	蒸発損失	1%以下
	飛沫損失	0.1%以下
大気条件	大気温度	-13 °C ~37 °C
	圧力	大気圧
	湿度	成り行き
	大気湿球温度	27 °C

第 2.4 表 冷却塔ファン 設計仕様

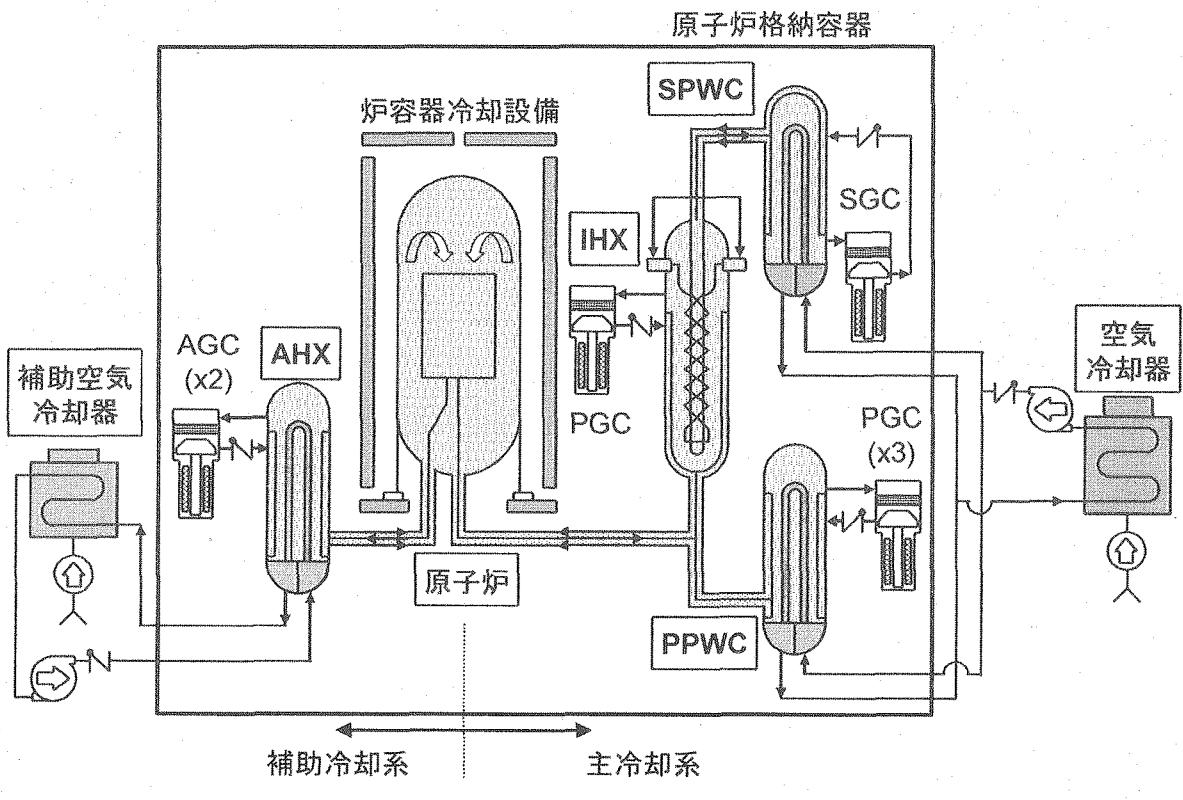
冷却塔ファン	形式	軸流型
	基数	2 台/系統
	口径	φ 2500mm
	回転数	319rpm
	風量	41.8m ³ /s
	静圧	99.96Pa
	軸動力	10.1kW
	材質	ブレード JIS H 5202 AC7A-F ファンスタック JIS G 3101 SS400 中間軸 JIS G 4303 SUS304 共通架台 JIS G 3101 SS400
	電動機	台数 2 台/系統 形式 全閉形 三相かご型誘導電動機 出力 15kW 回転数 1450rpm

第 2.5 表 冷却塔散水装置 設計仕様

形式	スプレイノズル付き散水管
基数	2 式/系統
材質	STPG370

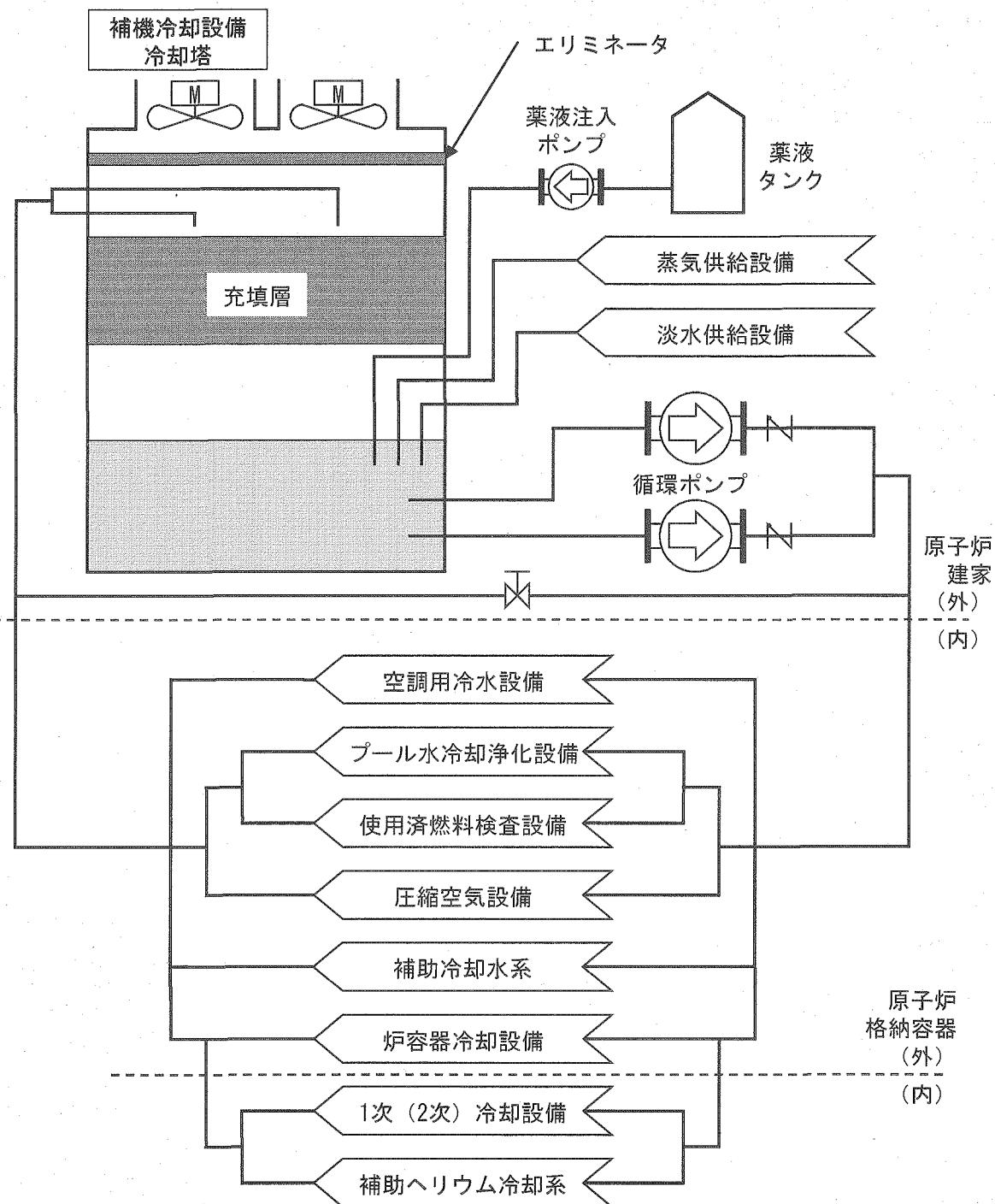
第 2.6 表 循環ポンプ 設計仕様

ポンプ本体	形式	横置单段両吸込うず巻型
	基数	2 台/系統
	定格流量	460t/h/台
	定格揚程	7.3kPa
	材質	ケーシング JIS G 5102 SCW410 インペラ JIS G 5102 SCS1相当 シャフト JIS G 4303 SUS
	電動機	形式 全閉形 三相かご型誘導電動機 出力 110kW/台 回転数 1500rpm

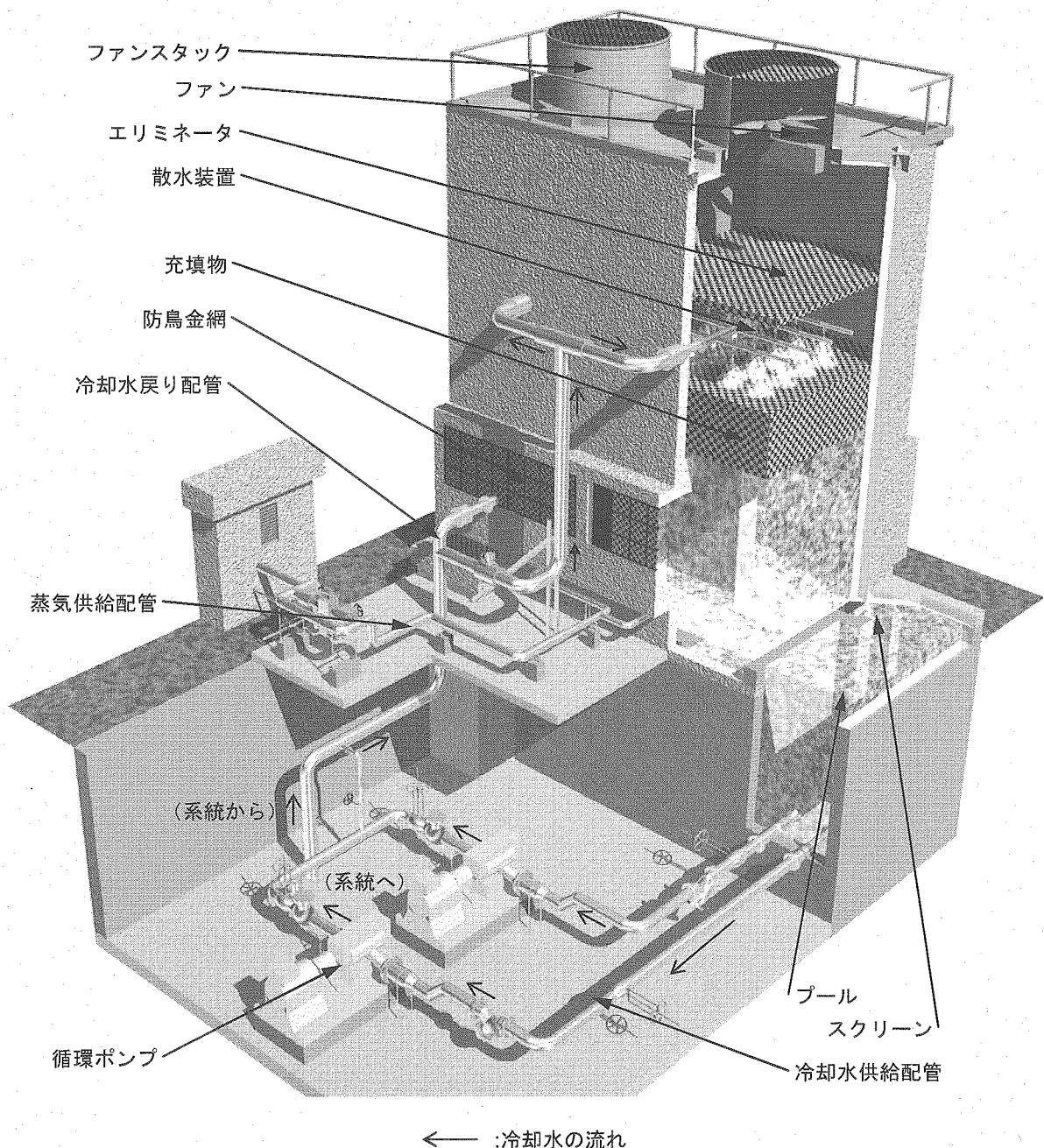


IHX : 中間熱交換器
 PPWC : 1次加圧水冷却器
 PGC : 1次ヘリウム循環機
 SPWC : 2次加圧水冷却器
 SGC : 2次ヘリウム循環機
 AHX : 補助冷却器
 AGC : 補助ヘリウムガス循環機

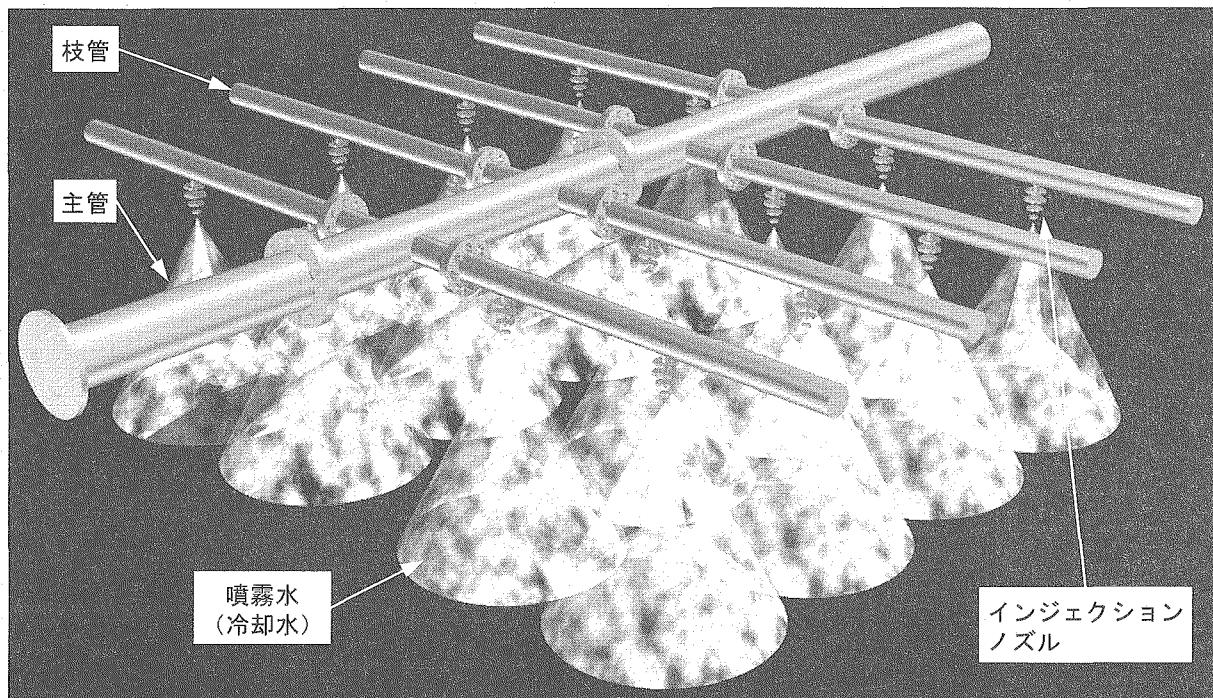
第 2.1 図 HTTR の冷却系統



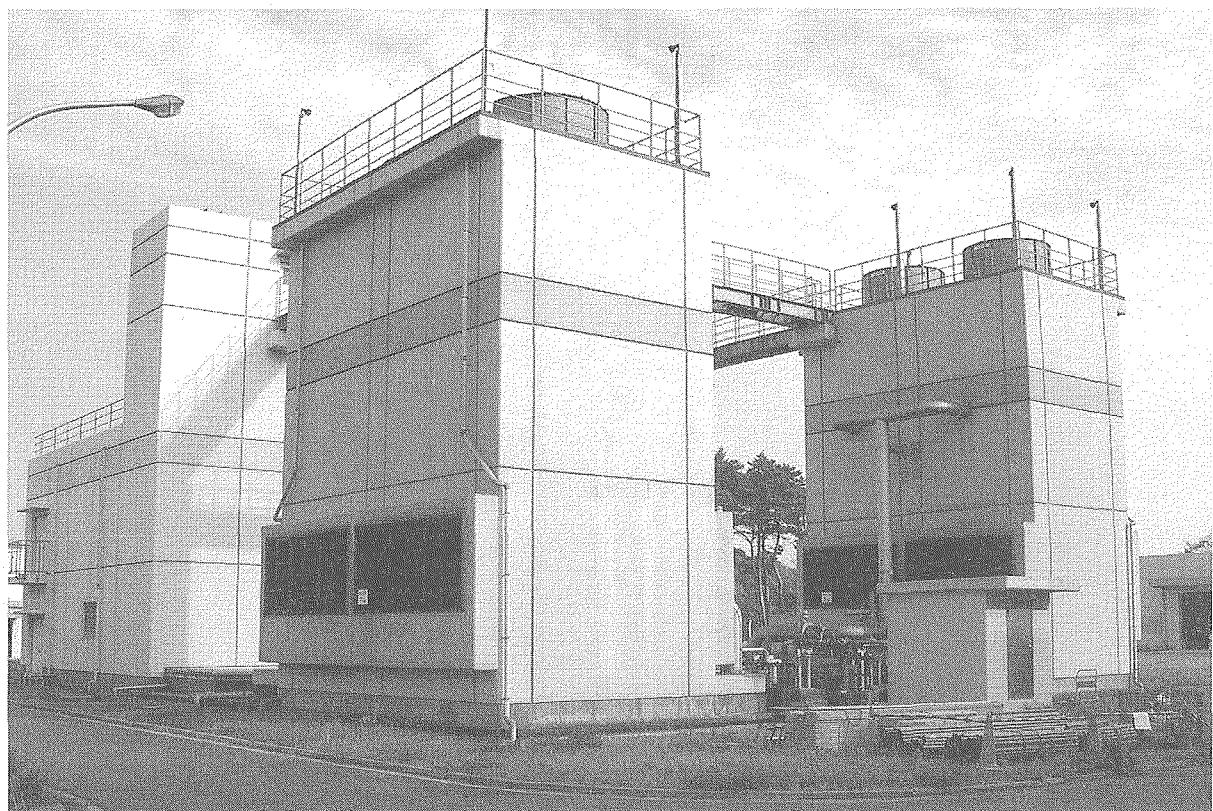
第2.2図 ACCWS 系統図



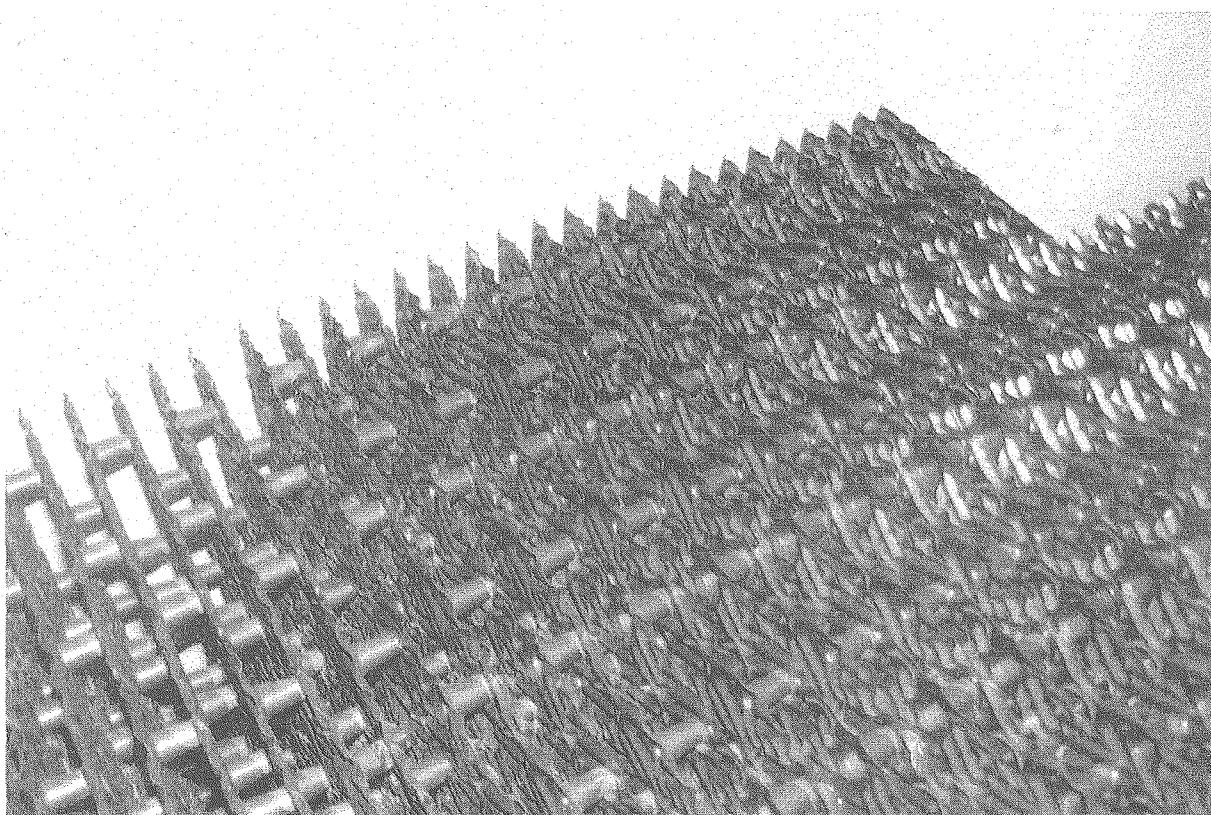
第 2.3 図 冷却塔



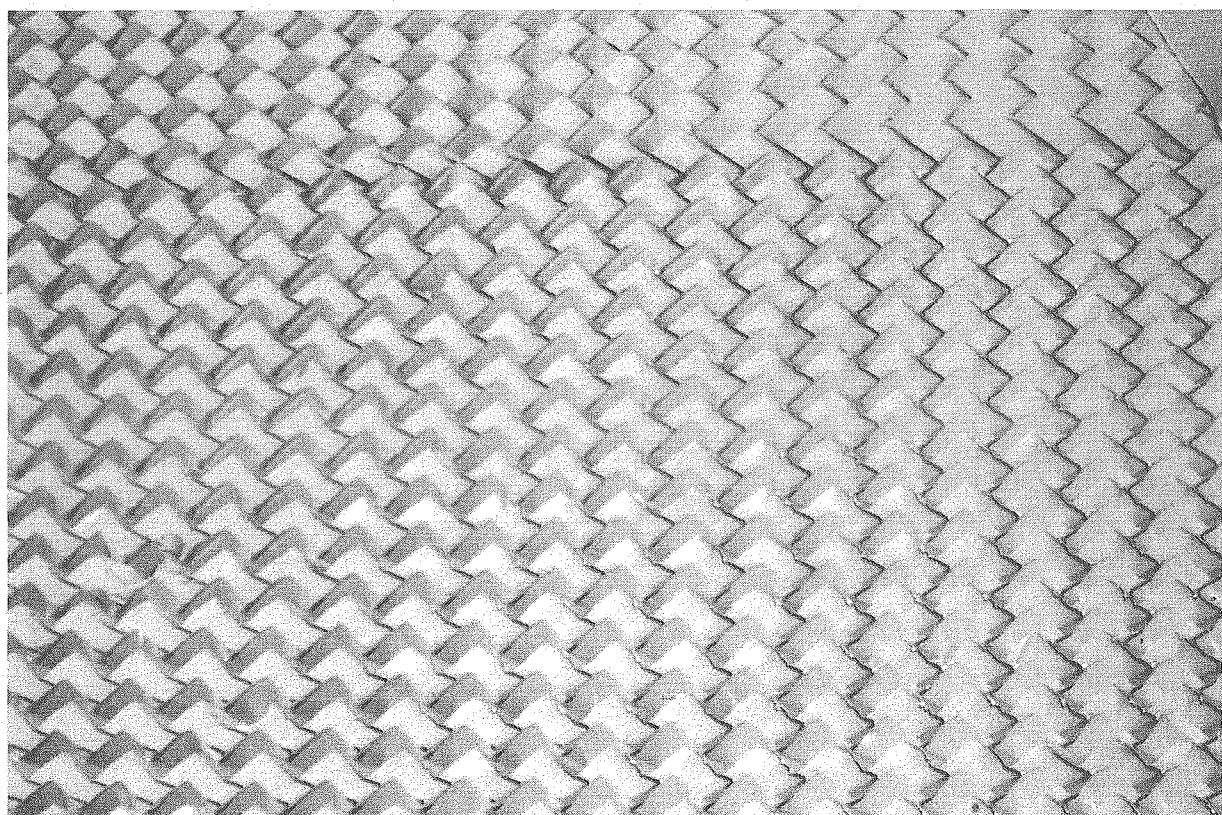
第 2.4 図 散水装置



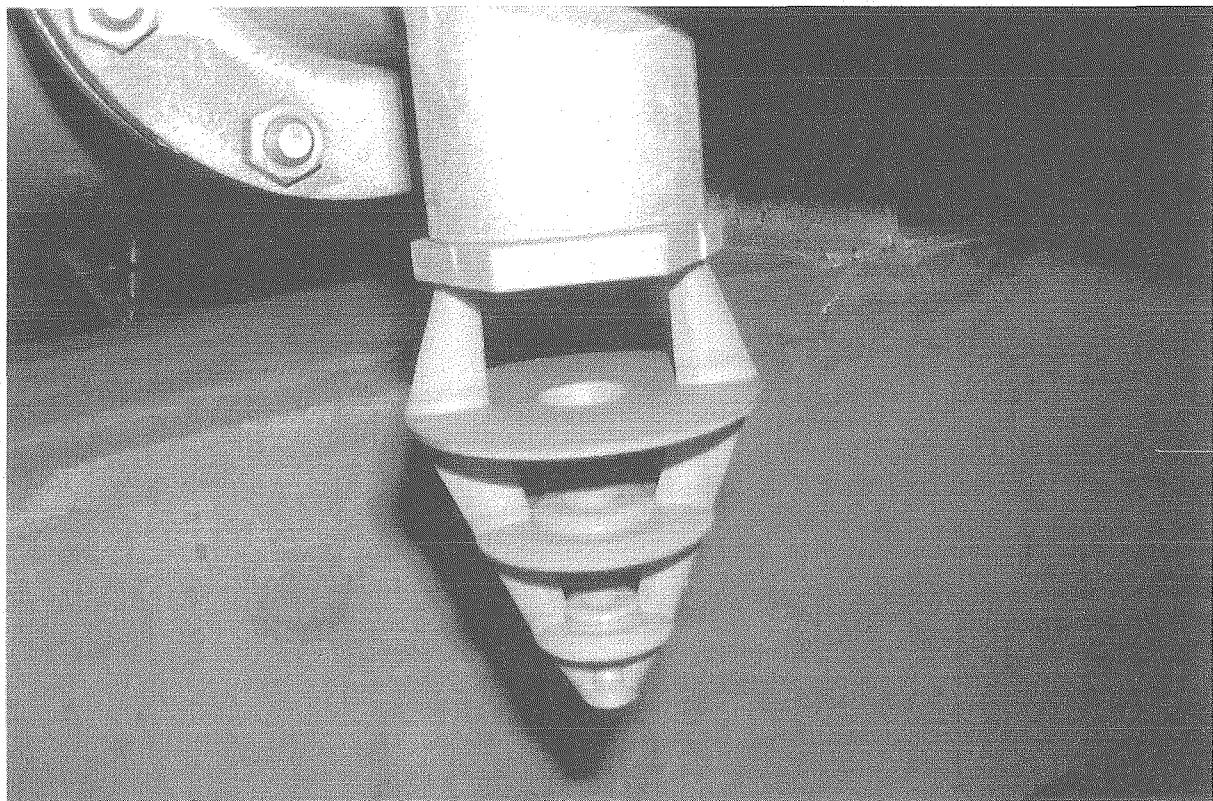
第 2.5 図 冷却塔



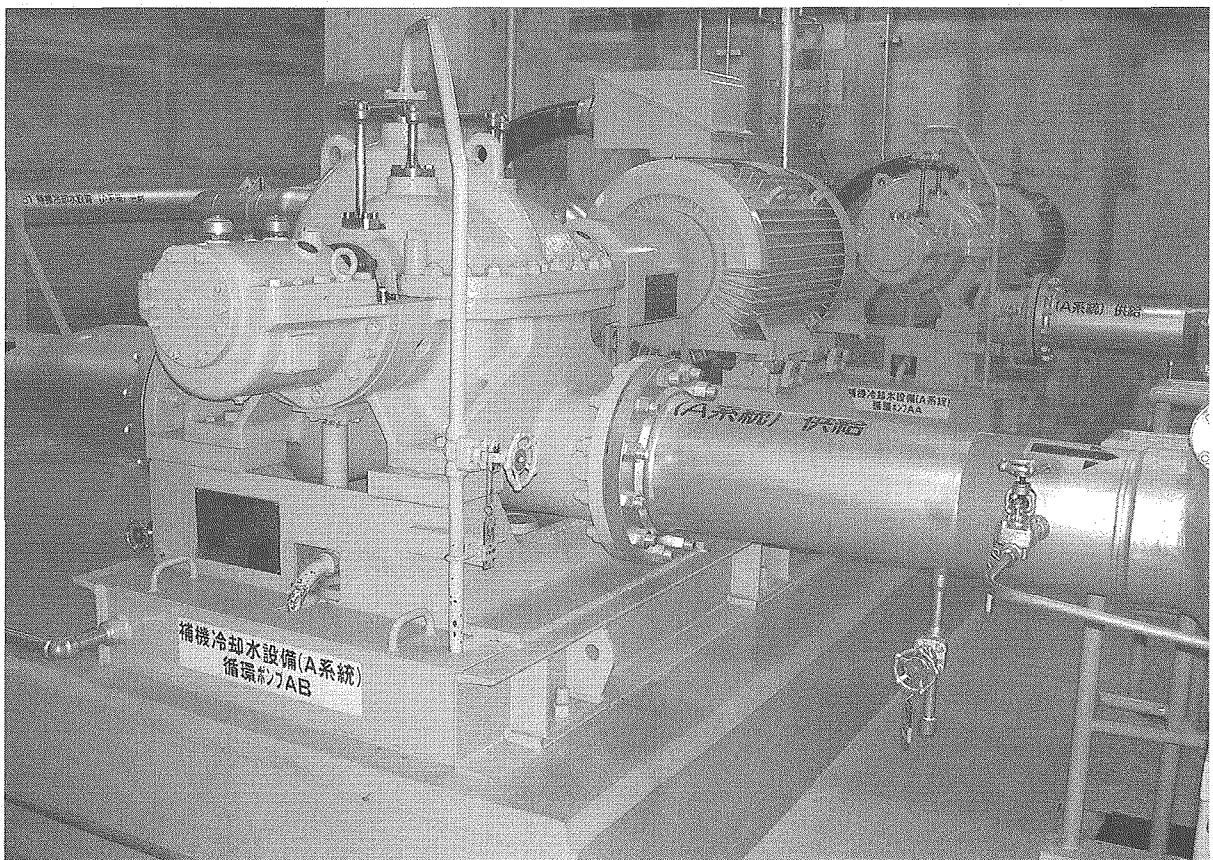
第 2.6 図 充填層



第 2.7 図 エリミネータ



第 2.8 図 散水装置ノズル



第 2.9 図 循環ポンプ

3. 冷却塔の熱流動設計

3.1 概要

本章では冷却塔を設計する際に行った必要伝熱面積の評価および圧力損失の評価の手法について述べる。設計時における ACCWS の設計方針は以下のとおりである。

- ① ACCWS は、通常運転時及び異常状態時において、安全上重要な機能を有する構築物、系統及び機器で発生する熱並びに蓄積されている熱を除去できるようにする。
- ② ACCWS は、商用電源喪失時に動的機器の单一故障を仮定しても、所定の機能を達成できるようにする。
- ③ ACCWS は、原子炉の運転中又は停止中に作動試験ができるようにする。

また、冷却塔の設計方針は以下のとおりである。

- ① 商用電源喪失時においても冷却水の冷却機能を有するため、冷却塔ファンは非常用電源負荷とする。また、冷却塔ファンの電動機は、非常用低圧母線電圧確立後の自動再起動信号により約 10 秒以内に再起動するものとする。
- ② 独立 2 系統の各々の冷却塔ファン、エリミネータ、散水装置及び充填物は、配置上相互に影響を与えない位置に設置するものとする。
- ③ 独立 2 系統の各々の冷却塔は、各々 50% の容量を有する 2 組の冷却塔ファン、エリミネータ、散水装置及び充填物の構成とし、冷却塔ファンが 1 台停止した場合においても冷却機能が急速に損なわれない設計とする。
- ④ 各々の冷却塔の 2 台の冷却塔ファンは、冬季の冷却水の過冷却を緩和するため、冷却水の温度に応じて運転台数を変更できるものとし、冷却水の温度に対応して 2 台運転、1 台運転及び 2 台停止の各運転モードで対応するものとする。
- ⑤ 冷却塔は 1 系統に 1 基設けるが、冷却塔ファンの相互のミサイル等による影響がないようにファン飛び出し防止枠等を設けるものとする。

3.2 用語の解説

以下に、本評価で使用する用語とその意味について記述する。

乾き空気	<ul style="list-style-type: none"> — 水分（水蒸気）を一切含んでいない空気。相対湿度 0%。なお、kg(DA) という記述が出てくるが、これは、ある空気中の乾き空気の質量を示している。
湿り空気	<ul style="list-style-type: none"> — 水分（水蒸気）を多少含んでおり、水分を含む余裕がある空気。相対湿度 0% より 100% まで。
飽和空気	<ul style="list-style-type: none"> — 水分（水蒸気）を限度一杯まで含んだ空気。相対湿度 100%。
乾球温度	<ul style="list-style-type: none"> — 乾いた感温部を持つ温度計で測った温度で、周囲からの放射熱を受けない状態で測定する。
湿球温度	<ul style="list-style-type: none"> — 感温部を布で包み、その一端を水につけて感温部が湿っている状態で使う湿球温度計で測った温度である。乾球温度と合せて用いることで、空気中の相対湿度を知ることができる。

水蒸気分圧	- 湿り空気は、乾き空気と水蒸気の混合気体であり、大気圧は（大気圧） = （乾き空気の分圧） + （水蒸気の分圧）で表わされる。この空気中の水蒸気が受け持つ圧力のこと。
絶対湿度	- 空気 1 kgあたりに含まれている水蒸気量。x(kg/kg(DA))のように表わす。
相対湿度	- 湿り蒸気の水蒸気分圧の、同じ温度における飽和空気の水蒸気分圧に対する割合を百分率で表わしたもの。日常生活で用いられている湿度は相対湿度のことを言う場合が多い。
飽和水蒸気圧	- 飽和空気に対する水蒸気分圧
エンタルピ	- 物質の単位質量（単位体積）あたりの保有エネルギー

3.3 伝熱性能評価

3.3.1 設計仕様

第3.1表に冷却塔の設計仕様値を示す。これらの条件を元に伝熱計算が行われた。

3.3.2 評価式

強制通風式向流型冷却塔の性能計算は、以下に示す 4 つの基本式に従って行われた。

$$K_a = \frac{4.186}{3600} \cdot \left\{ 0.7949 \cdot \left(\frac{L \cdot 3600}{A} \right)^{0.671} \cdot \left(\frac{G \cdot 3600}{A} \right)^{0.329} \right\} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (3.4)$$

- | | | |
|---------|---|-----------------------|
| L | : | 冷却水質量流量 (kg/s) |
| G | : | 空気質量流量 (kg/s) |
| N | : | 水空気比 (kJ/kg · K) |
| C_p^w | : | 水の定圧比熱 (kJ/kg · K) |
| h_1 | : | 冷却塔入口 空気エンタルピ (kJ/kg) |
| h_2 | : | 冷却塔出口 空気エンタルピ (kJ/kg) |
| T_1 | : | 冷却塔入口 冷却水温度 (°C) |
| T_2 | : | 冷却塔出口 冷却水温度 (°C) |

U/N	: 熱交換係数 (-)
K _a	: エンタルピ基準総括熱伝達係数 (kW/(m ³ · (kJ/kg(DA))))
V _{req}	: 充填物必要体積 (m ³)
h _w	: 飽和空気エンタルピ (kJ/kg)
h	: 空気エンタルピ (kJ/kg)
A	: 充填物面積 (m ²)
Z _{req}	: 充填物必要高さ (m)

これらの式を用いて、第 3.1 図に示す冷却塔設計フローに従って計算が行われた。冷却塔設計フローは以下のとおりである。

- ① 冷却塔入口空気エンタルピ h_1 の算出
 - ② 空気質量流量の算出
 - ③ 冷却塔出口空気エンタルピの算出
 - ④ 冷却塔熱交換係数の算出
 - ⑤ 充填物面積の選定
 - ⑥ 水質量速度の算出
 - ⑦ エンタルピ基準総括熱伝達係数の算出
 - ⑧ 充填物必要体積、充填物必要高さの算出及び充填物高さの設定
 - ⑨ 空気体積流量の算出及び冷却塔ファン口径の設定
 - ⑩ 静圧、動圧、全圧の算出
 - ⑪ 冷却塔ファン軸動力 B の算出

以下に、各手順における詳細について述べる。

- ### ① 冷却塔入口空気エンタルピ h_1 の算出

湿り空気線図より、大気湿球温度 27°C における飽和空気のエンタルピ h_1 は $h_1 = 84.959\text{kJ/kg(DA)}$ である。

- #### ⑥ 水空気比の設定

水空気比Nは、強制通風式向流型冷却塔として一般的であり、実績のある数値としてL/G=1.4、すなわち $N=5.8604 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$ と設定している。

- ## ⑦ 空気質量流量の算出

冷却塔に流入する空気質量流量は第(3.1)式より、

G : 空氣質量流量 (kg/s)

L : 冷却水質量流量 (kg/s)
 N : 水空気比 (kJ/kg·K)
 C_p^w : 水の定圧比熱 (kJ/kg·K)

で算出され、

$$G = 4.186 \times 10^3 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \cdot \frac{127.8 \times 10^3 \text{ kg/s}}{5.8604 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}} \dots \dots \dots \quad (3.7)$$

$$= 91.28 \times 10^3 \text{ kg(DA)/s}$$

となる。

⑧ 冷却塔出口空気エンタルピの算出

冷却塔出口空気エンタルピ h_2 は、第(3.1)式及び第(3.2)式より、

N	:	水空気比 (kJ/kg·K)
h_1	:	冷却塔入口 空気エンタルピ (kJ/kg)
h_2	:	冷却塔出口 空気エンタルピ (kJ/kg)
T_1	:	冷却塔入口 冷却水温度 (°C)
T_2	:	冷却塔出口 冷却水温度 (°C)

で算出され、以下のようになる。

$$h_2 = 5.8604 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \cdot (38.0^\circ\text{C} - 32.0^\circ\text{C}) + 84.959 \text{ kJ/kg} \dots \quad (3.9)$$

$$= 120.12 \text{ kJ/kg(DA)}$$

⑨ 冷却塔熱交換係数の算出

次に、第(3.3)式を用いて U/N が算出された。なお、第(3.3)式は以下の式のようにチェビシェフの方法を用いて級数展開し、 $a \sim d$ の 4 つの点に区切って計算が行われた。(第 3.2 図参照)

C_p^w : 水の定圧比熱 (kJ/kg·K)
 T_1 : 冷却塔入口 冷却水温度 (°C)

- | | |
|--------------|-----------------------------------|
| T_2 | : 冷却塔出口 冷却水温度 (°C) |
| U/N | : 热交换係数 (-) |
| Δh_a | : a における飽和空気と冷却塔空気のエンタルピ差 (kJ/kg) |
| Δh_b | : b における飽和空気と冷却塔空気のエンタルピ差 (kJ/kg) |
| Δh_c | : c における飽和空気と冷却塔空気のエンタルピ差 (kJ/kg) |
| Δh_d | : d における飽和空気と冷却塔空気のエンタルピ差 (kJ/kg) |
| h_{wa} | : a における飽和空気のエンタルピ (kJ/kg) |
| h_{wb} | : b における飽和空気のエンタルピ (kJ/kg) |
| h_{wc} | : c における飽和空気のエンタルピ (kJ/kg) |
| h_{wd} | : d における飽和空気のエンタルピ (kJ/kg) |
| h_a | : a における冷却塔空気のエンタルピ (kJ/kg) |
| h_b | : b における冷却塔空気のエンタルピ (kJ/kg) |
| h_c | : c における冷却塔空気のエンタルピ (kJ/kg) |
| h_d | : d における冷却塔空気のエンタルピ (kJ/kg) |

なお、各点における冷却水温度及び冷却塔空気のエンタルピは、以下の式で算出された。

- | | | |
|-------|-------------------|-----------------|
| T_1 | 冷却塔入口 | 冷却水温度 (°C) |
| T_2 | 冷却塔出口 | 冷却水温度 (°C) |
| T_a | a における冷却水温度 | (kJ/kg) |
| T_b | b における冷却水温度 | (kJ/kg) |
| T_c | c における冷却水温度 | (kJ/kg) |
| T_d | d における冷却水温度 | (kJ/kg) |
| N | 水空気比 | (kJ/kg · K) |
| h_1 | 冷却塔入口 | 空気エンタルピ (kJ/kg) |
| h_2 | 冷却塔出口 | 空気エンタルピ (kJ/kg) |
| h_a | a における冷却塔空気のエンタルピ | (kJ/kg) |

h_b : bにおける冷却塔空気のエンタルピ (kJ/kg)

h_c : cにおける冷却塔空気のエンタルピ (kJ/kg)

h_d : d における冷却塔空気のエンタルピ (kJ/kg)

各点における冷却水温度、その温度における飽和空気エンタルピ、冷却塔空気のエンタルピ及び飽和空気と冷却塔空気のエンタルピ差を第3.2表に示す。この計算結果より、熱交換係数 U/N は、

$$\frac{U}{N} = \frac{4.186 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \cdot (38.0^\circ\text{C} - 32.0^\circ\text{C})}{4} \times \left(\frac{1}{25.526 \text{ kJ/kg}} + \frac{1}{25.995 \text{ kJ/kg}} + \frac{1}{26.836 \text{ kJ/kg}} + \frac{1}{28.967 \text{ kJ/kg}} \right) = 0.9383$$

(3.20)

⑩ 充填物面積の選定

充填物面積 A は、充填物ブロック寸法などを考慮して決定する。充填物は第 3.3 図に示す UP-27 タイプを 2 セルとして選定する。よって、充填物面積は、

⑪ 水質量速度の算出

通常、水質量速度 L/A は $L/A=3.33\sim5.00 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ の範囲で決定する。この範囲より小さくすると、充填物表面の水膜が十分でなくなる。一方、この範囲より大きくなると水膜が厚くなり、非効率的になる。

冷却水流量は $L = 127.8 \text{ kg/s}$ であるから、

となり、基準の範囲内にある。

⑫ エンタルピ基準総括熱伝達係数の算出

第(3.4)式より、

$$K_a = \frac{4.186}{3600} \cdot \left\{ 0.7949 \cdot \left(\frac{127.8 \text{ kg/s} \cdot 3600}{30.84 \text{ m}^2} \right)^{0.671} \cdot \left(\frac{91.28 \text{ kg/s} \cdot 3600}{30.84 \text{ m}^2} \right)^{0.329} \right\} \dots \dots \dots \quad (3.23)$$

$$= 2.949 \text{ kW/(m}^3 \cdot (\text{kJ/kg(DA)}))$$

(13) 充填物必要体積、充填物必要高さの算出及び充填物高さの設定

第(3.3)式及び第(3.5)式より、充填物必要体積及び充填物必要高さは、

V_{req} : 充填物必要体積 (m^3)

U/N : 熱交換係数 (-)

L : 冷却水質量流量 (kg/s)

K_a : エンタルピ基準総括熱伝達係数 ($\text{kW}/(\text{m}^3 \cdot (\text{kJ/kg(DA)}))$)

Z_{req} : 充填物必要高さ (m)

A : 充填物面積 (m^2)

で算出され、以下のようになる。

$$V_{\text{req}} = \frac{0.9383 \cdot 127.8 \text{ kg/s}}{2.949 \text{ kW} / (\text{m}^3 \cdot (\text{kJ/kg(DA)}))} = 40.66 \text{ m}^3 \quad \dots \dots \dots \quad (3.26)$$

本型式の冷却塔の充填物高さの余裕は 102~106% の範囲である。

ACCWS の冷却塔について、 $Z=1.38m$ とすると、

であり、実績の範囲内となる。

⑭ 空気体積流量の算出及び冷却塔ファン口径の設定

湿り空気の比重 γ は、

γ : 飽和空氣 比重量 (kg/m^3)

v : 饱和空气-比体積 ($\text{m}^3/\text{kg(DA)}$)

x : 絶対湿度 (kg/kg(DA))

で算出される。冷却塔出口空気の状態はエンタルピ $h_2 = 120.12 \text{ kJ/kg(DA)}$ 、相対湿度 $\psi = 100\%$ となるので、湿り空気線図より比体積 $v = 0.9161 \text{ m}^3/\text{kg(DA)}$ 、絶対湿度 $x = 0.0337 \text{ kg/kg(DA)}$ となり、以下のようになる。

また、空気質量流量 G と空気体積流量 Q の関係より、

Q : 空気体積流量 (m^3/s)
 G : 空気質量流量 (kg/s)
 v : 湿り空気 比体積 (m^3/kg)

となり、以下のようになる。

以上の結果、並びに充填物寸法を考慮して、冷却塔ファン口径は $\phi 2500\text{mm}$ と設定された。

⑯ 静圧、動圧、全圧の算出

湿り空気の風速 v は、

v : 空氣風速 (m/s)
 Q : 空氣體積流量 (m^3/s)
 A : 充填物面積 (m^2)

で算出され、以下のようになる。

よって、静圧 P_{stat} は、

$$P_{\text{stat}} = 1.26 \cdot g \cdot v^2 \cdot \left(\frac{L \cdot 3600}{A} \right)^{0.01} \quad \dots \dots \dots \quad (3.35)$$

P_{stat} : 静圧(Pa)
 g : 重力加速度(m/s²)
 v : 空気風速(m/s)
 L : 水質量速度(kg/s)
 A : 充填物面積(m²)

で算出され、以下のようになる。

$$P_{stat} = 1.26 \cdot 9.8m/s^2 \cdot \{2.711m/s\}^2 \cdot \left(\frac{127.8kg/s \cdot 3600}{30.84m^2} \right)^{0.01} = 99.91Pa \quad \dots \dots \dots \quad (3.36)$$

次に動圧 P_{dyna} を算出する。冷却塔ファン内平均風速 F_v は、

F_A : 冷却塔ファン内有効面積 (m^2)

D : 冷却塔ファン口径 (m)

d : 冷却塔ファンブレード内径 (m)

F_v : 冷却塔ファン内平均風速 (m/s)

Q : 空氣體積流量 (m^3/s)

で算出され、以下のようになる。

ゆえに、動圧 P_{dyna} は、

F_v : 動圧 (Pa)

F_v : 冷却塔ファン内平均風速 (m/s)

γ : 湿り空気比重量 (kg/m^3)

で算出され、以下のようになる。

全圧 P_{total} は、静圧と動圧の和なので

P_{total} : 全压 (Pa)

P_{stat} : 静压 (Pa)

P_{dyna} : 動圧 (Pa)

となり、以下のようになる。

⑯ 冷却塔ファン軸動力 B の算出

冷却塔ファン軸動力 B は、

$$B = \frac{q \cdot (P_{\text{total}} / 9.8)}{102 \cdot \eta_t} \quad \dots \dots \dots \quad (3.45)$$

B : 軸動力 (kW)

q : 冷却塔ファン 1 基当たりの空気体積流量 (kW)

P_{total} : 全压 (Pa)

η_t : 全压效率 (%)

で算出され、以下のようになる。

$$B = \frac{41.8 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot 15.443 \text{ Pa}}{102 \cdot 0.626} = 10.11 \text{ kW} \quad \dots \dots \dots \quad (3.46)$$

よって、冷却塔ファン必要軸動力 $B=10.11\text{kW}$ より定格出力 15kW の電動機を選択する。

3.3.3 評価結果

以上の結果をまとめたものを第3.3表に示す。

第 3.1 表 冷却塔の設計仕様

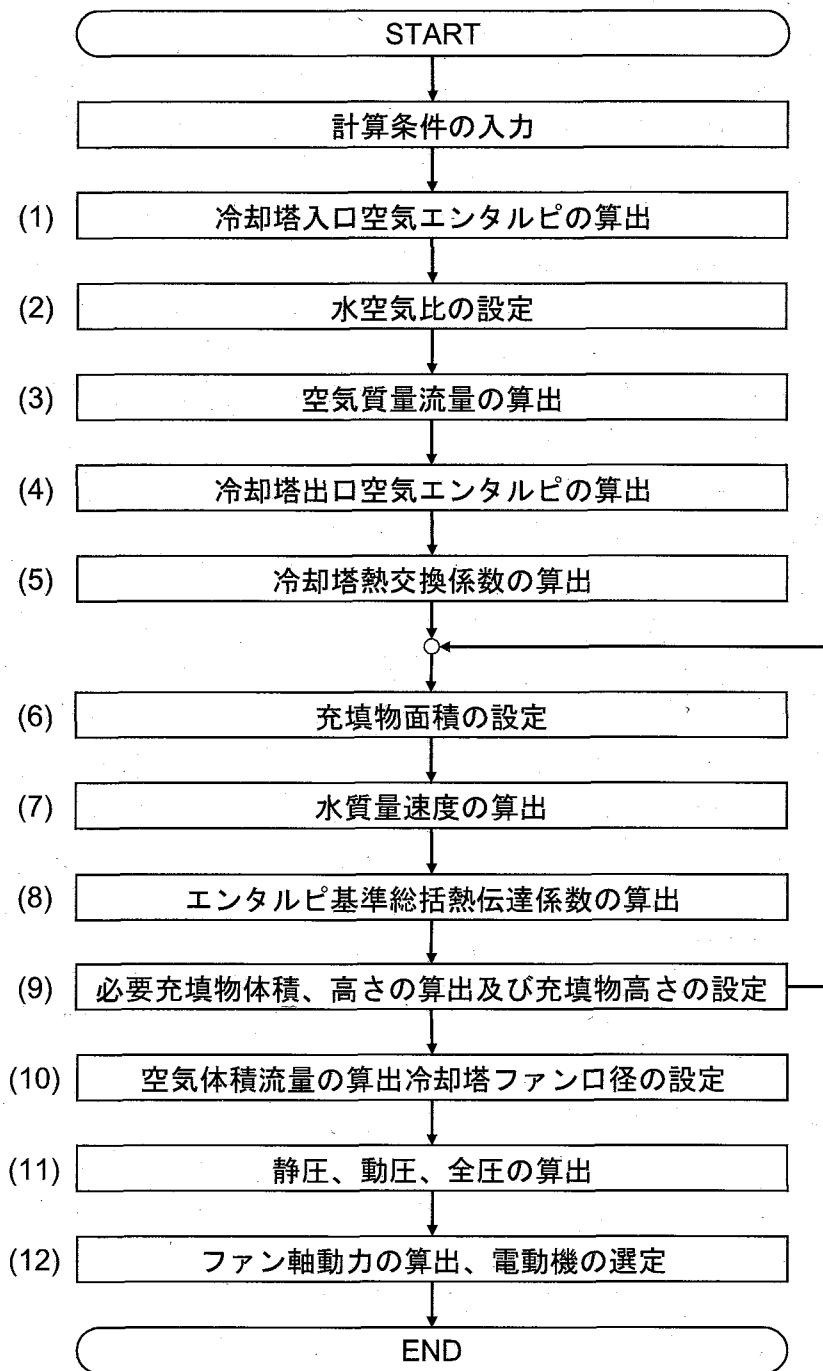
大気条件	大気圧	101.3kPa
	大気湿球温度	27°C (WBT)
冷却水条件	流量	460t/h
	温度	冷却塔入口 38°C 冷却塔出口 32°C

第 3.2 表 熱交換係数(U/N)の算出に係る数値

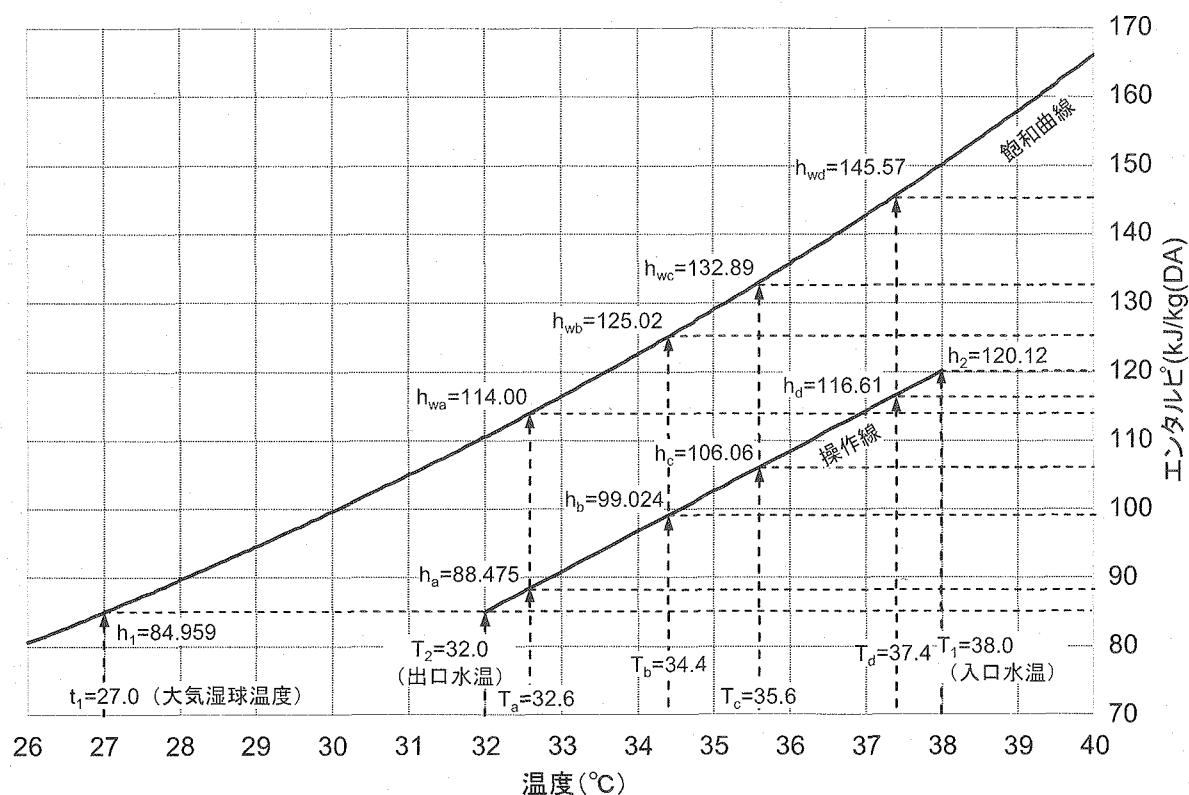
積分区間	冷却水温度 (°C)	T(°C)における 飽和空気 エンタルピ (kJ/kg(DA))	T(°C)における 冷却塔空気 エンタルピ (kJ/kg(DA))	飽和空気と 冷却塔空気の エンタルピ差 (kJ/kg(DA))
2	$T_2 = 32.0$		$h_1 = 84.959$	
a	$T_a = 32.6$	$h_{wa} = 114.00$	$h_a = 88.475$	$\Delta h_a = 25.526$
b	$T_b = 34.4$	$h_{wb} = 125.02$	$h_b = 99.024$	$\Delta h_b = 25.995$
c	$T_c = 35.6$	$h_{wc} = 132.89$	$h_c = 106.06$	$\Delta h_c = 26.836$
d	$T_d = 37.4$	$h_{wd} = 145.57$	$h_d = 116.61$	$\Delta h_d = 28.967$
1	$T_1 = 38.0$		$h_2 = 120.12$	

第 3.3 表 冷却塔仕様 算出結果

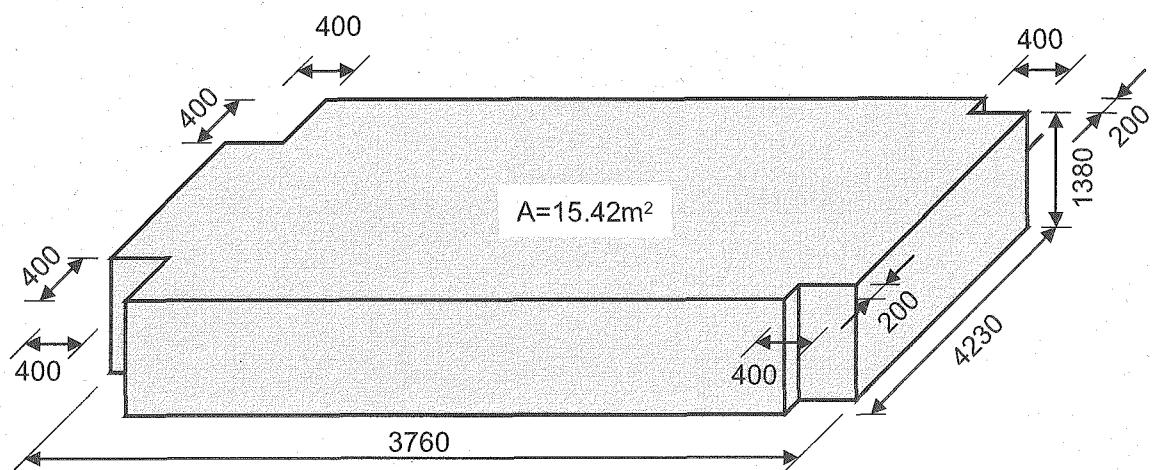
冷却塔 仕様	循環水量 L		127.8kg/s
	セル数		2 セル
	基數		1 基
	温度 条件	冷却塔 冷却水	入口温度 T_1 出口温度 T_2
			38°C 32°C
	大気湿球温度		27°C (WBT)
冷却塔ファン 仕様	基數		2 基
	口径		Φ 2500mm
	電動機		15kW×2 基
計算条件 及び 計算結果	大気圧 H		101.3kPa
	水空気比 N		5.8604 kJ/kg · K
	冷却塔空氣 エンタルピ	入口 h_1	84.959kJ/kg
		出口 h_2	120.12kJ/kg
	熱交換係数 U/N		0.9383
	エンタルピ基準総括熱伝達係数 K_a		2.949 (kW/(m ³ · (kJ/kg(DA))))
	充填物	セル数	2 セル
		長さ ℓ	4.23m
		幅 W	3.76m
		高さ Z	1.38m
		高さ裕度 Z/Z_{req}	105%
		面積 A	15.42m ²
	水質量速度 L/A		4.144 kg/m ² · s
	湿り空気比体積 v		0.9161m ³ /kg(DA)
	湿り空気 比体積 v		1.129 kg/m ³
	空気体積流量 Q		83.6m ³ /s
	静圧 P_{stat}		99.91Pa
	動圧 P_{dyna}		51.43Pa
	全圧 P_{total}		151.34Pa
	冷却塔ファン有効面積 F_A		4.38m ²
	全圧効率 η_t		62.6%
	ファン軸動力 B		10.11kW



第3.1図 冷却塔設計フロー



第3.2図 冷却塔熱交換係数の算出



第3.3図 充填物の寸法

4. 冷却塔の伝熱性能の評価

4.1 運転データの計測

第 4.1 表に、冷却塔の性能評価を行うのに用いたデータ点を示す。運転データは HTTR の運転データ保存管理システムに保存されたデータをデータダウンシステムにより取得した。さらに、測定点の設置箇所を第 4.1 図、第 4.2 図に示す。図中の数字は第 4.1 表に記された No. に対応したものである。

また、冷却塔の伝熱性能の評価を行うのに用いた運転データを第4.2表に示す。本評価に用いた運転データは2000年4月の出力上昇試験(1)から2004年7月の出力上昇試験(5)までのもので、10分間隔で取得した運転データである。

4.2 気象データの算出¹⁰⁾⁻¹⁴⁾

冷却塔の伝熱性能の算出を行うにあたり、気象データとして得られた外気温度(乾球温度)、大気圧及び相対湿度を用いて、湿球温度の算出を行った。算出は以下の方法で行った。

- ① 乾球温度 t に対する飽和水蒸気圧、飽和水蒸気分圧を算出する。
 - ② 乾球温度 t に対する湿り空気（外気）の水蒸気分圧、絶対湿度、エンタルピを算出する。
 - ③ 湿球温度 t' を仮定する。
 - ④ 湿球温度 t' に対する飽和水蒸気圧、飽和水蒸気分圧を算出する。
 - ⑤ 湿球温度 t' に対する湿り空気の水蒸気分圧、絶対湿度、エンタルピを算出する。
 - ⑥ ②で求められたエンタルピバランスと、エンタルピバランスより求められたエンタルピの差を算出する。両方のエンタルピに差がある場合には③に戻る。エンタルピが等しい場合には、計算結果を出力し、計算を終了する。

以下に、算出方法の詳細を示す。

- ① 乾球温度 t に対する飽和水蒸気圧、飽和水蒸気分圧を計算する。

乾球温度に対する飽和水蒸気圧 P_s 及び飽和水蒸気分圧 P_{ws} は次式で与えられる¹⁴⁾。

$$P_s = \exp\left(-\frac{0.58002206 \times 10^4}{T} + 0.13914993 \times 10 - 0.48640239 \times 10^{-1} \cdot T + 0.41764768 \times 10^{-4} \cdot T^2 - 0.14452093 \times 10^{-7} \cdot T^3 + 0.65459673 \cdot \ln(T)\right) \quad \dots \dots \quad (4.2)$$

t : 乾球温度 (°C)

T : 乾球温度 (K)
 P_s : 乾球温度に対する飽和水蒸気圧 (Pa)
 P_{ws} : 乾球温度に対する飽和水蒸気分圧 (Pa)

② 乾球温度 t に対する湿り空気（外気）の水蒸気分圧、絶対湿度、エンタルピを算出する。

乾球温度に対する湿り空気(外気)の水蒸気分圧 P_w は、次式で与えられる¹⁴⁾。

P_w : 乾球温度に対する湿り空気(外気)の水蒸気分圧(Pa)
 P_{ws} : 乾球温度に対する飽和水蒸気分圧(Pa)
 ϕ : 相対湿度(%)

また、乾球温度に対する湿り空気（外気）の絶対湿度 x 及び乾球温度に対する飽和空気の絶対湿度 x_s は、次式で与えられる¹⁴⁾。

x : 乾球温度に対する湿り空気（外気）の絶対湿度 (kg/kg(DA))
 x_s : 乾球温度に対する飽和空気の絶対湿度 (kg/kg(DA))
 P_w : 乾球温度に対する湿り空気（外気）の水蒸気分圧 (Pa)
 P_{ws} : 乾球温度に対する飽和空気の水蒸気分圧 (Pa)
 P_A : 大気圧 (Pa)

さらに、乾球温度に対する湿り空気（外気）のエンタルピ h は次式で与えられる¹⁴⁾。

h : 乾球温度に対する湿り空気（外気）のエンタルピ (kJ/kg(DA))
 t : 乾球温度 (°C)
 x_s : 乾球温度に対する飽和空気の絶対湿度 (kg/kg(DA))

③ 湿球温度 t' を仮定する。

④ 湿球温度 t' に対する飽和水蒸気圧、飽和水蒸気分圧を計算する。

湿球温度に対する飽和水蒸気圧 P_s' 及び飽和水蒸気分圧 P_{ws}' は次式で与えられる¹⁴⁾。

$$P'_s = \exp \left(-\frac{0.58002206 \times 10^4}{T'} + 0.13914993 \times 10 - 0.48640239 \times 10^{-1} \cdot T' + 0.41764768 \times 10^{-4} \cdot T'^2 - 0.14452093 \times 10^{-7} \cdot T'^3 + 0.65459673 \cdot \ln(T') \right) \quad \dots \dots \dots (4.9)$$

$$P'_{ws} = [1.004 + (0.0008 \cdot t - 0.004)^2] \cdot P'_s \quad \dots \dots \dots (4.10)$$

t' : 湿球温度 (°C)
 T' : 湿球温度 (K)
 P'_s : 湿球温度に対する飽和水蒸気圧 (Pa)
 P'_{ws} : 湿球温度に対する飽和水蒸気分圧 (Pa)

⑤ 湿球温度 t' に対する湿り空気の水蒸気分圧、絶対湿度、エンタルピを算出する。

湿球温度に対する湿り空気の水蒸気分圧 P'_w は、次式で与えられる。

$$P'_w = P'_{ws} \cdot (\phi / 100.0) \quad \dots \dots \dots (4.11)$$

P'_w : 湿球温度に対する湿り空気の水蒸気分圧 (Pa)
 P'_{ws} : 湿球温度に対する飽和水蒸気分圧 (Pa)
 ϕ : 相対湿度 (%)

また、乾球温度に対する湿り空気（外気）の絶対湿度 x' 及び乾球温度に対する飽和空気の絶対湿度 x'_s は、次式で与えられる。

$$x' = 0.622 \cdot \frac{P'_w}{P_A - P'_w} \quad \dots \dots \dots (4.12)$$

$$x'_s = 0.622 \cdot \frac{P'_{ws}}{P_A - P'_{ws}} \quad \dots \dots \dots (4.13)$$

x' : 乾球温度に対する湿り空気（外気）の絶対湿度 (kg/kg(DA))
 x'_s : 乾球温度に対する飽和空気の絶対湿度 (kg/kg(DA))
 P'_w : 乾球温度に対する湿り空気（外気）の水蒸気分圧 (Pa)
 P'_{ws} : 乾球温度に対する飽和空気の水蒸気分圧 (Pa)
 P_A : 大気圧 (Pa)

さらに、乾球温度に対する湿り空気（外気）のエンタルピ h' 及び飽和空気のエンタルピ h'_s は次式で与えられる¹⁴⁾。

$$h' = 4.1868 \cdot [0.240 \cdot t' + (0.441 \cdot t' + 597.3) \cdot x'] \quad \dots \dots \dots (4.14)$$

$$h'_s = 4.1868 \cdot [0.240 \cdot t' + (0.441 \cdot t' + 597.3) \cdot x'_s] \quad \dots \dots \dots (4.15)$$

h' : 乾球温度に対する湿り空気（外気）のエンタルピ (kJ/kg(DA))
 h'_{s} : 乾球温度に対する湿り空気（外気）のエンタルピ (kJ/kg(DA))
 t' : 乾球温度 (°C)
 x' : 乾球温度に対する湿り空気の絶対湿度 (kg/kg(DA))
 x'_{s} : 乾球温度に対する飽和空気の絶対湿度 (kg/kg(DA))

⑥ ②で求められたエンタルピバランスと、エンタルピバランスより求められたエンタルピの差を算出する。両方のエンタルピに差がある場合には③に戻る。エンタルピが等しい場合には、計算結果を出力し、計算を終了する。

乾球温度に対する湿り空気のエンタルピ h^n は、湿球温度を用いると次式で与えられる¹⁴⁾。

h : 乾球温度に対する湿り空気（外気）のエンタルピ（kJ/kg(DA)）
 t : 乾球温度（°C）
 x : 絶対湿度（kg/kg(DA)）

③で仮定した湿球温度が外気の状態を表わすものとなっていれば、この h^n と②で求めた h は等しくなるはずである。よって、ここで、 $h^n \neq h$ ならば③に戻り、湿球温度を仮定しなおす。 $h^n = h$ ならば、計算結果を出力し、終了する。

4.3 伝熱性能の評価方法¹⁰⁾⁻¹⁴⁾

本節では、過去に行われた運転をもとに冷却塔の伝熱性能を評価することとした。一般的に、冷却塔の交換熱量の評価には以下の式が用いられる。

Q : 交換熱量 (W)
 K_a : エンタルピ基準総括熱伝達係数 ($W/[m^3 \cdot kJ/kg(DA)]$)
 V : 充填物体積 (m^3)
 Δh_m : 対数平均エンタルピ差 ($kJ/kg(DA)$)

本式中のエンタルピ基準総括熱（以下、 K_a と表記する。）伝達係数は熱交換器の伝熱性能を表わすものであり、各種熱交換器に固有のものである。そこで、本報では冷却塔の K_a で評価することとした。冷却塔の K_a は第(4.17)式を変形した以下の式を用いて算出した。

$(K_a)^{CT}$: 冷却塔の K_a ($W/[m^3 \cdot kJ/kg(DA)]$)

Q^{CT} : 冷却塔における交換熱量 (W)

V^{CT} : 冷却塔の充填物体積 (m^3)

$(\Delta h_m)^{CT}$: 冷却塔における対数平均エンタルピ差 (kJ/kg(DA))

冷却塔における交換熱量は補機冷却水が冷却塔で放出した熱量とし、以下の式により算出した¹⁵⁾。

$$C_P^W = 2.96632 \cdot 10^{-14} \cdot (t_W^A)^6 - 2.34836 \cdot 10^{-11} \cdot (t_W^A)^5 + 7.30960 \cdot 10^{-9} \cdot (t_W^A)^4 \\ - 1.08128 \cdot 10^{-6} \cdot (t_W^A)^3 + 8.73811 \cdot 10^{-5} \cdot (t_W^A)^2 - 3.20910 \cdot 10^{-3} \cdot (t_W^A) + 4.21915 \quad \dots \dots \quad (4.20)$$

Q^{CT} : 冷却塔における交換熱量 (W)

Q_w^{CT} : 冷却塔における冷却水放熱量 (W)

C_p^W : 冷却塔における冷却水平均比熱 (kJ/kg · K)

G_w^{CT} : 冷却水流量 (kg/s)

$t_w^{\text{CT-IN}}$: 冷却塔入口冷却水温度 (°C)

$t_w^{\text{CT-OUT}}$: 冷却塔出日冷却水温度 (°C)

冷却塔における対数平均エンタルピ差は以下の式で算出した¹⁰⁾。

$(\Delta h_m)^{CT}$: 冷却塔における対数平均エンタルピ差 (kJ/kg(DA))

$h_s^{\text{CT-IN}}$: 冷却塔入口 冷却水温度に対する飽和空気エンタルピ (kJ/kg(DA))

$h_{C}^{\text{CT-IN}}$: 冷却塔入口 冷却水温度に対する湿り空気エンタルピ (kJ/kg(DA))

$h_s^{\text{C.T_OUT}}$: 冷却塔出口 冷却水温度に対する飽和空気エンタルピ (kJ/kg(DA))

$h_c^{\text{CT-OUT}}$: 冷却塔出口 涼却水温度に対する湿り空気エンタルピ (kJ/kg(DA))

ここで、各空気エンタルピは以下の式で算出した¹⁴⁾。

$$h_s^{CT_OUT} = 4.1868 \cdot [0.240 \cdot t_w^{CT_OUT} + (0.441 \cdot t_w^{CT_OUT} + 597.3) \cdot x_s^{CT_OUT}] \dots \dots \dots \quad (4.25)$$

$$h_c^{CT_OUT} = h^{WBT} \\ = 4.1868 \cdot [0.240 \cdot t' + (0.441 \cdot t' + 597.3) \cdot x'] \quad \dots \dots \dots \quad (4.26)$$

$h_s^{\text{CT-OUT}}$: 冷却塔出口 液温に対する飽和空気エンタルピ (kJ/kg(DA))

$h_{C_OUT}^{CT}$: 冷却塔出口 冷却水温度に対する湿り空気エンタルピ (kJ/kg(DA))

h^{WBT} : 大気湿球温度に対する湿り空気エンタルピ (kJ/kg(DA))

$h_s^{\text{CT_IN}}$: 冷却塔入口冷却水温度に対する飽和空気エンタルピ (kJ/kg(DA))

$h_{C}^{CT_IN}$: 冷却塔入口 冷却水温度に対する湿り空気エンタルピ (kJ/kg(DA))

$x_s^{\text{CT_OUT}}$: 冷却塔出口 冷却水温度に対する飽和空気の絶対湿度 (kg/kg(DA))

$x_s^{\text{CT_IN}}$: 冷却塔入口 冷却水温度に対する飽和空気の絶対湿度 (kg/kg(DA))

x' : 大気湿球温度に対する飽和空気の絶対湿度 (kg/kg(DA))

$t_w^{\text{CT-OUT}}$: 冷却塔出口 冷却水温度 (°C)

$t_w^{\text{CT-IN}}$: 冷却塔入口冷却水温度 (°C)

t' : 大气湿球温度 ($^{\circ}\text{C}$)

N : 水空氣比 (kJ/kg·K)

なお、第(4.28)式は図式解法により求めた式であり、本報で新しく作成した式である。(第4.3図参照)

4.4 伝熱性能の評価結果及び設計値との比較

本節では冷却塔の伝熱性能の評価結果について記述する。

第 4.4 図に各系統の冷却塔での除熱量の評価結果を示す。どちらの系統においても、原子炉の運転状態に関わらず、除熱量が大きくなる場合と小さくなる場合があることが示された。これは ACCWS の中に設置されている空調用冷水装置の冷凍機（以下、空調用冷凍機という。）の作動により変化しているものである。空調用冷凍機による熱負荷は ACCWS にかかる熱負荷の大半を占めており、空調用冷凍機が作動していない時は ACCWS にかかる熱負荷は比較的少ないが、空調用冷凍機が作動することで ACCWS にかかる熱負荷が多くなる。

次に冷却塔の伝熱性能について評価する。冷却塔では、空気用ファンが 2 台設置されており、それぞれ独立に動作させることが可能であり、除熱量によって起動台数を変更させている。その

ため、1台起動の場合と、2台起動の場合で伝熱性能が異なってくる。また、空調用冷凍機の作動状態によって熱負荷が大きく変化し、伝熱性能が変化する。そこで、本節では冷却塔が最大の伝熱性能を発揮する以下の条件について検討を行った。

- ① 冷却塔ファンが2台作動している
- ② 空調用冷凍機が作動しており、冷却塔に熱負荷がかかっている

第4.5図に冷却塔の伝熱性能の評価結果を示す。横軸はアプローチ（冷却水供給温度と大気湿球温度の差）を示しており、縦軸はエンタルピ基準総括熱伝達係数を示している。評価結果に多少のばらつきが見られるが、これは、測定データをそのまま使用して評価しており、ファンの起動＼停止等の過渡的な状態も含まれているためである。

A、Bどちらの系統においても、アプローチが少なくなるについて伝熱性能が高くなる反比例の傾向が示された。これは、アプローチが少なくなった場合（すなわち、冷却後の冷却水と大気湿球温度の差が小さくなる）、伝熱性能が大きないと所定の熱量が除熱できないという事実と定性的に一致している。

また、図中には設計仕様点を示している。この設計仕様点よりアプローチが少なくなると設計条件より厳しい条件（設計条件より冷却水温度と大気湿球温度の差が小さいため、除熱しづらい）で冷却塔を使用していることを示しており、逆に大きくなると設計条件より緩い条件（設計条件より冷却水温度と大気湿球温度の差が大きいため、除熱しやすい）で冷却塔を使用していることを示している。

まず、設計仕様点におけるエンタルピ基準総括熱伝達係数の設計値と評価値を比較すると、多少のばらつきはあるものの設計値と評価値はほぼ同じ値を示していることが示され、冷却塔が設計仕様どおりに出来ていることが確認できる。

次に、使用条件について検討すると、冷却塔はどちらの系統とも設計条件より厳しい条件で使用されていることが示された。これは、冷却水供給温度一大気湿球温度が設計時には約32°C一約27°Cのアプローチ約5°Cで設計されていたのに対し、実際には最も厳しい条件で約29°C以下一約27°Cのアプローチ約2°Cで使用しているためである。この冷却水供給温度29°C以下という使用条件は炉容器冷却設備の冷却水温度を所定の温度以下に保持するための制限値である。現時点では、設計値より除熱量が少ないこと等により設計を超えた範囲でも使用が可能な状態となっている。しかし、より安定な運転を目指すため及び除熱裕度を確保するためには、ACCWSの冷却水供給温度の制限値を見直す（上げる）等の長期的な対策が必要であると考えられる。

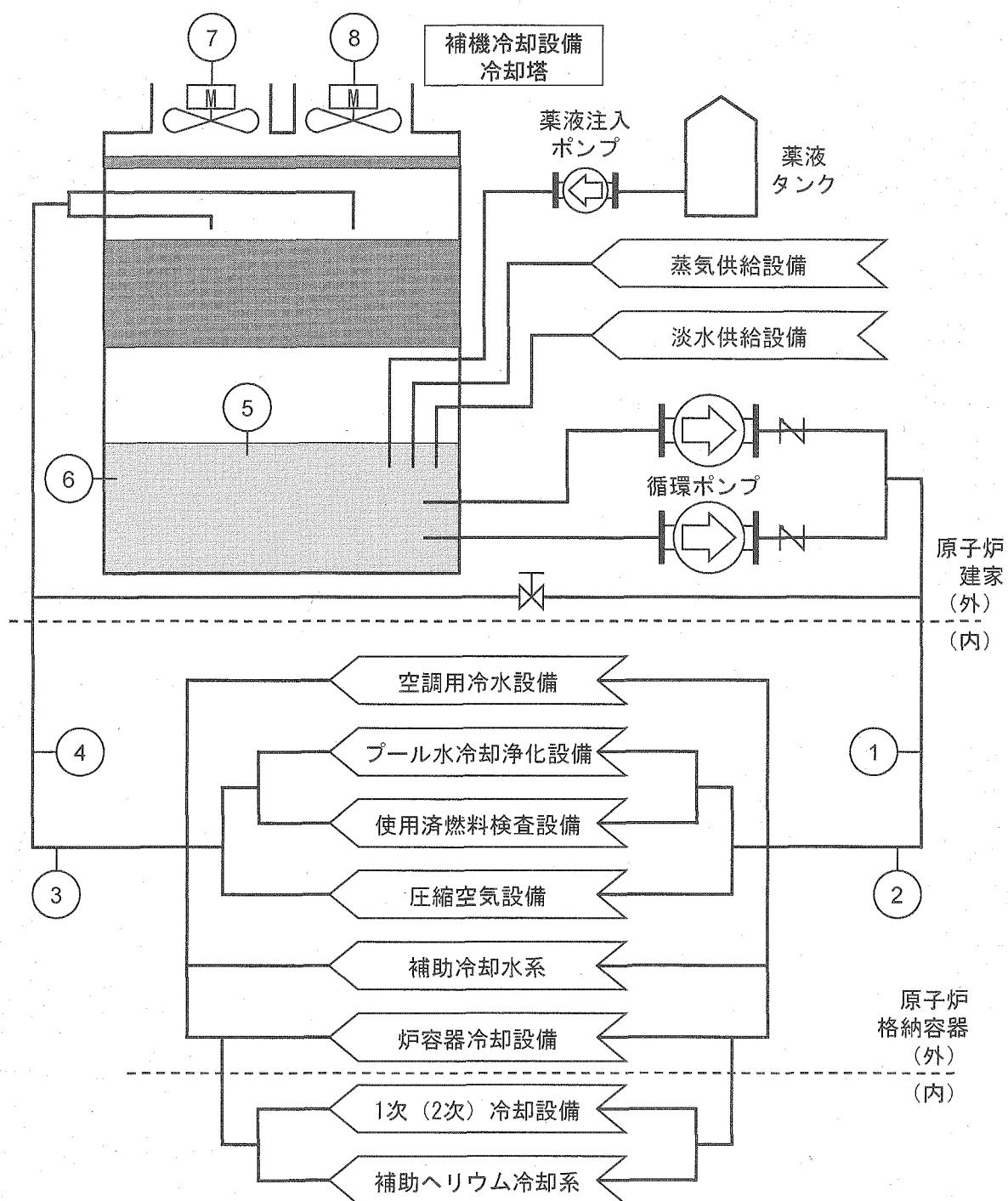
以上の結果をまとめると、冷却塔の伝熱性能は設計仕様通りの値が確保されていることを確認した。しかし、アプローチが小さい条件で冷却塔を運転している場合が多く、長期的な観点から何らかの対策が必要であると考えられる。

第 4.1 表 計測点

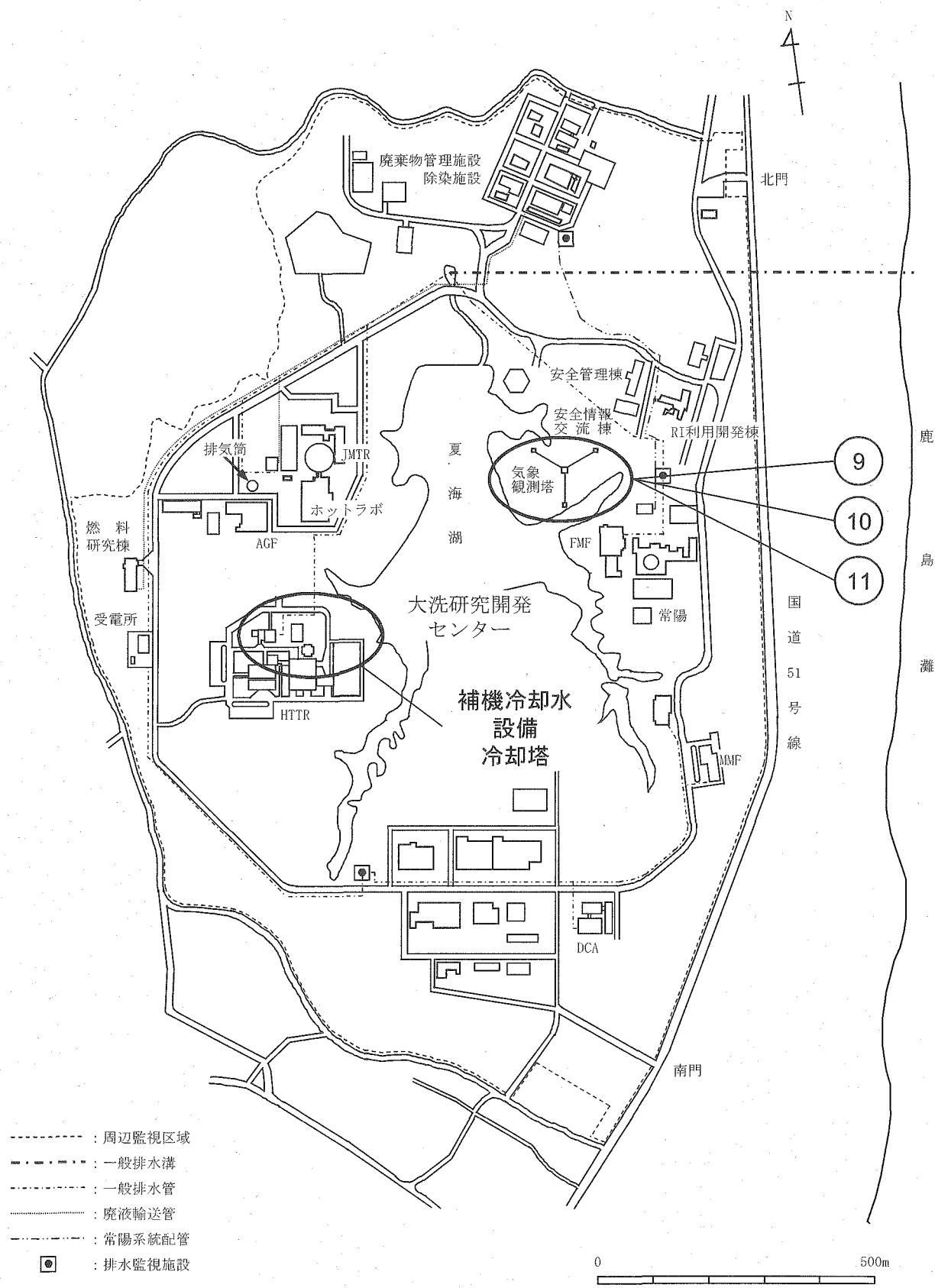
No.	計測点名称
1	補機冷却水 A (B) 母管供給圧力
2	補機冷却水 A (B) 母管供給温度
3	補機冷却水 A (B) 母管戻り流量
4	補機冷却水 A (B) 母管戻り温度
5	補機冷却水 A (B) 冷却塔プール温度
6	補機冷却水 A (B) 冷却塔プール水位
7	補機冷却水 A (B) 冷却塔ファンA 起動信号
8	補機冷却水 A (B) 冷却塔ファンB 起動信号
9	外気温度 (気象観測塔)
10	大気圧 (気象観測塔)
11	相対湿度 (気象観測塔)

第 4.2 表 評価に用いた運転データ

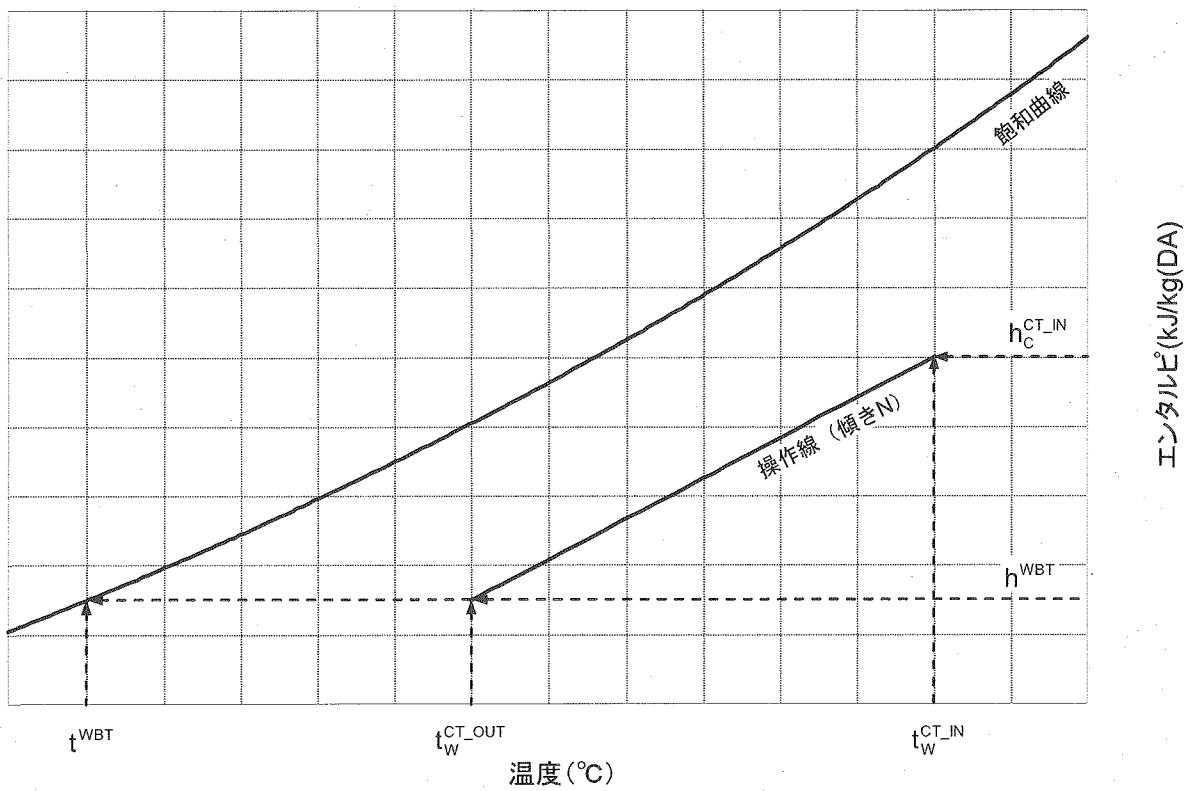
運転名	運転モード	期間
出力上昇試験(1)	PT-1S	定格／単独 2000/4/29~5/8、5/11~5/26
	PT-1P	定格／並列 2000/5/30~6/6
出力上昇試験(2)-1	PT-2-1S	定格／単独 2000/7/3~7/8
出力上昇試験(2)-2	PT-2-2S	定格／単独 2001/1/29~2/12
	PT-2-2P	定格／並列 2001/2/16~3/1
出力上昇試験(3)	PT-3S	高温／単独 2001/4/14~5/7
	PT-3P	高温／並列 2001/5/11~5/16、5/21~6/8
出力上昇試験(4)	PT-4S	定格／単独 2001/10/23~12/14
	PT-4P	定格／並列 2002/1/25~3/6
供用運転(1)	RP-1	定格／並列 2002/5/30~6/17
	RS-1	定格／単独 2002/6/21~7/1
供用運転(2)	RS-2	定格／単独 2003/2/13~3/14
供用運転(3)	RP-3	定格／並列 2003/5/16~5/21
供用運転(4)	RS-4	定格／単独 2003/8/8~8/11
供用運転(5)	RS-5	定格／単独 2004/2/3~2/25、2/29~3/5
出力上昇試験(5)	PT-5S	高温／単独 2004/3/31~5/1
	PT-5P	高温／並列 2004/6/2~7/2



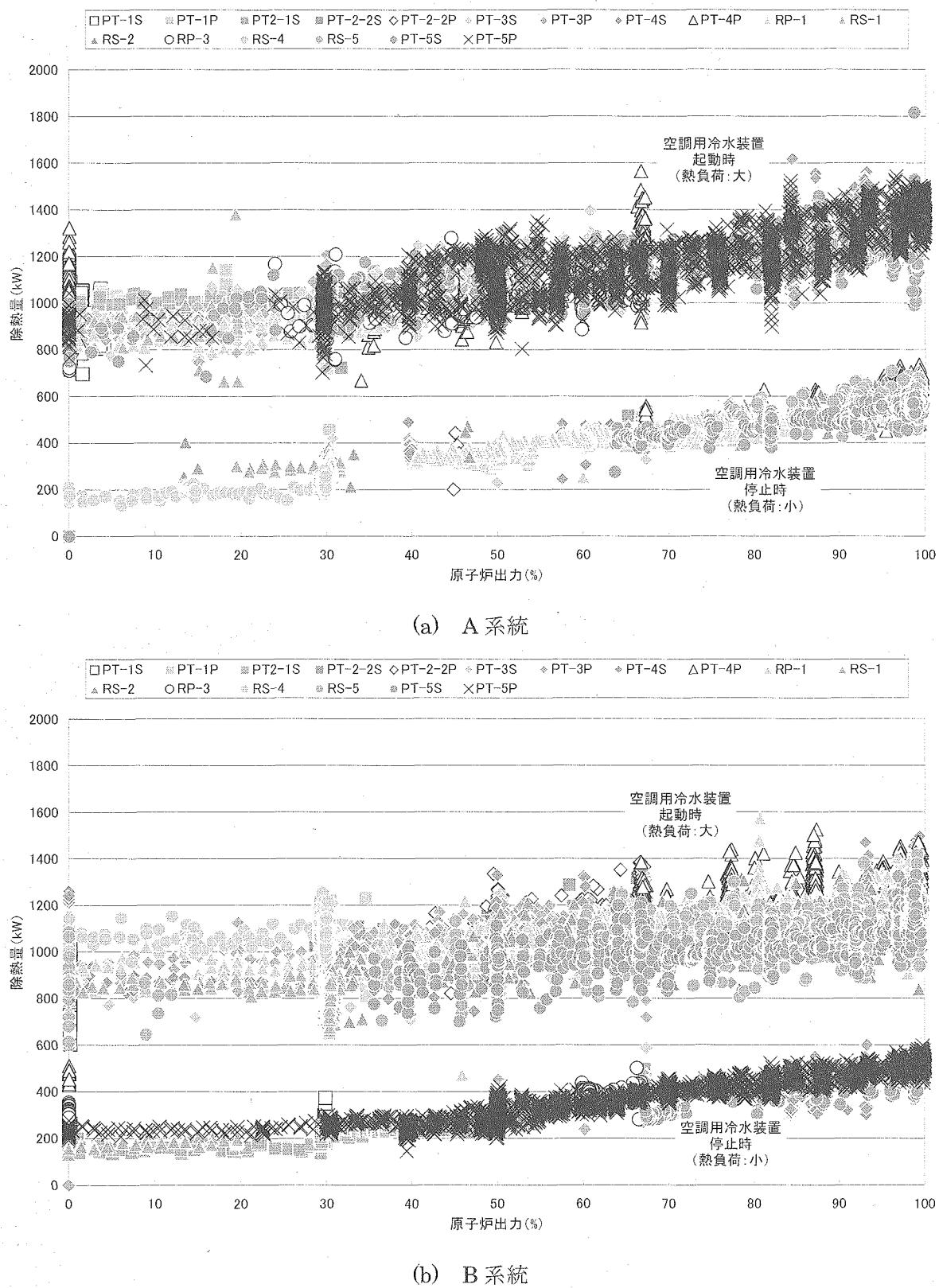
第 4.1 図 運転データ計測点(1)



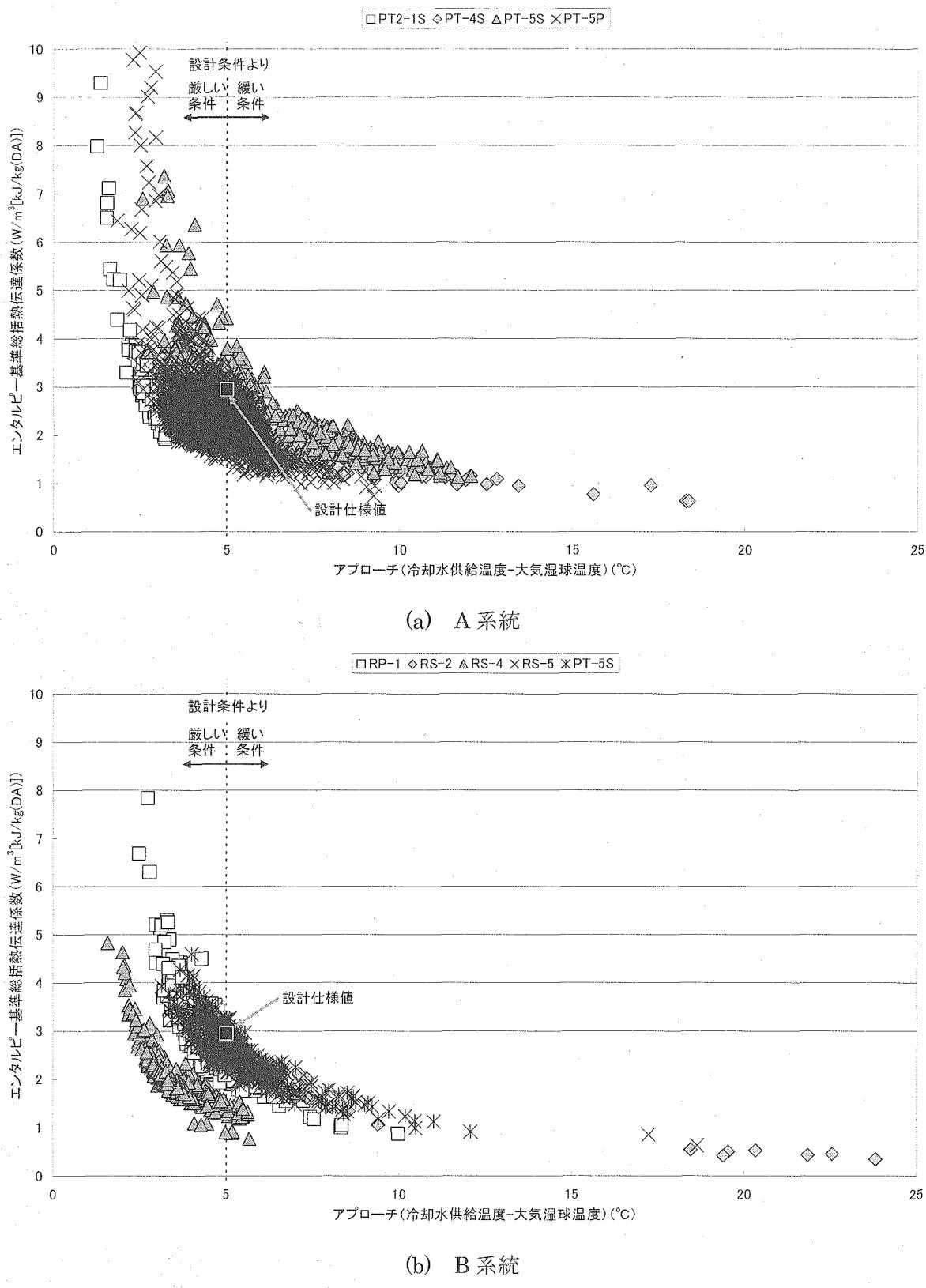
第4.2図 運転データ計測点(2)



第 4.3 図 図式解法による冷却塔入口 冷却水温度に対する湿り空気エンタルピの算出



第 4.4 図 冷却塔における除熱量



第 4.5 図 冷却塔の除熱性能

5. 結言

本報では、HTTRにおいてこれまで実施してきた出力上昇試験、供用運転のデータから、補機冷却水設備(ACCWS)に設置されている熱交換器のうちの冷却塔について伝熱性能を評価した。また、設計時における冷却塔の伝熱性能との比較を行い、設計仕様値が確保されていることの確認を行った。

その結果、冷却塔の伝熱性能は設計時の伝熱性能 $2.949 \text{ kW} / [\text{m}^3 \cdot \text{kJ} / \text{kg}(\text{DA})]$ を有しており、運転中に系統で発生した熱(1系統最大約 1.9MW)を除熱できていることを確認した。しかしながら、アプローチが小さい条件(すなわちアプローチが 5°C以下の条件)で運転している場合が多く、長期的な観点から見た場合、設計条件内で使用できるような対策が必要であると考えられる。

謝辞

本評価を行うにあたり、小森芳廣 高温工学試験研究炉部長、川崎幸三 同部次長、中澤利雄 同部次長に、また、斎藤順市 材料試験炉部技術主幹に御指導、御助言頂きました。さらに、運転データ等の取得にあたり HTTR 運転管理課各位、安全管理部環境監視線量計測課にご協力をいただきました。ここに深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 日本原子力研究所：“日本原子力研究所大洗研究所設置変更許可申請書（完本）〔別冊3 HTTR〕”（2001）
- (2) 斎藤伸三 他：“高温工学試験研究炉の設計と研究開発”，原子力誌, 32, 847 (1990).
- (3) 藤川正剛 他：“HTTR（高温工学試験研究炉）の出力上昇試験”原子力誌, 1, 361 (2002).
- (4) 中川繁昭 他:JAERI-Tech 2002-069, “高温工学試験研究炉の出力上昇試験—試験経過及び結果の概要—” (2002)
- (5) Y. Tachibana et al. : “Plan for first phase of safety demonstration tests of the High Temperature Engineering Test Reactor (HTTR)”, Nucl. Eng. Des., 224, 179 (2003).
- (6) N. Sakaba et al. : “Safety Demonstration Test Plan of HTTR - Overall Program and Result of Coolant Flow Reduction Test ”, Proc. of GLOBAL 2003, New Orleans, Nov. 16-20, 2003, p.293 (2003).
- (7) 坂場成昭 他:JAERI-Tech 2003-043, “HTTR 高温試験運転の出力上昇試験計画” (2003).

- (8) 高松邦吉 他 : JAERI-Tech 2004-063, “高温工学試験研究炉の出力上昇試験（高温試験運転）－試験方法及び結果の概要－” (2004)
- (9) S. Fujikawa et al., “Achievement of Reactor-Outlet Coolant Temperature of 950 °C in HTTR”, Nucl. Sci. Tech., 41, 12, pp.1245-1254 (2004).
- (10) 高田秋一 他 : ”省エネルギー技術実践シリーズ クーリングタワー”, (財)省エネルギーセンター (2003).
- (11) 吉田邦夫 他 : ”熱交換器ハンドブック”, (財)省エネルギーセンター (2005).
- (12) 空気調和・衛生工学会編 : ”空気線図の読み方・使い方”, オーム社 (2004).
- (13) 尾花英明 : ”熱交換器設計ハンドブック”, 工学図書株式会社 (2000).
- (14) 日本熱物性学会編 : ”熱物性ハンドブック”, 養賢堂 (2000).
- (15) 梶尾大輔、中川繁昭 : JAERI-Tech 2004-041, ”HTTR の加圧水空気冷却気の伝熱性能に関する評価” (2005)

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	メートル毎秒	m ⁻¹
密度(質量密度)	キログラム每立法メートル	kg/m ³
質量体積(比体積)	立法メートル毎キログラム	m ³ /kg
電流密度	アンペア每平方メートル	A/m ²
磁界の強さ	アンペア每メートル	A/m
(物質量の)濃度	モル每立方メートル	mol/m ³
輝度	カンデラ每平方メートル	cd/m ²
屈折率	(数の)1	1

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		
	名称	記号	他のSI単位による表し方
平面角	ラジアン ^(a)	rad	m · 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
圧力、応力	ニュートン	N	m · kg · s ⁻²
エネルギー、仕事、熱量	パスカル	Pa	N/m ²
工率、放熱	ジュール	J	N · m
電荷、電気量	ワット	W	N ² · kg · s ⁻²
電位差(電圧)、起電力	クロン	C	J/s
静電容量	ボルト	V	W/A
電気抵抗	アーチューム	F	C/V
コンダクタンス	シーメンス	S	V/A
磁束密度	テスラ	T	A/V
インダクタンス	ヘンリ	H	Wb/m ²
セルシウス温度	セルシウス度	°C	Wb/A
照度	ルーメン	lm	kg · s ⁻² · A ⁻¹
(放射性核種の)放射能	ベクレル	Bq	m ² · kg · s ⁻² · A ⁻¹
吸収線量、質量エネルギー	グレイ	Gy	m ⁻² · s ⁻²
ギガ分与カーマ			J/kg
線量当量、周辺線量当量	シーベルト	Sv	m ² · s ⁻²
方向性線量当量、個人線量当量、組織線量当量			

(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る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のいくつかの用例は表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接頭語を伴って用いても良い。

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		
	名称	記号	SI 基本単位による表し方
粘度	パスカル秒	Pa · s	m ⁻¹ · kg · s ⁻¹
のモーメント	ニュートンメートル	N · m	N · m
表面張力	ニュートン每メートル	N/m	kg · s ⁻²
角速度	ラジアン毎秒	rad/s	m · m ⁻¹ · s ⁻¹ =s ⁻¹
角加速度	ラジアン毎平方秒	rad/s ²	m · m ⁻¹ · s ⁻² =s ⁻²
熱流密度、放射照度	ワット每平方メートル	W/m ²	kg · s ⁻³
熱容量、エントロピー	ジュール每ケルビン	J/K	m ² · kg · s ⁻² · K ⁻¹
質量熱容量(比熱容量)	ジュール每キログラム	J/(kg · K)	m ² · s ⁻² · K ⁻¹
質量エンントロピー	每ケルビン	J/kg	m ² · s ⁻² · K ⁻¹
質量エネルギー(比エネルギー)	ジュール每キログラム	J/kg	m ² · s ⁻² · K ⁻¹
熱伝導率	ワット每メートル每ケルビン	W/(m · K)	m · kg · s ⁻³ · K ⁻¹
体積エネルギー	ジュール每立方メートル	J/m ³	m ⁻¹ · kg · s ⁻²
電界の強さ	ボルト每メートル	V/m	m · kg · s ⁻³ · A ⁻¹
体積電荷	クーロン每立方メートル	C/m ³	m ⁻³ · s · A
電気変位	クーロン每平方メートル	C/m ²	m ⁻² · s · A
誘電率	ファラード每メートル	F/m	m ⁻³ · kg ⁻¹ · s ⁴ · A ²
透磁率	ヘンリー每メートル	H/m	m · kg · s ⁻² · A ⁻²
モルエネルギー	ジュール每モル	J/mol	m ² · kg · s ⁻² · mol ⁻¹
モルエンントロピー	ジュール每モルケル	J/(mol · K)	m ² · kg · s ⁻² · K ⁻¹ · mol ⁻¹
モル熱容量	ビン	C/kg	kg ⁻¹ · s · A
照射線量(X線及びγ線)	クーロン每キログラム	C/kg	kg ⁻¹ · s · A
吸収線量	グレイ每秒	Gy/s	m ² · s ⁻³
放射強度	ワット每ステラジアン	W/sr	m ⁴ · m ⁻² · kg · s ⁻³ =m ² · kg · s ⁻³
放射輝度	ワット每平方メートル每ステラジアン	W/(m ² · sr)	m ² · m ⁻² · kg · s ⁻³ =kg · s ⁻³

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	ペクタ	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	ゼット	z
10 ¹	デカ	da	10 ⁻²⁴	ヨクト	y

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	1h = 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	1L = 1 dm ³ =10 ⁻³ m ³
トン	t	1t=10 ³ kg
ネーベル	Np	1Np=1
ベル	B	1B=(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	1eV=1.60217733(49) × 10 ⁻¹⁹ J
統一原子質量単位	u	1u=1.6605402(10) × 10 ⁻²⁷ kg
天文単位	ua	1ua=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	ト	1 ノット=1 海里毎時=(1852/3600)m/s
アール	a	1 a=1 dam ² =10 ² m ²
ヘクタール	ha	1 ha=1 hm ² =10 ⁴ m ²
バル	bar	1 bar=1 MPa=100kPa=1000hPa=10 ⁵ Pa
オンストローク	Å	1 Å=0.1nm=10 ⁻¹⁰ m
バーン	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
ボア	ズ	1 P=1 dyn · s/cm ² =0.1Pa · s
ストーカス	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
スチール	sb	1 sb = 1cd/cm ² =10 ⁴ cd/m ²
ホルト	ph	1 ph=10 ⁴ lx
ガル	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	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=1 cSv=10 ⁻² Sv
X線単位	IX unit	1X 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	Torr	1 metric carat = 200 mg = 2 × 10 ⁻⁴ kg
ト標準大気圧	atm	1 Torr = (101 325/760) Pa
カロリ	cal	1 atm = 101 325 Pa
ミクロ	μ	1 μ=1μm=10 ⁻⁶ m