

ビーム発熱を冷却水循環動力とした自然循環型標的冷却システムの開発 (1) 水・空気系自然循環試験

DEVELOPMENT FOR NATURAL WATER CIRCULATION SYSTEM TO COOL A BEAM TARGET UTILIZING THE HEAT BY THE BEAM LOSS (1) NATURAL CIRCULATION TEST WITH WATER AND AIR

亀井直矢^{#, A)}, 秋山裕信^{A)}, 牧村俊助^{A)}, 金山高大^{A)}, 鈴木純一^{A)}, 師岡慎一^{B)}, 古谷正裕^{B)}
Naoya Kamei^{#, A)}, Hironobu Akiyama^{A)}, Shunsuke Makimura^{A)}, Takahiro Kanayama^{A)}, Junichi Suzuki^{A)},
Shinichi Morooka^{B)}, Masahiro Furuya^{B)}

^{A)} High Energy Accelerator Research Organization

^{B)} Waseda University

Abstract

The authors have proposed a new method of cooling a beam target by boiling two-phase flow. This method has the advantage of cooling the beam target without using a power source by utilizing the bubbles generated to form a natural circulation flow. Experiments were conducted using a cylindrical heater to simulate a beam target, and natural circulation with boiling two-phase flow can cool a heater up to 5 kW. The analytical models were developed to describe the pressure drop and void fraction at each section in the natural circulation loop. The analytical model can predict the natural circulation flow rate in the bubbly flow region obtained in the experiment.

1. はじめに

素粒子物理学実験では加速器施設内で生成されたビームを標的に照射することで目的の素粒子(二次粒子)を生じさせ実験に利用する。精度の高い実験結果を得るためにビームの大強度化が進んでいるが、大強度化に伴ってビーム標的における発熱密度は増加の一途をたどっている。そのため近年では発熱密度の高い標的を冷却する手法として水冷方式が採用されている。ビーム照射によって標的・冷却水は放射化するため、ビーム運転時に、冷却水が停止してしまうような事故が起きるとその影響は施設全体におよぶ。停電時に、ビームが停止した場合でも標的やその周辺機器に蓄積されたエンタルピーや放射性核種による崩壊熱によって、滞留した冷却水が沸騰し、冷却系に致命的な問題を引き起こす可能性がある。また、冷却水の保守や排水の際にも大規模な設備や労力が必要となる。そのため、標的の安全な運転のためには、堅牢かつ多重化された大規模な冷却水循環系が必要となる。

本研究では、小規模でシンプルな冷却系によって安全な標的の運転を実現する自然循環型標的冷却システムの開発を目指している。本システムでは、高低差をもつ閉じた一次冷却系に設置された標的でのビーム発熱によって発生する核沸騰を利用する。この核沸騰による密度差が冷却水を循環させる駆動力となるため、ポンプなどの循環系が不要になる。そのため、循環系の故障確率や保守頻度を大幅に低減させることができ、更には、消費電力を低減したグリーン加速器へも応用できる。停電時にも、短時間であれば無電源で動作可能であり、より信頼度が高く堅牢なシステムを構築することが出来る。

今回は、本冷却システムの概要を紹介するとともに、

ビーム標的を模擬したヒータによる加熱試験の結果と、ビーム標的で想定される発生蒸気を模擬するための空気をコンプレッサにより試験部に供給する、水・空気系の自然循環試験の現状を報告する。

2. 自然循環型標的冷却システムの概要

2.1 本冷却手法の概要と自然循環メカニズム

本冷却システムの概念図を Fig. 1 に示す。冷却システムの構成は、左に位置する鉛直上昇管内の下部にビーム標的を有し、鉛直方向に高低差を持つようなループ配管構造である自然循環型一次冷却系と、二次冷却系とが凝縮器にて熱交換するような構成である。一次冷却系内での冷却材の流れは以下の通りである。ビーム照射によりビーム標的が発熱して高温になると、標的表面にて冷却水が沸騰し、蒸気と水の二相流が上方へと移動する。上側水平配管を経て凝縮器に達した二相流は、凝縮器にて二次冷却系を流れる低温の冷却水と熱交換することにより蒸気が凝縮され、単相の水(飽和水またはサブクール水)が重力により下降流として鉛直下降管を流れる。その後、下部水平管を経て単相水が鉛直上昇管に到達し、ビーム標的部に冷却水が供給される。

本冷却システムの一次冷却系にはポンプ等の外部電源を有する動力源は不要であるが、その理由は水と蒸気の密度差により、自然循環駆動力が生じるためである。発生蒸気により自然循環駆動力が生み出されるイメージ図を Fig. 2 に示す。ビーム標的より上部では気液二相流が流れるが、ここでは簡単化のために、ある瞬間の自然循環流動において、蒸気を上方に集めて液相と分離した図を示している。Figure 2 の左側配管にて、上部は蒸気のみとなっているため左側配管内の流体の平均密度は水の密度よりも小さい。一方で、右側配管では上部凝縮器より水単相が下降流として供給されるため、流体の

[#] naoya.kamei@kek.jp

平均密度は水の密度となる。従って、左右の配管での密度差による重力差(位置エネルギー差)が存在しており、これが冷却水の自然循環駆動力となる。左側配管内の蒸気密度を ρ_g [kg/m³]、右側配管内の水の密度を ρ_l [kg/m³]、垂直配管内に存在する蒸気空間の高低差を H_g [m]、重力加速度を g [m/s²]とすると、自然循環駆動力 F [Pa]は以下の式で表される。

$$F = (\rho_l - \rho_g)gH_g \quad (1)$$

Equation (1)は冷却材が一次冷却系ループ配管を一周循環する際の位置圧力損失の総量でもある。一方で、冷却材が一周循環する際の位置圧力損失を除く圧力損失の総量を ΔP_{all} [Pa]とおくと、自然循環時には次式が成立する。

$$F = \Delta P_{all} \quad (2)$$

一次冷却系ループ配管内では、計算上は Eq. (2)が成立するような時間平均自然循環流量 W [kg/s]の流れが生じることとなる。以上が、本冷却システムにて自然循環が生じるメカニズムである。

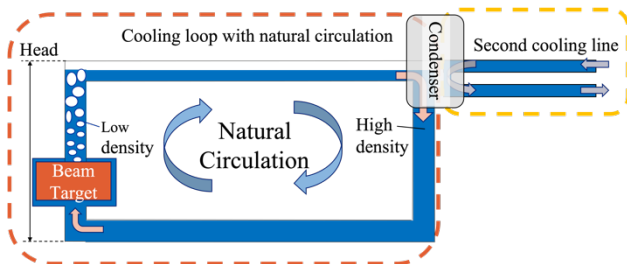


Figure 1: Schematic design of the natural water circulation cooling system for a beam target.

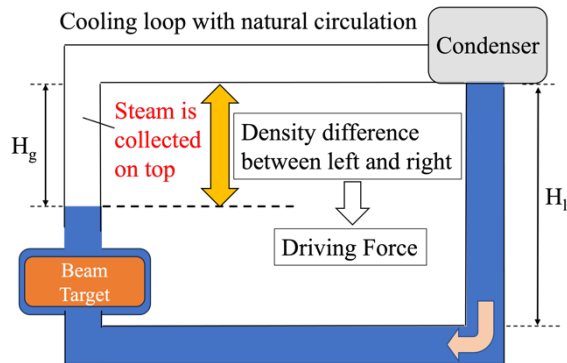


Figure 2: Diagram of how natural circulation driving forces arise.

2.2 ボイド率の評価方法

自然循環駆動力 F は Eq. (1)で表されるが、蒸気空間の高低差 H_g は Fig. 2 のように気相と液相とを完全に分離した仮想的な場合のみに求められる。実際には気体と液体とが混合した気液二相流が Fig. 2 の左側配管内を流れるため、Eq. (1)を用いて自然循環駆動力 F を計算することはできない。そこで、右側配管内の水単相の平

均密度 ρ_{SP} と左側配管内の気液二相流を含む流れの平均密度 ρ_{TP} との密度差を用いると、自然循環駆動力 F は以下のように求まる。

$$F = (\rho_{SP} - \rho_{TP})gH_l \quad (3)$$

ここで、 H_l は配管の高低差 [m]を表す。右側配管内の単相流の密度 ρ_{SP} は水の密度 ρ_l であり、左側配管内の二相流の密度 ρ_{TP} は以下の式で表される。

$$\rho_{TP} = \alpha\rho_g + (1 - \alpha)\rho_l \quad (4)$$

α はボイド率(気相体積率) [-]である。以上から、自然循環駆動力を求めるにはボイド率を予測する必要がある。ボイド率を予測する相関式は多数存在するが、本研究では大気圧条件下での水・空気系自然循環試験とよく一致する [1]ことが確認されている次式に示すドリフトフラックスモデルの Ishii の式 [2]を採用した。

$$\alpha = \frac{x}{C_0\{x + (\rho_g/\rho_l)(1 - x)\} + (\rho_g/G)V_{Gj}} \quad (5)$$

ここで、 x はクオリティ(乾き度) [-]、 G は質量流束 [kg/m²s]、 C_0 は分布パラメータ [-]、 V_{Gj} はドリフト速度 [m/s]を示す。

2.3 圧力損失の評価方法

次に、圧力損失について説明する。本冷却システムにて評価する圧力損失には、流体と管路壁面との間に生じる摩擦損失、蒸気の発生・凝縮に伴う加速圧力損失、流路断面積の変化や流れ方向の変化に起因して生じる局所圧力損失がある。各圧力損失を評価する方法を以下に示す。

摩擦損失には、単相流で生じる単相摩擦損失と二相流で生じる二相摩擦損失とがある。単相摩擦損失 ΔP_f は次式で求められる。

$$\Delta P_f = \frac{G^2 L \lambda}{2\rho_l D_H} \quad (6)$$

ここで、 L は流路長 [m]、 λ は単相摩擦損失係数 [-]、 D_H は水力等価直径 [m]である。 λ はレイノルズ数 Re を用いて以下のように表される。

$$\lambda = \begin{cases} 0.3164Re^{-0.25} & , Re < 1.0 \times 10^5 \\ 0.0032 + 0.221Re^{-0.273} & , Re \geq 1.0 \times 10^5 \end{cases} \quad (7)$$

二相摩擦損失は、単相摩擦損失 ΔP_f に二相増倍係数 ϕ_{10}^2 を掛けることで求める。 ϕ_{10}^2 には様々な相関式が存在するが、本研究では金川ら [1]を参考に、Lockhart-Martinelli 相関を用いた Martinelli-Nelson モデル [2]を採用した。

次に、加速圧力損失は以下の式 [3]で表される。

$$\Delta P_a = G^2 \left[\left\{ \frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right\}_{out} - \left\{ \frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right\}_{in} \right] \quad (8)$$

添字の in と out は検査体積の入口と出口をそれぞれ表す。弁などの局所圧力損失は、以下の式で表される。

$$\Delta P_L = \zeta \frac{G^2}{2\rho_l} \quad (9)$$

ここで、 ζ は局所圧損係数 [-] である。 ζ は流路面積が変化する際には拡大か縮小かによって利用する式が異なる。また、エルボやバルブ、流体が通過する計器類などに対しても、それぞれ実験式や推奨値があるため、適切なものを選択する必要がある。

3. 試験

はじめに、自然循環が生じない条件にて円柱形のビーム標的模擬ヒータを加熱する、水・蒸気系でのビーム標的模擬ヒータ加熱試験を実施し、プール沸騰条件での冷却性を確認した。次に、ヒータ設置部に空気を供給することで気液二相流を形成させ、空気流量に対する自然循環流量を測定する水・空気系自然循環試験を行った。

3.1 試験装置

試験装置の概要図を Fig. 3 に示す。図中で矢印は流体の流れ方向を表す。①矩形流路の各辺が 0.17 m の矩形容器の上部と下部に 20 A の②分岐配管ループが接続された流路構成となっている。上側の分岐配管の巻き込みを防止するために半コップ状の③ガス巻き込み防止機構が設置されている。矩形容器の高さ 0.3 m の部位には対面する二面に④フランジが設けられており、そこから流路内へのヒータの接続が可能となっている。ヒータ設置の際は、フランジ面と円柱形ヒータとが直角になるようにフランジを貫通させてロウ付けし、矩形容器内で円柱形のヒータが水平方向に向くように設置する。水・空気試験を実施する際は、ヒータ取り付け部からコンプレッサーを用いて空気を供給できる構成としている。⑤空気供給部にはポリカーボネート板による⑥可視化窓が設けられており、空気供給部の流動状態を目視で確認することができる。分岐配管には⑦バルブと計器類取り付け用のティーズが上下の水平管に一つずつ存在する。また、上側水平管にはポリカーボネート製の⑧可視化配管が設置されている。上側水平管端部にはティーズがあり、上部に⑨空気抜き弁が設置されており、分岐配管上側入口から巻き込んだ空気を排出可能である。分岐配管内の垂直配管にはクランプオン式の⑩流量計 FD-Q20C (KEYENCE 製) が設置されており、自然循環時の水流量を測定できる。矩形容器および分岐配管にはタップが多数存在し、差圧計にて各タップ間の差圧を確認することが可能である。これにより、各部位での圧力損失を計測できる。

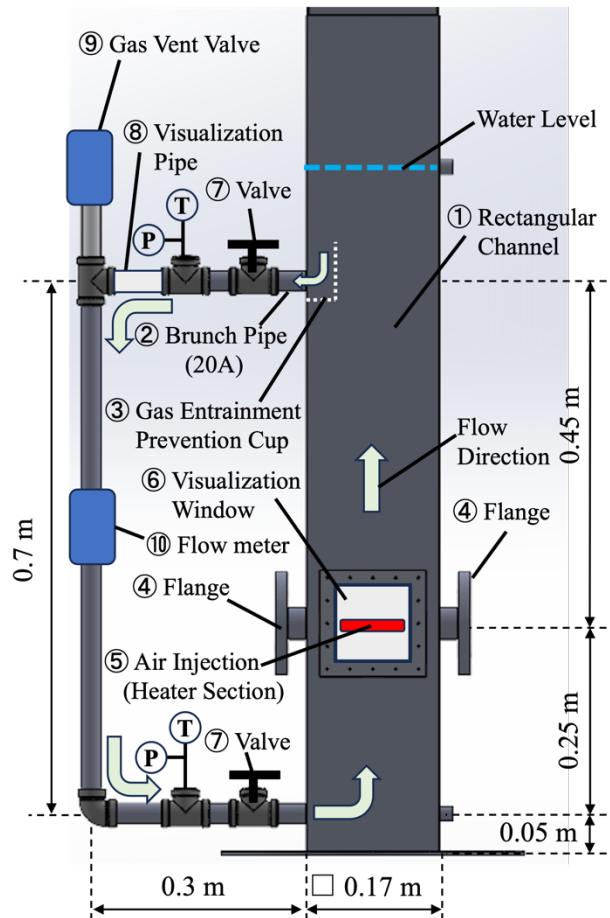


Figure 3: The natural water circulation equipment.

3.2 試験条件

試験条件は、大気圧環境下にて、水を用いて行う。本研究の目的は、キロワット級のビーム発熱量となるビーム標的を安定して冷却できるシステムの構築である。そのためには、ビーム発熱により生じる蒸気と水との二相流が流れる体系において、解析的に自然循環流量を求めることが要求される。従って、空気注入量の範囲は、ビーム発熱による蒸気発生量に相当する量とする。蒸気発生量が最大になる条件として、ビーム発熱量が全て潜熱(沸騰への相変化)に使われる飽和水中における蒸気発生量として、以下の式を用いる。

$$V_{vapor} = \frac{Q}{h_{fg}\rho_s} \times 60 \times 1000 \quad (10)$$

ここで、 V_{vapor} は蒸気発生量 [L/min]、 Q はビーム標的の発熱量 [kW]、 h_{fg} は大気圧での水の蒸発潜熱 [kJ/kg]、 ρ_s は大気圧での飽和蒸気密度 [kg/m³] を表す。60 は s から min へ、1000 は m³ から L への単位換算係数をそれぞれ示す。Equation (10) から、ビーム発熱量が 1 kW あたりの蒸気発生量 V_{vapor} は約 44.4 L/min となる。本試験ではビーム発熱量 5 kW までの範囲を包絡できるように、空気流量を 0 - 250 L/min までの範囲で注入した際の自然循環試験を実施した。

4. 試験結果と考察

4.1 ビーム標的模擬ヒータ加熱試験

本報告のメインテーマである水・空気系試験に先行して、Fig. 3 の②分岐配管にある上下二つの⑦バルブを閉止して分岐配管での自然循環が起こらない条件にて、空気供給部にビーム標的を模擬したカートリッジヒータを設置した場合の水・蒸気系プール沸騰試験を実施した。ビーム標的模擬ヒータの形状は、直径 20 mm、加熱長さ 90 mm、全長 150 mm の円柱形であり、水平方向に設置するようにフランジに締結した。ビーム標的ではビーム上流側でビームが多く吸収されるため発熱密度が高くなり、下流に行くに従って発熱密度は減少していくが、本ビーム標的模擬ヒータでは加熱部において発熱密度がほぼ一様となる点でビーム標的とは発熱分布が異なる。加熱試験の結果、約 4.4 kW (平均熱流束約 780 kW/m²) の出力時にヒータロッド表面に設置された熱電対による測定温度は 100 - 102 °C 程度の範囲で 10 分間保持されており、可視化窓から目視でも核沸騰が継続している様子が確認でき、沸騰冷却が維持された。可視化窓から見た試験時のヒータ周りの沸騰の様子を Fig. 4 に示す。

なお、本試験で使用したビーム標的模擬ヒータの形状を元に、自然循環を伴わないプール沸騰条件にて、冷却性が急激に減少する膜沸騰状態に遷移する熱流束である限界熱流束を K. H. Sun ら [4] の式を用いて算出すると、限界熱流束は約 990 kW/m² と求められ、その時のヒータの発熱量は約 5.6 kW となった。一般的に、ヒータ近傍の流体の流速が大きいほど限界熱流束は増加するため、自然循環条件ではプール沸騰条件に対して限界熱流束が向上することが知られている。以上から、本試験体系にて、上記形状のビーム標的模擬ヒータを用いる場合、自然循環条件では少なくとも 5 kW の発熱量を除熱可能であると考えられる。

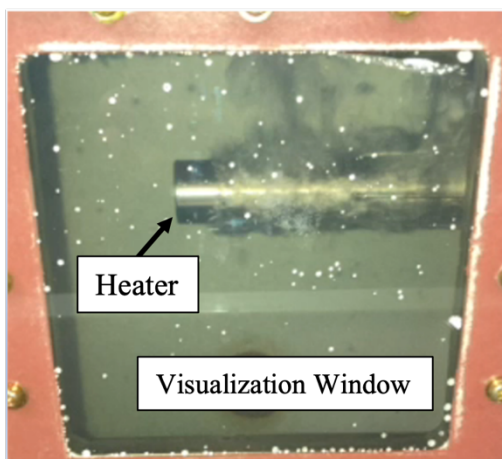


Figure 4: Pool boiling test with a cylindrical heater to simulate a beam target.

4.2 水・空気系自然循環試験

横軸に空気流量、縦軸に自然循環流量をとり自然循環流量試験結果と解析値との比較を Fig. 5 に示す。空気試験での自然循環流量は●で示されている。自然循環流量は、50 L/min までの領域では空気流量に対する勾配が大きいのが 50 L/min を境に勾配がなだらかになり、

100 L/min 以降はほぼ一定値となった。

気液二相上昇流では、ガス流量が少ない領域では気泡流と呼ばれる球形の小さな気泡が気相の大半を占める流れとなる。ガス流量が増加していくと、やがて気泡同士が合体することで砲弾型の気泡 (気体スラグ) が流れの中に存在するスラグ流と呼ばれる流れとなる。スラグ流は気体の体積当たりの表面積が気泡流に比べて小さくなるため、体積当たりの流体抵抗が小さくなる結果、気体の上昇速度が速くなる。従って、ガス流量が同流量だと仮定した場合には、気泡流よりもスラグ流の方がボイド率は小さくなる。自然循環試験にて、水面から放出される空気の様子を目視により観察した結果、大流量領域では空気の大塊が断続的に存在していた。従って、本試験での流動様式の範囲は気泡流からスラグ流領域にまたがると考えられる。そこで、Eq. (5) に表すボイド率の計算を、気泡流条件とスラグ流条件とで場合分けして自然循環流量をそれぞれ評価した。ボイド率算出パラメータ C_0 と V_{G1} について、気泡流モデルとスラグ流モデルでの評価式 [2] を Table 1 に示す。

Figure 5 には、気泡流条件での評価結果が■で、スラグ流条件での評価結果が▲でプロットされている。空気流量が 0 - 50 L/min の範囲では、試験結果と気泡流条件での評価結果が良く一致した。50 - 100 L/min の領域では、気泡流条件の評価よりも空気試験結果の自然循環流量の増加勾配が減少し、スラグ流条件での評価結果に近づいていく。このことから、空気流量の増加により気泡流からスラグ流に流動が遷移していることが推察される。しかし、100 L/min 以上のガス流量領域では自然循環流量の測定値はほぼ一定値となり、スラグ流条件での評価値との乖離が大きくなっていった。吉村ら [5] の報告でも、ガス流量が大流量となるスラグ流領域において同様の報告がなされているが、このメカニズムは特定できていない。

本試験において、自然循環流量の頭打ちが生じた原因の一つには、分岐配管での空気巻き込みによる圧力損失の増加が考えられる。上側分岐配管に設置した可視化配管 (Fig. 3 ⑧部) により、分岐配管内での流動状態を可視化した様子を Fig. 6 に示す。Figure 6 の左図は空気流量が 100 L/min、右図は 150 L/min での流動の様子である。分岐配管手前にはガス巻き込み防止機構があるが、大流量空気注入条件では分岐配管内に空気を巻き込んでしまっていることが確認された。また、空気注入量を増加させるほど、ガス巻き込み量が増加することがわかる。これにより、上側分岐配管での二相摩擦損失が増加するため、空気流量の増加に伴いボイド率および自然循環駆動力が増加する効果を打ち消すため、自然循環流量が頭打ちとなっている可能性が考えられる。流れの各領域での差圧計測やボイド率測定などを行うことにより評価式との乖離の要因を特定し、予測手法をブラッシュアップすることが今後の課題である。

なお、本試験にて得られた自然循環流量は概ね 10 L/min にて頭打ちとなったが、これは水の質量流量に換算すると約 0.17 kg/s となる。5 kW の発熱量で発生する蒸気量は最大で 2.2×10^{-3} kg/s であるため、本試験体系においては発生蒸気分の水量は自然循環によりビーム標的部に供給可能であることが示された。

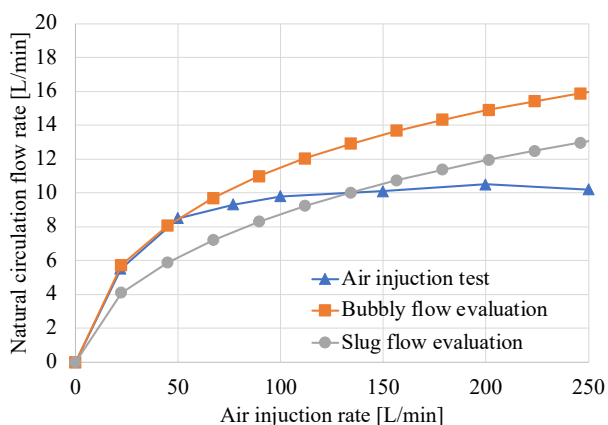


Figure 5: Comparison of experiments and analyses on natural circulation flow.

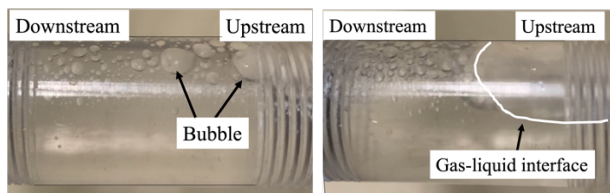


Figure 6: Gas flowing into the visualization brunch pipe. (Left: in case of 100 L/min, right: in case of 150 L/min)

Table 1: Parameters for the Ishii's Void Fraction Equation

Flow Pattern	C_0	V_{Gj}
Bubbly Flow	$1.35 - 0.35\sqrt{\rho_g/\rho_l}$	$\sqrt{2}\{\sigma g(\rho_l - \rho_g)/\rho_l^2\}^{1/4}$
Slug Flow	1.2	$0.35\{gD(\rho_l - \rho_g)/\rho_l\}^{1/2}$

(表内の σ は表面張力 [mN/m])

5. 結言

本研究では、ビーム発熱を利用して冷却水を相変化させることにより、水と蒸気との密度差を冷却水の循環駆動力として活用することで冷却水の循環を無電源で引き起こす、自然循環型ビーム標的冷却システムのご概念案を構築した。また、試験装置にて水中に水平設置した円柱形のビーム標的模擬ヒータを用いてプール沸騰試験を行い、次いで水・空気系自然循環試験を実施することで、本研究の目的であるキロワット級(本報告では 5 kW)の発熱を伴うビーム標的が自然循環により冷却可能であるという目処を得た。ただし、ビーム標的はビーム上流側から下流側に行くに従って発熱量が減少するのに対し、ビーム標的模擬ヒータは軸方向に均一な発熱量である点で発熱分布が異なる。

また、流れの各領域での圧力損失とボイド率を解析的に求めることにより、気泡流領域での自然循環流量はある程度高い精度で予測可能である目処を得た。しかし、ガス流量が大流量となるスラグ流領域においては現状の評価手法では自然循環流量の試験結果と評価結果とで大きな乖離が生じた。その一因は、上側分岐配管でのガ

ス巻き込みによるものと予想されるが、この原因を究明するために流れの各領域での差圧計測やボイド率測定などを行い、予測手法をブラッシュアップしていく予定である。

謝辞

本研究は JSPS 科研費 JP21K03608 の助成を受けたものです。また、試験装置は KEK 機械工学センターのご協力により製作できました。この場をお借りして厚く御礼申し上げます。

参考文献

- [1] 金川, 師岡, “二相流自然循環流量予測手法に関する実験的研究”, 日本混相流学会 混相流, Vol.28, No.2, 2014, pp.203-211.
- [2] 日本機械学会編, “改訂気液二相流技術ハンドブック”, コロナ社, 2006.
- [3] 多田, 師岡, “数値解析を用いた BWR 燃料集合体の圧力損失予測に関する研究”, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.850, 2017.
- [4] K. H. Sun and J. H. Lienhard, “THE PEAK POOL BOILING HEAT FLUX ON HORIZONTAL CYLINDERS”, J. Heat Mass Transfer. Vol.13, 1970, pp.1425-1439.
- [5] S. Yoshimura *et al.*, “Study on improvement for the prediction accuracy of natural circulation flow rate by investigating void fraction correlation” Nuclear Engineering and Design Vol. 380, 2021.