原子炉再循環ポンプ熱疲労割れ対策

野田 宏^{1,*}, 奈良林 直¹, 高橋 祐治²

Countermeasure against Thermal Fatigue Crack of Primary Loop Recirculation Pump in BWR

Hiroshi NODA^{1,*}, Tadashi NARABAYASHI¹ and Yuuji TAKAHASHI²

¹*Division of Energy and Environmental Systems, Graduate School of Engineering, Hokkaido University,
N13, W8, Kita-ku, Sapporo 060-8628, Japan*

²*Nuclear Division, The Federation of Electric Power Companies of Japan, Keidanren-kaikan,
1-9-4 Ohte-machi, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8118, Japan*

(Received January 15, 2008 and accepted in revised form May 28, 2008)

The reactor water was fed to the purge water of the mechanical seal on the original design of the primary loop recirculation pump. Because the mechanical seal had a short life due to the crud in the reactor water, the clean purge water was adopted instead of the reactor water. After this modification, the shallow cracks were found on the surface of the pump shaft and casing cover due to the temperature fluctuation between the cold purge water and the hot pump discharge water. The fundamental mechanism and countermeasure were investigated by scale test, mock-up test and so on. The flow barrier with a heater was contrived through these tests. It has been introduced gradually in operating and constructing PLR pumps after its completion in 1995. The PLR pumps are overhauled around every 10 years in Japan. The first overhaul of the PLR pumps showed no cracks around the pump shaft and casing cover after 10 years' operation. This paper presents both its development process and inspection results.

KEYWORDS: *primary loop recirculation pump, purge water of mechanical seal, thermal fatigue cracks due to temperature fluctuation, fundamental mechanism investigation and countermeasure by scale and mock-up tests, flow barrier with heater to prevent the temperature fluctuation, inspection results after 10 years' operation*

I. 緒 言

原子炉再循環ポンプは、高温、高圧の原子炉水を循環させる可変速のタテ型の大型ポンプで、その構造を **Fig. 1(a)** に示す。日本に導入された初号機は、米国パイロンジャクソン社製で、運転経験を反映した後、国産化が図られた。導入初期はポンプメカニカルシールのパージ水には、クラッドを含む原子炉水を使った自己注水方式を採用していた。しかし、メカニカルシールの長期運転確保の点から、自己注水型から外部よりクラッドを含まない低温のパージ水(約30℃)を供給する他注水型に変更した。この結果、メカニカルシールの長期運転等信頼性の向上が図られた。その後、1980年代後半、ポンプの分解点検を行ったところ、低温のパージ水と高温の炉水(約280℃)とが混

合し、温度変動が生じる主軸とケーシングカバーの表面に微細な割れが発生することがわかった。調査の結果、この割れは熱疲労割れであり、ある深さまで進展すると停留することがわかり、安全上の問題ではないが、ポンプの信頼性の向上の点よりこれを防止する対策を開発する必要が生じた。

II. 開 発 計 画

熱疲労割れを防止するため、可視化試験等による温度変動メカニズムの究明や流動解析をもとに対策案の検討を行った。次に、熱疲労割れ対策を決定して低温のパージ水と高温のポンプの吐出水が混合する部位を実機と同一寸法に模擬した部分モックアップ装置にて対策案の有効性の確認試験を行った。さらに、ポンプ製作工場の試験ループを使い、実機運転条件下での長時間の実証試験を行い信頼性の確保を図った。また、実機での長期間運転後(10年に一回行うポンプの分解点検時)、その有効性を確認することとした。全体の開発計画を **Fig. 2** に示す。具体的には、

¹ 北海道大学大学院 工学研究科エネルギー環境システム

² 財電気事業連合会 原子力部

* Corresponding author, E-mail: noda-hiroshi@mail.tee-kk.co.jp

BWR 電気事業者は運転状況、点検結果を、メーカーは国産化の経験や原子力以外の分野の経験等を反映した共同研究の形で進められ、最適な改善策が確立された。

III. 温度変動メカニズムの解明

1. 基礎試験

熱疲労割れは Fig. 1(b) に示すように主軸とケーシングカバーの間隙部の下端部を中心に発生しており、上流よりくる低温のパーシ水と下流よりくるポンプの高温の吐出流との混合部で発生している。主軸とケーシングカバーには

Capacity : 2.81m³/s, Head : 245m, Speed : 1395rpm
Temperature : 278°C, Suction pressure : 7.0MPa

Fig. 1(a) Primary loop recirculation pump

ラビリンスと呼ばれる一条ネジが設けてあり、軸シールへの異物の進入防止を図っている。最初に、基本メカニズムを把握するため Fig. 3(a) に示すように、ピーカー内のシリンダー(ラビリンスの有、無の2タイプ)を回転させ、下部よりヒーターにより加温し、ピーカーとシリンダーの間隙部(主軸とケーシングカバーの間隙部相当)に冷温水を注入し、ピーカー外面より温度変動を観察した。この観察結果および Fig. 1(b) に示すようなパーシ水流量やポンプの水中軸受の流動による変動をもとに、Fig. 4 に示すように熱疲労割れを起こす部位では、①冷水と温水の密度差による対流、②間隙内旋回流、渦の発生、③一条ネジによるラビリンスポンプ作用、④水中軸受け吹き出し水による外乱、⑤ポンプ吐出側のシステム動乱、⑥パーシ水の流動変動による外乱、⑦ポンプ軸振動の現象が発生するものと想定した。

2. 1/3 スケールモデル可視化試験

温度変動の主メカニズムを究明するため、Fig. 3(b) に示す 1/3 スケールのモデル試験を行った。このモデル試験には、実機にある主軸やケーシングカバーにあるラビリンス、水中軸受け等を模擬し、主軸はステンレスで、ケーシングカバーは透明なアルカリレジネ製の可視モデルとした。テストはシート状レーザー法とブルー着色法(パーシ水(60°C)をブルーに着色し、水中軸受けの吐出流量との混合領域を高速カメラで観測)で行った。この結果、想定された②間隙内旋回流、渦の発生および④水中軸受け吹き出し水による外乱を確認できた。

3. 1/3 スケールラビリンスの間隙部の温度測定

主軸とケーシングカバーとのラビリンス間隙部に熱電対を取り付け、主軸の回転数とパーシ水流量を変動させ、温

Fig. 2 Development plan

Fig. 1(b) Schematic structure around the mixing area between purge water and reactor coolant

度変動を測定した。パージ水流量は基本的にパージ水の軸方向流速を実機に合わせるという考え方で試験を行った。1/3 スケール試験装置の軸封部(回転二重円筒)の流路面積は実機の $1/3^2$ であるので、パージ水流量は実機のパージ水流量の想定可変範囲 $2.2 \sim 7.5 \text{ l/min}$ に $1/3^2$ を乗じ、 $0.2 \sim 0.8 \text{ l/min}$ の範囲で試験を実施した。軸方向流速を実機に合わせると、二重回転円筒の軸方向の単位長さ当たりの摩擦損失は縮尺モデルと実機ではほぼ等しくすることができるためである。ラビリンス間隙部の温度測定点を Fig. 5(a)に、軸方向の平均温度分布 Fig. 5(b)に、その温度変動を Fig. 5(c)に示す。

この結果、平均温度はラビリンス間隙部のより狭い部分では、一定であるが、間隙の広まる部分(測定点①, ②, ③)では急激に変化し、パージ水と高温水との混合が起きていること、その温度変動も混合する領域で、特に、測定点②で大きく、変動し、一秒間に小さなピークが8回程度観測され、測定時のポンプ回転数が $1,000 \text{ rpm}$ (16.6 Hz)であるので、約半分の周波数をもって変動していた。また、前述した1/3 スケールモデル可視化試験における高速度カメラによる観察からも、この揺らぎは、回転数の半分の周波数であることが確認された。なお、実機の主軸やケーシングカバーの熱疲労割れは、この部分に多く発生

Fig. 3 Temperature fluctuation mechanism investigation

していた。

4. 1/1 スケール可視化試験

1/3 可視化試験より得られたデータをもとに Fig. 3(c) 示す 1/1 可視化装置を製作した。この装置は主軸、ケーシングカバー、ラビリンス、羽根車のジャーナルの形状を実寸大で模擬した。ラビリンスの近傍を観察するため、透明なアクリルを容器に取り付けた。試験は、約30℃、大気圧で行われ、冷温水のパージ水とポンプ出口の高温水との密度差を模擬するため、高温水は、ポンプ出口の密度と同じ密度をもつ着色されたアルコールを使った。この試験は冷温水のパージ水とポンプ出口の高温水との密度差、ラビリンスの有無、ポンプ回転数の影響を調べるために行われた。

密度差による対流状況とラビリンスの効果を観察しやすくするため、低温水であるパージ水としては、高温水の上

Fig. 4 Supposed temperature fluctuation mechanism

昇抑制効果が少ない低流量の 2.5 l/min を選び、回転数を変化させて測定した。回転に伴うレイノルズ数 $R\omega$ は、

$$R\omega = \omega r (2C) / \nu \quad (1)$$

で求め、 r は主軸半径 (101 mm)、 C ラビリンスギャップ (mm)、 ω は角速度、 ν は動粘性係数である。

Figure 6 の実線は、高温水としてアルコールを冷温水として水を使用し、実機の密度差を模擬した試験を、点線はアルコールを水に置き換えて密度差のない試験を表している。この結果、回転数が上がるに従い、パージ水と高温水の混合界面が、低温水側に移動すること、パージ水と高温水の密度差の違いはほとんど影響ないことがわかった。

次に、Fig. 7 はポンプの通常運転回転数である 1,400 rpm ($R\omega = 2.4 \times 10^4$) を一定にして、パージ水流量を増やした試験を表している。この結果、パージ水と高温水の混合界面が、パージ水流量が増大すれば、高温水側に移動することがわかった。また、ラビリンスの効果を調べるため、主軸およびケーシングカバーのラビリンスの有るものとないものについて試験を行った。その結果を Fig. 8 に示すが、ラビリンスのポンプ効果がほとんどないことがわかった。

以上の試験の結果、想定された①密度差の対流と③ラビリンスのポンプ作用は、ほとんどなく、主軸の回転による②間隙内旋回流／渦による高温水の輸送効果が、後述の流動解析結果とあわせて評価すれば支配的であることが確認された。

Fig. 5 Temperature measurement results based on 1/3 scale model of PLR pump

IV. 流動解析

1. 解析モデル

可視化試験で得られたデータをもとに汎用流動解析コード (PHOENICS) を用いて流動解析を行った。モデルのメッシュは Fig. 9 に示す。ポンプ吐出の高温水が水中軸受けを通してパージ水に与える影響に着目して解析を行った。

2. 水中軸受けからの吐出水の影響

このポンプ特徴として、Fig. 1(a) に示すようにポンプ吐出の高温水をケーシングカバー側に取り付けられている水中軸受けに導き、Fig. 10 に示すように水中軸受けの小穴より主軸に取り付けられているジャーナルにポンプの吐出水を噴出して軸受けの役目を果たしている。ジャーナルに当たった高温水は円周方向に流れるとともに、水中軸受けに設けた縦溝 (スロット) に沿って上下に分流され、上方向の流れは、ケーシングカバーの下端にぶつかり、その後、円周方向の流れとなり、ラビリンス下端部に流れていく。特に、水中軸受けの流れとケーシングカバーとの合流部、ラビリンス下端部への高温水が導入される部分に着目した解析を行った結果を Fig. 11 に示す。この結果、ラビリンス下端部の流れは、想定された水中軸受け吹出しの影響 (④, ⑥) を受けることが確認された。

3. フローバリアーの設置

水中軸受け吹出しによるラビリンス下端部への影響が確認されたので、ケーシングカバーの下端部にフローバリアーを設置することを考え、流動解析を行い、その結果を Fig. 12 に示す。この結果、水中軸受けからの吹出しの流れは、フローバリアーにより遮断され、下方に流れ、バリアー下端で軸シール部の流れと接することがわかった。

Fig. 6 Effect of shaft speed on the boundary's axial position

Fig. 7 Effect of purge flow rate on the boundary's axial position

Fig. 8 Effect of labyrinth on the boundary's axial position

Fig. 9 Analysis mesh for PHOENICS code

V. 対策の検討と試作

Figure 12(a)に示す流動解析の結果、ラビリンス下端部の温度変動を防止するには、フローバリアーを設けることが有効であることがわかった。しかし、Fig. 12(b)に示すように、このフローバリアーが単なる金属体の場合、主軸とケーシングカバーとの間隙部を通して流れるパージ水を十分昇温できず、パージ水はバリアー下端部で急激に高温水(約280℃)になることがわかった。すなわち、熱疲労割れの発生場所をこれまでのラビリンスの下端部から新たに設けたフローバリアー下端部に移すだけで根本対策とならないと判断した。そこで、種々の案を検討した結果、フローバリアーにヒーターを設ける案を採用した。すなわち、金属体に水中軸受の吐出水を導く傾斜溝と軸方向に縦溝を掘り、加温するルートを設定するヒーター構造として、パージ水を軸方向に徐々に加温することとした。Figure 13にヒーター付フローバリアーの概要を示す。

Fig. 10 3 Dimensional analysis in the hydrostatic bearing

Fig. 11 Flow around the bottom of casing cover

試験および解析をもとに考え出されたヒーター付フローバリアーは、これまで良好な運転実績のあるポンプ設計を基本に、ケーシングカバーの下部に取り付けるもので、既設のポンプにも新たに製作するポンプにも容易に取り付けられる構造とした。このためコンパクトな構造と性能を要求された。ヒーター付フローバリアーは、ステンレスの鋳造品に斜めの溝と軸方向に縦溝とをキリ溝加工によりルートを作り、このルートを経由して円周方向に多数並べることとした。

実機のヒーター付フローバリアーは、1つの切り溝が、8 mm 径で、円周方向に60本配置した熱交換器の役目をもっている。実機相当の試作品を作り、Fig. 3(c)の1/1スケール試験装置に取り付け、キリ溝流量の測定を行った。キリ溝の流量は60箇所内の、2箇所のキリ溝の入口と出口に圧力測定孔を設け、測定した。この結果、Fig. 14(a)に示すように、キリ溝流量はポンプの回転数に比例して増加し、ポンプ回転数 1,400 rpm で約 800 l/min の流量が得ら

れることがわかった。次に、このポンプ回転数、キリ溝流量との関係とパージ水入口温度を40℃とし、パージ水流量をパラメータとして、ポンプ回転数 1,400 rpm での解析結果を Fig. 14(b)に示す。この結果、通常の運転状態であるポンプの回転数 1,400 rpm、パージ水流量 4 l/min でパージ水温度を約200℃に昇温するのに、熱交換器の長さとして、約 230 mm 必要であることがわかった。

VI. 部分モックアップ試験

実機設計の決定後、Fig. 15に示す部分モックアップ試験装置を用いて熱疲労割れ対策の試験を行った。部分モックアップ試験装置は低温のパージ水と高温であるポンプの吐出水の混合する部位を実機と同一寸法で製作した。低温水のパージ水は外部より注入し、この部分モックアップ試験装置には羽根車が設置されていないため、ポンプの吐出水は外部のボイラーにて加熱し、実機運転状況を模擬した。このポンプは可変速(280~1,400 rpm)で、パージ水流量は約 4 l/min で使用されるため、ポンプ回転数(280~1,680 rpm)とパージ水量(0~7.5 l/min)をパラメータに試験を行った。主軸とヒーター付フローバリアーの表面に熱電対を取り付け、熱電対より得られたデータはFMテレシステムでデータレコーダに収録された。

ここでは、通常使用するパージ水流量(4 l/min)を一定として、ポンプの最低速度(280 rpm)と通常運転速度(1,400 rpm)について述べる。

最初に、熱疲労割れ対策のない場合の試験結果を Fig. 16示す。この結果、ポンプの最低速度 280 rpm では、ケーシングカバーの下端部でパージ水の平均温度が急激に約200℃まで上昇し、低温のパージ水と高温のポンプ吐出水との混合が起こり、その温度変動も最大で約60℃で揺らいでいた。一方、通常運転速度の 1,400 rpm では、

Fig. 12 Effect of flow barrier to flow disturbance from hydrostatic bearing

Fig. 13 Flow barrier with heater

パージ水の平均温度は、低温水側から上がり始め、その温度変動も最大で約30℃で揺らいでいた。このことは、前述した1/1スケール可視化試験で確認されたポンプの回転数が増えると低温水と高温水の変動界面が、低温水側に移動することと同じ結果を示した。

次に、熱疲労割れ対策としてヒーター付フローバリアーがある場合の試験結果をFig. 17に示す。この結果、ヒーター付フローバリアーを付ければ、パージ水の平均温度は、ポンプの最低速度の280 rpmにおいても、ポンプの通常運転速度の1,400 rpmにおいても、ヒーター付フローバリアーにより徐々に加温されるとともにその温度変動は、最大でも約10℃であり、揺らぎも抑えられている

ことがわかった。

VII. 発生熱応力

試験の結果得られた温度変動に基づく熱応力 σ は

$$\sigma = \alpha(\beta \Delta T / 2) \quad (2)$$

で求める。ここで、 ΔT は温度変動のpeak-peakを、応力換算係数 α は正弦波の温度変動が付加されたと仮定して、有限要素より解析で求め、滑らかな表面に対して4.5 MPa/K、ラビリンス部に対して3.1 MPa/Kとした。なお、温度変動は、表面から0.25 mmの深さに取り付けた熱電対により測定したものであり、表面温度変動は熱電対で測定された値に、正弦波の温度変動が付加されたと仮定して、有限要素より解析で求めた熱電対応答係数 β を乗じた。例えば、ポンプの最低回転数280 rpm (4.7 Hz)、通常運転回転数1,400 rpm (23.3 Hz)のラビリンス部の熱電対応答係数 β は、それぞれ、1.5, 2.4であった。

測定されたデータに基づき発生する熱応力変動値の計算結果をFig. 18に示す。ASME Sec. IIIの設計疲労カーブCから求められるオーステナイト系ステンレス鋼の10¹¹の繰返し数における設計疲労限に比べ、十分小さい値であり、この対策が有効であることを確認した。

VIII. 実証試験

部分モックアップ試験にてヒーター付フローバリアーの温度変動抑制効果を確認後、製作中のポンプにヒーター付フローバリアーを取り付け、工場の試験ループにおいて実機で想定される運転条件(起動停止、可変速試験、パージ水の変動等)の下で約480時間の実証試験を行った。温度測定箇所は実機ポンプのため限定されたが、部分モックアップ試験とよく一致していることがわかった。なお、実証試験終了後は、ポンプを分解して、主軸、ケーシングカバー、ヒーター付フローバリアー等の構成部品を検査し、異常のないことを確認した。

Fig. 14(a) Flow rate of flow barrier with heater

Fig. 14(b) Performance of flow barrier with heater

IX. 実機への導入

ヒーター付フローバリヤーは、国内においては、実証試験終了後、最初に、建設中のプラント(1993年8月営業開始プラント)に取り付けられ、その後の建設プラントには標準部品として取り付けられている。また、すでに運転中のプラントは電気事業者が1996年以降、ポンプの分解点検時期に合わせて、取り付けていった。この結果、ヒーター付フローバリヤーは、2006年現在、国内で運転中のすべてのBWRプラントに採用されている。次に、海外では、米国BWRを中心に1993年以降、2005年までに、10プラント以上においてヒーター付フローバリヤーが採用されている。

Fig. 15 Mock up test apparatus

Fig. 16 Temperature measurement without heater (Purge water rate: 4 l/min)

Fig. 17 Temperature measurement with heater (Purge water rate: 4 l/min)

Fig. 18 Stress evaluation results for heater

(a) PLR pump shaft

(b) Flow barrier with heater

Fig. 19 Inspection results after 10 year's operation

X. 実機への適用結果

ヒーター付フローバリヤーは、部分モックアップ試験、実証試験を通じてその性能を確認するとともに高温水の炉水に含まれるクラッドを模擬してキリ溝のクラッド付着状況を観察し、運転に供しても著しい性能劣化に陥らないことは確認した。しかし、ヒーター付フローバリヤーの性能を決める多数のキリ溝が、実機での長期間の運転に供した状態が設計どおりであるかどうかを確かめる必要がある。

ポンプは1プラント当たり、2台設置されており、約10年に一度の頻度で分解点検される。最初に、ヒーター付フローバリヤーを取り付けた電気事業者の点検結果によれば、15プラントすなわち30台のポンプの内、2006年現在、早期に取り付けたポンプ7台について点検を行っている。この7台の内、ポンプの最大運転時間(原子炉を起動して、停止するまでの積算運転時間)は、8.38炉年であった。

ポンプ分解点検時は、インペラー、ケーシング内部、主軸、ジャーナル、水中軸受、ケーシングカバー等の構成部品の点検を行い、異常のないことを確認した。熱疲労の発生する恐れのあるところは、液体探傷検査にて割れの有無を確認した。この結果、異常は見発されず、熱疲労対策としては所定の目的を達成されたことが、確認された。次に、ヒーター付フローバリヤーを点検した。パージ水と接する内面について液体探傷検査を行ったが、割れ等の異常はなかった。キリ溝の表面には硬いクラッドが付着していたが、ゴミ等による目詰まりは、なく、ヒーター付フローバリヤーとして機能は果たしていた。Figure 19 にポンプ

分解点検状況を示す。なお、点検後、ポンプは再組み立てられ、運転に供している。

XI. 結 言

1980年代後半、原子炉再循環ポンプを分解点検した結果、ポンプのメカニカルシールに使用する低温水のパージ水とポンプの高温水とが混合する部位にある主軸とケーシングカバーに熱疲労割れが発生することがわかった。この熱疲労割れの根本原因を追究するため基礎試験、スケール試験、実機相当試験を行い、想定された要因から、主要要因として、水中軸受け吐出流がラビリンス下端部に旋回流／渦流を起こすこと、ポンプの回転数に応じてパージ水と高温水との界面が動き、大きな温度変動を生じ、熱疲労割れが発生することがわかった。この対策としてフローバリヤーを考えたが、その効果はあまり期待できなかった。このため高温水をキリ溝に導き、パージ水を徐々に昇温させるヒーター付フローバリヤーをケーシングカバー下部に取り付ける対策を考案した。ヒーター付フローバリヤーの試作、部分モックアップ試験を行い、熱疲労割れが発生しないことを確認した。このヒーター付フローバリヤーを製作中のポンプに取り付け、工場の試験ループで実機の運転状況を模擬した実証試験を行った。このヒーター付フローバリヤーはポンプの原設計を基本に、取り付ける工夫をしており、既設のポンプならびに新たに製作するポンプにも共通に使える。1996年以降、既設ポンプは分解点検時にヒーター付フローバリヤーが設置され、新たに製作するポンプには標準品として取り付けている。国内のBWRはも

ちろんのこと海外においても広く採用されることとなった。ポンプは約10年に一回の頻度で分解点検されるが、最初に、取り付けたポンプを点検したところ熱疲労割れの発生は起こっていないこと、ヒーター付フローバリアーのキリ溝にクラッドが付着することによる性能劣化もないことがわかった。なお、現在、実機において約8.38炉年の運転経験を経て、熱疲労割れが発生していないことが、確認できたが、今後とも、ポンプの分解点検時に熱疲労割れ対策の有効性を確認していくこととする。

この原子炉再循環ポンプ熱疲労割れ対策は、BWRの共同研究として、BWRを保有する国内電気事業者、東芝、

日立、荏原の多くの技術者の協力の下で進められた。特に、大橋秀雄工学院大学理事長には試験、流動解析、応力解析等で適切なアドバイスを頂き、ここに多くの関係者に心から謝辞を述べたい。

— 参考文献 —

- 1) 高橋祐治, 野田 宏, 奈良林 直, 他, “PLR ポンプの信頼性向上に関する研究,” 日本原子力学会「1992秋の大会」予稿集 K5~K14 (1992).
- 2) T. Narabayashi, K. Shiina, H. Kato *et al.*, *Study on Temperature Fluctuation Mechanisms in an Annulus Gap between PLR Pump Shaft and Casing Cover*, ASME/JSME Nuclear Engineering Conference-Volume 2 ASME (1993).