

本資料のうち、枠囲みの内容は、
営業秘密又は防護上の観点から
公開できません

東海第二発電所 工事計画審査資料	
資料番号	補足-30-7 改2
提出年月日	平成30年9月14日

V-1-1-4-2-10 設定根拠に関する説明書

(代替燃料プール冷却系 代替燃料プール冷却系熱交換器)

補足説明資料のうち

7. 熱交換器の伝熱容量について

1. 概要

添付書類「V-1-1-4-2-10 設定根拠に関する説明書（代替燃料プール冷却系 代替燃料プール冷却系熱交換器）」の容量（設計熱交換量）について補足説明を行う。

2. 容量（設計熱交換量）の算出

表 2-1 に崩壊熱評価条件を，表 2-2 に原子炉運転中の使用済燃料プールにおける使用済燃料の通常最大熱負荷（崩壊熱）を示す。

既設の設計基準対象施設である使用済燃料プール冷却浄化系熱交換器 2 個の容量は通常時最大崩壊熱約 2.1 MW を上回る 2.31 MW で設計しており，代替燃料プール冷却系熱交換器の容量は既設の使用済燃料プール冷却浄化系熱交換器 2 個と同等の 2.31 MW/個以上とする。

表 2-1 崩壊熱評価条件

	原子炉運転中
照射期間／1 サイクル	14 ヶ月
冷却期間／1 サイクル	13 ヶ月
停止期間* ¹	30 日
使用済燃料体数	1486 体* ²
評価日	運転開始直後

注記 *1：過去の施設定期検査における発電機解列から併入までの期間の実績よりも短い日数を設定した。

*2：使用済燃料プールの最大貯蔵量（2250 体）から 1 炉心分の燃料（764 体）を除いた体数（1486 体）が貯蔵されているものとする。

表 2-2 燃料取出スキーム（原子炉運転中）

使用済燃料プール 貯蔵燃料	冷却期間	燃料 体数	取出平均燃 焼度(GWd/t)	崩壊熱 (MW)
8 サイクル冷却済燃料	8 × (13 ヶ月 + 30 日) + 30 日	142 体	45	0.047
7 サイクル冷却済燃料	7 × (13 ヶ月 + 30 日) + 30 日	168 体	45	0.059
6 サイクル冷却済燃料	6 × (13 ヶ月 + 30 日) + 30 日	168 体	45	0.064
5 サイクル冷却済燃料	5 × (13 ヶ月 + 30 日) + 30 日	168 体	45	0.072
4 サイクル冷却済燃料	4 × (13 ヶ月 + 30 日) + 30 日	168 体	45	0.085
3 サイクル冷却済燃料	3 × (13 ヶ月 + 30 日) + 30 日	168 体	45	0.110
2 サイクル冷却済燃料	2 × (13 ヶ月 + 30 日) + 30 日	168 体	45	0.161
1 サイクル冷却済燃料	1 × (13 ヶ月 + 30 日) + 30 日	168 体	45	0.283
施設定期検査燃料	30 日	168 体	33	1.214
合計（使用済燃料及び施設定期検査時取出燃料）		1486 体	—	2.095

3. 伝熱面積の設定

重大事故等時に使用済燃料プール冷却設備として使用する代替燃料プール冷却系熱交換器の伝熱面積は、下記を考慮して決定した。

(1) 必要最小伝熱面積

代替燃料プール冷却系熱交換器の必要最小伝熱面積は、設計熱交換量 2.31 MW を満足するための性能計算で求められる m²/個 とする。

必要最小伝熱面積は、設計熱交換量、熱通過率及び高温側と低温側の温度差の平均値である対数平均温度差を用いて下記のように求める。

$$\begin{aligned} \text{必要最小伝熱面積} &= \frac{Q}{K \times \Delta T} = \frac{2.31 \times 10^6}{\text{} \times \text{}} \\ &= \text{} \div \text{} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Q : 設計熱交換量 (W) = 2.31 × 10⁶ (=2.31 MW)

K : 熱通過率 (W/(m²·K)) = (メーカーデータ値より)

ΔT : 対数平均温度差 (K) 図 3-1 及び向流形の算出式より

$$\begin{aligned} \Delta T &= \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{1 \ln \frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}}} \\ &= \frac{(\text{} - \text{}) - (\text{} - \text{})}{1 \ln \frac{\text{} - \text{}}{\text{} - \text{}}} \\ &= \text{} \div \text{} \end{aligned}$$

(引用文献：「伝熱工学資料 改訂第 4 版」(1986 年 日本機械学会))

T_{h1} : 一次側 (SFP側) の入口温度 (°C) =

T_{h2} : 一次側 (SFP側) の出口温度 (°C) =

T_{c1} : 二次側 (海水側) の入口温度 (°C) =

T_{c2} : 二次側 (海水側) の出口温度 (°C) =

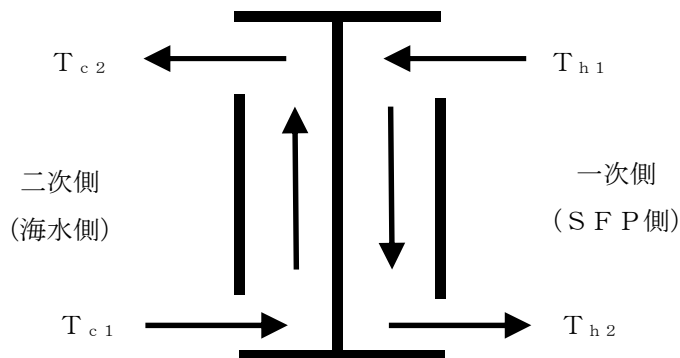


図 3-1 対数平均温度差の概念図

(2) 公称伝熱面積

代替燃料プール冷却系熱交換器の公称伝熱面積は，下記より算出する。

$$A_1 = N \times A_p$$
$$= \boxed{} \times \boxed{} = \boxed{} \div \boxed{} \text{ m}^2$$

A_1 : 公称伝熱面積 (m²)

N : 伝熱板有効枚数 (枚)

=

A_p : 伝熱板 1 枚当たりの有効伝熱面積 (m²)

=

(3) 伝熱面積の設計値

代替燃料プール冷却系熱交換器の伝熱面積の設計値は，汚れによる性能低下を見込み，公称伝熱面積に 10%の余裕を考慮し，下記のように求める。

伝熱面積の設計値 m² は必要最小伝熱面積 m² を上回っており，設計熱交換量 2.31 MW/個を確保できる。

$$A' = (1 - 0.1) \times A_1 = 0.9 \times \boxed{}$$
$$= \boxed{} \div \boxed{} \text{ m}^2$$

A' : 伝熱面積の設計値 (m²)