

島根原子力発電所 2 号炉
地震による損傷の防止

令和元年12月
中国電力株式会社

第4条：地震による損傷の防止

<目次>

第1部

1. 基本方針
 - 1.1 要求事項の整理
 - 1.2 追加要求事項に対する適合性
 - (1) 位置，構造及び設備
 - (2) 安全設計方針
 - (3) 適合性説明
 - 1.3 気象等
 - 1.4 設備等
 - 1.5 手順等

第2部

1. 耐震設計の基本方針
 - 1.1 基本方針
 - 1.2 適用規格
2. 耐震設計上の重要度分類
 - 2.1 重要度分類の基本方針
 - 2.2 耐震重要度分類
3. 設計用地震力
 - 3.1 地震力の算定法
 - 3.2 設計用地震力
4. 荷重の組合せと許容限界
 - 4.1 基本方針
5. 地震応答解析の方針
 - 5.1 建物・構築物
 - 5.2 機器・配管系
 - 5.3 屋外重要土木構造物
 - 5.4 津波防護施設，浸水防止設備及び津波監視設備並びに浸水防止設備及び津波監視設備が設置された建物・構築物
6. 設計用減衰定数
7. 耐震重要施設の安全機能への下位クラス施設の波及的影響
8. 水平2方向及び鉛直方向の地震力の組合せに関する影響評価方針
9. 構造計画と配置計画

(別添)

- 別添－1 設計用地震力
- 別添－2 動的機能維持の評価
- 別添－3 弾性設計用地震動 S_d ・静的地震力による評価
- 別添－4 上位クラス施設の安全機能への下位クラス施設の波及的影響の検討について
- 別添－5 水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せに関する影響評価方針
- 別添－6 屋外重要土木構造物等の耐震評価における断面選定の考え方
- 別添－7 主要建物の構造概要について
- 別添－8 地震応答解析に用いる地質断面図の作成例及び地盤の速度構造

(別紙)

- 別紙－1 設置変更許可申請における既許可からの変更点及び既工認との手法の相違点の整理について
- 別紙－2 建物の地震応答解析モデルについて（建物基礎底面の付着力及び3次元FEMモデルの採用）
- 別紙－3 基礎スラブの応力解析モデルへの弾塑性解析の適用について
- 別紙－4 原子炉建物屋根トラスの解析モデルへの弾塑性解析の適用について
- 別紙－5 土木構造物の解析手法及び解析モデルの精緻化について
- 別紙－6 屋外重要土木構造物等の耐震評価における断面選定について
- 別紙－7 機器・配管系における手法の変更点について
- 別紙－8 サプレッション・チェンバ内部水質量の考え方の変更について
- 別紙－9 下位クラス施設の波及的影響の検討について
- 別紙－10 水平2方向及び鉛直方向地震力の適切な組合せに関する検討について
- 別紙－11 液状化影響の検討方針について
- 別紙－12 既設設備に対する耐震補強等について
- 別紙－13 後施工せん断補強筋による耐震補強
- 別紙－14 地震時における燃料被覆管の閉じ込め機能の維持について
- 別紙－15 動的機能維持評価の検討方針について
- 別紙－16 建物・構築物の地震応答解析における入力地震動の評価について

下線は、今回の提出資料を示す。

島根原子力発電所 2 号炉

動的機能維持の評価

(耐震)

動的機能維持に関する評価は、以下に示す機能確認済加速度との比較により実施する。

動的機能維持の評価手順を第1図に示す。

1. J E A G 4 6 0 1 の適用性確認

Sクラス設備並びに常設耐震重要重大事故防止設備及び常設重大事故緩和設備に対して、動的機能維持の要求の有無を確認し、要求がある設備については、「原子力発電所耐震設計技術指針 J E A G 4 6 0 1 - 1991 追補版(以下「J E A G 4 6 0 1」という。)」に規定の適用範囲内であるかを確認する。適用範囲から外れ、新たな検討又は加振試験が必要な設備については、動的機能維持のための検討を実施する。

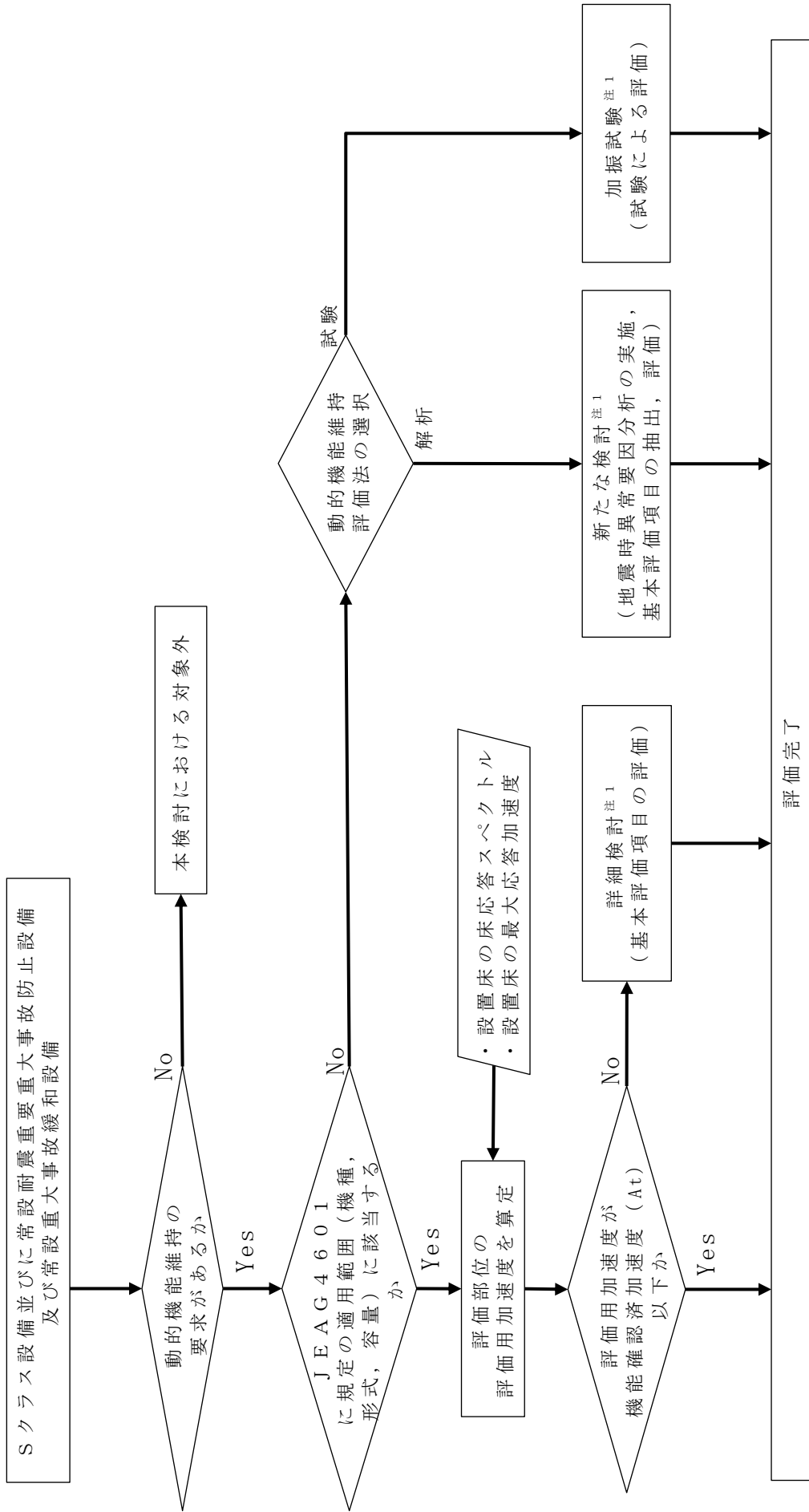
2. 機能確認済加速度との比較

J E A G 4 6 0 1 に定められた適用範囲に該当する設備については、基準地震動 S_s による評価対象設備の応答加速度を求め、その加速度が機能確認済加速度以下であることを確認する。なお、機能確認済加速度とは、立形ポンプ、横形ポンプ及びポンプ駆動用タービン等、機種ごとに試験あるいは解析により動的機能維持が確認された加速度である。

制御棒の地震時挿入性の評価については、炉心を模擬した実物大の部分モデルによる加振時制御棒挿入試験結果から挿入機能に支障を与えない最大燃料集合体変位を求め、地震応答解析から求めた燃料集合体変位がその最大燃料集合体変位を下回ることを確認する。

3. 詳細評価

基準地震動 S_s による応答加速度が機能確認済加速度を上回る設備については、J E A G 4 6 0 1 等を参考に、動的機能維持を確認する上で評価が必要となる項目を抽出し、対象部位ごとの構造強度評価又は動的機能維持評価を行い、発生値が評価基準値を満足していることを確認する。



注 1 : 評価の成立性が確認できない場合、補強等による対策を実施

第 1 図 動的機能維持の評価手順

島根原子力発電所 2 号炉

サブプレッション・チェンバ内部水質量
の考え方の変更について
(耐震)

目 次

1. 概要
2. 既工認と今回工認の耐震評価手法
 - 2.1 サプレッションチェンバの構造
 - 2.2 有効質量の概要
 - 2.3 既工認と今回工認の耐震評価手法の比較
 - 2.4 有効質量を適用する目的と効果
3. 有効質量の適用方針
 - 3.1 概要
 - 3.2 円環形状容器の有効質量算出の妥当性検証
 - 3.3 耐震評価に用いる有効質量の設定
4. 円環形状容器の有効質量算出の妥当性検証
 - 4.1 構造解析による有効質量比の算出
 - 4.1.1 検討対象
 - 4.1.2 解析モデル
 - 4.1.3 解析結果
 - 4.2 振動試験
 - 4.2.1 試験体
 - 4.2.2 計測項目及び計測機器設置位置
 - 4.2.3 試験条件
 - 4.2.4 試験結果
 - 4.3 妥当性検証
5. 耐震評価に用いる有効質量の設定
 - 5.1 実機の有効質量比の算出
 - 5.1.1 N A S T R A N の実機解析モデル
 - 5.1.2 F l u e n t の実機解析モデル
 - 5.1.3 解析結果
 - 5.2 実機評価に適用する有効質量
6. 今回工認の地震応答解析
7. まとめ

- 別紙 1 規格類における有効質量の適用例
- 別紙 2 有効質量の概要
- 別紙 3 サプレッションチェンバ内部水のスロッシング荷重について
- 別紙 4 サプレッションチェンバ内部水の地震応答解析モデルへの設定方法について
-
- 参考資料 1 地震時における円環形状容器内部水の有効質量に係る研究の概要について
- 参考資料 2 有効質量比に対するスロッシング影響について
- 参考資料 3 有効質量比に対する入力地震動の影響について
- 参考資料 4 規格基準における有効質量比との比較について
- 参考資料 5 計算機コードの概要について
- 参考資料 6 有効質量を適用する設備について
- 参考資料 7 サプレッションチェンバ及びサプレッションチェンバサポートの耐震評価について
- 参考資料 8 原子炉建物基礎版上における地震応答を用いる妥当性について
- 参考資料 9 評価に用いた地震動の応答加速度スペクトルについて
- 参考資料 10 スロッシング解析に用いる模擬地震波について
- 参考資料 11 サプレッションチェンバの重大事故時水位について
- 参考資料 12 サプレッションチェンバの内部水に有効質量を考慮する水位条件の変更について

1. 概要

島根原子力発電所2号炉（以下「島根2号炉」という。）の既工認では、サブプレッションチェンバへ加わる地震荷重のうち、内部水による荷重の算出に当たっては、内部水全体を剛体とみなし、容器とともに一体で挙動するものとして内部水の全質量を用いていたが、容器の内部水が自由表面を有する場合、実際に地震荷重として付加される内部水の質量は一部であることから、島根2号炉の今回工認では、これを考慮して地震荷重を算出する。

ここで、他産業における球形タンクや円筒タンクの耐震設計では、容器内の水が自由表面を有する場合、実際に地震荷重として付加される質量は、有効質量（又は付加質量、仮想質量等）として定義され、一般的に適用されている。

本資料では、島根2号炉の今回工認において円環形状容器であるサブプレッションチェンバ内部水に対して有効質量を適用することの考え方及びその妥当性について説明する。なお、本手法の工事計画認可実績はないが、女川2号炉の設置許可段階の審査において採用している手法と同じ手法である。

2. 既工認と今回工認の耐震評価手法

2.1 サプレッションチェンバの構造

原子炉格納容器の全体概要図を第2.1-1図に、サブプレッションチェンバ及びサブプレッションチェンバサポートの概要図を第2.1-2図に、サブプレッションチェンバ断面概要図を第2.1-3図に示す。また、島根2号炉サブプレッションチェンバの諸元を第2.1-1表に示す。

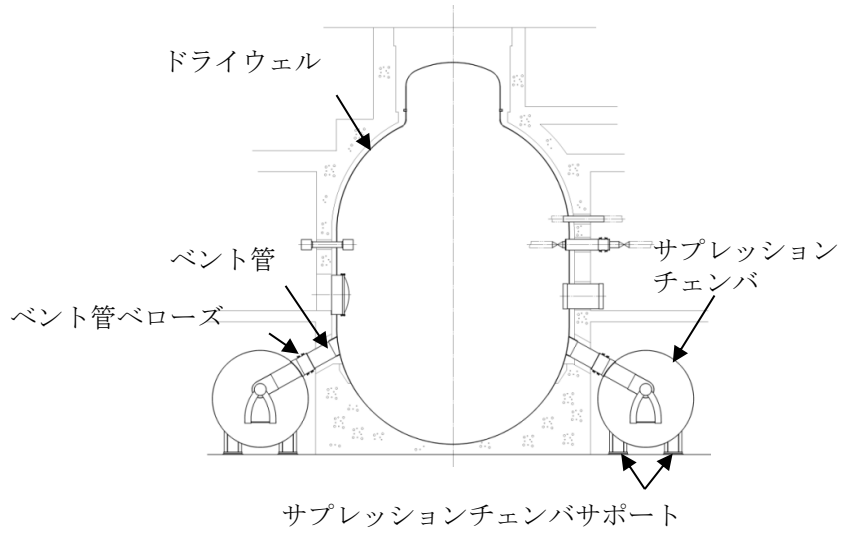
サブプレッションチェンバは、16セグメントの円筒を繋ぎ合わせた円環形状容器であり、各セグメントの継ぎ目に2箇所ずつ設けられた全32箇所の支持脚（以下「サブプレッションチェンバサポート」という。）により、原子炉建物基礎版上に自立している。

サブプレッションチェンバサポートは、半径方向に対してサブプレッションチェンバの熱膨張により可動し、周方向に対してサブプレッションチェンバの地震荷重を原子炉建物基礎版に伝達させる構造である。

また、サブプレッションチェンバは、ドライウェルとベント管を介して接続されるが、ベント管に設けられたベント管ベローズにより相対変位を吸収する構造となっている。

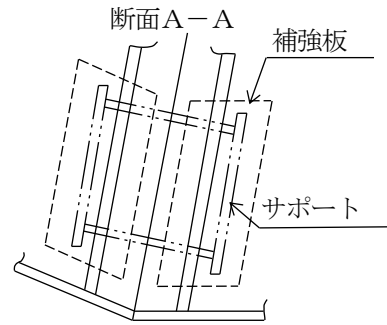
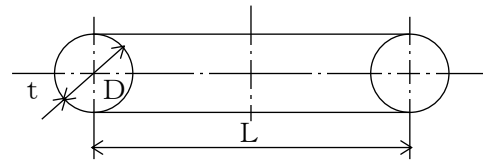
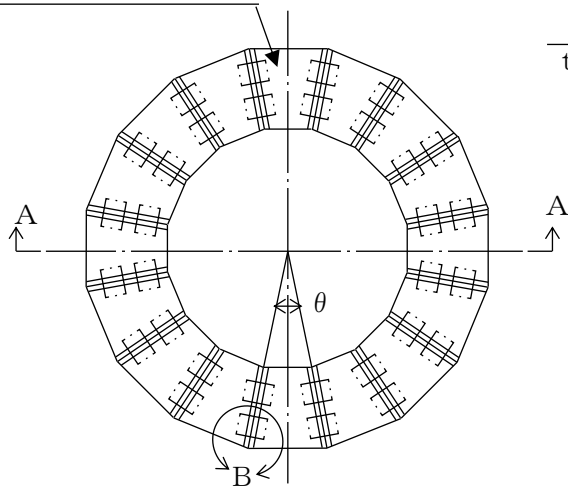
このため、サブプレッションチェンバの耐震評価に当たっては、ドライウェルの地震応答と切り離し、原子炉建物基礎版上における地震応答を用いている。

（参考資料8参照）



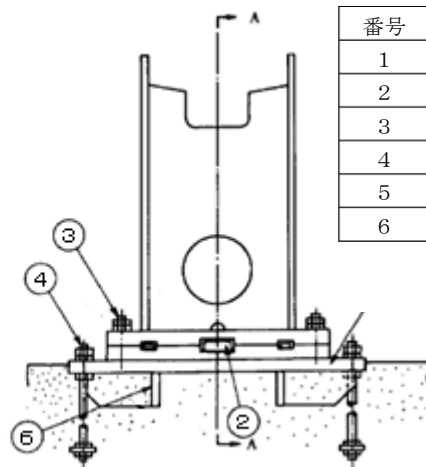
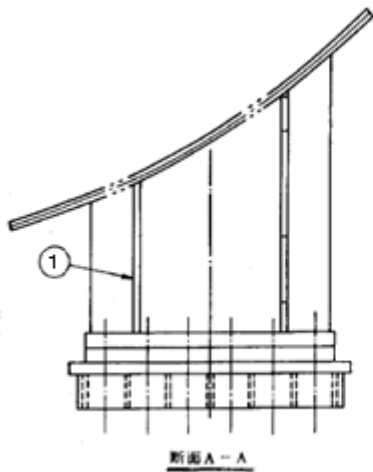
第 2.1-1 図 原子炉格納容器全体概要図

サプレッション
チェンバ



サプレッションチェンバ

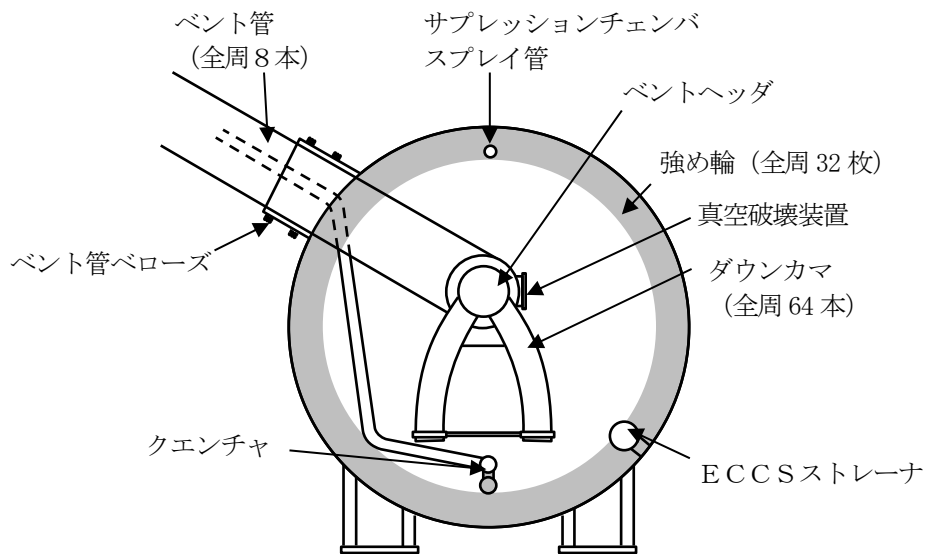
B部詳細図



番号	部位
1	サポート
2	シアキー
3	ボルト
4	基礎ボルト
5	ベースプレート
6	シアプレート

サプレッションチェンバサポート

第2.1-2図 サプレッションチェンバ, サプレッションチェンバ
サポート概要図



第 2.1-3 図 サプレッションチェンバ断面概要図

第 2.1-1 表 島根 2 号炉サブプレッションチェンバ諸元

項目		内容	備考
耐震クラス		Sクラス	
設置建物		原子炉建物	
設置高さ		EL. 1300 mm	基礎版上
主要寸法	D		記号は第 2.1-2 図に示す
	L		
	t		
	θ		
内部水量	通常運転範囲の上限値 (H. W. L)		
	重大事故時水位 (S s) 注1		
	重大事故時水位 (S d) 注2		

注 1 重大事故後 2×10^{-1} 年 (約 70 日) 以降で基準地震動 S s と組み合わせる水位

注 2 重大事故後 $10^{-2} \sim 2 \times 10^{-1}$ 年 (約 3.5~70 日) で弾性設計用地震動 S d と組み合わせる水位

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

2.2 有効質量の概要

有効質量については、他産業の球形タンクや円筒タンク等の容器の耐震設計に一般的に用いられている考え方である（別紙1参照）。

また、有効質量は、容器の内部水が自由表面を有する場合、水平方向の揺れによる動液圧分布を考慮して、地震荷重として付加される容器の内部水の質量として設定される（別紙2参照）。

なお、有効質量は容器の形状と水位が既知であれば、汎用構造解析プログラムNASTRANを用いて算出することが可能である。

2.3 既工認と今回工認の耐震評価手法の比較

島根2号炉のサブプレッションチェンバの耐震評価における既工認と今回工認の比較を第2.3-1表に、既工認及び今回工認におけるサブプレッションチェンバの動的地震力による耐震評価フローを第2.3-1図及び第2.3-2図に、並びに静的地震力による耐震評価フローを第2.3-3図及び第2.3-4図に示す。

既工認からの変更点は、水平地震荷重算出における質量の扱い（有効質量の適用）及びこれに伴うスロッシング荷重の個別評価である。

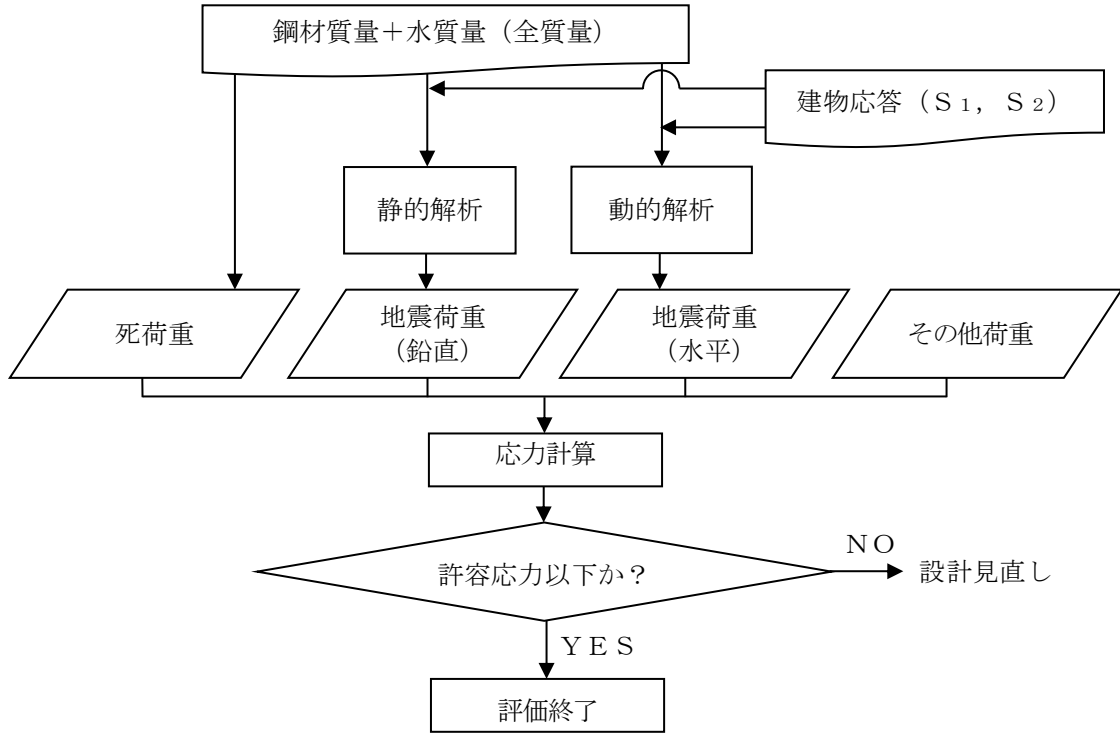
第 2.3-1 表 島根 2 号炉のサプレッションチェンバの耐震評価における
既工認と今回工認の比較

項目		既工認	今回工認 ^{注1}	変更理由	
荷重評価	地震荷重算出に考慮する質量	水平	鋼材質量+ 水質量 (全質量)	鋼材質量+ <u>水質量 (有効質量)</u>	現実的な水の 地震荷重を評 価するため
		鉛直	鋼材質量+ 水質量 (全質量)	同左	—
	スロッシング荷重		注 2	<u>個別評価</u>	有効質量の適 用に伴いスロ ッシング荷重 を個別評価
	死荷重 (自重) に考慮 する質量		鋼材質量+ 水質量 (全質量)	同左	—
	地震荷重 解析手法	水平	動的解析 (スペクト ルモーダル解析等)	同左	—
		鉛直	静的解析	同左	—
応力評価	応力評価手法		構造解析コードに よる解析 (本体部) 公式等による評価 (サポート部)	同左	—
	許容応力		J E A G 4 6 0 1 に基づく	同左	—

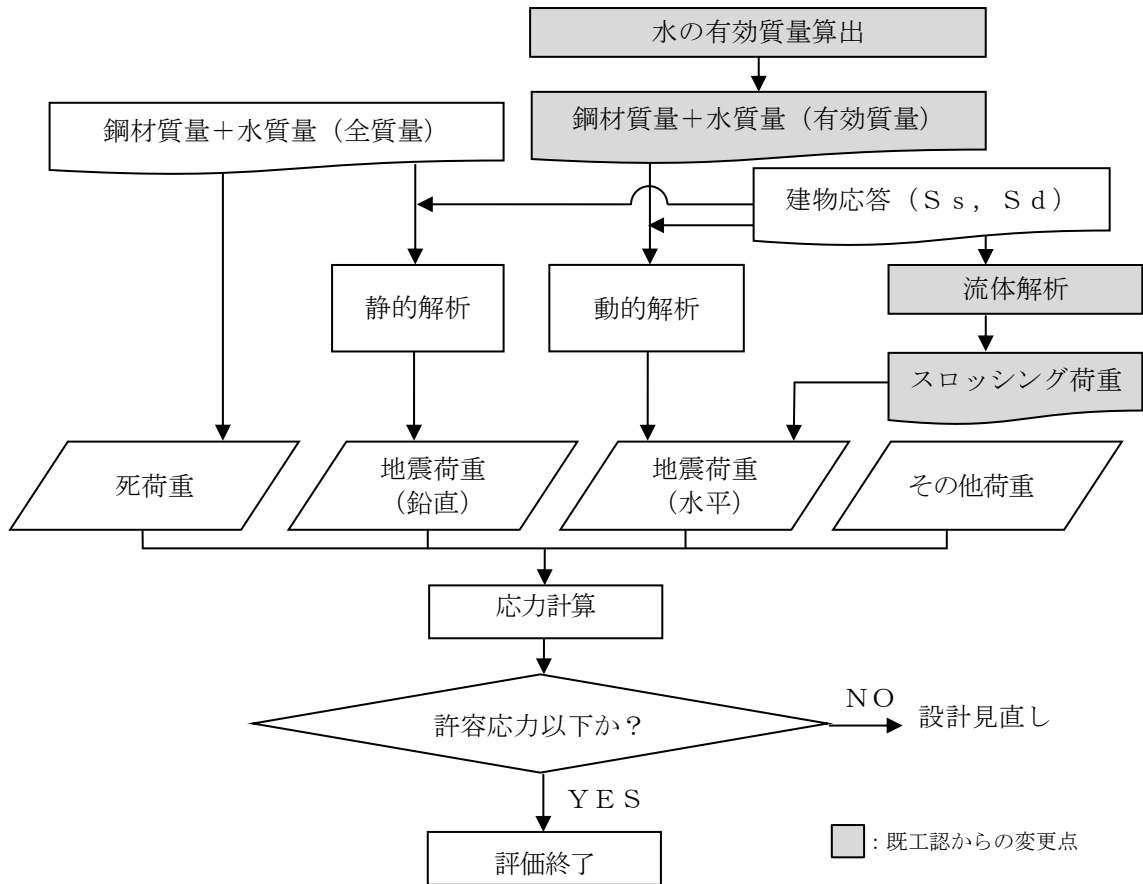
下線部は既工認からの変更点を示す

注 1 静的地震力による評価は、水質量 (全質量) を用いて既工認と同様に評価

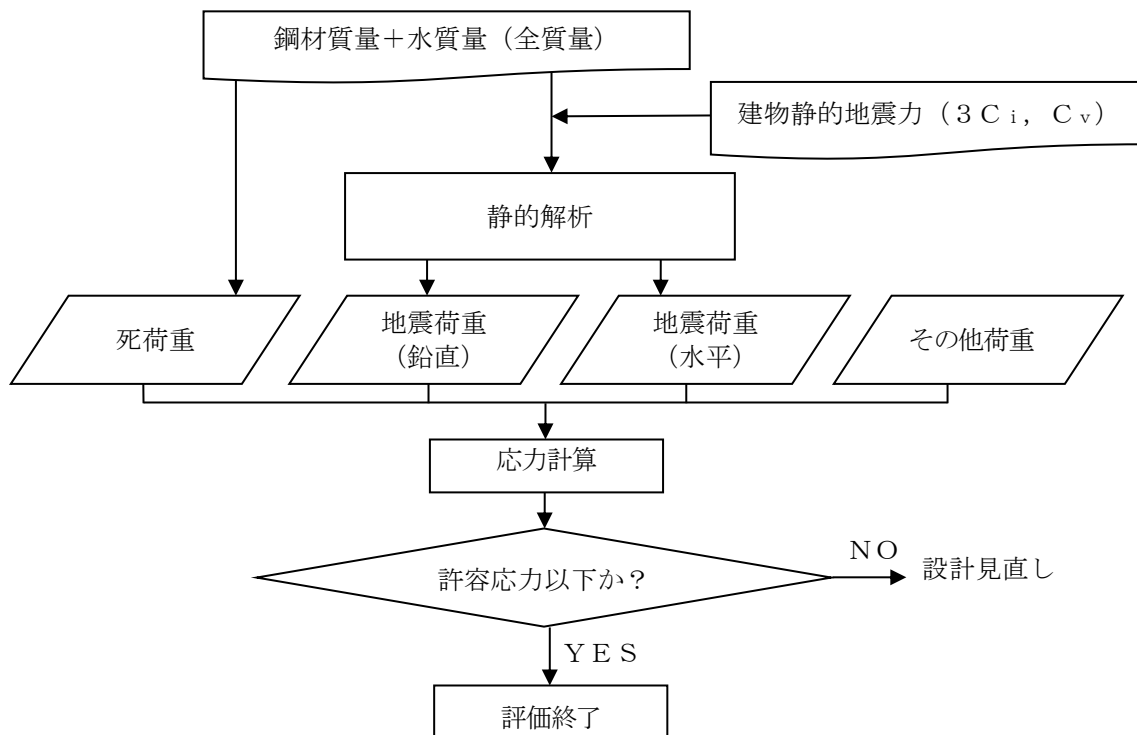
注 2 サプレッションチェンバ内部水全体を剛体とみなし保守的に地震荷重を考慮して
おり、スロッシング荷重は水平地震荷重に包含される



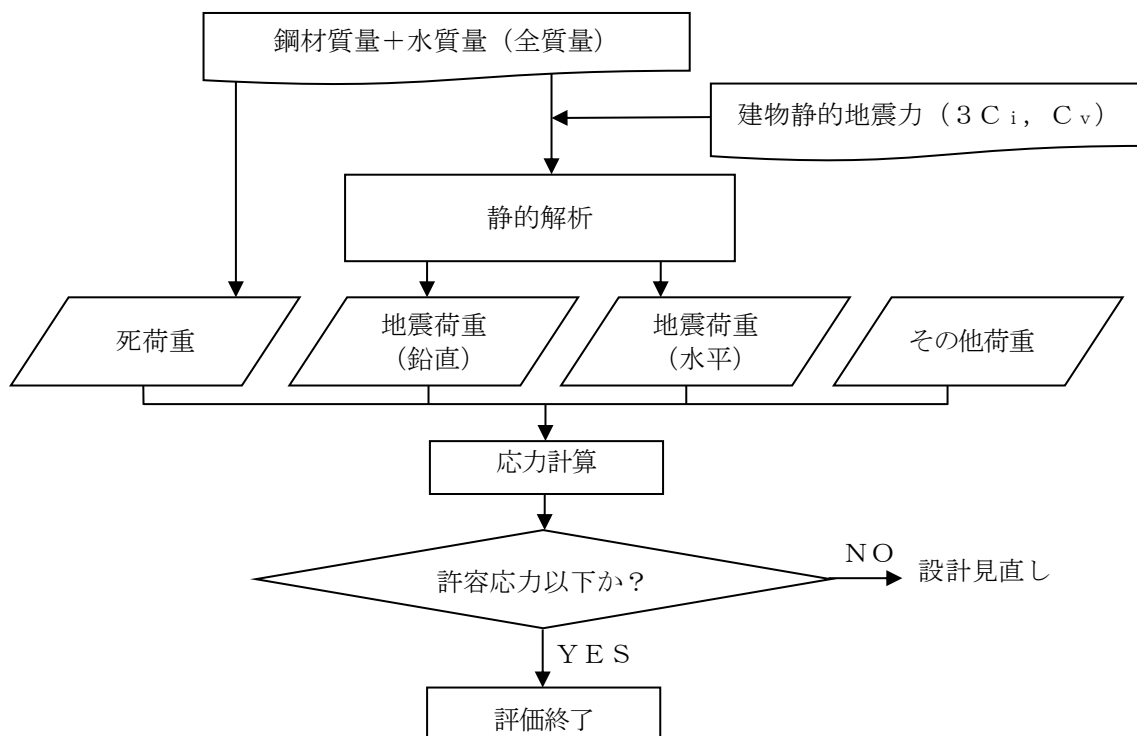
第 2.3-1 図 既工認におけるサプレッションチェンバの動的地震力による耐震評価フロー



第 2.3-2 図 今回工認におけるサプレッションチェンバの動的地震力による耐震評価フロー



第 2.3-3 図 既工認におけるサプレッションチェンバの静的地震力による耐震評価フロー



第 2.3-4 図 今回工認におけるサプレッションチェンバの静的地震力による耐震評価フロー (既工認と変更なし)

サプレッションチェンバの耐震評価は、死荷重（自重）、水平及び鉛直方向の地震荷重、地震と同時に作用することが想定される圧力によるその他荷重を組み合わせで行う。

既工認では、簡便な扱いとしてサプレッションチェンバの内部水全体を剛体と仮定し、地震荷重算出に内部水の全質量を用いていたが、今回工認では流体としての特性を考慮し、水平方向の地震荷重算出にあたってはサプレッションチェンバ内部水質量として有効質量の考え方を適用する。

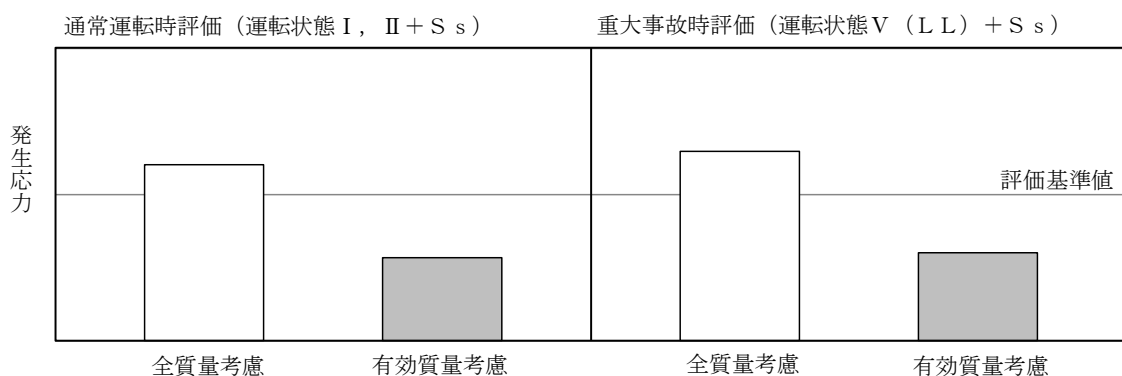
また、スロッシングによる荷重については、既工認ではサプレッションチェンバ内部水全体を剛体としていたため、水平方向の地震荷重に包含される扱いとしていたが、今回工認では水平方向の地震荷重算出に有効質量を適用するため、地震時の内部水の挙動を考慮し、スロッシング荷重を流体解析により算出する（別紙3，参考資料6参照）。

2.4 有効質量を適用する目的と効果

容器の内部水が自由表面を有する場合、実際に地震荷重として付加される内部水の質量は、内部水の全質量でなく一部の質量（有効質量）であることが知られている（別紙1参照）。

これらの知見に基づいて、島根2号炉の今回工認では、より現実に近いサプレッションチェンバの内部水の挙動を考慮した評価を行うため、耐震評価における内部水に、汎用構造解析プログラムNASTRANを用いて算出した有効質量を適用する。構造解析プログラムNASTRANにより算出される有効質量の妥当性は振動試験により確認する。

なお、本有効質量を用いて、サプレッションチェンバサポートの構造強度評価を実施する場合、発生応力が低減すると考えられる（第2.4-1図参照）。



第2.4-1図 通常運転時及び重大事故時のサプレッションチェンバサポートの評価の見通し

3. 有効質量の適用方針

3.1 概要

島根2号炉のサブプレッションチェンバの耐震評価に適用する有効質量は、汎用構造解析プログラムNASTRAN（参考資料5参照）にて算出する。

円環形状容器であるサブプレッションチェンバの有効質量の算出にNASTRANを用いるため、その妥当性検証として、サブプレッションチェンバの内部構造物を除きサブプレッションチェンバシェル及び強め輪を縮小模擬した円環形状容器のモデルに対してNASTRANにて有効質量を求め、振動試験により算出した有効質量と比較、検証を行う。

島根2号炉のサブプレッションチェンバにおいては、先に検証したNASTRANにより算出した有効質量比と、内部構造物を含む解析モデルに対して流体解析（汎用流体解析コードFluent（参考資料5参照））により算出した有効質量比を比較、検証した上で、解析プログラム間の値の差異や試験結果との差異等を踏まえてNASTRANで算出された値の保守性を検討し、耐震評価に用いる有効質量を設定する。

NASTRANによるサブプレッションチェンバ内部水の有効質量算出の妥当性検証及び島根2号炉のサブプレッションチェンバの耐震評価に用いる有効質量の設定の流れを第3.1-1図に示す。なお、有効質量の評価においては、内部水の全質量に対する有効質量の割合（以下「有効質量比」という。）を用いる。

3.2 円環形状容器の有効質量算出の妥当性検証

円環形状容器の有効質量算出に汎用構造解析プログラムNASTRANを用いることの妥当性検証として、振動試験により算出した有効質量比と比較する。本検討では、島根1号炉サブプレッションチェンバを円環形状容器の代表とする。

①NASTRANによる実機解析モデルの有効質量比の算出（第4.1項にて説明）

実機（島根1号炉）解析モデルを作成し、NASTRANにより有効質量比を算出する。

②振動試験による有効質量比の確認（第4.2項にて説明）

実機（島根1号炉）の縮小試験体を用いて振動試験を行い、試験データから有効質量比を算出する。

③妥当性検証（第4.3項にて説明）

上記①、②で得られた有効質量比を比較し、NASTRANで算出した円環形状容器の内部水の有効質量比の妥当性を検証する。

3.3 耐震評価に用いる有効質量の設定

島根2号炉のサプレッションチェンバ実機においては、実機解析モデルに対するNASTRANと内部構造物を含む実機解析モデルに対するFluentによる有効質量比を比較し、その妥当性を検証した上で、解析プログラム間の値の差異や試験結果との差異等を踏まえてNASTRANで算出された値の保守性を検討し、耐震評価に用いる有効質量を設定する。

①NASTRANによる実機の有効質量比の算出（第5.1.1項にて説明）

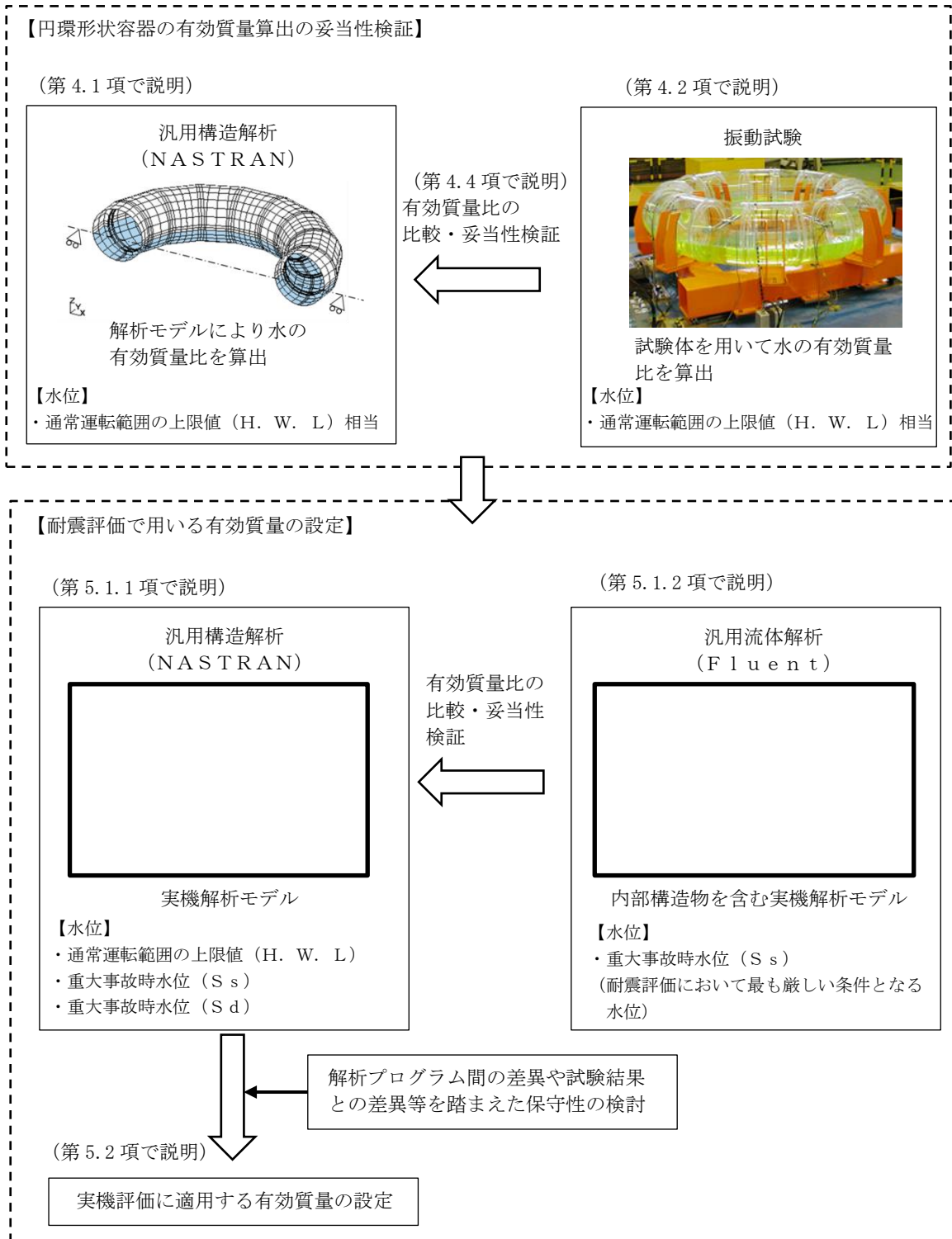
第3.2項により妥当性を確認したNASTRANを用いて、島根2号炉の実機解析モデルにより有効質量比を算出する。

②流体解析による実機の有効質量比の算出（第5.1.2項にて説明）

NASTRANの実機解析の妥当性を検証するため、Fluentを用いて、島根2号炉の主要な内部構造物をモデル化した実機解析モデルにより有効質量比を算出し比較する。

③不確かさを踏まえた耐震評価用の有効質量の設定（第5.2項にて説明）

NASTRANに対する流体解析及び振動試験の値の差異等を踏まえ、NASTRANで算出された値の保守性を検討し、島根2号炉の実機評価に適用する有効質量を設定する。



第 3.1-1 図 N A S T R A N によるサプレッションチェンバ内部水の
有効質量算出の妥当性検証及び島根 2 号炉のサプレッション
チェンバの耐震評価に用いる有効質量の設定の流れ

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

4. 円環形状容器の有効質量算出の妥当性検証

4.1 構造解析による有効質量比の算出

円環形状容器の内部水の有効質量は、NASTRANで算出可能であり、入力波によらず、容器の構造（形状及び寸法）と内部水の水位により有効質量が定まる。

また、NASTRANでは、内部水のスロッシングを評価しないため、スロッシング荷重は考慮されない。

4.1.1 検討対象

島根1号炉サプレッションチェンバの解析モデルを妥当性検証の対象とする。島根1号炉及び島根2号炉サプレッションチェンバの主要寸法の比較を第4.1-1表に示す。

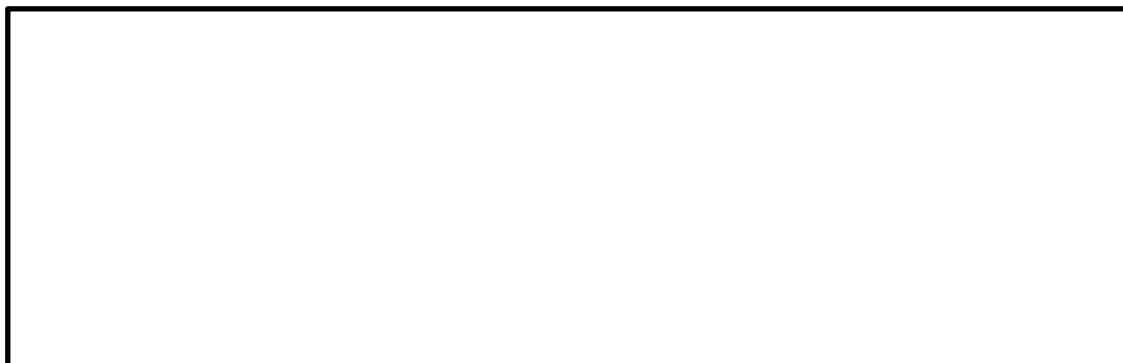
第4.1-1表 島根1号炉及び島根2号炉サプレッションチェンバの主要寸法の比較

	寸法 ^{注1} [mm]			質量 [ton]	
	内径	円環直径	水位 (H. W. L.)	鋼材	内部水
島根1号炉					
島根2号炉					

注1 ()内は内径に対する比率を表す。

4.1.2 解析モデル

構造解析モデルを第4.1-1図に示す。水位は、サプレッションチェンバの通常運転範囲の上限値（H. W. L.）相当を設定する。サプレッションチェンバシェル及び強め輪をモデル化対象とし、内部構造物はモデル化しない。



第4.1-1図 構造解析モデル

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

4.1.3 解析結果

NASTRANによる有効質量及び有効質量比の算出結果を第 4.1-2 表に示す。また、内部水の密度は $1000\text{kg}/\text{m}^3$ として、実際の内部水温度を考慮した密度に対して大きい値を適用し、有効質量が保守的に算出される条件を適用する。

第 4.1-2 表 NASTRANによる有効質量比の算出結果

項目	算出結果
有効質量比	0.21

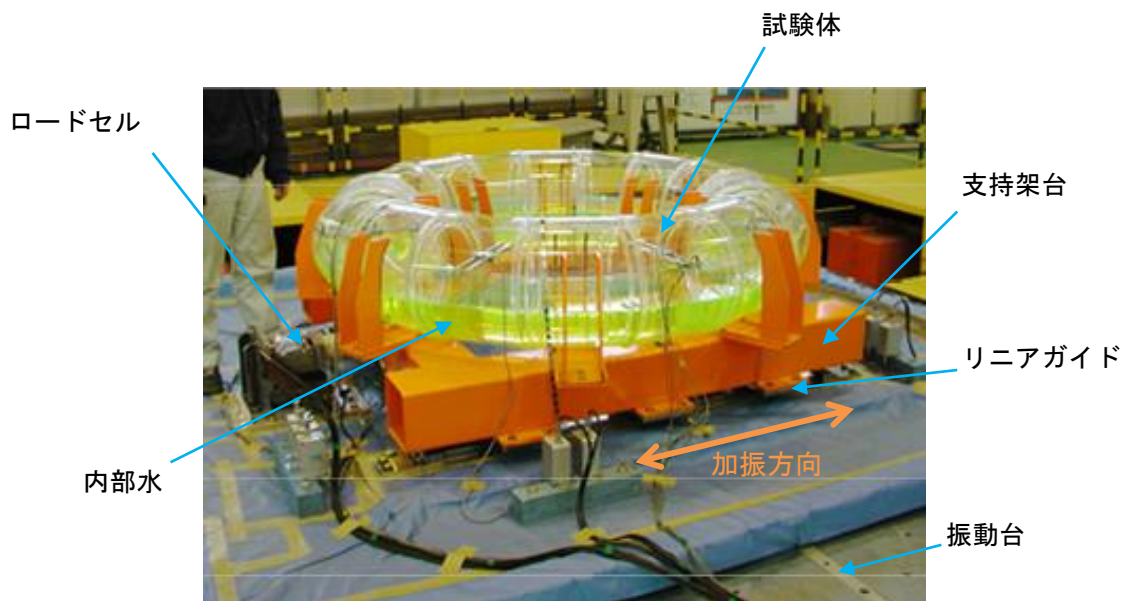
4.2 振動試験

円環形状容器の内部水の有効質量算出にNASTRANを用いることの妥当性を検証するため、試験体を作成して振動試験を行い、NASTRANによる有効質量比との比較を行う（参考資料1参照）。

4.2.1 試験体

試験体の寸法は、島根1号炉サプレッションチェンバの1/20に設定し、材質は内部水の挙動を確認するためアクリルとし、サプレッションチェンバシエル及び強め輪を試験体として模擬する。

試験装置は、振動台の上に試験体を支持する架台を設け、その上に試験体を設置した。振動台と架台の間には加振方向に2本のリニアガイドを並行に配置し、試験体及び架台が加振方向に移動できる構造とした。試験体及び架台はロードセルを介して振動台に固定されるため、試験体及び架台の振動応答による水平方向反力はロードセルで確認することができる。試験装置の写真を第4.2-1図に示す。



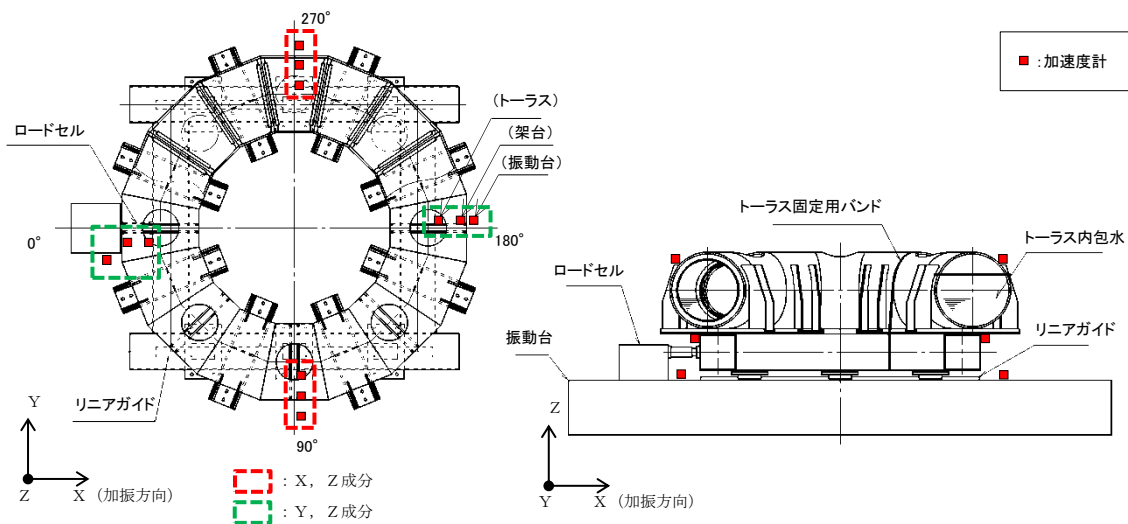
第 4.2-1 図 試験装置の写真

4.2.2 計測項目及び計測機器設置位置

計測項目を第 4.2-1 表に示す。これらのうち内部水の有効質量を評価する上で重要な計測項目は振動台上の加速度，試験体への入力となる架台上の加速度及び反力である。計測機器設置位置を第 4.2-2 図に示す。

第 4.2-1 表 計測項目

計測項目	計測機器	位置	計測チャンネル数 (設置位置)
反力	ロードセル	振動台-架台間	X成分
加速度	加速度計	振動台上	X成分：2 (90° , 270°) Y成分：2 (0° , 180°) Z成分：4 (0° , 90° , 180° , 270°)
		架台上	X成分：2 (90° , 270°) Y成分：2 (0° , 180°) Z成分：4 (0° , 90° , 180° , 270°)
		試験体上	X成分：2 (90° , 270°) Y成分：2 (0° , 180°) Z成分：4 (0° , 90° , 180° , 270°)

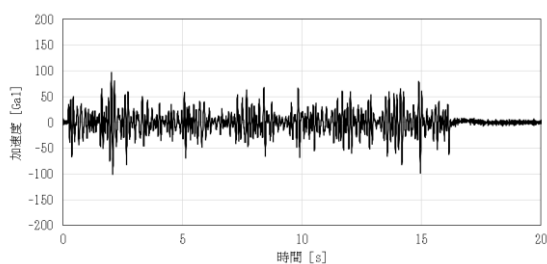


第 4.2-2 図 計測機器設置位置

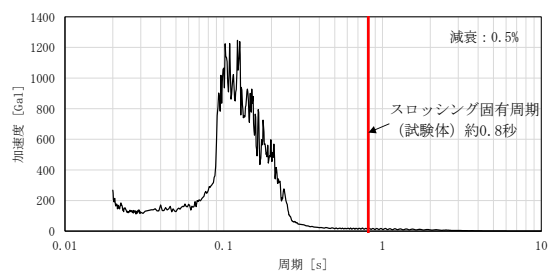
4.2.3 試験条件

振動試験では振動台への入力波として、スロッシング周期帯に加速度成分を含まないランダム波A及びスロッシング周期帯に加速度成分を含むランダム波Bの模擬地震波を用いており、それぞれのランダム波の最大応答加速度を100Gal, 200Gal, 300Gal, 400Galとする4ケースの試験を実施する。また、各試験ケースに対して、内部水あり・なしの条件で試験を実施する。試験体への入力波の時刻歴波形及び加速度応答スペクトルの例を第4.2-3図及び第4.2-4図に示す。

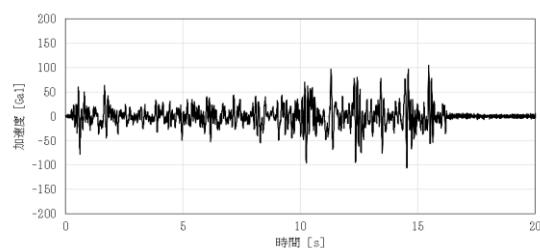
試験水位レベルは、内部水なし、内部水あり（H. W. L相当）の計2ケースとする（第4.2-5図）。



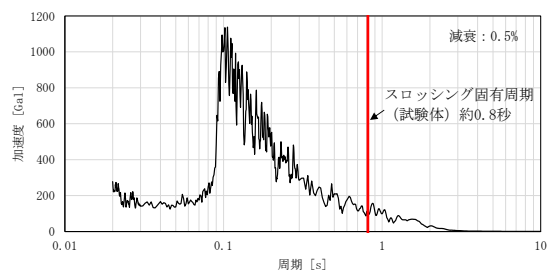
ランダム波A



ランダム波A



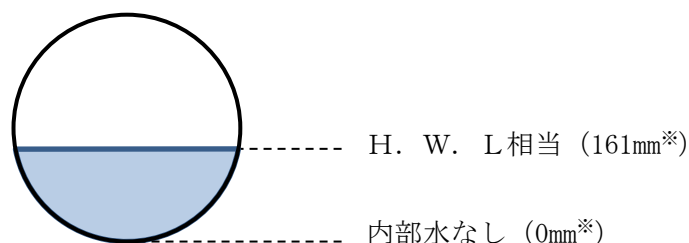
ランダム波B



ランダム波B

第4.2-3図 振動台入力加速度時刻歴波形

第4.2-4図 振動台入力応答加速度スペクトル



※試験体底面からの高さ

第4.2-5図 試験水位レベル

4.2.4 試験結果

計測荷重の時刻歴の例を第 4.2-6 図に示す。第 4.2-6 図において、計測荷重 F と架台上の計測加速度 (=試験体への入力加速度) \ddot{x} との関係は、運動方程式から下式で表される。

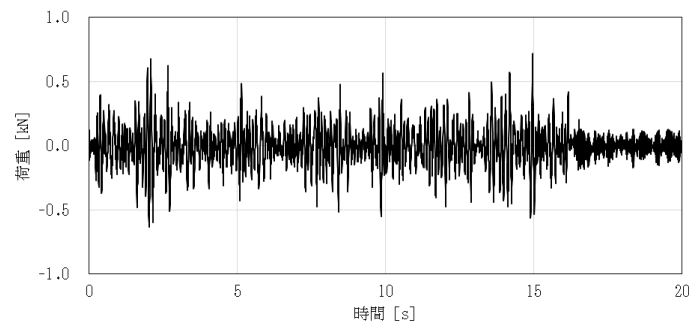
$$F = (M + M_E) \ddot{x}$$

ここで、

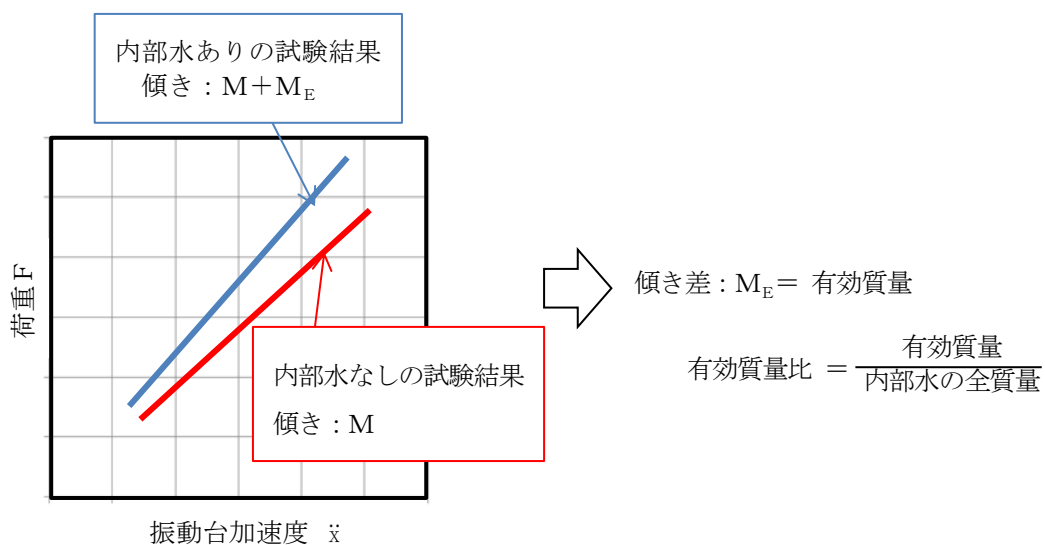
M : 試験体 (構造体) の質量

M_E : 内部水の有効質量

上式のとおり、試験体 (構造体) の質量と内部水の有効質量の合計値は、計測加速度に対する計測荷重の比として表されることから、内部水ありの試験結果及び内部水なしの試験結果の計測加速度と計測荷重の関係から回帰直線の傾きを求め、両者の回帰直線の傾きの差から内部水の有効質量が算出される (第 4.2-7 図参照)。



第 4.2-6 図 計測荷重の時刻歴

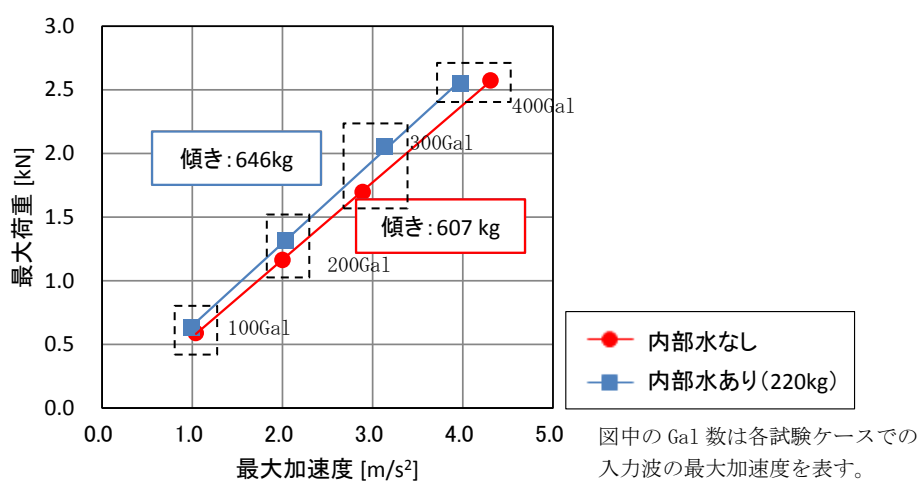


第 4.2-7 図 内部水の有効質量 M_E 及び有効質量比の算出方法

試験結果として得られた荷重－加速度関係の回帰直線の傾き及びこれから算出した有効質量比を第 4.2-2 表に示す。ここで、回帰直線の傾きは、内部水あり・なしの試験について、異なる加速度での試験ケースごとの最大加速度及び最大荷重を同一のグラフにプロットした結果として得られる。このときの荷重－加速度関係を第 4.2-8 図に示す。

第 4.2-2 表 振動試験結果から算出した有効質量比

入力地震波	有効質量比
ランダム波 A	0.18
ランダム波 B	0.20



第 4.2-8 図 振動試験における最大加速度と最大荷重の関係 (ランダム波 A)

4.3 妥当性検証

第 4.1 項～第 4.2 項に示した NASTRAN, 振動試験により算出した有効質量比を整理して第 4.3-1 表に示す。

入力波の特性に関係なく, 容器の形状及び水位により有効質量比が定まる NASTRAN により算出した有効質量比に対し (参考資料 3 参照), 内部水の流動を直接考慮した振動試験から算出した有効質量比が同等であることを確認したことから, NASTRAN により算出される有効質量比は妥当であると考えられる。

第 4.3-1 表 各方法による有効質量比の評価結果

項目	NASTRAN	振動試験	
		ランダム波A	ランダム波B
有効質量比	0.21	0.18	0.20

5. 耐震評価に用いる有効質量の設定

第4項で妥当性を確認したNASTRANを用いて、島根2号炉のサプレッションチェンバ内部水の有効質量を算出する。また、実機の内部構造物による内部水の流動影響を確認するため、Fluentにより算出した有効質量比と比較し、妥当性を確認する。

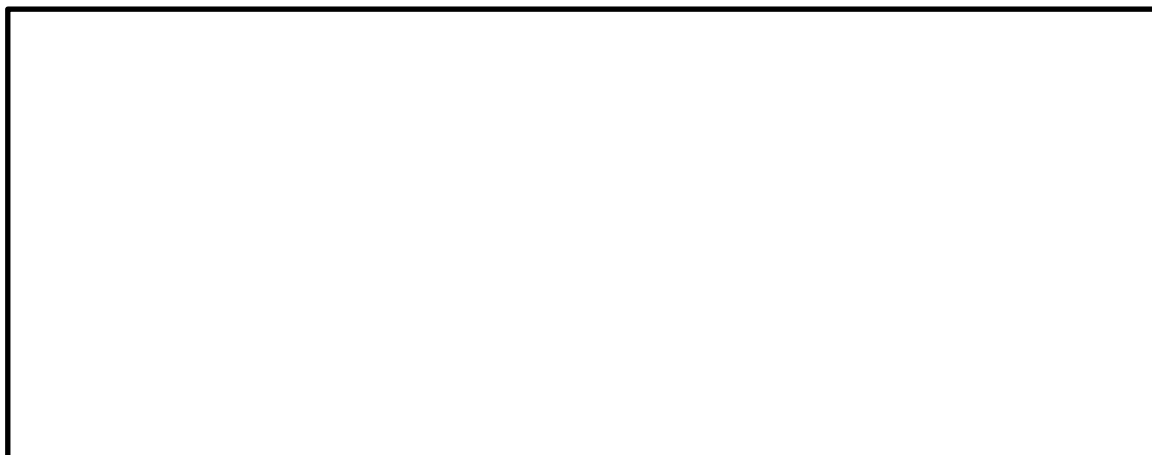
5.1 実機の有効質量比の算出

5.1.1 NASTRANの実機解析モデル

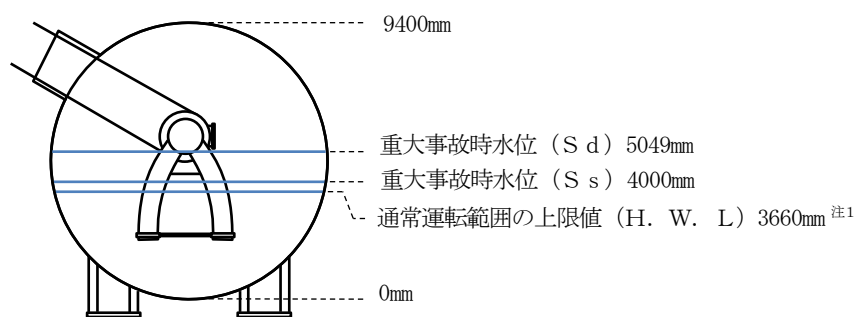
NASTRANの実機解析モデルを第5.1-1図に示す。島根2号炉の実機解析モデルは、サプレッションチェンバ（強め輪を含む）の寸法、剛性を模擬したシェル要素とし、内部水の水位を設定する。本解析モデルは、サプレッションチェンバの内部水の有効質量の算出に用いるものであり、サプレッションチェンバサポートは模擬していない。また、内部水の密度は 1000kg/m^3 として、実際の内部水温度を考慮した密度に対して大きい値を適用し、有効質量が保守的に算出される条件を適用する。

内部水の水位は、第5.1-2図に示すとおり、通常運転範囲の上限値(H. W. L)、重大事故時水位(S_s)及び重大事故時水位(S_d)の2ケースとする。重大事故時水位(S_s)は重大事故後 2×10^{-1} 年(約70日)以降で基準地震動 S_s と組み合わせる水位を表しており、重大事故時水位(S_d)は重大事故後 $10^{-2} \sim 2 \times 10^{-1}$ 年(約3.5~70日)で弾性設計用地震動 S_d と組み合わせる水位を表している。重大事故時におけるサプレッションチェンバの水位を参考資料11に示す(詳細は「重大事故等対処設備について 補足説明資料39 条地震による損傷の防止 39-4 重大事故等対処施設の耐震設計における重大事故と地震の組合せについて」に示す)。

なお、通常運転時におけるサプレッションチェンバの耐震評価においては、保守的な水位条件として重大事故時水位(S_s)を適用する。なお、水位によりサプレッションチェンバの固有周期が変動するため、詳細設計段階においては、耐震評価に用いる床応答スペクトルと固有周期の関係に配慮し、地震荷重を算出する。



第 5.1-1 図 NASTRANの実機解析モデル



注1 通常運転時の耐震評価では重大事故時水位 (S s) を適用

第 5.1-2 図 解析水位ケース

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

5.1.2 F l u e n t の実機解析モデル

F l u e n t における島根 2 号炉の実機解析モデルは、主要な内部構造物をモデル化する（第 5.1-3 図参照）。水位条件はサプレッションチェンバの耐震評価において最も厳しい条件となる、重大事故時に基準地震動 S_s と組み合わせる水位（重大事故時水位（ S_s ））とする。また、入力地震動は、基準地震動 S_s の特徴を踏まえ、スロッシングの固有周期帯の応答加速度及び設備の固有周期帯の応答加速度が大きい $S_s - D$ を用いる（別紙 3，参考資料 8 参照）。



a. 外観

b. 内部構造物

第 5.1-3 図 F l u e n t の実機解析モデル

5.1.3 解析結果

N A S T R A N 及び F l u e n t による島根 2 号炉の実機サプレッションチェンバ内部水の有効質量比の算出結果を第 5.1-1 表に示す。なお、F l u e n t の解析結果を用いた有効質量の算出では、サプレッションチェンバ壁面に加わる荷重と入力加速度の時々刻々の関係をグラフ上にプロットした結果の回帰直線の傾きとして有効質量が得られる（第 5.1-4 図参照）。ここで、第 5.1-4 図における荷重は 0.4Hz のハイパスフィルタ処理を行い、スロッシング周期成分を取り除いている。スロッシング荷重による有効質量比への影響は参考資料 2 に示す。

N A S T R A N により算出した有効質量比は流体解析から得られる有効質量比と同程度の値となっている。なお、円環形状容器において N A S T R A N により算出される有効質量比は、重大事故時水位（ S_d ）を上回る水位の高い条件においても妥当な結果が得られることが確認されている^[1]。

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

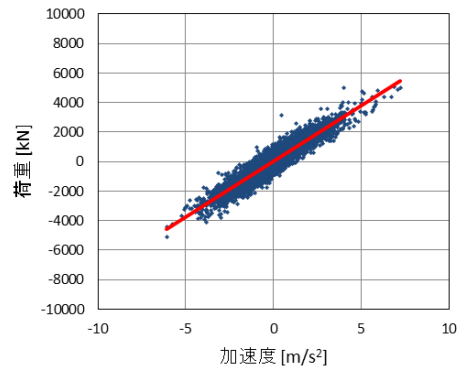
第 5.1-1 表 島根 2 号炉の実機有効質量比算出結果

水位	実機解析モデル ^{注3}	
	NASTRAN	Fluent
通常運転範囲の上限値 (H. W. L) ^{注2}	0.22	—
重大事故時水位 (S s)	0.23	0.23
重大事故時水位 (S d)	0.28 ^{注1}	—

注1 内部構造物を含まない条件による有効質量比を参考として示す。

注2 通常運転時におけるサブプレッションチェンバの耐震評価においては、保守的な評価条件として重大事故時水位 (S s) における内部水の有効質量を適用する。

注3 実際の内部水温度を考慮した密度に対して大きい値を適用し、有効質量が保守的に算出される条件を適用する。



第 5.1-4 図 荷重と加速度の関係

[1] 竹内正孝, 尾西重信, 飯田純, 熊谷信昭, 豊田幸宏, 高島大輔, 永坂英明: 地震時におけるトール型容器内部水の有効質量の評価, 日本機械学会2016年度年次大会講演論文集, No16-1

5.2 実機評価に適用する有効質量

島根2号炉の実機評価に適用する有効質量の設定にあたり、NASTRANにより算出される有効質量比に対する解析プログラム間の値の差異や試験結果との差異等を踏まえ、NASTRANにより算出される有効質量に係る保守性を検討する。

試験体モデルに対しては、有効質量比は、第4.3-1表のとおり、NASTRAN及び振動試験により算出した有効質量比は同等であり、概ねNASTRANの値が保守的な傾向を示す。また、実機解析モデルに対する有効質量比は、第5.1-1表のとおり、NASTRANと流体解析の算出結果が同等の値として得られている。

また、容器構造設計指針・同解説に記載されている球形タンク及び円筒タンクの有効質量比に対して、NASTRANを用いて有効質量比の確認解析を実施したところ、いずれのタンクに対しても有効質量比がほぼ一致している、又はNASTRANの値が保守的な傾向となっている（参考資料4参照）。

したがって、島根2号炉の地震応答解析に考慮する有効質量は、NASTRANにより算出される有効質量比が、他評価手法及び容器構造設計指針に対して一致もしくはおおむね保守的な傾向（有効質量比が大きくなる）を示すことから、NASTRANにより算出される有効質量を適用する。なお、評価手法の違い（NASTRANとFluent）による有効質量比の差異によって、サプレッションチェンバの固有周期が変動するため、工認段階においては、耐震評価に用いる床応答スペクトルとの関係にも配慮し、地震荷重を算出する。

6. 今回工認の地震応答解析

今回工認におけるサプレッションチェンバの地震応答解析は、既工認と同様に3次元はりモデルを用いた動的解析（スペクトルモーダル解析等）を適用する。解析モデルの設定に当たっては、サプレッションチェンバの各部材（サプレッションチェンバシェル、サプレッションチェンバサポート）に対する剛性、質量等を適切に反映したはり要素でモデル化し、サプレッションチェンバシェルとサプレッションチェンバサポートは、剛体要素で結合させる。サプレッションチェンバサポート下端の構造（半径方向に熱伸びを考慮した構造）を踏まえ、地震応答解析モデルのサプレッションチェンバサポートの下端位置の境界条件を、サプレッションチェンバサポートの周方向を固定、半径方向を自由とする。

水平方向の地震応答解析においては、サプレッションチェンバ内部水について第5.1.1項に示したNASTRAN（実機解析モデル）により容器（各要素）の内面圧力（水平方向の圧力及び鉛直方向の圧力）から各方向の有効質量を算定し、NASTRANの機能であるGuyan縮約法を用いて、容器（各要素）の有効質量をサプレッションチェンバシェル（はり要素による3次元解析モデル）の各節点に縮約し、付加する。このGuyan縮約法により各質点に縮約した有効質量は、各方向の並進質量及び回転質量で構成され、このうち回転質量は、水平方向の圧力及び鉛直方向の圧力による回転モーメントが適切に考慮されるものである（別紙4参照）。島根2号炉のサプレッションチェンバの動的解析モデル（水平）を第6-1図及び第6-2図に示す。

また、水平方向の地震荷重に考慮するスロッシング荷重は、流体解析により個別評価する（別紙3参照）。

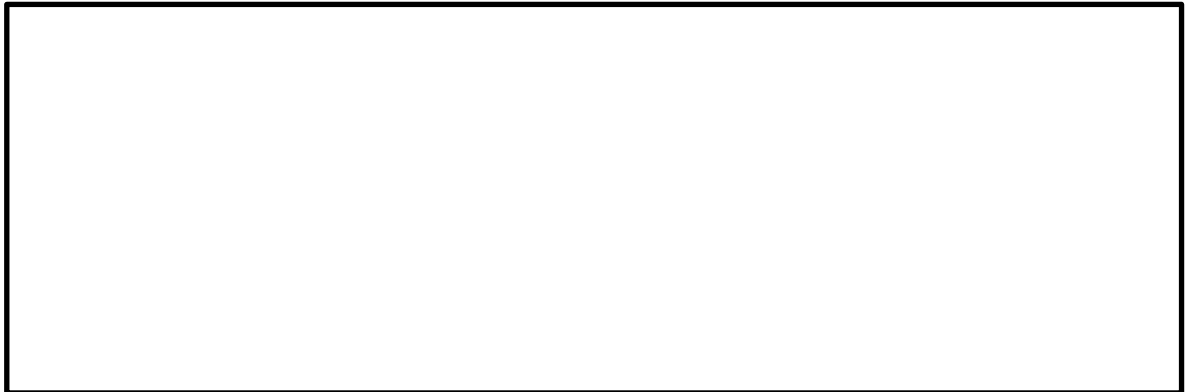
サプレッションチェンバの解析手法に関して実機と解析モデルの相違点及びこの相違点に対する設計反映事項を第6-1表に整理し、得られた結果を今回工認における評価に反映する。

鉛直方向の地震応答解析は、既工認同様、サプレッションチェンバの内部水全体を剛体として扱う。この場合、サプレッションチェンバの内部水は、動的解析モデルの質点に全質量を考慮する。

なお、静的地震力（ $3C_i$ 、 C_v ）によるサプレッションチェンバの静的解析においては、既工認同様、サプレッションチェンバの内部水全体を剛体として扱う。この場合、サプレッションチェンバが円環形状のため、外側の容積が大きいことから、内部水の重心位置は外側にオフセットした位置に設定される。サプレッションチェンバ静的解析モデルを第6-3図及び第6-4図に示す。

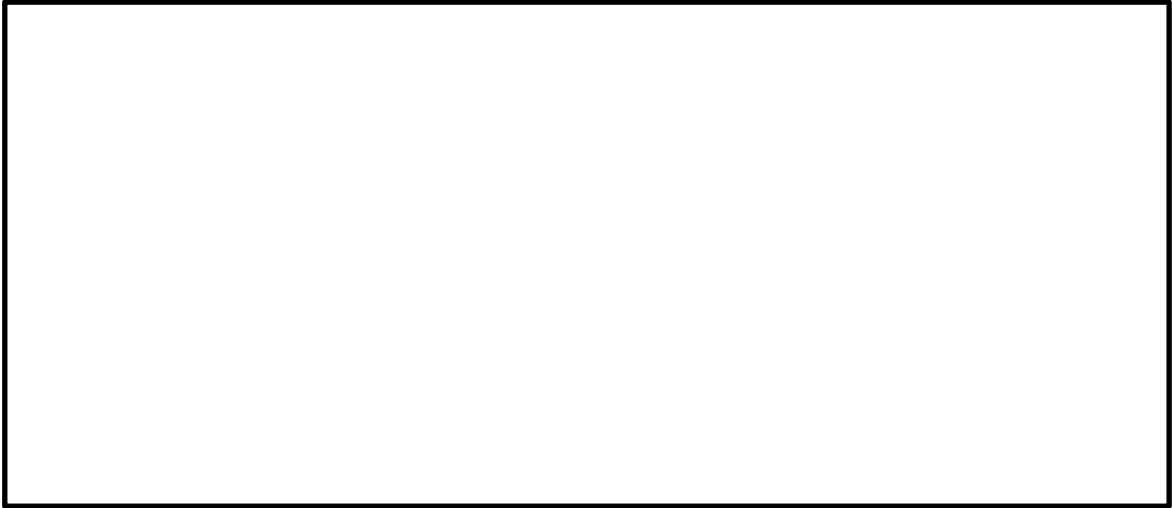


第6-1図 サプレッションチェンバ動的解析モデル（水平）全体図

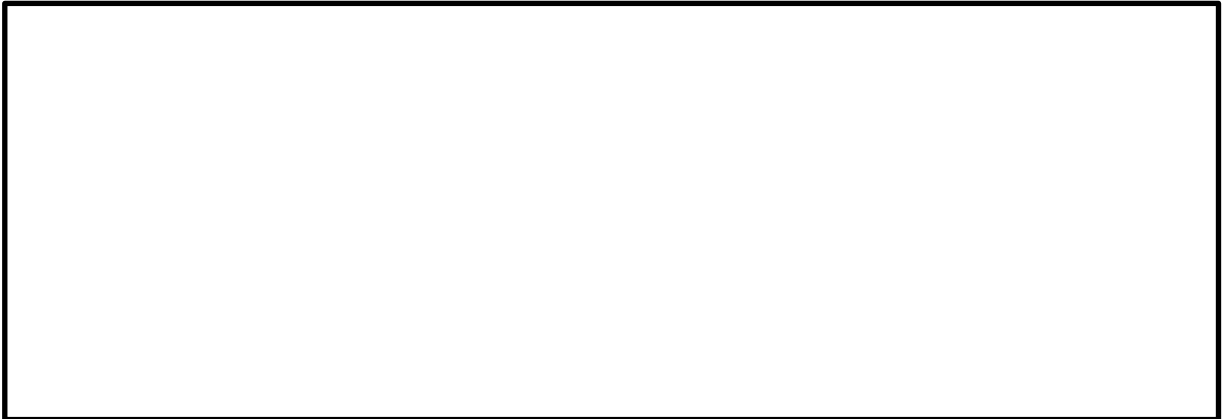


第6-2図 サプレッションチェンバ動的解析モデル（水平）断面概略図

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。




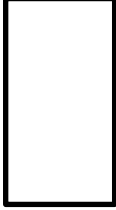
第6-3図 サプレッションチェンバ静的解析モデル全体図



第6-4図 サプレッションチェンバ静的解析モデル断面概略図

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

第6-1表 実機と今回評価に用いる解析モデルの相違点を踏まえた設計反映事項

項目	実機と今回評価に用いる解析モデルの相違点				設計への反映事項	
	寸法・形状		水位	流動		地震動
	内部構造物	左記以外				
① 有効質量の適用 ①-1 円環形状容器の有効質量算出の妥当性検証  NASTRAN (振動試験体モデル) / 振動試験体	相違あり (縮小モデルで実施) 有効質量への影響なし (容器の形状及び水位により定まる)	相違あり (内部構造物なし) 有効質量への影響なし (実機では内部構造物を考慮(5.1.1 NASTRANの実機解析モデル参照))	相違あり (通常運転範囲の上限相当の水位で実施) 有効質量への影響なし (実機解析で水位をモデル化(5.1.1 NASTRANの実機解析モデル参照))	相違なし (振動試験で流動を考慮)	相違あり (試験用地震波を適用) 有効質量への影響なし (異なる地震波により回程度の結果が得られることを確認(「参考資料3」参照))	実機と今回評価に用いる解析モデルの相違点に対する検討結果から、NASTRANにより算出される有効質量は適切に算出されるため、地震応答解析には、NASTRANにより算出される有効質量を適用し、地震荷重を算出すること。 エンバの固有周期が変動することが考えられるため、地震応答解析に用いる床応答スペクトルとの関係にも配慮する。
	相違なし	相違なし	相違あり (重大事故時水位を適用) 有効質量への影響あり(保守的) (通常運転範囲の上限値よりも保守的な条件を設定)	相違あり (考慮しない) 有効質量への影響なし (流体解析(Fluent)と同程度であることを確認)	相違あり (考慮しない) 有効質量への影響なし (流体解析(Fluent)と同程度であることを確認)	地震応答解析への反映事項はない。 地震応答解析では流動を考慮しないため、水平方向の地震荷重をFluentにより個別に算出する。
② 地震応答解析手法 NASTRAN (実機解析モデル) NASTRAN (実機解析モデル)	相違なし	相違あり (内部構造物なし) 地震応答解析への影響なし (ベント系はベント管ベローズを介して接続されており、地震応答に与える影響は軽微であることを確認。それ以外の内部構造物は質量として考慮。参照)	相違あり (Guyan縮約法を用いて有効質量をモデル化) 地震応答解析への影響なし (Guyan縮約法を用いた地震応答解析モデルは妥当であることを確認。(「別紙4」参照))	相違あり (考慮しない) 地震応答解析への影響なし (水平方向の地震荷重を考慮するスロッシング荷重はFluentにより個別に算出(「6. 今回工認の評価手法」及び「別紙3」参照))	相違なし	地震応答解析への反映事項はない。 地震応答解析では流動を考慮しないため、水平方向の地震荷重をFluentにより個別に算出する。
③ スロッシング荷重の個別評価  Fluent (実機解析モデル)	相違なし	相違なし	相違あり (SA時水位として設定) スロッシング荷重への影響あり(保守的) (通常運転範囲の上限値よりも保守的に算出(「別紙3 4.3.2 スロッシング荷重算定方法」参照))	相違なし	相違あり (水平1方向+鉛直方向)スロッシング荷重への影響あり(保守的) (水平2方向入力による影響が軽微であることを確認(「別紙3 4.3.3 スロッシング荷重及び有効質量に与える各種影響検討」参照))	実機と今回評価に用いる解析モデルの相違点に対する検討結果から、Fluentにより算出されるスロッシング荷重は、水平1方向+鉛直方向のスロッシング荷重の√2倍の荷重を考慮することに より保守的に評価する。

*サブプレッショenchエンバの耐震設計については4条だけでなく39条にも該当するため、重大事故時の設計条件も考慮

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

7. まとめ

島根2号炉のサプレッションチェンバの耐震評価について、容器の内部水が自由表面を有する場合、実際に地震荷重として付加される内部水は、その全質量でなく、一部の質量（有効質量）であることを踏まえ、サプレッションチェンバの内部水に対して有効質量を適用することの妥当性を確認した。

具体的には、サプレッションチェンバの内部水の有効質量は、汎用構造解析プログラムNASTRANを用いて算出するため、試験体を用いた振動試験から算出される有効質量、また、実機解析モデルに対する流体解析から算出される有効質量、さらには容器構造設計指針・同解説の球形タンク等の有効質量と比較・検証した結果、NASTRANにより算出される有効質量が他の評価手法と同等もしくは概ね保守的な傾向を示すことを確認した。

以上のことから、島根2号炉の今回工認においては、サプレッションチェンバの内部水に対して有効質量を適用した耐震評価を実施する。

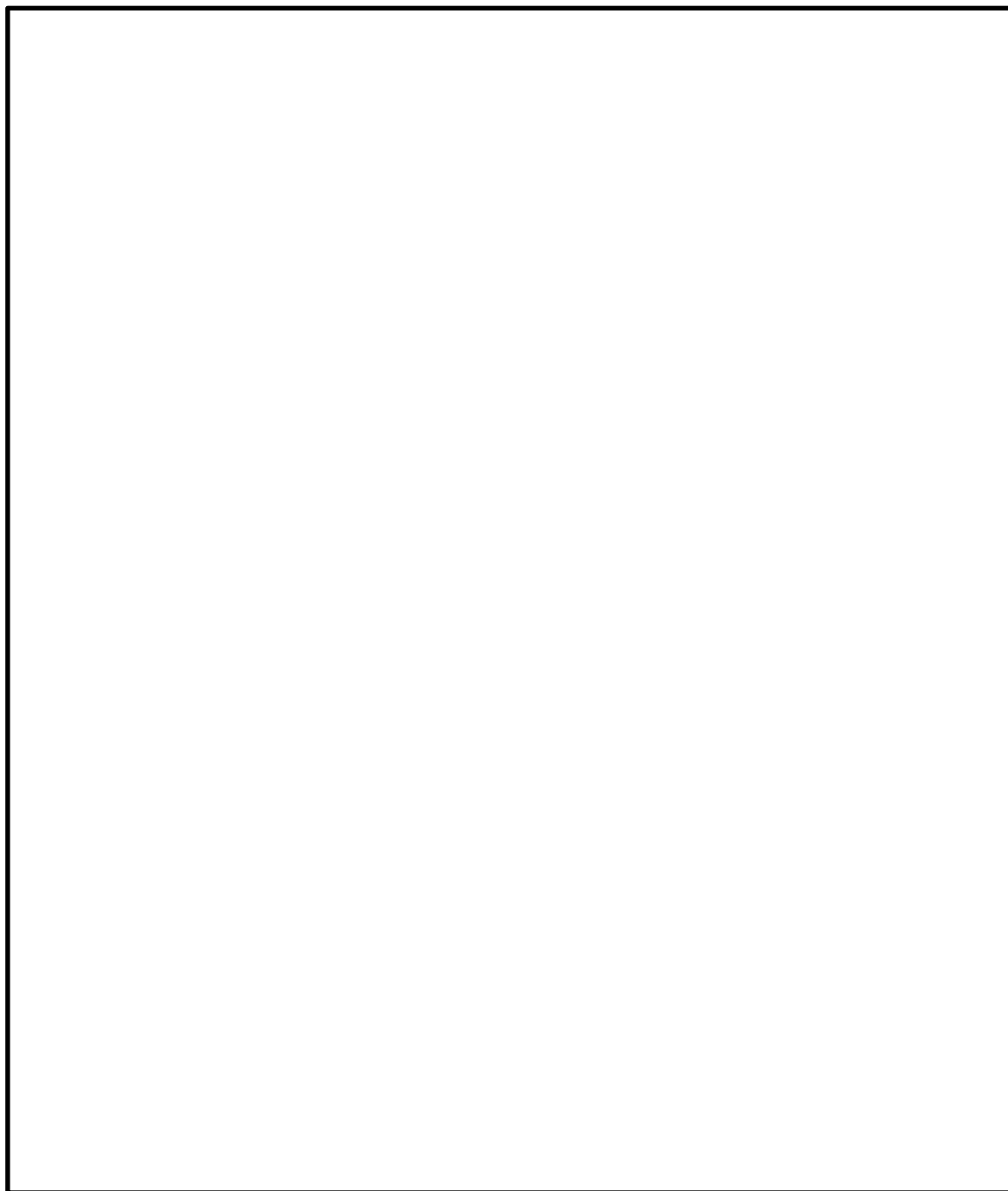
また、サプレッションチェンバの評価に用いるスロッシング荷重は、流体解析により個別評価する。

規格類における有効質量の適用例

1. 概要

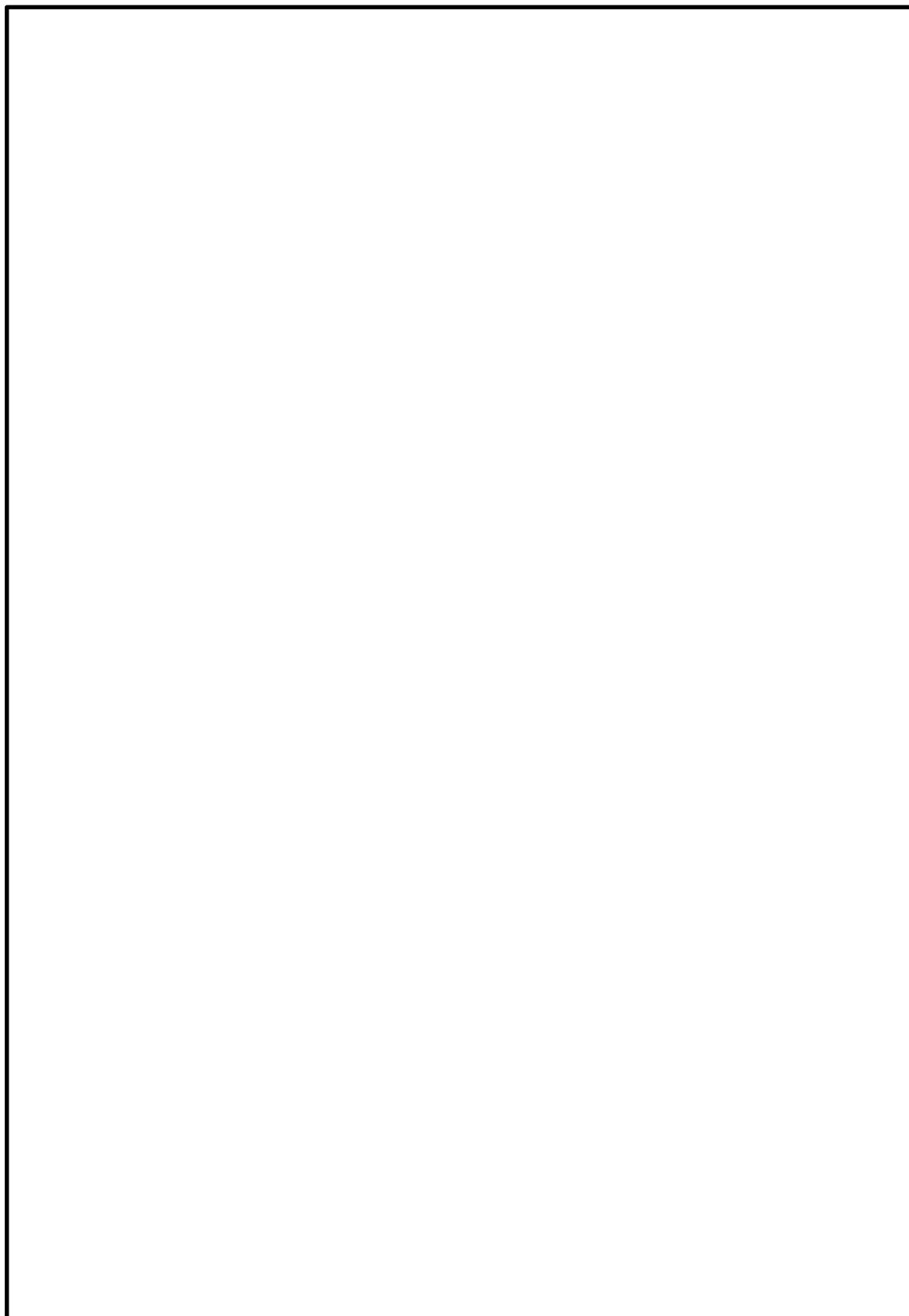
有効質量の考え方は, 他産業の耐震設計において一般的に取り入れられている。その一例として「容器構造設計指針・同解説（日本建築学会）」における球形タンク及び円筒タンクの設計への適用例を示す。

(球形タンクへの適用例)



本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

(円筒タンクへの適用例)



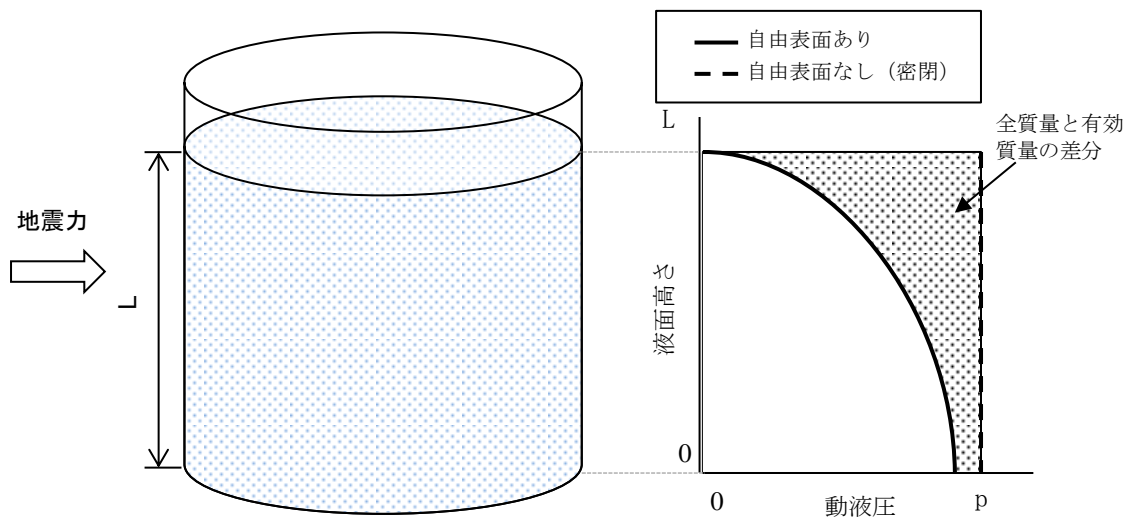
本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

有効質量の概要

容器の振動方向に地震荷重として付加される荷重は、内部水を剛体として扱う場合の荷重よりも小さいことが知られており、このときのみかけの質量は有効質量（又は付加質量、仮想質量等）と呼ばれている。ここでは、円筒タンクを例に有効質量の概要を説明する。

第1図のように、直径Dの円筒タンクに液面高さLの水が入っているとす。通常、容器内の水は自由表面を有しており、このタンクに水平方向に単位加速度を与えた場合の側板における動液圧力は、第2図に示すように自由表面において0であり、深さ方向に二次曲線的な分布を生じる。一方、容器内を満水とし自由表面を無くした場合には、水全体が一体となって動くため、側板の動液圧力は高さ方向に一定となる。このように、自由表面を有する場合に側板に作用する地震荷重は、自由表面がない場合（水全体が一体に動く場合）の地震荷重に対して小さくなる。円筒タンクに加わる地震荷重のイメージを第3図に示す。

荷重評価において、自由表面を有する内容液の加速度に対する実際に地震荷重として付加される質量を有効質量という。また、水の全質量に対する有効質量の比を有効質量比という。

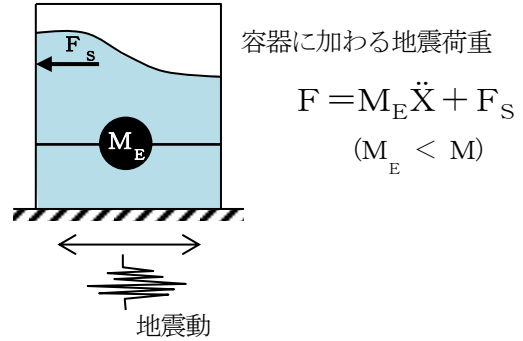
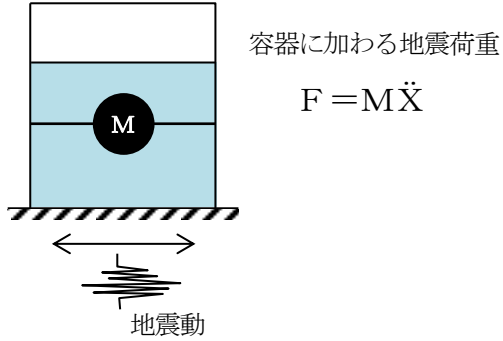


第1図 円筒タンクの内容液
(イメージ)

第2図 加速度に対する側板の
動液圧分布

M : 容器と一体で挙動する
内部水質量 (=全質量)
 \ddot{x} : 容器の応答加速度

F_s : スロッシング荷重
 M_E : 容器と一体で挙動する
内部水質量 (=有効質量)



内部水を剛体として扱う場合

実際の地震荷重

第3図 円筒タンクに加わる地震荷重のイメージ

サプレッションチェンバ内部水のスロッシング荷重について

1. 概要

耐震評価における構造物の内部水の考え方としては、たて置円筒容器などでハウスナーの手法が一般的に採用されている。

本資料では、ハウスナーの手法^[1]の考え方をを用いてサプレッションチェンバの内部水の扱いについて説明する。

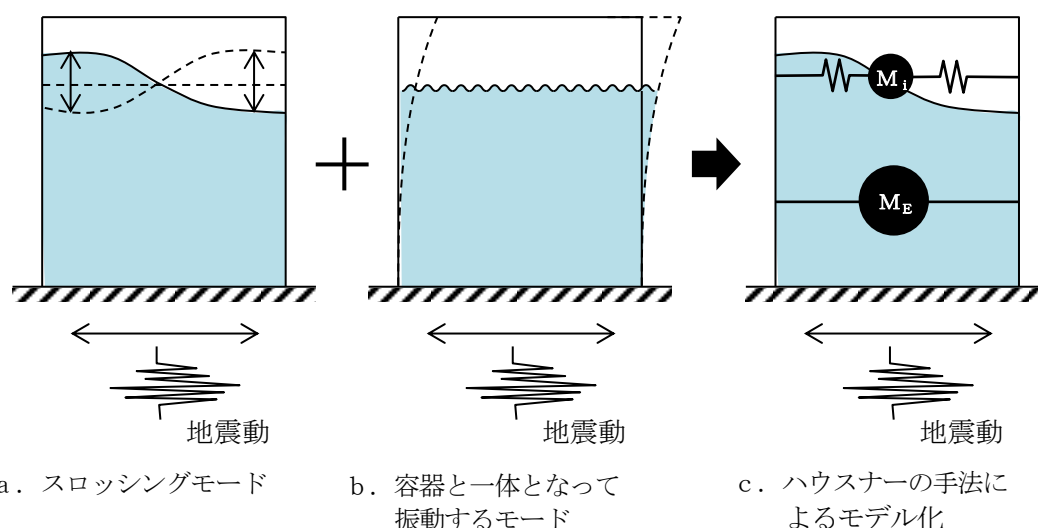
また、汎用流体解析コード F l u e n t を用いたスロッシング荷重の算定方法について説明する。

2. ハウスナーの手法による内部水の考え方

たて置円筒容器の内部水の地震時の挙動の概念について、第 2-1 図に示す。

水平方向の地震動に対する内部水の挙動としては、液面表面が揺れるスロッシングモードと内部水が容器と一体となって振動するモードの 2 つのモードが組み合わされる。

ハウスナーの手法では、容器と一体となって振動するモードとして付加される質量 M_E (有効質量) を剛体として、スロッシングモードとして付加される質量 M_i とスロッシングの固有周期を考慮したバネを容器に結合した解析モデルにて、耐震評価を行い容器と一体となって振動するモード及びスロッシングモードによる荷重を計算する。



第 2-1 図 たて置円筒容器の内部水の地震時の挙動の概念

3. サプレッションチェンバの内部水の扱い

地震時のサプレッションチェンバに対する荷重を算出する場合のサプレッションチェンバの内部水の扱いについて、水平方向及び鉛直方向に分けて説明する。

水平方向の地震動によるサプレッションチェンバに対する地震荷重は、容器と一体となって振動するモードによる荷重及びスロッシングモードによる荷重に分けて評価する。

容器と一体となって振動するモードによる荷重は、汎用構造解析プログラム N A S T R A N から算出される有効質量を用いて、地震応答解析モデルに付加質量 M_E として設定し、はりモデルを用いた動的解析（スペクトルモーダル解析等）により算出する。ここで、この地震応答解析モデルでは、スロッシングモードとして付加される質量 M_i とバネは考慮しない。

一方、スロッシングモードによる荷重は、前述の地震応答解析とは別に、実機サプレッションチェンバの内部構造物及び内部水の全質量（水位）を考慮し、汎用流体解析コード F l u e n t により算出する。ここで、F l u e n t を用いて地震時の内部水によるサプレッションチェンバに対する荷重を算出する場合、スロッシングモードによる荷重及び容器と一体となって振動するモードによる荷重の総和 F として算出される。このため、荷重の総和 F から容器と一体となって振動するモードによる荷重を差し引くことでスロッシング荷重を算出する。

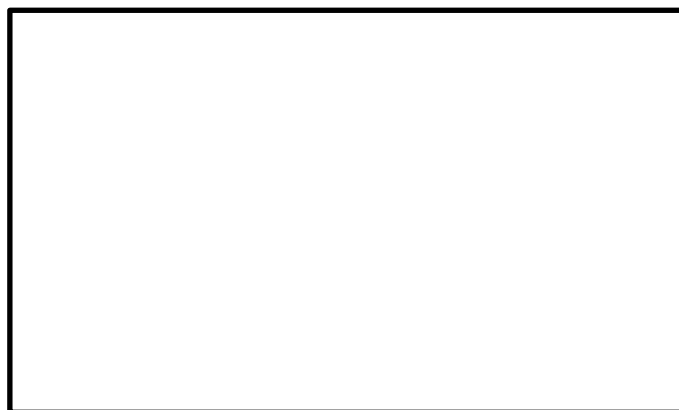
鉛直方向の地震動によるサプレッションチェンバに対する地震荷重は、地震応答解析モデル上、内部水の全質量を考慮し、はりモデルを用いて算出する。

4. 実機スロッシング荷重の算定方法

F l u e n t を用いたスロッシング荷重の算出方法について、重大事故時における算出例を説明する。

4.1 解析モデル

解析モデルを第 4.1-1 図に、解析諸元を第 4.1-1 表に示す。



第 4.1-1 図 流体解析モデル

第 4.1-1 表 解析諸元

格子数	
格子幅	

4.2 解析条件

解析条件を第 4.2-1 表に示す。

第 4.2-1 表 解析条件

モデル化範囲	サプレッションチェンバ内
水位	重大事故時水位 (S s) (4000mm)
評価用地震動	基準地震動 S s (水平方向と鉛直方向) 注1 に対する 原子炉建物EL. 1300mmにおける建物床応答
解析コード	F l u e n t Ver. 18.2 (汎用流体解析コード) V O F 法を用いた流体解析
その他	内部構造物のモデル化範囲：ベントヘッド，ダウンカマ， クエンチャ，E C C S ストレーナ

注 1 地震動の特徴を考慮し、スロッシングの固有周期帯の応答加速度及び設備の固有周期帯の応答加速度が大きい S s - D を用いて検討する。

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

4.3 スロッシング荷重算定

4.3.1 スロッシング荷重算定方法

F l u e n t で算出される荷重 F は、スロッシングモードによる荷重 F_s 、及び容器と一体となって振動するモードによる荷重 $M_E \cdot \ddot{x}$ の和であることから、スロッシングモードによる荷重 F_s は、下式で表される。

$$F_s = F - M_E \cdot \ddot{x}$$

ここで、

M_E : 有効質量

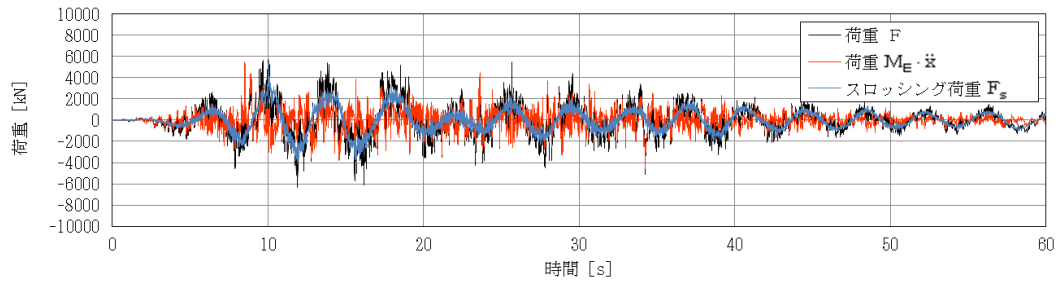
\ddot{x} : 入力加速度

なお、有効質量の算出においては、荷重時刻歴波形について 0.4Hz のハイパスフィルター処理を行い、スロッシング周期成分を取り除いている。

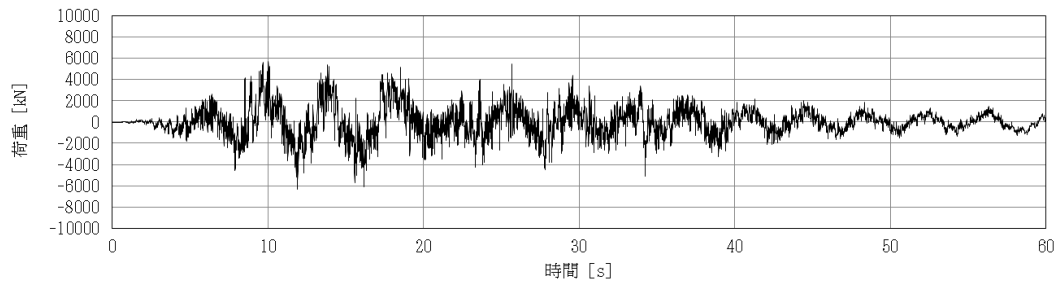
4.3.2 スロッシング荷重算定結果

F l u e n t で算定した荷重 F 、容器と一体となって振動するモードによる荷重 $M_E \cdot \ddot{x}$ 、スロッシングモードによる荷重 F_s の荷重時刻歴を第 4.3-1 図に、スロッシングモードによる最大荷重及びスロッシングモードによる荷重算定における有効質量比を第 4.3-1 表に、F l u e n t で算出した荷重 F のフーリエスペクトル (S s - D, 重大事故時水位 (S s)) を第 4.3-2 図にフーリエスペクトルから求めたスロッシングの固有周期を第 4.3-2 表に示す。また、スロッシング解析結果例 (S s - D, 重大事故時水位 (S s), 最大荷重発生時刻付近 (12 秒時点)) を第 4.3-3 図に示す。

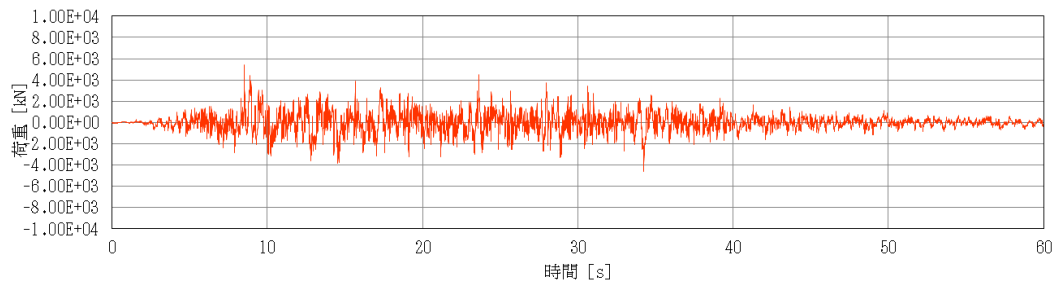
また、サプレッションチェンバの時刻歴応答解析結果による地震荷重 (5.396×10^7 (N) (暫定値, 重大事故時水位 (S s), S s - D)) に対するスロッシングモードによる荷重の最大値 (5.36×10^6 (N) (暫定値, 重大事故時水位 (S s), S s - D)) の比率は約 10% である。また、サプレッションチェンバの耐震評価では、拡幅をした床応答スペクトルによるスペクトルモーダル解析による地震荷重を適用することから、スロッシングモードによる荷重の影響は更に小さくなると考えられる。



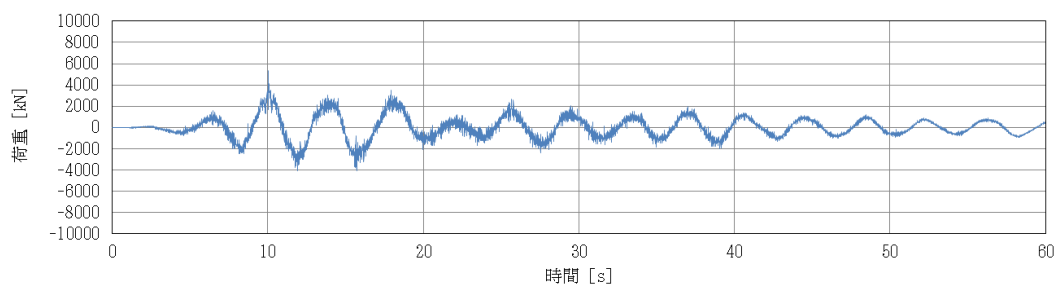
(a) 各荷重の重ねがき



(b) 荷重 F



(c) 荷重 $M_E \cdot \ddot{x}$

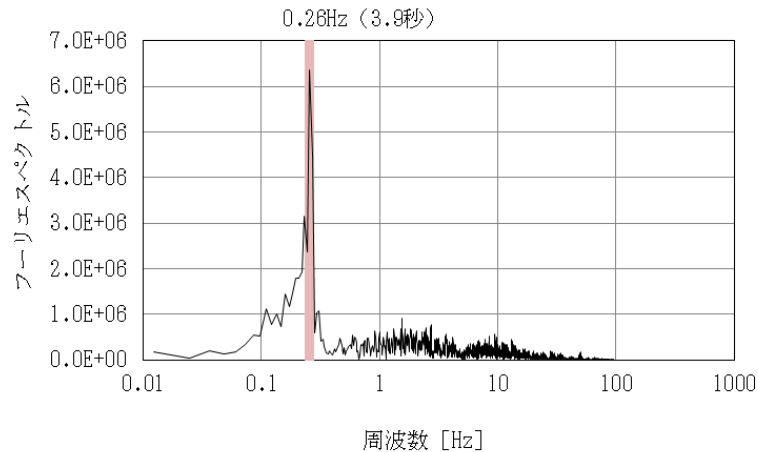


(d) スロッシング荷重 F_s

第 4.3-1 図 各モードの荷重時刻歴 (S s - D, 重大事故時水位 (S s))

第 4.3-1 表 スロッシングモードによる最大荷重及び
スロッシング荷重算定における有効質量比

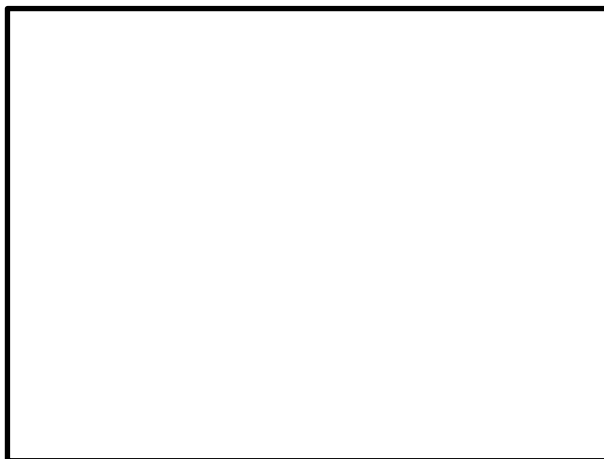
地震動	水位条件	最大荷重 [kN]	有効質量比
S s - D	重大事故時水位 (S s)	5,363	0.23



第 4.3-2 図 フーリエスペクトル (S s - D, 重大事故時水位 (S s))

第 4.3-2 表 スロッシングの固有周期

水位条件	固有周期 [s]
重大事故時水位 (S s)	約 3.9 秒



注 1 : 色の違いは、水面高さの違いを表す。また、高さは初期水位を 0 m としたもの表している。

第 4.3-3 図 スロッシング解析結果例
(S s - D, 重大事故時水位 (S s), 最大荷重発生時刻付近)

参考文献 [1] : Housner, G. W. : Nuclear Reactors And Earthquakes, TID Rep. 7024, 1963.

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

4.3.3 スロッシング荷重及び有効質量に与える影響検討

サプレッションチェンバ内部水によるスロッシング荷重は、サプレッションチェンバの主要な内部構造物を考慮した実機解析モデルを用いて、水平1方向+鉛直方向の地震動を入力した解析結果から算定している。

上記解析条件に対して水平2方向入力による影響を検討し、スロッシング荷重及び有効質量に与える影響について検討を行う。

(1) 影響検討方針

水平2方向入力によるスロッシング荷重への影響について、地震動の入力条件を水平1方向+鉛直方向及び水平2方向+鉛直方向とした場合のスロッシング荷重を比較し、確認する。

入力地震動は、スロッシング荷重が最大となる $S_s - D$ を用いる。また、水位条件は、スロッシング荷重が最大となる重大事故時水位 (S_s) を用いる。

解析条件を第4.3-3表に示す。

第4.3-3表 解析条件 (水平2方向入力)

項目	基本ケース	影響検討ケース
解析コード	F l u e n t	同左
解析モデル	実機解析モデル	同左
入力波	$S_s - D$	NS方向： $S_s - D$ EW方向：位相特性の異なる $S_s - D$ ^{注1}
地震動の入力方向	水平1方向 +鉛直方向	水平2方向 +鉛直方向
水位	重大事故時水位 (S_s)	同左

注1 位相特性の異なる $S_s - D$ の作成方針等については参考資料10参照

(2) 影響検討結果

評価結果を第 4.3-4 表、最大荷重発生時刻付近（12 秒）の変位コンター図を第 4.3-4 図に示す。

水平 2 方向入力によるスロッシング荷重の影響について、基本ケース（合成荷重：水平 1 方向入力の最大荷重値の $\sqrt{2}$ 倍）に比べ、影響検討ケース（水平 2 方向入力の時刻歴荷重の最大値）は、小さいことを確認した。これは、水平 2 方向入力の影響により、スロッシング荷重が周方向へ分散していること及びEW方向地震動の位相特性によるものと考えられる。また、水平 2 方向の入力波を位相反転させた場合の影響は、サプレッションチェンバが円環形状（対称形状）であることから、スロッシング荷重への影響はないと考えられる。

よって、サプレッションチェンバのスロッシング荷重評価は基本ケースのとおり、入力地震動を水平 1 方向+鉛直方向とすることで保守的になることを確認した。また、有効質量比は基本ケースと影響検討ケースで一致しており、水平 2 方向入力による有効質量比への影響はないことを確認した。

なお、基本ケース及び影響検討ケースに対するスロッシング最大荷重発生時刻付近の変位コンター図はほぼ同様な分布、波高であり、大きな差異がないことを確認した。

第 4.3-4 表 評価結果（水平 2 方向入力）

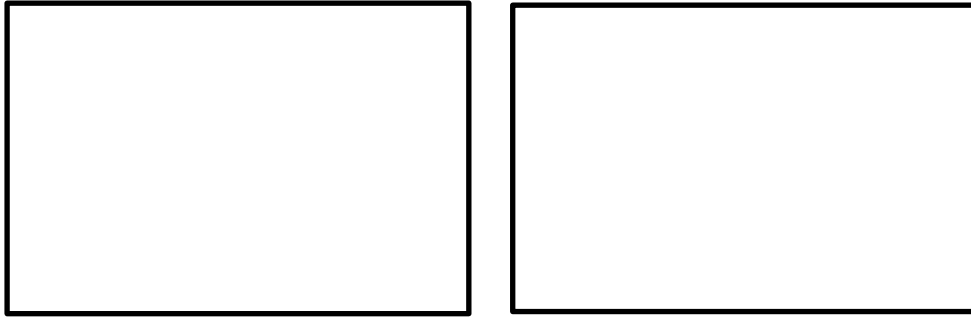
検討ケース		①基本ケース (水平 1 方向入力)	②影響検討ケース (水平 2 方向入力)	①/②
スロッシング 最大荷重 ^{注1} (kN)	NS	5,363	5,364 ^{注2}	1.00
	EW	—	3,699 ^{注2}	1.45
	合成荷重	7,584 ^{注3}	5,372 ^{注4}	1.41
有効質量比	NS	0.23	0.23	1.00
	EW		0.23	1.00

注1 スロッシング最大荷重は地震波に依存することから、今後作成する建物応答に対するスロッシング荷重を確認する必要があるため暫定値

注2 1 方向成分（NS 又は EW）のみに着目した場合の最大荷重

注3 基本ケースの最大荷重の $\sqrt{2}$ 倍の荷重

注4 各方向に加わるスロッシング荷重を時刻毎に合成（ $\sqrt{NS^2+EW^2}$ ）した値の最大値



①基本ケース
(最大荷重発生時刻 (12 秒) 付近)

②影響検討ケース
(最大荷重発生時刻 (12 秒) 付近)

注1 色の違いは、水面高さの違いを表す。また、高さは初期水位を0 mとしたものを表している。

第 4.3-4 図 変位コンター図

サプレッションチェンバ内部水の地震応答解析モデルへの設定方法について

1. 概要

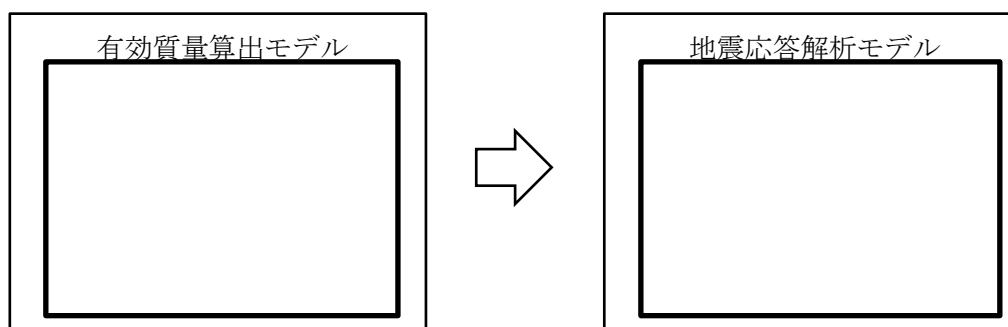
本文第 6 項に示した島根 2 号炉のサプレッションチェンバの地震応答解析モデル（はり要素を用いた 3 次元多質点モデル）では、本文第 5.1.1 項に示した N A S T R A N（シェル要素を用いた実機解析モデル）により算出される各要素の有効質量及びその位置（高さ）を考慮し、地震応答解析モデルの各質点に内部水の有効質量を縮約して設定する。

本資料では、その設定方法の考え方について説明する。

2. 縮約

縮約とは、膨大な数のデータを扱う有限要素法などの解析において、行列の大きさ（次元）を小さくする解析上のテクニックであり、その手法として、G u y a n の縮約法（Guyan's Reduction）が広く一般的に使われている。

サプレッションチェンバの内部水に対する有効質量を地震応答解析モデルに設定するにあたり、この手法を用いて、N A S T R A N により算出されるサプレッションチェンバシェルの各要素の有効質量及びその位置（高さ）を、地震応答解析モデルの各質点に縮約する（第 2-1 図参照）。



第 2-1 図 有効質量の縮約

3. 地震応答解析モデルへの設定方法

3.1 地震応答解析モデルへの設定方法の考え方

NASTRANにより算出されるサプレッションチェンバシエルの各要素の有効質量及びその位置（高さ）を，地震応答解析モデルのサプレッションチェンバシエルの各質点に設定する方法（G u y a nの縮約法）のイメージを第3.1-1図に示す。

① NASTRANから算出されるサプレッションチェンバの内部水の有効質量

NASTRANではサプレッションチェンバシエルの各要素に対する内部水の有効質量が算出されており，解析モデルの一断面を考えた場合，有効質量算出モデルの1要素における有効質量 m_i は，水平方向及び鉛直方向の有効質量（ $m_{x i}$ ， $m_{z i}$ ）に分解できる。

なお，水平方向の有効質量 $m_{x i}$ をサプレッションチェンバ全体に積分するとサプレッションチェンバの内部水に対する有効質量と一致し，また，鉛直方向の有効質量 $m_{z i}$ をサプレッションチェンバ全体に積分した場合，サプレッションチェンバシエルの底面圧力による荷重と一致する。

② 地震応答解析モデルのはり要素（1箇所の質点）への縮約（1要素の有効質量）

上記①で示した水平方向及び鉛直方向の有効質量（ $m_{x i}$ ， $m_{z i}$ ），その位置（高さ）を考慮し，それらが地震応答解析モデルのはり要素（1箇所の質点）における慣性力及び回転慣性力が等価となるように，並進質量（ m_x ， m_z ）及び回転質量（ $R m_x$ ， $R m_z$ ）を設定する。

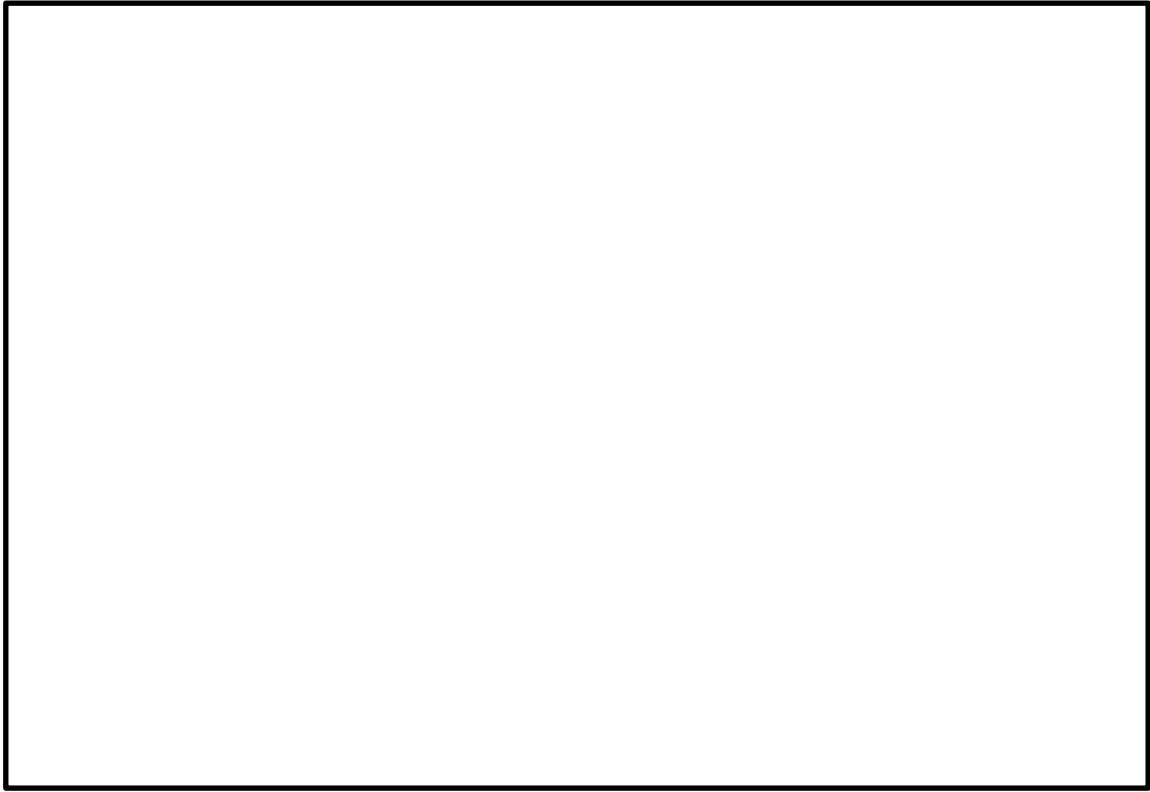
なお，回転質量 $R m_z$ は，サプレッションチェンバの底面圧力によるモーメントとして考慮される。

③ 地震応答解析モデルのはり要素（1箇所の質点）への縮約（全要素の有効質量）

NASTRANにより算出されるサプレッションチェンバシエル全要素の有効質量に対して，上記②の考え方を3次元の位置関係を考慮して展開し，地震応答解析モデルのはり要素（1箇所の質点）における並進質量（ m_x ， m_y ， m_z ）及び回転質量（ $R m_x$ ， $R m_y$ ， $R m_z$ ）に縮約する。

④ 地震応答解析モデル（全質点）における有効質量の設定

地震応答解析モデルにおけるはり要素の全質点に対して，上記③の考え方を展開し，並進質量（ m_x ， m_y ， m_z ）及び回転質量（ $R m_x$ ， $R m_y$ ， $R m_z$ ）が設定される。



第 3.1-1 図 Guyan の縮約法のイメージ

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

3.2 地震応答解析モデルへ設定する有効質量

今回工認に用いるサブプレッションチェンバの地震応答解析モデルを第3.2-1図に示す。また、重大事故時水位（S s）条件で水平方向（Y方向）加振時及び鉛直方向（Z方向）加振時の地震応答解析モデルの各質点位置に縮約される有効質量を第3.2-1表及び第3.2-2表に示し、今回工認に用いるサブプレッションチェンバの地震応答解析モデルに設定する有効質量（並進質量及び回転質量）が有する意味合いを以下に示す。

(1) 並進質量

- ・ Y方向加振時の各質点の並進質量 m_y の合計値 kg は、サブプレッションチェンバ内部水の有効質量を表し、Z方向加振時の各質点の並進質量 m_z の合計値 kg は、サブプレッションチェンバ内部水の全質量を表すことから、有効質量比は $0.23 (= \text{})$ となる。
- ・ この有効質量比は、本文第5.1-1表におけるNASTRANによる実機解析モデル（重大事故時水位（S s））の有効質量比 0.23 と一致する。
- ・ Y方向加振時の並進質量 m_y は、Y軸方向（質点1, 33）がX軸方向（質点17）よりも質量が集中する傾向があり、流体解析コードFluentによる圧力分布（参考資料7第3図参照）とも整合している。
- ・ Y方向加振時の並進質量 m_x 、 m_z 及びZ方向加振時の並進質量 m_y は、サブプレッションチェンバの容器形状（軸対称）に応じた分布となっており、それぞれの合計値は0となる。
- ・ Z方向加振時の並進質量 m_x について合計値は0でないが、これは解析モデルが半周モデルであることに起因しており、全周モデルとした場合には、Y軸に対して対照な挙動を示すため、並進質量 m_x の合計値は0となる。

(2) 回転質量

- ・ Y方向加振時の各質点の回転質量 $R m_x$ は、サブプレッションチェンバの容器内面に加わる圧力（各シェル要素のY方向成分及びZ方向成分）を各質点位置にオフセットした場合の等価な回転慣性力を表している。
- ・ 各質点での回転質量 $R m_x$ は、サブプレッションチェンバの容器中心位置（はりモデルの質点位置）を基準としており、回転質量が正の場合は容器中心位置よりも低い位置に、回転質量が負の場合は容器中心位置よりも高い位置に内部水の等価高さがあると見なすことができる。
- ・ 今回の地震応答解析モデルにおけるY方向加振時の各質点位置の回転質量の合計値は正であるため、サブプレッションチェンバ内部水の有効質量の等価高さは、容器中心位置よりも低い位置にあることを表している。

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

- ・ Y方向加振時の有効質量（並進質量 m_y ）の合計値 kg と Y方向の回転質量 $R m_x$ の合計値 kg・m から、サプレッションチェンバ内部水全体を簡便に一質点とした場合の等価高さは、サプレッションチェンバの容器中心位置（はりモデルの質点位置）から約 m (=) 低い位置にあると算出される。これは、内部水の重心位置（容器中心位置から下方に約 2.4m の位置）よりも高く、Housner 理論による底面圧力を考慮した円筒容器の評価式における容器水位に対する容器半径が比較的大きい場合の傾向とも整合する。
- ・ Y方向加振時の回転質量 $R m_y$ 及びZ方向の回転質量 $R m_x$ 、 $R m_z$ は、隣り合う質点の関係として回転質量の増減が表れるが、これは質点位置の容器形状の違いによるものであり、容器形状が軸対称であるため、それぞれの合計値は0となる。
- ・ Y方向加振時の回転質量 $R m_z$ 、Z方向の回転質量 $R m_y$ のそれぞれの合計値は0でないが、Z方向の並進質量 m_x と同様に解析モデルが半周モデルであることに起因している。



第 3.2-1 図 サプレッションチェンバ地震応答解析モデル

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

第 3.2-1 表 縮約した有効質量
 (重大事故時水位 (S s), Y 方向 (水平) 加振時)

節点 番号	並進質量			回転質量		
	m_x ($\times 10^3\text{kg}$)	m_y ($\times 10^3\text{kg}$)	m_z ($\times 10^3\text{kg}$)	$R m_x$ ($\times 10^3\text{kg}\cdot\text{m}$)	$R m_y$ ($\times 10^3\text{kg}\cdot\text{m}$)	$R m_z$ ($\times 10^3\text{kg}\cdot\text{m}$)
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						
26						
27						
28						
29						
30						
31						
32						
33						
合計						

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

第 3.2-2 表 縮約した有効質量
 (重大事故時水位 (S s), Z 方向 (鉛直) 加振時)

節点 番号	並進質量			回転質量		
	m_x ($\times 10^3 \text{kg}$)	m_y ($\times 10^3 \text{kg}$)	m_z ($\times 10^3 \text{kg}$)	$R m_x$ ($\times 10^3 \text{kg}\cdot\text{m}$)	$R m_y$ ($\times 10^3 \text{kg}\cdot\text{m}$)	$R m_z$ ($\times 10^3 \text{kg}\cdot\text{m}$)
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						
26						
27						
28						
29						
30						
31						
32						
33						
合計						

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

4. 応答解析モデルの妥当性確認

4.1 妥当性確認方針

サプレッションチェンバの地震応答解析モデルにおいては、内部水の等価高さを適切に考慮するため、N A S T R A Nの機能であるG u y a n縮約法により算出される有効質量を3次元はりモデルの質点位置に設定しており、N A S T R A NのG u y a n縮約法を用いて縮約した水平方向の有効質量については、「3. 地震応答解析モデルへの設定方法」にて、G u y a n縮約法を適用していないN A S T R A N（3次元シェルモデル）から算出した水平方向の有効質量と同等であることを確認している。

ここで、円筒容器等をモデル化する手法として用いられるH o u s n e r理論における円筒容器等の評価式では、有効質量及び等価高さを以下のとおり算定している。

- ① 有効質量は水平方向の加速度による内部水から受ける容器側面圧力（水平方向の圧力）から算定
- ② 等価高さは上記①の有効質量と容器側面圧力（水平方向の圧力）による回転モーメントから算定
- ③ 容器半径に対して水位が低い場合の等価高さは上記②に加えて、底面圧力（鉛直方向の圧力）による回転モーメントから算定される高さを加算
上記③における等価高さの取り扱い及び「3.2 地震応答解析モデルへ設定する有効質量」における等価高さが内部水の重心位置よりも高いことを考慮すると、サプレッションチェンバ内部水から受ける容器側面圧力（水平方向の圧力）に加えて底面圧力（鉛直方向の圧力）を把握することは重要である。

今回工認に用いる地震応答解析モデルでは、N A S T R A Nを用いて容器（各要素）の内面圧力（水平方向の圧力、鉛直方向の圧力）から各方向の有効質量を算定しており、これらはG u y a n縮約法を用いてサプレッションチェンバのはりモデルの質点位置に縮約される。このため、以下の検討によりサプレッションチェンバの応答解析モデルの妥当性の確認を行う。

① 鉛直方向圧力の妥当性確認

N A S T R A N（3次元シェルモデル）により算出される鉛直方向の有効質量比と、F l u e n tによる流体解析結果から得られる流体解析結果から算出される鉛直方向の有効質量比との比較により、N A S T R A Nの有効質量算出モデルにおける鉛直方向圧力の妥当性の確認を行う。

② G u y a n縮約法の妥当性確認

サプレッションチェンバ実機解析モデルにおいて、G u y a n縮約法を適用（3次元はりモデル）、非適用（3次元シェル+はりモデル）の解析モデルにより得られる応答加速度を比較し、サプレッションチェンバにおけるG u y a n縮約法の妥当性の確認を行う。

本検討の目的を第4.1-1表に示す。

第 4.1-1 表 検討の目的

比較対象	3次元シェルモデル ^{注1} ／流体解析モデル	3次元シェル+はりモデル ^{注2} ／3次元はりモデル ^{注3}
確認項目	鉛直方向の有効質量比	応答加速度・荷重
検討目的	鉛直方向の圧力の 妥当性確認	G u y a n縮約法の 妥当性確認

注1 N A S T R A Nによる有効質量算出モデル

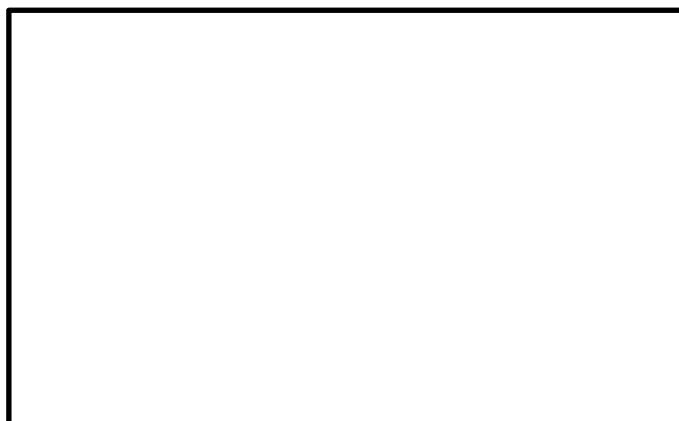
注2 N A S T R A Nで算定した有効質量をシェル要素とし，サブプレッションチェンバの構造部分をはりモデルとした応答解析モデル

注3 N A S T R A Nで算定した有効質量をG u y a n縮約法により試験体のはり要素に付加した応答解析モデル（今回工認におけるサブプレッションチェンバの地震応答解析モデル）

4.1.1 鉛直方向圧力の妥当性確認

(1) 解析条件

妥当性確認において適用する水位は、3次元シェルモデル及び流体解析モデル共に重大事故時水位（S s）とする。その他の解析条件は本文「5.耐震評価に用いる有効質量の設定」と同様とする。解析モデルを第4.1-1図及び第4.1-2図に示す。



第4.1-1図 3次元シェルモデル（NASTRAN）
（本文第5.1-1図の再掲）



a. 外観

b. 内部構造物

第4.1-2図 流体解析モデル（Fluent）
（本文第5.1-3図の再掲）

(2) 解析結果

実機サプレッションチェンバの鉛直方向の有効質量比の算出結果を第4.1-2表に示す。3次元シェルモデル及び流体解析モデルにより算出した有効質量比はほぼ一致しており、NASTRANによる鉛直方向圧力は適切である。

第4.1-2表 鉛直方向の有効質量比算出結果

	3次元シェルモデル (NASTRAN)	流体解析モデル (Fluent)
鉛直方向の 有効質量比	0.98	0.99

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

4.1.2 Guyan縮約法の妥当性確認

(1) 解析モデル

応答解析結果の比較を行う解析モデルを以下に示す。

① 3次元シェル+はりモデル

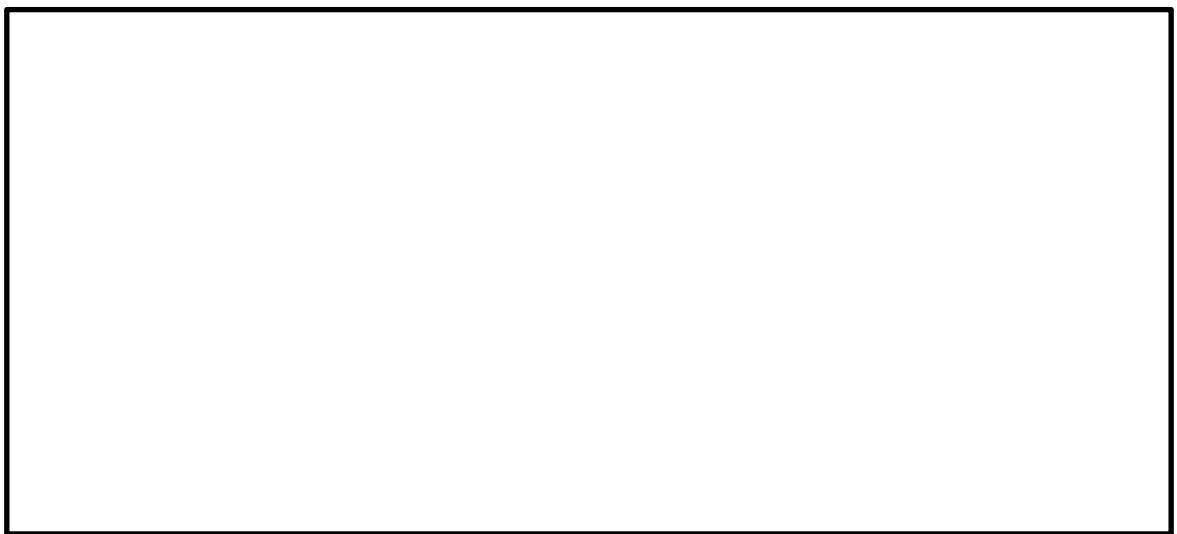
NASTRANで算定した有効質量をシェル要素とし、サプレッションチェンバの構造部分をはりモデルとした3次元シェル+はりモデル（第4.1-3図参照）



第4.1-3図 3次元シェル+はりモデル

② 3次元はりモデル

NASTRANで算定した有効質量をGuyan縮約法により試験体のはり要素に付加した3次元はりモデル（今回工認におけるサプレッションチェンバの地震応答解析モデル）（第4.1-4図参照）



第4.1-4図 3次元はりモデル

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

(2) 解析条件

地震応答解析条件を第 4.1-3 表に示す。

第 4.1-3 表 解析条件

項目		内容 ^{注2}	
解析モデル		3次元シェル+はりモデル	3次元はりモデル ^{注1}
モデル	内部水	シェル要素	質点に縮約
	鋼材部分	はりモデル	
内部水の有効質量の算定方法		N A S T R A Nにより有効質量を算定	
内部水の有効質量のモデル化		シェル要素として付加	G u y a n縮約法を用いて試験体のはり要素に付加
水位条件		重大事故時水位 (S s)	
入力地震動		S s - D (N S方向, E W方向, 鉛直方向)	
解析コード		N A S T R A N	

注1 耐震評価用の応答解析モデル

注2 記載していない内容については耐震評価用の応答解析と同様

(3) 入力加速度及び比較項目

3次元シェル+はりモデル及び3次元はりモデルにおいて、加速度はN S方向、EW方向及び鉛直方向の各方向に入力し、3方向入力を組み合わせた応答加速度及び荷重を算出する。加速度及び荷重の比較項目は以下の通りとする。

① 加速度

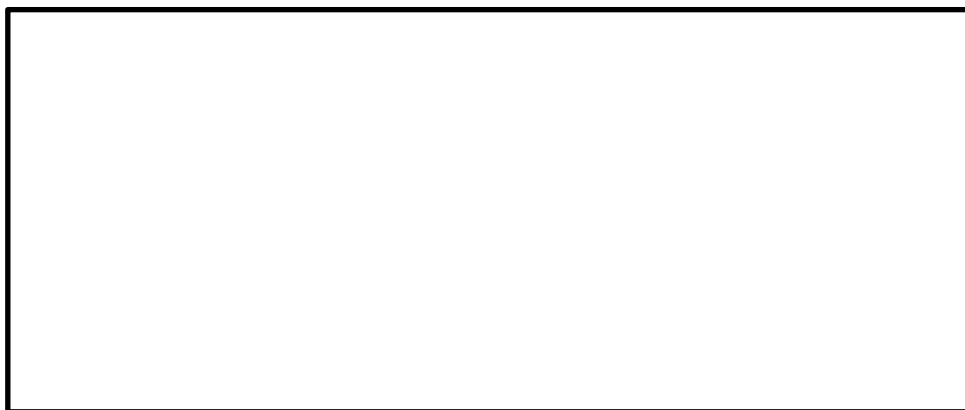
各方向の時刻歴応答加速度及び最大応答加速度の比較を行う。応答加速度の比較位置を第4.1-5図に示す。



第4.1-5図 応答加速度の比較位置

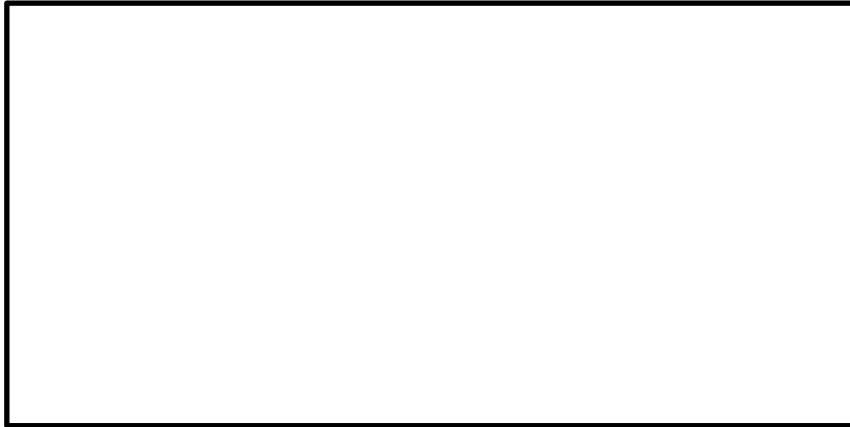
② 荷重

サプレッションチェンバサポート基部に生じる最大荷重の比較を行う。比較対象とする荷重を第4.1-6図に示す。なお、サプレッションチェンバサポートは半径方向にスライドする構造であるため、半径方向に有意な荷重は生じない。また、荷重の比較位置を第4.1-7図に示す。



第4.1-6図 荷重の比較項目

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。



第 4.1-7 図 荷重の比較位置

(4) 解析結果

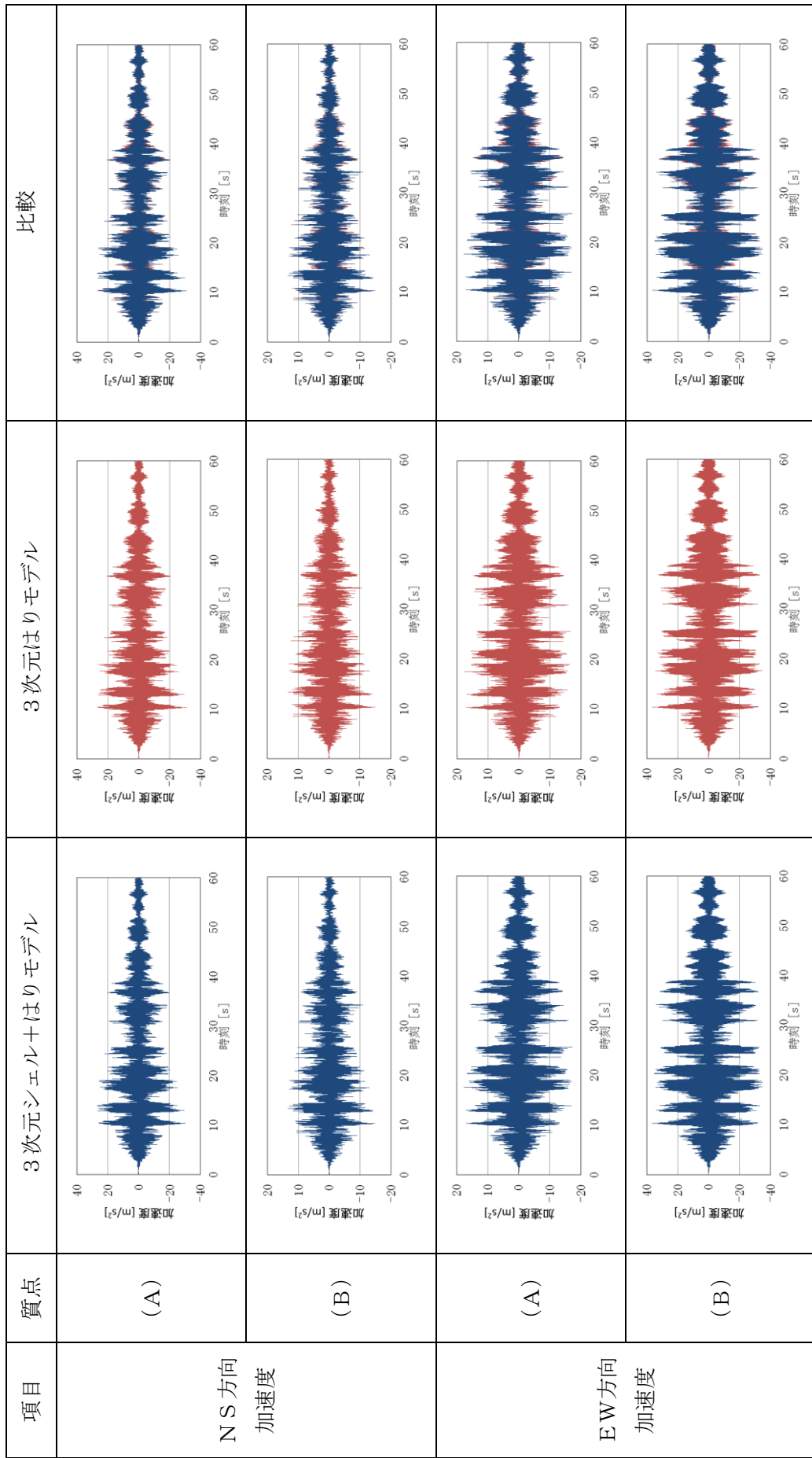
① 加速度

応答加速度の最大値の比較結果を第 4.1-4 表に、時刻歴応答加速度の比較結果を第 4.1-8 図及び第 4.1-9 図に示す。第 4.1-4 表において、最大加速度は 3 次元シェルモデル及び 3 次元はりモデルにおいて、概ね一致する結果が得られている。また、第 4.1-8 図及び第 4.1-9 図において、3 次元シェルモデル及び 3 次元はりモデルの時刻歴応答加速度はよく一致している。

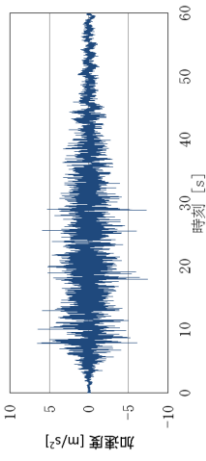
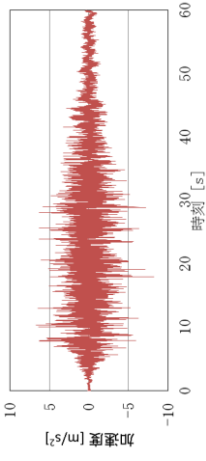
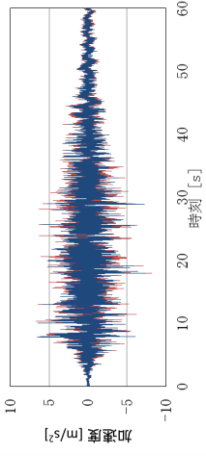
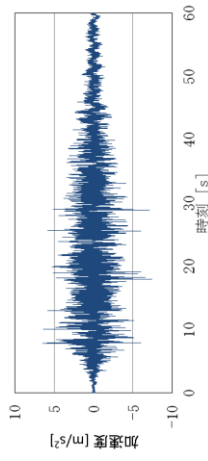
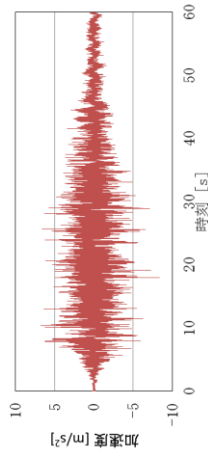
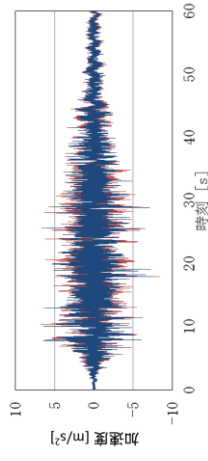
第 4.1-4 表 最大応答加速度の比較

項目	節点	最大加速度 (m/s ²)		加速度比 (①/②)
		① 3次元 シェル+はり モデル	② 3次元 はりモデル	
N S 方向 加速度	(A)	30.3	30.8	0.98
	(B)	14.6	14.8	0.99
E W 方向 加速度	(A)	17.7	17.6	1.01
	(B)	36.4	36.5	1.00
鉛直方向 加速度	(A)	7.4	8.2	0.90
	(B)	7.4	8.4	0.88

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。



第 4.1-8 図 時刻歴応答加速度の比較 (水平方向)

項目	質点	3次元シェル+はりモデル	3次元はりモデル	比較
鉛直方向 加速度	(A)			
	(B)			

第 4.1-9 図 時刻歴応答加速度の比較 (鉛直方向)

② 荷重

最大荷重の比較結果を第 4.1-5 表に示す。第 4.1-5 表に示す通り、3次元シェルモデル及び3次元はりモデルの最大荷重は概ね一致している。

第 4.1-5 表 最大荷重の比較

項目	節点	① 3次元 シェル+はり モデル	② 3次元 はりモデル	荷重比 (①/②)
周方向反力 (kN)	(a)	4.00E+03	4.06E+03	0.98
	(b)	2.58E+03	2.63E+03	0.98
	(c)	3.45E+03	3.51E+03	0.98
	(d)	2.23E+03	2.27E+03	0.98
鉛直方向反力 (kN)	(a)	1.01E+03	1.04E+03	0.98
	(b)	1.50E+03	1.58E+03	0.95
	(c)	1.06E+03	1.08E+03	0.98
	(d)	1.68E+03	1.77E+03	0.95
半径軸回り モーメント (N・m)	(a)	4.55E+06	4.62E+06	0.98
	(b)	3.21E+06	3.26E+06	0.98
	(c)	3.92E+06	3.98E+06	0.98
	(d)	2.77E+06	2.82E+06	0.98
接線軸回り モーメント (N・m)	(a)	5.76E+04	5.52E+04	1.04
	(b)	5.76E+04	5.52E+04	1.04
	(c)	6.71E+04	6.42E+04	1.05
	(d)	6.71E+04	6.42E+04	1.05
鉛直軸回り モーメント (N・m)	(a)	1.82E+05	1.85E+05	0.98
	(b)	1.82E+05	1.85E+05	0.98
	(c)	1.57E+05	1.59E+05	0.98
	(d)	1.57E+05	1.59E+05	0.98

4.1.3 妥当性確認結果

4.1.1 より、NASTRANの3次元シェルモデルによる解析結果において、内部水の流動を考慮した流体解析モデルと同等の有効質量比が得られていることから、NASTRANにおいて鉛直方向における内部水のモデル化は妥当であることを確認した。

また、4.1.2 より、3次元シェルモデル及び3次元はりモデルにおいて、最大応答加速度と最大荷重が概ね一致しており、時刻歴応答加速度についてもよく一致した結果が得られていることから、G u y a n 縮約法は妥当であることを確認した。

地震時における円環形状容器内部水の有効質量に係る研究の概要について

1. 概要

本研究では、円環形状容器に対し NASTRAN による有効質量評価の妥当性を確認することを目的とする。そのため、サプレッションチェンバを縮小模擬した試験体による振動試験を実施した。

2. 研究計画

2.1 研究時期

平成 14 年度

2.2 研究体制

本研究は、下記の体制及び役割分担で実施した。

体制	役割分担
中国電力株式会社	研究の計画策定 研究の実施 振動試験実施状況の確認 振動試験結果及び解析結果の確認
株式会社日立製作所	振動試験の実施 NASTRAN による有効質量の解析

2.3 研究実施場所

本研究における振動試験は、日立製作所機械研究所の振動台で実施した。

3. 振動試験による有効質量評価

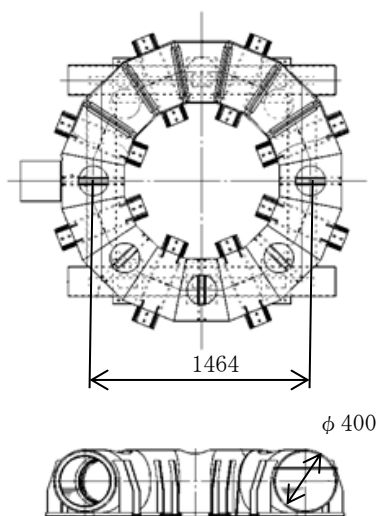
3.1 試験体

島根 1 号炉サプレッションチェンバを縮小模擬した試験体を製作し振動試験を実施した。試験の状況を第 3.1-1 図に示す。試験体は実機と同様に 16 個の円筒を円環形に繋いだ形状とし、寸法は実機サプレッションチェンバの 1/20 程度である円環の直径 1,464mm、断面の内径 400mm とした。材質は内部水の挙動を確認するため透明の亚克力製とした。試験体の形状及び寸法を第 3.1-2 図に示す。試験装置は、振動台の上に試験体を支持する架台を設け、その上に試験体を設置した。振動台と架台の間には加振方向に 2 本のリニアガイドを並行に配置し、試験体及び架台が加振方向に移動できる構造とした。試験体及び架台はロードセルを介して振動台に固定されるため、試験体及び架台の振動応答による水平方向反力はロードセルで確認することができる。

主な計測項目は、振動台上、架台上及び試験体上の加速度、架台を含めた試験体の荷重である。第3.1-1表に計測項目、第3.1-3図に計器配置を示す。



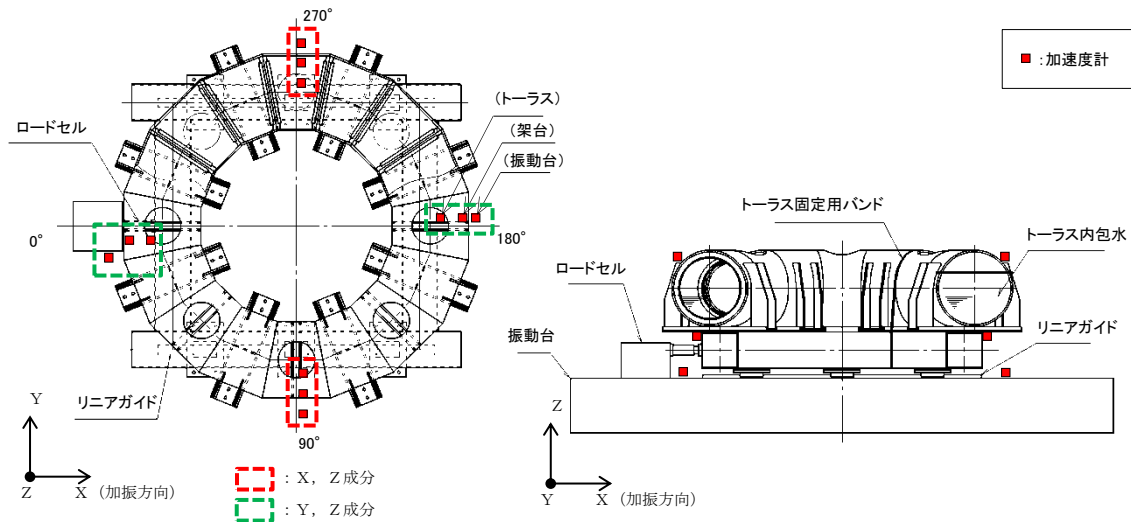
第3.1-1図 試験装置



第3.1-2図 円環形状容器

第3.1-1表 計測項目

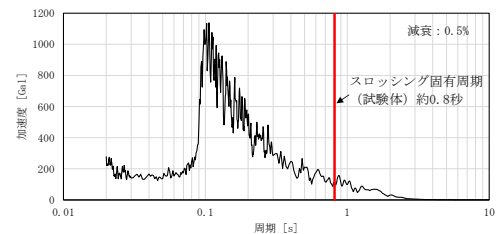
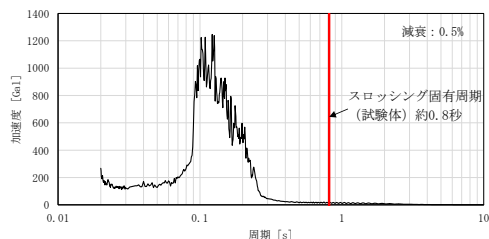
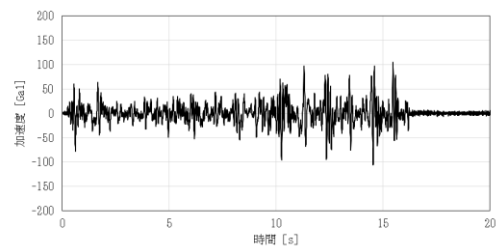
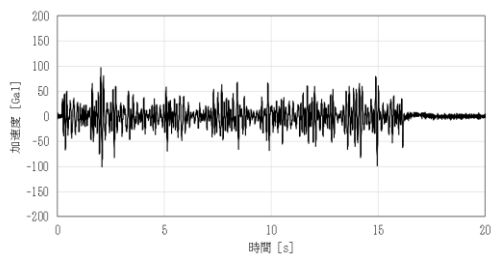
計測項目	計測機器	位置	計測チャンネル数 (設置位置)
反力	ロードセル	振動台-架台間	X成分
加速度	加速度計	振動台上	X成分：2 (90° , 270°) Y成分：2 (0° , 180°) Z成分：4 (0° , 90° , 180° , 270°)
		架台上	X成分：2 (90° , 270°) Y成分：2 (0° , 180°) Z成分：4 (0° , 90° , 180° , 270°)
		試験体上	X成分：2 (90° , 270°) Y成分：2 (0° , 180°) Z成分：4 (0° , 90° , 180° , 270°)



第 3.1-3 図 計測機器設置位置

3.2 試験条件

加振波は、スロッシング周期帯に加速度成分を含まないランダム波 A 及びスロッシング周期帯に加速度成分を含むランダム波 B の模擬地震波を用いる。第 3.2-1 図及び第 3.2-2 図に各地震波の時刻歴波形及び加速度応答スペクトル (減衰 0.5%) を示す。試験では第 3.2-1 図及び第 3.2-2 図の地震波の 1 倍, 2 倍, 3 倍及び 4 倍で加振を行った。加振は水平 1 方向とする。水位は, 内部水なし及び内部水あり (H. W. L 相当) の 2 ケースとする。第 3.2-1 表に試験ケースを示す。



第 3.2-1 図 ランダム波 A

第 3.2-2 図 ランダム波 B

第 3.2-1 表 試験条件

入力地震波	加速度 [Gal]	内部水
ランダム波 A	100	なし
	200	
	300	あり (220kg)
	400	
ランダム波 B	100	なし
	200	
	300	あり (220kg)
	400	

3.3 試験結果に基づく有効質量評価

ランダム波 A (100Gal, 内部水あり) の試験ケースにおいて計測された荷重の時刻歴波形を第 3.3-1 図に示す。

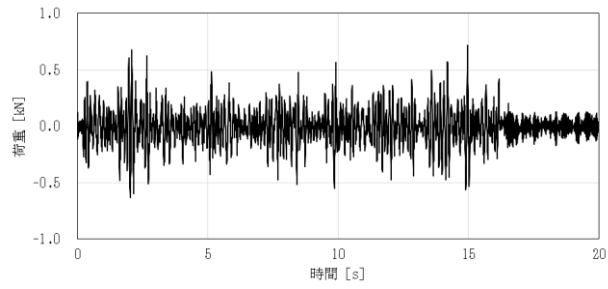
一般的にスロッシングの固有振動数は低く, 本研究で対象とするような容器支持部に作用する地震荷重への寄与は小さいと考えられるため, 内容水荷重 F [N] と架台上の計測加速度 \ddot{x} [m/s^2] との関係は以下の式で表される。

$$F = (M + M_E) \ddot{x} \quad (1)$$

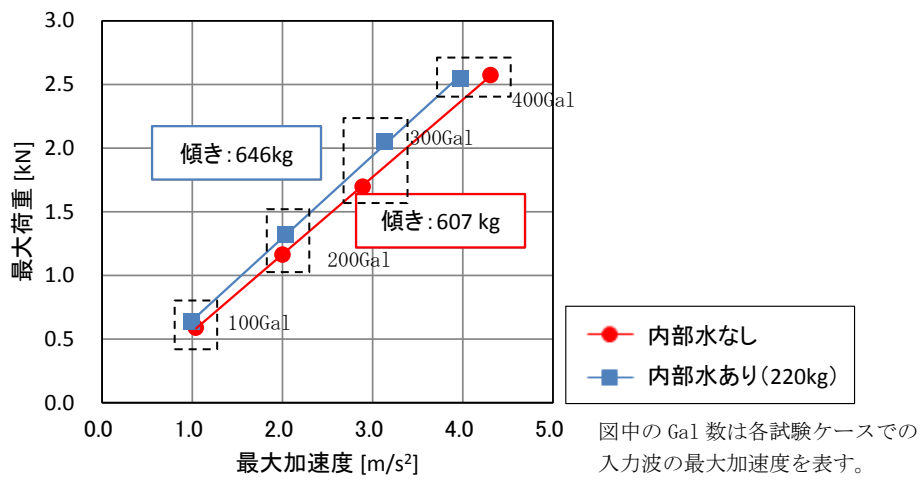
ここに, M [kg] は架台を含む容器の質量, M_E [kg] は水の有効質量である。式 (1) のとおり, 質量は加速度に対する荷重の比として表される。

第 3.3-2 図にランダム波 A における試験ケースごとの最大加速度と最大荷重の関係を示す。第 3.3-2 図における内部水ありのケースの回帰直線の傾きから架台及び容器の総質量を引いたものが水の有効質量となり, 水の全質量に対する比として有効質量比が算出できる。ただし, 本研究では, 内部水なしの条件における試験結果を用いて, 上記と同様の方法で式 (1) より架台及び容器の総質量を算出している。

ランダム波 A 及びランダム波 B による試験結果から得られた有効質量比を第 3.3-1 表に示す。加振波の違い及びスロッシング周期の加速度成分の有無による有効質量比の相違は小さいことを確認した。



第 3.3-1 図 計測荷重の時刻歴波形 (ランダム波 A, 100Gal, 内部水あり)



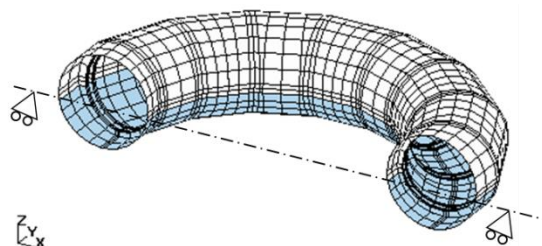
第 3.3-2 図 振動試験における最大加速度と最大荷重の関係 (ランダム波 A) (本文第 4.2-8 図の再掲)

第 3.3-1 表 振動試験から得られた水の有効質量比

入力地震波	有効質量比
ランダム波A	0.18
ランダム波B	0.20

4. NASTRANによる有効質量評価

汎用構造解析ソフトNASTRANでは、容器形状と水位が既知であれば、仮想質量法により有効質量が算出できる。そのため、振動試験や煩雑な数値計算を実施することなく、式(1)より効率的に容器に作用する地震荷重を推定することができる。本研究では、振動試験と同様の解析モデルに対しNASTRANの仮想質量法により有効質量比を算出した結果を実験結果と比較し、その妥当性を検証する。なお、本方法は流体を非圧縮性のポテンシャル流れと仮定することにより構造物に接する流体の振動質量を求める方法であり、自由表面の重力影響は考慮されない。解析モデルを第4-1図に、解析結果を有効質量比として第4-1表に整理する。



第 4-1 図 構造解析モデル

第 4-1 表 NASTRANによる有効質量比の算出結果

項目	算出結果
有効質量比	0.21

5. 妥当性検証

島根1号炉サプレッションチェンバに対する振動試験、NASTRANのそれぞれで得られた有効質量比を第5-1表に整理する。NASTRANによる有効質量比は、振動試験の結果と同等の結果が得られており、NASTRANにより算出される有効質量は妥当であることが確認された。

第 5-1 表 各方法による有効質量比の評価結果

項目	NASTRAN	振動試験	
		ランダム波A	ランダム波B
有効質量比	0.21	0.18	0.20

6. 結論

円環形状容器における有効質量の把握を目的に、振動試験及び汎用構造解析ソフトNASTRANにより有効質量を評価し比較を行った。その結果、NASTRANによる有効質量算出の妥当性が確認できた。

7. 学会発表実績

本研究結果については、日本機械学会 2008 年度年次大会にて学会発表している^[1]。

- [1] 丸山 直伴, 田村 伊知郎, 福士 直己, 大坂 雅昭, 鈴木 彩子, 鈴木 学: トーラス形容器における内部水の地震時荷重評価, 日本機械学会 2008 年度年次大会講演論文集, 2008.7 巻

<補足1> 常温下での振動試験の妥当性について

今回実施した振動試験については、以下の検討を踏まえ、常温下で実施している。

① サプレッションチェンバの耐震評価において考慮する運転状態（重大事故時の荷重の組合せについては、「重大事故等対処設備について（補足説明資料）39条 地震による損傷の防止 39-4 重大事故等対処施設の耐震設計における重大事故と地震の組合せについて」にて説明）

- ・ サプレッションチェンバの耐震評価は、設計基準事故時及び重大事故時ともに、事故の発生確率、継続時間及び地震の年超過確率を踏まえ、地震荷重と事故時の荷重の組合せを考慮するため、今回実施した振動試験の温度条件（水温）は、基準地震動 S_s と荷重の組合せが必要となる運転状態を考慮
- ・ 設計基準事故時における温度条件は通常運転状態（飽和温度以下）
- ・ 重大事故時は、事象発生後 2×10^{-1} 年以降の荷重と基準地震動 S_s との組合せとなるため、温度条件は飽和温度以下（沸騰状態ではない）

② 水温による有効質量比への影響

- ・ 有効質量に関連する内部水の質量は密度の関数であり、水温が飽和温度以下では温度変化に対する影響は小さい

なお、サプレッションチェンバの耐震評価における地震応答解析及び応力評価に用いる部材温度は、運転状態を考慮した温度条件を用いる。

<補足 2> 振動試験における加振波について

振動試験において、以下の条件を考慮して加振波を設定している。

①スロッシング荷重の考慮

スロッシング荷重による内部水の有効質量への影響を確認するため、スロッシング周期(約 0.8 秒)帯に加速度成分を含む加振波(ランダム波 B)とスロッシング周期帯に加速度成分を含まない加振波(ランダム波 A)を適用する。

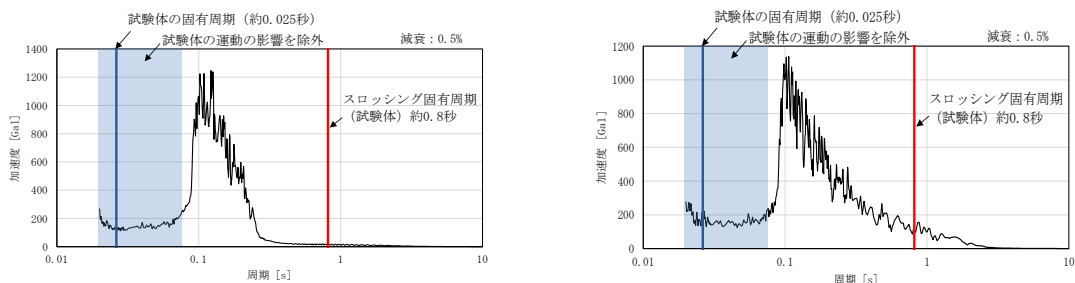
②試験体の運動の影響

有効質量は内部水ありの場合と内部水なしの場合での振動試験結果から得られる荷重-加速度関係の回帰直線の傾きの差から算出する。このため、有効質量比を精度良く算出するには、試験体の運動により加わる荷重を相対的に小さくする必要があることから、試験体の固有周期(約 0.025 秒)及びこの周辺の短周期の加速度成分が小さい加振波を適用する。

③周波数成分の影響

加振波の周波数特性は内部水の有効質量に影響しない^{[1][2]}ことから、ランダム波を適用する。

以上の条件を踏まえ、ランダム波 A では 0.1~0.2 秒, ランダム波 B では 0.1~2 秒の周期成分を一定としたフーリエスペクトルから模擬地震波を作成する。作成した模擬地震波の応答加速度スペクトルを第 1 図に示す。



ランダム波 A

ランダム波 B

第 1 図 入力波の応答加速度スペクトル

[1]Housner, G. W. : Nuclear Reactors And Earthquakes, TID Rep. 7024, 1963.

[2]容器構造設計指針・同解説 (日本建築学会)

有効質量比に対するスロッシング影響について

1. 概要

有効質量比に対するスロッシング影響の有無を確認するため、流体解析で得られた荷重時刻歴（スロッシング周期成分を含む）及びスロッシング周期成分を取り除いた荷重時刻歴に対する有効質量比を算定し、比較・検討した。

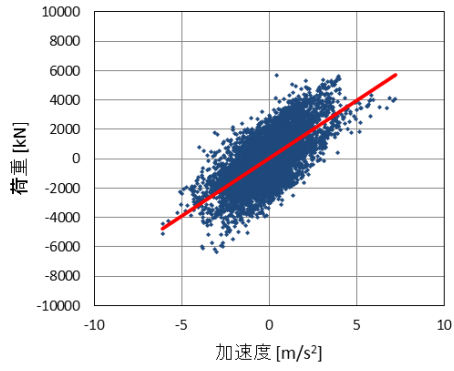
2. 検討内容

流体解析におけるスロッシング周期は入力加速度と荷重のフーリエスペクトルの関係より 0.26Hz （重大事故時水位（S s））として得られている。このため、流体解析で得られた荷重時刻歴に対して、 0.4Hz のハイパスフィルタ処理を行い、スロッシング周期成分を取り除いた荷重時刻歴を求め、本文第 5.1 項の方法にて、有効質量比を算定した。

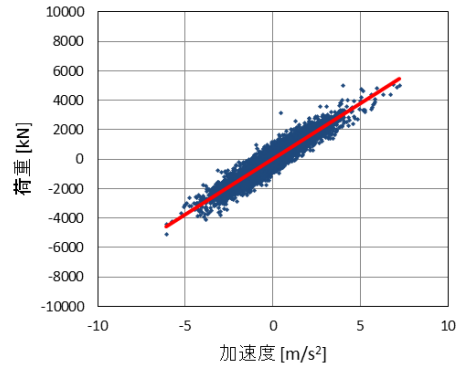
3. 検討結果

スロッシング周期成分有り及びスロッシング周期成分無しの場合の荷重時刻歴に対する加速度と荷重の関係図を第 3-1 図及び有効質量比の比較結果を第 3-1 表に示す。

スロッシング周期成分有り及びスロッシング周期成分無しの場合の有効質量比に違いはなく、有効質量比に対するスロッシングの影響はほぼない。



(a) スロッシング周期成分あり



(b) スロッシング周期成分なし

第3-1図 荷重と加速度の関係

第3-1表 有効質量比の比較結果

水位	流体解析	
	スロッシング周期成分あり	スロッシング周期成分なし (0.4Hzハイパスフィルタ)
重大事故時水位 (S s)	0.23	0.23

有効質量比に対する入力地震動の影響について

1. 概要

サプレッションチェンバの地震荷重算出に当たり、サプレッションチェンバの内部水の有効質量をNASTRANにより算出することの妥当性を検証するため、島根1号炉サプレッションチェンバに対して、NASTRANによる有効質量の算出及び試験体を用いた振動試験を実施しており、両者の有効質量比が同等であることを確認している。

本資料では、振動試験に用いた入力地震動に対して、周期特性の違いによる有効質量への影響を考察する。

2. 振動試験の入力地震動

振動台への入力波は、スロッシング成分を含まないランダム波A及びスロッシング成分を含むランダム波Bの人工地震波を用いた。

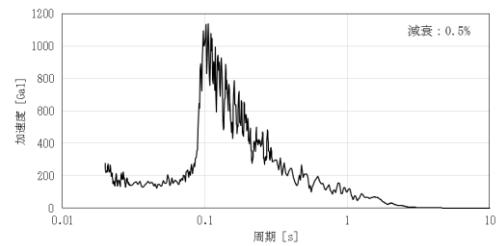
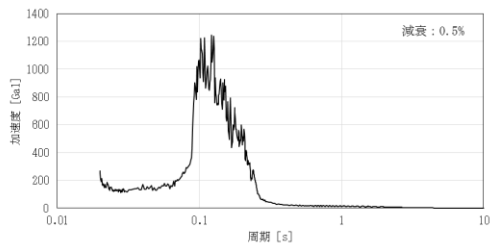
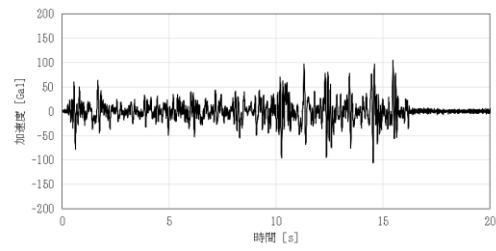
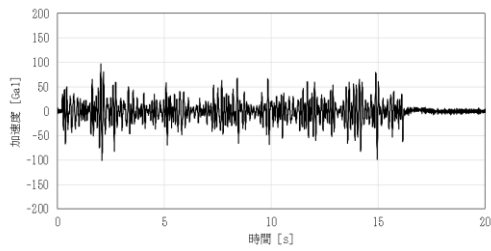
また、振動試験では、上記地震波の1倍、2倍、3倍及び4倍で加振を行った。

3. 有効質量比に対する入力地震動の影響検討

3.1 周期特性の違い

ランダム波A及びランダム波Bの入力加速度時刻歴波形及び加速度応答スペクトルを第3.1-1図に示す。また、これらの周期特性の異なる地震波に対する振動試験から算出された有効質量比を第3.1-1表に示す。

ランダム波A及びランダム波Bによる振動試験結果より算出した有効質量比は同程度であり、有効質量は入力地震動の周期特性によらず、評価対象とする容器の形状に依存していることを示すものと考えられる。



(1) ランダム波A

(2) ランダム波B

第 3.1-1 図 振動試験に用いた地震動比較
(参考資料 1 第 3.2-1 図, 第 3.2-2 図の再掲)

第 3.1-1 表 振動試験から得られた水の有効質量比
(参考資料 1 第 3.3-1 表の再掲)

入力地震波	有効質量比
ランダム波A	0.18
ランダム波B	0.20

4. 考察

上記のとおり, 振動試験に用いた入力地震動に対する周期特性の違いによる有効質量への影響について, 今回実施した振動試験結果を用いて検討した結果, 入力地震動の周期特性の違いによる影響が小さいことを確認した。

なお, 今回の検討結果は, NASTRANにより算出される有効質量が評価対象とする容器形状及び容器内水位を与えられれば, 地震動を用いることなく, 有効質量を算出できるという特徴とも整合している。

規格基準における有効質量比との比較について

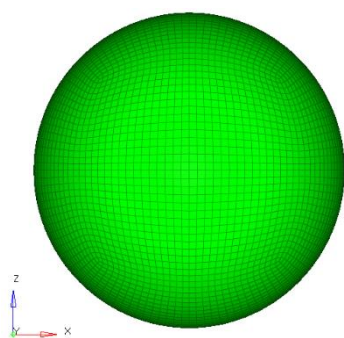
1. はじめに

本資料は、NASTRANによる有効質量比算定の妥当性を確認するため、容器構造設計指針・同解説（2010年3月改訂版）（以下「容器指針」という。）に記載されている球形タンク及び円筒タンクの有効質量比とNASTRANによる有効質量比の算定結果の比較検討を行う。

2. 解析結果

(1) 球形タンク

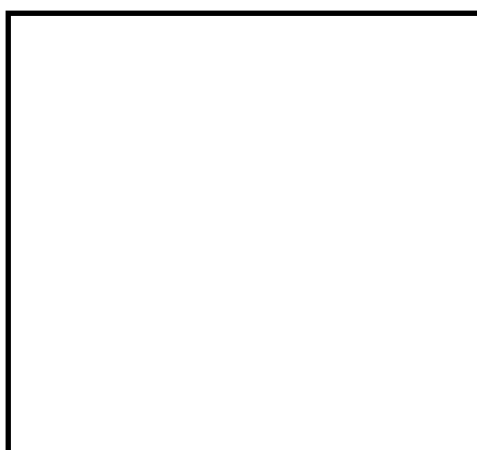
NASTRANの解析モデルを第1図、解析モデル諸元を第1表、NASTRANによる有効質量比の算定結果及び容器指針における球形タンクの有効質量比を第2図に示す。



第1表 球形タンク解析モデル諸元

半径	0.5m
メッシュ数	約 5400

第1図 球形タンク解析モデル



注1 液量率 = 液体の体積
／球形タンクの容積

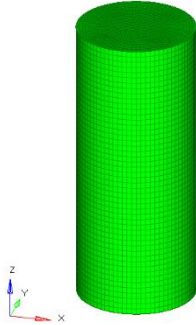
注2 容器指針の有効質量比は試験により得られている。

第2図 球形タンクの有効質量比

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

(2) 円筒タンク

NASTRANの解析モデルを第3図、解析モデル諸元を第2表、NASTRANによる有効質量比算定結果及び容器指針における円筒タンクの有効質量比を第4図に示す。



第2表 球形タンク解析モデル諸元

半径	0.5m
高さ	2.5m
メッシュ数	約 6400

第3図 円筒タンク解析モデル



第4図 球形タンクの有効質量比

3. 検討結果

第2図及び第4図の比較結果から、NASTRANによる有効質量比算出結果と容器指針における有効質量比がほぼ一致しており、NASTRANによる有効質量比算出は妥当であることを確認した。

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

計算機コードの概要について

1. はじめに

本資料は、「サプレッションチェンバの内部水質量の考え方の変更について」において用いた汎用解析プログラム NASTRAN 及び汎用流体解析コード F l u e n t の解析コードについて説明するものである。

2. 使用した解析コードの概要

(1) NASTRAN

NASTRAN はサプレッションチェンバの構造をモデル化し、構造表面（接水面）における流体－構造の運動方程式を解析する。

(2) F l u e n t

F l u e n t は、サプレッションチェンバ内の空間をモデル化し、流体の流れをVOF（Volume Of Fluid）法により解析する。

(1) N A S T R A N

解析コードの概要

コード名	MSC NASTRAN
開発機関	MSC Software Corporation
開発時期	1971年
使用したバージョン	2005, 2013
使用目的	3次元有限要素法（シェル要素）による有効質量の算定
コードの概要	<p>有限要素法を用いたMSC NASTRANは、世界で圧倒的シェアを持つ汎用構造解析プログラムのスタンダードである。その誕生は1965年、現在の米国MSC Software Corporationの前身である米国The MacNealSchwendler Corporationの創設者、マクニール博士とシュウェンドラー博士が、当時NASA（The National Aeronautics and Space Administration）で行われていた、航空機の機体強度をコンピュータ上で解析することをテーマとした「有限要素法プログラム作成プロジェクト」に参加したことに始まる。そこで作成されたプログラムNastran（NASA Structural Analysis Program）と命名され、1971年にThe MacNeal-Schwendler CorporationからMSC NASTRANとして一般商業用にリリースされた。</p> <p>以来、数多くの研究機関や企業において、航空宇宙、自動車、造船、機械、建築、土木などの様々な分野の構造解析に広く利用されている。また各分野からの高度な技術的要求とコンピュータの発展に対応するために、常にプログラムの改善と機能拡張を続けている。</p>
検証と妥当性の確認	<p>[検証]</p> <p>本解析コードの検証は以下のとおり実施済みである。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ サプレッションチェンバの模擬試験体による振動試験により算定された有効質量比とNASTRANによる3次元有限要素法（シェル要素）及び付加質量法（Virtual Mass Method）により算定された有効質量比が一致することを確認している。 ・ 本コードの適用条件について、開発機関から提示された要件を満足していることを確認している。 <p>[妥当性確認]</p> <p>本コードの妥当性確認の内容は以下のとおりである。</p>

検証と妥当性の確認	<ul style="list-style-type: none">• 本解析コードは、航空宇宙、自動車、造船、機械、建築、土木などの様々な分野における使用実績を有しており、妥当性は十分に確認されている。• 検証の体系と今回の解析体系とが同等であることから、検証の結果をもって、解析の妥当性が確認できる。• 開発機関が提示するマニュアルにより、3次元有限要素法（シェル要素）及び付加質量法（Virtual Mass Method）による有効質量算定に本解析コードが適用できることを確認している。
-----------	---

1. 概要

有限要素法を用いたMSC NASTRANは、世界で圧倒的シェアを持つ汎用構造解析プログラムのスタンダードである。その誕生は1965年、現在の米国MSC Software Corporationの前身である米国The MacNeal-Schwendler Corporationの創設者、マクニール博士とシュウェンドラー博士が、当時NASA (The National Aeronautics and Space Administration)で行われていた、航空機の機体強度をコンピュータ上で解析することをテーマとした「有限要素法プログラム作成プロジェクト」に参加したことに始まる。そこで作成されたプログラムNastran(NASA Structural Analysis Program)と命名され、1971年にThe MacNeal-Schwendler CorporationからMSCNASTRANとして一般商業用にリリースされた。以来、数多くの研究機関や企業において、航空宇宙、自動車、造船、機械、建築、土木などの様々な分野の構造解析に広く利用されている。また、各分野からの高度な技術的要求とコンピュータの発展に対応するために、常にプログラムの改善と機能拡張を続けている。

2. 本コードの特徴

NASTRANは、MSC Software Corporationにより開発保守されている汎用構造解析コードである。原子力発電所の機器の応力評価で用いられる有限要素法による応力評価に加え、流体の入ったタンク構造や没水タービン等、接流体表面を持つ構造の振動解析で一般に広く用いられている。

また、解析における縮約処理は、膨大な数のデータを扱う有限要素法などの解析において、行列の大きさ(次元)を小さくする解析上のテクニックであり、その手法として、Guyanの縮約法(Guyan's Reduction)が広く一般的に使われており、NASTRANの機能として整備されている。

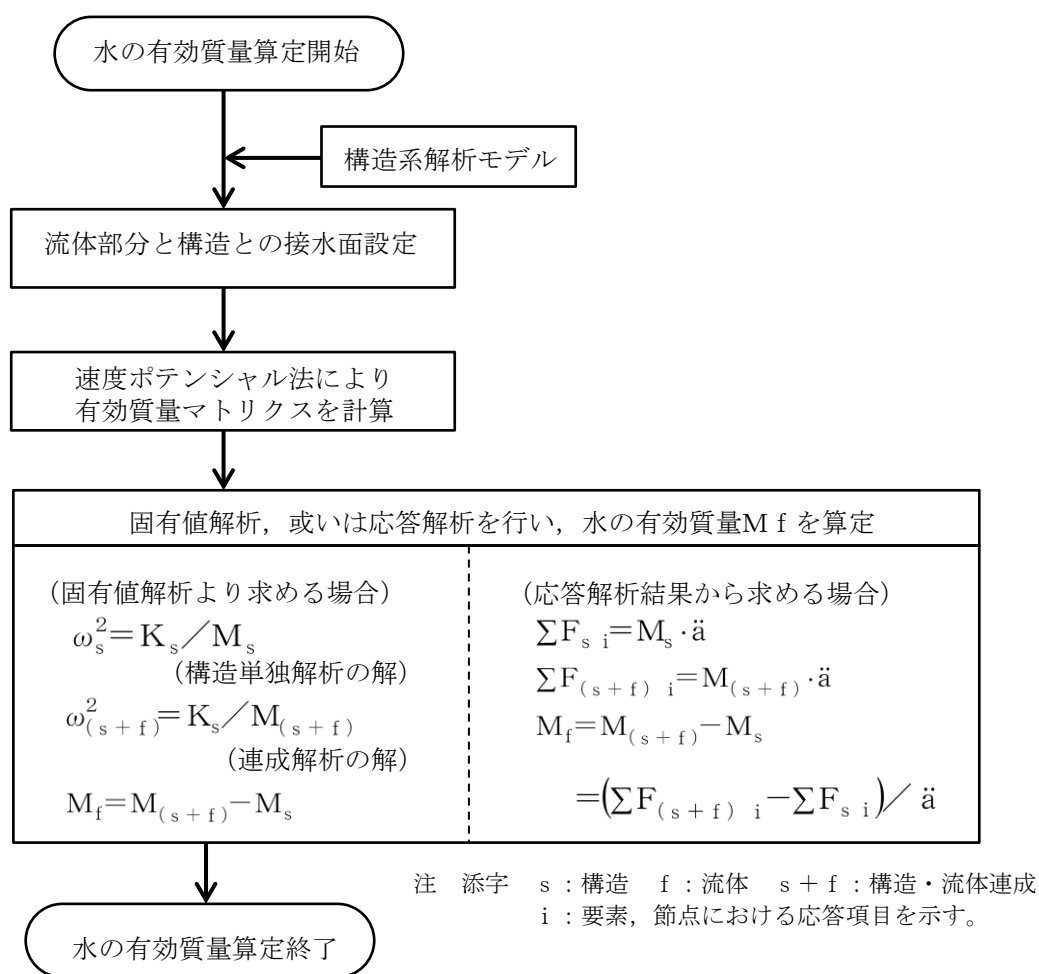
3. 解析理論

本コードのうち、流体の入ったタンク構造や没水タービン等、接流体表面を持つ構造の振動解析で用いる仮想質量法の解析理論について述べる。

振動時に容器壁面に作用する圧力は、流体解析によって求められる。サプレッションチェンバのような複雑な形状に対しては、数値解析に依存することとなる。ここで使用される方法としては、「速度ポテンシャル法」にそう考え方が採用されている。NASTRAN仮想質量法では、前者の理想流体(非圧縮性、非粘性、渦無し)を仮定した速度ポテンシャル法に沿う考え方が採用されている。

同解析コードでは、構造体の接水面に設定した節点において、構造体の振動により発生する流体圧力と流速を算定し、接水面における流体圧力と加速度の関係式を構造体の運動方程式に流体項を加えることで、構造体と流体の運動方程式が構築される。固有値解析あるいは応答解析を実施して、振動質量を求め、これから構造体の振動質量を差し引くことで、流体の振動質量すなわち流体の有効質量が算定される。

4. 解析フローチャート



第1図 NASTRAN仮想質量法を用いたサブプレッションチェンバ内部水の有効質量算定手順

5. G u y a n 縮約法

本コードのうち，G u y a n 縮約法の解析理論について述べる。

動的問題に対する基礎方程式は，縮約を行う前に u_f セットに対して組み立てられる。縮約を行う前の標準マトリクス方程式は次式の形になる

$$\begin{bmatrix} \bar{M}_{a a} & M_{a 0} \\ M_{0 a} & M_{0 0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_a \\ \ddot{u}_0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{B}_{a a} & B_{a 0} \\ B_{0 a} & B_{0 0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_a \\ \dot{u}_0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{K}_{a a} & K_{a 0} \\ K_{0 a} & K_{0 0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_a \\ u_0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{P}_a \\ P_0 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

ここで

$u_a, \dot{u}_a, \ddot{u}_a$: 解析セットに残される変位，速度，加速度自由度

$u_0, \dot{u}_0, \ddot{u}_0$: 消去セットに入れて消去される変位，速度，加速度自由度

\bar{P}_a, P_0 : 作用荷重

フリーボディ運動は解析セットに含めなければならない。そうしなければ， $K_{0 0}$ が特異になってしまう。バーを付けた量 (\bar{P} など) は縮約の対象にならない量を示す。

静的問題では，質量と減衰効果を無視して，式 (1) 下段の分割行を解いて u_0 を計算することができる。

$$\{u_0\} = -[K_{0 0}^{-1}] ([K_{0 a}] \{u_a\} - \{P_0\}) \quad (2)$$

式 (2) の右辺は，G u y a n マトリクス G_0 と静的補正変位 u_0^0 の 2 つの部分に分解して，次式で表すことができる。

$$[G_0] = -[K_{0 0}^{-1}] [K_{0 a}] \quad (3)$$

$$\{u_0^0\} = [K_{0 0}^{-1}] \{P_0\} \quad (4)$$

式 (2) から式 (4) を式 (1) 上段の分割行に代入すれば厳密な静的救済の系が得られ，次式の形に縮約された静解析方程式になる。

$$[K_{a a}] \{u_a\} = \{P_a\} \quad (5)$$

$$\{u_0\} = [G_0] \{u_a\} + \{u_0^0\} \quad (6)$$

ここで

$$[K_{a a}] = [\bar{K}_{a a}] + [K_{a 0}] [G_0] \quad (7)$$

$$\{P_a\} = \{\bar{P}_a\} + [G_0^T] \{P_0\} \quad (8)$$

これに対して，動解析では，ベクトル \ddot{u}_0 と \dot{u}_0 を近似することによって系の次数を小さくすることができる。静的マトリクス方程式から出発して縮約を行うのがよい。式 (6) から次式の変換を定義する。

$$\{u_f\} = \begin{Bmatrix} u_a \\ u_0 \end{Bmatrix} = [H_f] \{u_f'\} \quad (9)$$

ここで、

$$\{u_f'\} = \begin{Bmatrix} u_a \\ u_0' \end{Bmatrix} \quad (10)$$

$$[H_f] = \begin{bmatrix} I & 0 \\ G_0 & I \end{bmatrix} \quad (11)$$

ここで、 u_0' は静的変位形状に対する変位増分である。式(1)で表される系は、精度を落とすことなく新しい座標系に変換することができる。変換された系における剛性マトリクスは次式の形になる。

$$[K'_{ff}] = \begin{bmatrix} I & G_0^T \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{aa} & K_{a0} \\ K_{0a} & K_{00} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & 0 \\ G_0 & I \end{bmatrix} \quad (12)$$

マトリクスの乗算を行い、式(3)を代入すると、次式が得られる。

$$[K'_{ff}] = \begin{bmatrix} K_{aa} & 0 \\ 0 & K_{00} \end{bmatrix} \quad (13)$$

剛性マトリクス内の連成は解除されたが、質量と減衰マトリクスは最初の系より連成が増える結果になる。減衰マトリクスは質量マトリクスと同じ形であるから、ここでは減衰マトリクスを省略して考える。厳密な変換系は次式の形になる。

$$\begin{bmatrix} M'_{aa} & M'_{a0} \\ M'_{pa} & M'_{00} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_a \\ \ddot{u}_0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{aa} & 0 \\ 0 & K_{00} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_a \\ u_0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_a \\ P_0 \end{Bmatrix} \quad (14)$$

ここで、

$$[M'_{aa}] = [M_{aa}] + [M_{a0}][G_0] + [G_0]^T[M_{0a} + M_{00}G_0] \quad (15)$$

$$[M'_{a0}] = [M'_{0a}] = [M_{a0}] + [G_0^T M_{00}] \quad (16)$$

$$[M'_{00}] = [M_{00}] \quad (17)$$

B'_{ff} の減衰マトリクス成分は、質量マトリクス分割と同じ形で表すことができる。マトリクスが対称変換でなくても、上記と同じ変換を得る方法を次に紹介する。まず、式(1)～(8)から、縮約される加速度の影響を以下の式で見積もる。

$$\{\ddot{u}_0\} \cong [G_0] \{\ddot{u}_a\} \quad (18)$$

式(18)を式(1)下段の分割行に代入して u_0 に関して解くと、以下の近似式が得られる。

$$\{u_0\} = [K_{00}^{-1}] (\{P_0\} - [K_{0a}] \{u_a\} - [M_{0a} + M_{00}G_0] \{\ddot{u}_a\}) \quad (19)$$

K_{0a} に関する式(3)及び質量項に関する式(16)を式(19)に代入すると、次式が得られる。

$$\{u_0\} \cong [G_0] \{u_a\} + K_{00}^{-1} [\{P_0\} - [M'_{0a}] \{\ddot{u}_a\}] \quad (20)$$

式(18)と式(20)を式(1)上段の分割行に代入すると、次式が得られる。

$$[\overline{M}_{aa} + M_{a0}G_0] \{\ddot{u}_a\} + [\overline{K}_{aa} + K_{a0}G_0] \{u_a\} - [K_{a0}K_{00}^{-1}] [M_{0a} + M_{00}G_0] \{\ddot{u}_a\} = \{\overline{P}_0\} - [K_{a0}] [K_{00}^{-1}] \{P_0\} \quad (21)$$

項を整理すると、式(14)～式(17)と同じ結果が得られる。

上記の縮約手順から、Guyan変換の特長がわかる。

- ・近似が導入されるのは加速度成分のみである(式(18))。
- ・縮約した系の剛性成分は厳密な内容である。
- ・式(14)及び式(20)で定義される内部変位はほとんど等しい。

(2) F l u e n t

解析コードの概要

コード名	Fluent
開発機関	ANSYS, Inc
開発時期	2017年(初版開発時期 1983年)
使用したバージョン	Ver. 18.2.0
コードの概要	ANSYS Fluentは汎用熱流体解析コードであり、数値流体力学解析の初心者からエキスパートまで、幅広い要求に応える使いやすさと多くの機能を備える。有限体積法をベースとした非構造格子に対応するソルバを搭載しており、VOF (Volume of Fluid)法を用いて溢水を伴う大波高現象の解析を実施することが可能である。VOF法はスロッシング解析における精度の高い手法であり、複雑な容器形状や流体の非線形現象を考慮する場合に有効である。
検証と妥当性の確認	<p>[検証]</p> <ul style="list-style-type: none">・本解析コードは有限体積法を用いた汎用流体解析プログラムであり、数多くの研究機関や企業において、様々な分野の流体解析に広く利用されていることを確認している。・流体力学分野における典型的な事象について、解析結果が理論会及び実験結果と一致することを確認している。・本解析コードの製品開発、テスト、メンテナンス、サポートの各プロセスは、United States Nuclear Regulatory Commission (アメリカ合衆国原子力規制委員会)の品質要件を満たしている。 <p>[妥当性確認]</p> <ul style="list-style-type: none">・本解析コードは、航空宇宙、自動車、化学などの様々な分野における使用実績を有しており、妥当性は十分に確認されている。・2次元スロッシング問題の解析結果と実験結果とを比較し、よく一致することを確認している。

1. 概要

ANSYS Fluent は汎用熱流体解析コードであり、数値流体力学解析の初心者からエキスパートまで、幅広い要求に応える使いやすさと多くの機能を備える。有限体積法をベースとした非構造格子に対応するソルバを搭載しており、VOF (Volume of Fluid)法を用いて溢水を伴う大波高現象の解析を実施することが可能である。VOF法はスロッシング解析における精度の高い手法であり、複雑な容器形状や流体の非線形現象を考慮する場合に有効である。

2. 本コードの特徴

- 1) 本コードの主な解析機能をつぎに列挙する
 - ・非圧縮性・圧縮性流れの定常・非定常解析
 - ・ニュートン・非ニュートン流体の取り扱い
 - ・熱・物質の輸送, 化学反応, 燃焼, 粒子追跡
 - ・单相流, 多相流, 熱物理的状態変化, 自由表面流
 - ・層流・乱流, 音響
- 2) 非構造格子の採用による複雑境界の表現と格子細分化が可能である
- 3) MPI (Message Passing Interface)による並列処理に対応している

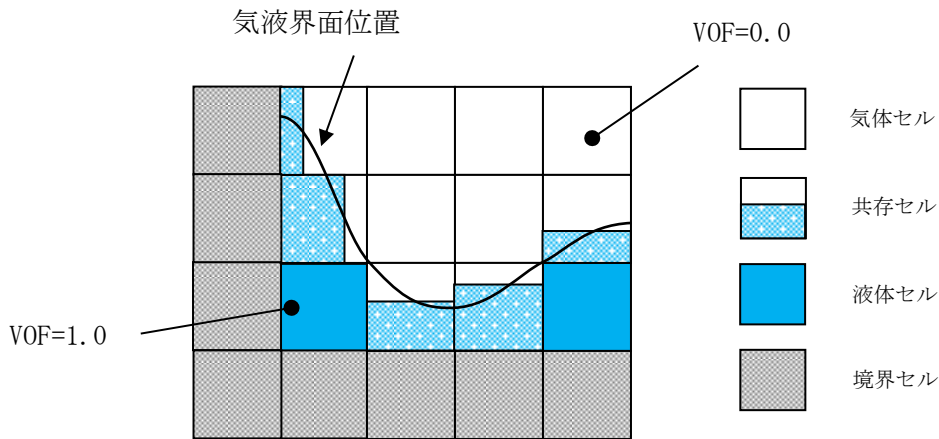
3. 解析理論

(1) VOF法について

VOFは下式に示すように計算格子(セル)における流体の割合を示すスカラー量である。スロッシング解析では水を100%含む計算セルをVOF=1.0, 水が存在せず100%空気の計算セルをVOF=0.0としている。VOFの計算セルの例を第1図に示す。

$$\alpha_1 = \frac{V_1}{V} \quad (1)$$

- α_1 : VOF値
 V_1 : 流体体積
 V : 計算セル体積



第1図 VOF計算セルの例

(2) 基礎方程式

VOFに対して下記の輸送方程式を解く。

$$\frac{\partial \alpha_1}{\partial t} + \frac{\partial \alpha_1 u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

ただし、 u_i は*i*方向 ($i = 1, 2, 3$) の流速を意味する。

式(2)の u_i は式(3)の質量保存式、式(4)の運動量保存式より計算する。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij} + K_i \quad (4)$$

ただし、 ρ 、 p 、 τ_{ij} 、 K_i はそれぞれ密度、圧力、粘性応力テンソル、外力を意味する。

式(3)及び式(4)で用いる密度 ρ は式(5)により計算する。

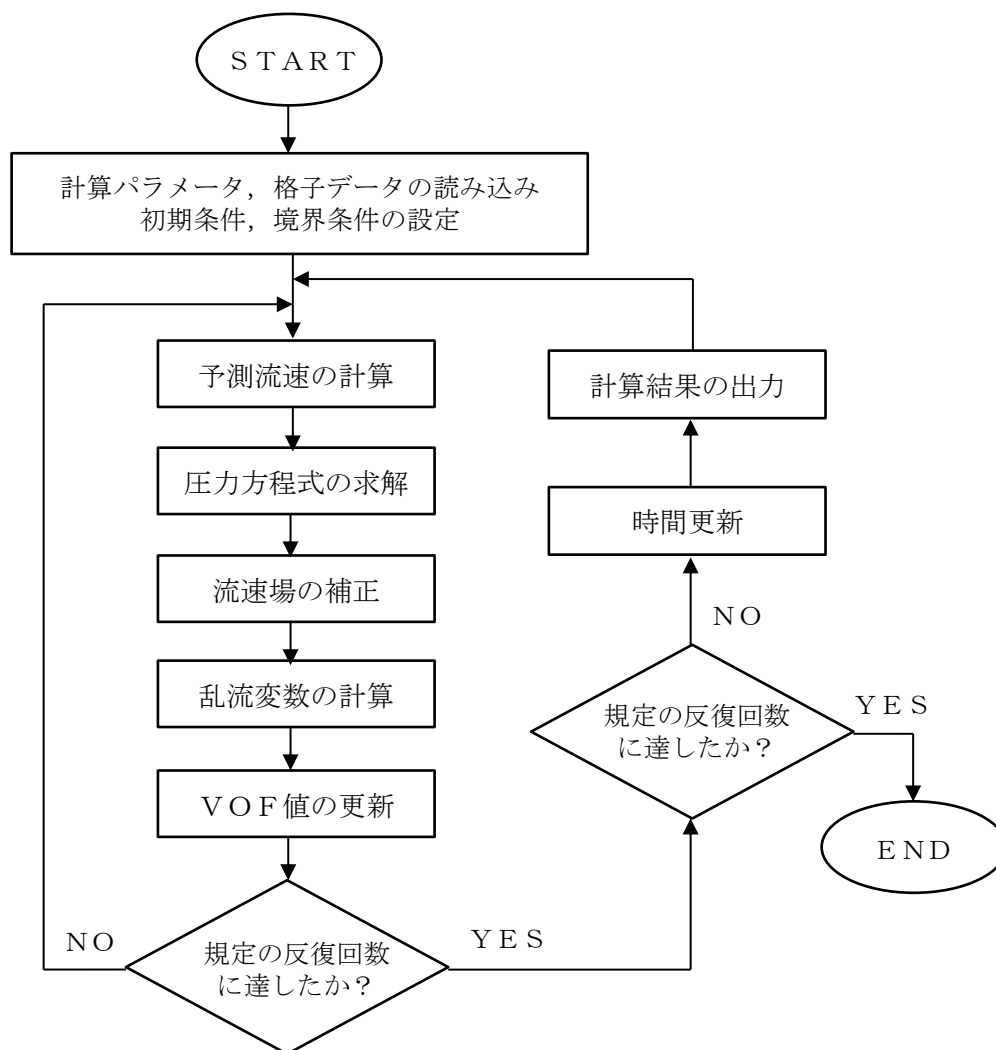
$$\rho = \alpha_1 \rho_1 + (1 - \alpha_1) \rho_g \quad (5)$$

ただし、 ρ_1 、 ρ_g はそれぞれ水密度、空気密度を意味する。

4. 解析フローチャート

支配方程式である式(1)から式(5)は、コロケート格子を用いた有限体積法で離散化され、数値的に解かれる。流速と圧力の連成手法には非定常解を得るための予測子-修正子手法の一種であるPISO法が用いられる。

Fluent Solverの計算アルゴリズムを第2図に示す。



第2図 計算アルゴリズム

有効質量を適用する設備について

1. 概要

島根 2 号炉の今回工認においては、サブプレッションチェンバ内部水に対して有効質量を適用して水平方向の地震荷重を算出することから、これに関連して、耐震評価上の扱いとして有効質量を適用する設備及びスロッシング影響を検討する設備を整理する。

2. 対象設備の整理

対象設備の整理に当たっては、サブプレッションチェンバに関連する設備を抽出し、抽出された設備に対して、有効質量適用の有無及びスロッシング影響検討の要否を整理する。サブプレッションチェンバの断面概要図を第 1 図に示す。

3. 有効質量適用の有無

有効質量を適用する設備とは、抽出された設備に対する応力評価等において、サブプレッションチェンバ内部水に対して有効質量を適用して算出された水平方向の地震荷重を用いる設備とする。なお、有効質量の適用により発生応力が低減すると考えられる。

4. スロッシング影響検討の要否

サブプレッションチェンバ内部水に対する有効質量の適用に伴い、スロッシング荷重を個別評価するため、抽出された設備の設置位置、水位条件及び流動解析によるスロッシング挙動を考慮して、スロッシング影響検討の要否を判断する。

また、スロッシング影響検討の要否は、抽出された設備の応力評価に加えて、機能要求（圧力抑制機能、蒸気凝縮機能）の観点からも確認するとともに、機能要求時の地震との組合せ、設備の構造的特徴を踏まえて判断する。

なお、既工認では、サブプレッションチェンバ内部水全体を剛体としているため、水平方向の地震荷重にスロッシング荷重が包含される。

5. 整理結果

サブプレッションチェンバ内部水によるスロッシング影響検討要否の整理結果を第 1 表に示す。有効質量を適用する設備は、サブプレッションチェンバ、サブプレッションチェンバサポート、サブプレッションチェンバスプレイ管及び E C C S ストレーナとした。また、スロッシング影響を検討する設備は、サブプレッションチェンバ、サブプレッションチェンバサポート、ダウンカマ、ベントヘッダ、ベント管、E C C S ストレーナ及びクエンチャとした。

なお、ベント管ベローズは、今回工認で適用するサブプレッションチェンバの地

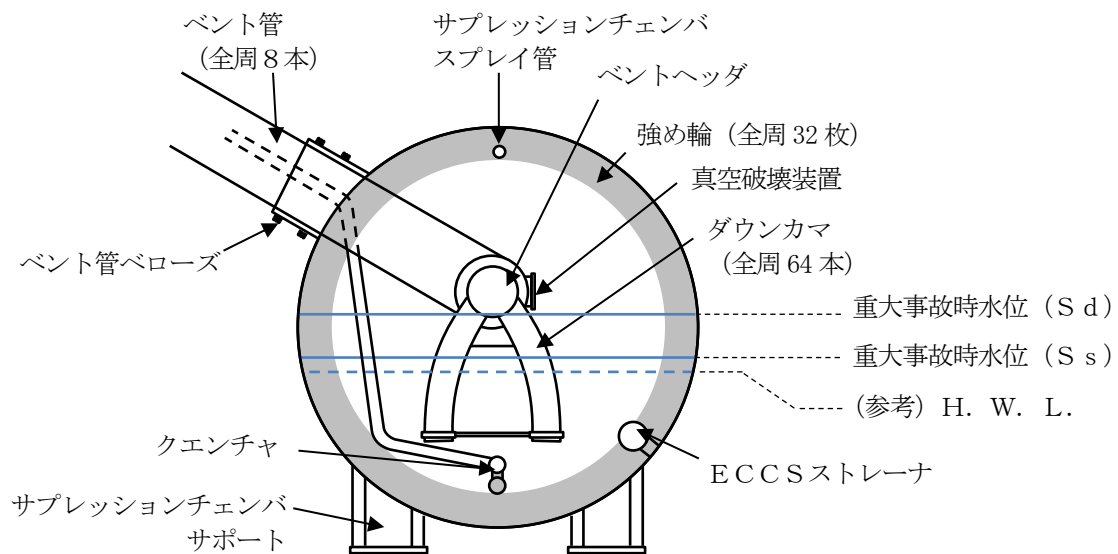
震応答解析から算出される変位を用いるため、有効質量を適用し、スロッシング影響を検討する設備とした。

スロッシング影響を検討するサプレッションチェンバの内部構造物のうち、表面積が大きく、スロッシング荷重が大きいと考えられるダウンカマを代表として選定し、スロッシング荷重の影響を確認する。水平1方向及び水平2方向入力によるスロッシング荷重（重大事故時水位（ S_s ）， $S_s - D$ ）を第2表に、スロッシング荷重の入力方向及び応力評価部位を第2図に示す。

確認の結果、水平2方向入力によるスロッシング荷重は、水平1方向入力によるスロッシング荷重（水平1方向荷重の $\sqrt{2}$ 倍の荷重）よりも小さく、設計基準事故に想定されるダウンカマに対するチャギング荷重よりも小さいため、構造成立性に大きな影響を与えるものではない。

6. その他

島根2号炉の既工認において、内部水を有する主なタンクで有効質量を適用した設備は無い。タンクにおける内部水質量の整理結果を第3表に示す。



第1図 サプレッションチェンバ断面概要図

第1表 有効質量を適用する設備及びスロッシングの影響範囲を検討する設備

対象設備	評価	耐震クラス	重大事故等対処設備の設備分類 ^{注4}	有効質量を適用する設備 (○：適用， －：非適用)		スロッシング 影響検討の要否 (○：要， －：否)		スロッシングの 影響検討しない理由
				SA ^{注5} (S s)	SA ^{注6} (S d)	SA ^{注5} (S s)	SA ^{注6} (S d)	
サブプレシジョンエンバ	応力評価	S	常設耐震重要重大事故防止設備 常設重大事故緩和設備	○	○	○	○	
サブプレシジョンエンバ サポート	応力評価	S	常設耐震重要重大事故防止設備 常設重大事故緩和設備	○	○	○	○	
真空破壊装置	応力評価	S	常設耐震重要重大事故防止設備 常設重大事故緩和設備	－	－	－	○ ^{注1}	水位条件からSA(S s)でスロッシングの影響はない。
ダウンカメラ	応力評価	S	常設耐震重要重大事故防止設備 常設重大事故緩和設備	－	－	○ ^{注1}	○ ^{注1}	注2，注3
	圧力抑制機能					－	－	
ベントヘッド	応力評価	S	常設耐震重要重大事故防止設備 常設重大事故緩和設備	－	－	－	○ ^{注1}	水位条件からSA(S s)でスロッシングの影響はない。
ベント管	応力評価	S	常設耐震重要重大事故防止設備 常設重大事故緩和設備	－	－	－	○ ^{注1}	水位条件からSA(S s)でスロッシングの影響はない。
サブプレシジョンエンバ スプレイ管	応力評価	S	常設耐震重要重大事故防止設備 常設重大事故緩和設備	○	○	－	－	水位条件からスロッシング影響は考えられない。
ECCSストレートナ	応力評価	S	常設耐震重要重大事故防止設備 常設重大事故緩和設備	○	○	－	－	ストレーナはメッシュ構造であり、スロッシング荷重による影響が軽微と考えられる。
クエンチャ	応力評価	B	常設耐震重要重大事故防止設備 常設重大事故緩和設備	－	－	○ ^{注1}	○ ^{注1}	注3
	蒸気凝縮機能 (疲労評価)					○	－	
ベント管ベローズ	応力評価	S	常設耐震重要重大事故防止設備 常設重大事故緩和設備	○	○	○	○	

注1 当該設備が受けるスロッシング荷重は、流体解析から算出

注2 機能要求時(運転状態Ⅳ(S))において、独立事象として地震との組合せの発生確率が 10^{-7} /年以下となるため、地震時の圧力抑制機能の検討が不要

注3 機能要求時(運転状態Ⅴ(S))において、独立事象として地震との組合せの発生確率が 10^{-8} /年以下となるため、地震時の圧力抑制機能及び蒸気凝縮機能の検討が不要

注4 詳細設計段階で変更となる可能性がある

注5 重大事故後 2×10^{-1} 年以降で基準地震動S sと組み合わせる条件(通常運転時の耐震評価にも適用)

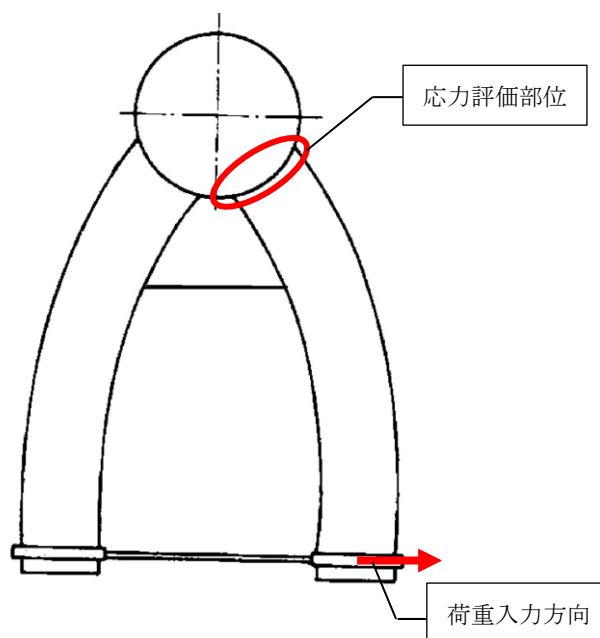
注6 重大事故後 $10^{-2} \sim 2 \times 10^{-1}$ 年で弾性設計用地震動S dと組み合わせる条件

第2表 内部構造物に対する水平2方向入力による
スロッシング荷重への影響

対象構造物	水位条件	入力方向	荷重 (kN) (水平1方向)	荷重 (kN) (水平2方向)	チャギング荷重 (kN)
ダウンカマ	重大事故時 水位	水平1方向 +鉛直方向 ^{注1}	7.41	10.49 (SRSS)	18.4
		水平2方向 +鉛直方向 ^{注2}	—	9.78	

注1 S s-D

注2 NS方向, 鉛直方向: S s-D, EW方向: 位相特性の異なるS s-D (位相特性の異なるS s-Dの作成方針等については参考資料10参照)



第2図 荷重入力方向及び応力評価部位

第3表 既工認における主なタンクへの有効質量等の適用実績

対象設備	評価	耐震クラス	容器の形状	有効質量の適用実績 (○：適用， －：非適用)	スロッシング影響の検討実績 (○：対象， －：対象外)	備考
ほう酸水貯蔵タンク	応力評価	S	平底たて置き円筒形容器	－	－	内部水的全質量を考慮
非常用ディーゼル発電設備 ディーゼル燃料ダイタンク	応力評価	S	横置き円筒形容器	－	－	内部水的全質量を考慮
高圧炉心スプレイス ディーゼル発電設備 ディーゼル燃料ダイタンク	応力評価	S	横置き円筒形容器	－	－	内部水的全質量を考慮
復水貯蔵タンク	応力評価	B	平底たて置き円筒形容器	－	－	内部水的全質量を考慮

サプレッションチェンバ及びサプレッションチェンバサポート の耐震評価について

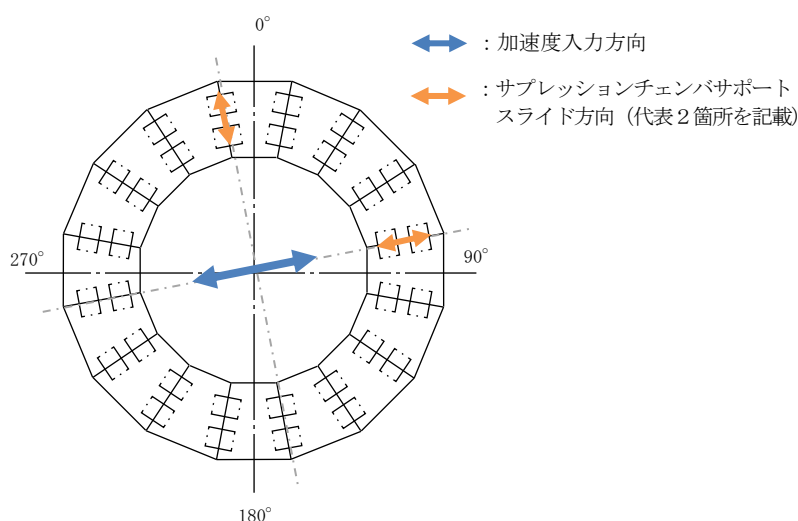
1. 概要

島根 2 号炉の今回工認におけるサプレッションチェンバ及びサプレッションチェンバサポートの耐震評価について、サプレッションチェンバに対する水平方向の地震応答解析における地震動の入力方向、地震応答解析モデルに用いるはりモデル、スペクトルモーダル解析並びにサプレッションチェンバの応力評価に用いる解析モデル及び応力評価の考え方を説明する。

2. 地震応答解析における地震動の入力方向

サプレッションチェンバは 16 セグメントの円筒容器を繋ぎ合わせた円環形状容器である。各セグメントの継ぎ目に 2 箇所ずつ全 32 箇所のサポートが設けられており、第 1 図のとおり、プラント方位に対してオフセットした配列となっている。

また、サポートは、径方向にスライドし、周方向に固定される構造となっているため、サプレッションチェンバに対する水平方向の地震応答解析における地震動の入力方向の配慮として、サポートに最大の荷重が加わるようにオフセットする。なお、既工認ではプラント方位に沿った水平方向入力を行っており、今回工認において地震動の入力方向を見直している。



第 1 図 サプレッションチェンバへの地震荷重入力方向

3. 地震応答解析モデル

3.1 地震応答解析モデルのモデル化の考え方

サプレッションチェンバの耐震設計においては、内部水及び容器の振動モードを考慮し、流体解析によるスロッシング評価及び3次元はりモデルによる地震応答解析を実施する。

ここで、内部水を有する容器に対する既往知見^[1]として、特に薄肉円筒容器（縦置き）については、バルジング（ビーム振動及びオーバル振動と分類）が生じることが知られていることから、サプレッションチェンバの耐震設計では、ビーム振動については、3次元はりモデルを用いた地震応答解析により地震荷重を評価し、オーバル振動については、強め輪によりサプレッションチェンバの変形を防止する設計として考慮する（第1表、第2図参照）。

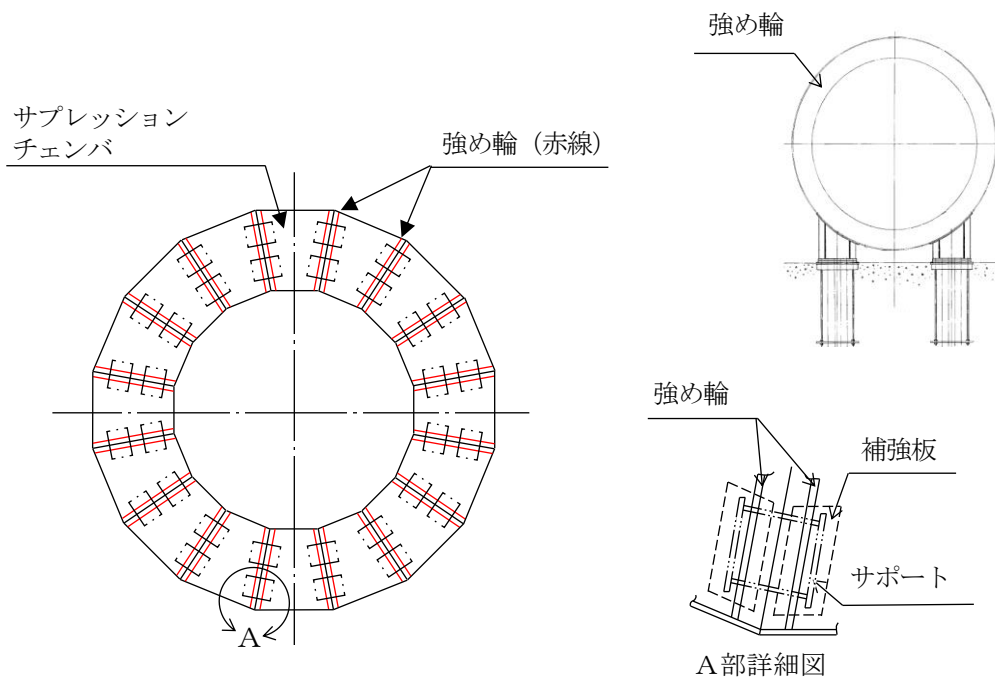
また、サプレッションチェンバ内部水の流動による局所的な圧力については、汎用流体解析コードFluentによる流動解析の結果、局所的な圧力は3kPa程度であり、サプレッションチェンバの設計圧力（427kPa）及びSA耐性条件（853kPa）と比較して小さく部分的であるため、サプレッションチェンバの地震応答解析へ与える影響はない（第3図、第4図参照）。サプレッションチェンバ内部の圧力分布については、NASTRANにより算出される有効質量分布と同様であり、NASTRANによる有効質量は、Guyan縮約法により、サプレッションチェンバのはりモデルへ適切に反映される。

したがって、サプレッションチェンバの耐震評価は、強め輪の効果により小円断面（1セグメントの断面）のオーバル振動が抑制されること、流動によるサプレッションチェンバ内面の局所的な圧力が設計圧力等よりも小さく部分的であることを踏まえると、サプレッションチェンバに有効質量を考慮したはりモデルは、ビーム振動及び大円（円環）の変形を模擬できることから、サプレッションチェンバ各部の地震荷重を算出するのに適した地震応答解析モデルと考える。

[1] 振動試験による円筒形貯水タンクの耐震性評価－動液圧分布の入力加速度依存性について－, INSS JOURNAL, Vol.11, pp.117-128 (2004)

第1表 振動モードに対するサプレッションチェンバの耐震設計

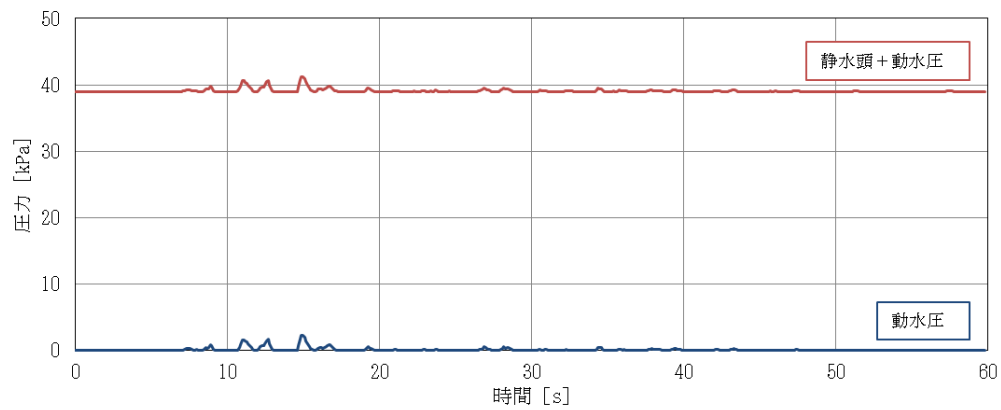
振動モード (文献[1]に基づく 定義)		振動の特徴	サプレッションチェンバの 耐震設計
スロッシング		大きな液面変動を伴 い揺動	汎用流体解析コードFluent により算出したスロッシング荷重 を考慮
バル ジ ン グ	ビーム振動	タンクがあたかも梁 のように振動	NASTRANにより算出した有 効質量を考慮した3次元はりモデ ルによる地震荷重を考慮
	オーバル振動	タンク壁面が花びら 状に変形する振動	サプレッションチェンバ内部に強 め輪 (合計 32 枚) を取り付け (第 2 図参照) , サプレッションチェ ンバの変形を防止 (オーバル振動 を抑制)



第2図 サプレッションチェンバ断面図



第3図 サプレッションチェンバの圧力コンター図
(S s - D, 重大事故時水位 (S s))



第4図 最大圧力発生位置の圧力時刻歴
(S s - D, 重大事故時水位 (S s))

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

3.2 地震応答解析モデルの詳細設計段階における妥当性確認方針

3.2.1 バルジングに対する影響検討

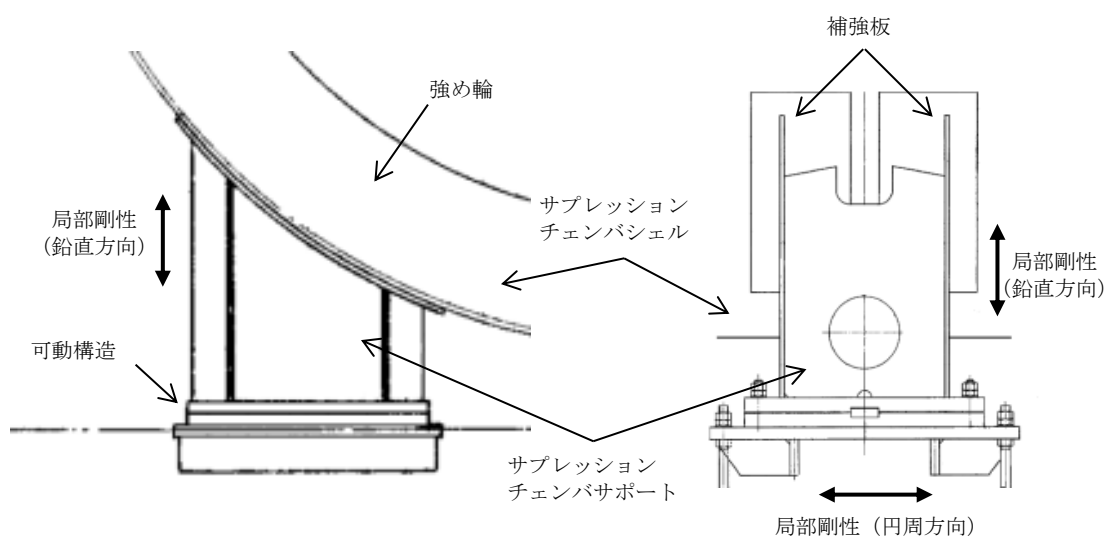
サプレッションチェンバの容器構造（トーラス形状）及び内部水を有することを踏まえ、バルジングによるサプレッションチェンバへの影響を解析的に分析し、地震応答解析に3次元はりモデルを適用することの妥当性を確認する方針とする。

3.2.2 サプレッションチェンバサポート付け根部の局部変形の影響

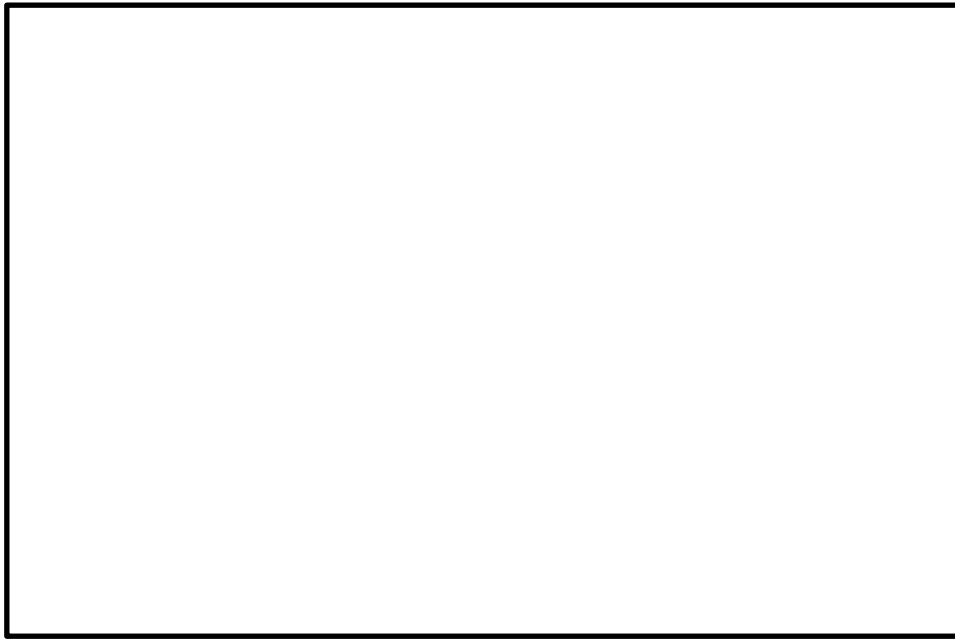
サプレッションチェンバサポートとサプレッションチェンバの接合部（以下「サプレッションチェンバサポート付け根部」という。）におけるサプレッションチェンバシェルの局部変形を防止するため、サプレッションチェンバサポートは補強板を介してサプレッションチェンバシェルに取り付けられている。また、サプレッションチェンバシェルの変形を防止するため、内部に強め輪が取り付けられている。このため、サプレッションチェンバサポート付け根部の剛性は高く（第5図参照）、サプレッションチェンバの地震応答解析に用いる3次元はりモデルにおいては、サプレッションチェンバサポート付け根部を剛体としている。

本検討では、サプレッションチェンバサポート付け根部のサプレッションチェンバシェルの局部剛性を考慮した応答解析を行い、サプレッションチェンバシェルの局部変形による影響を定量的に確認することによって3次元はりモデルの妥当性を確認する方針とする（第6図参照）。

なお、サプレッションチェンバサポートは水平（半径）方向に可動する構造であり、サプレッションチェンバサポート付け根部の水平（半径）方向の剛性は、地震応答解析へ影響を与えるものではないため、剛構造とする。



第5図 サプレッションチェンバサポート構造図



第6図 サプレッションチェンバ地震応答解析モデル

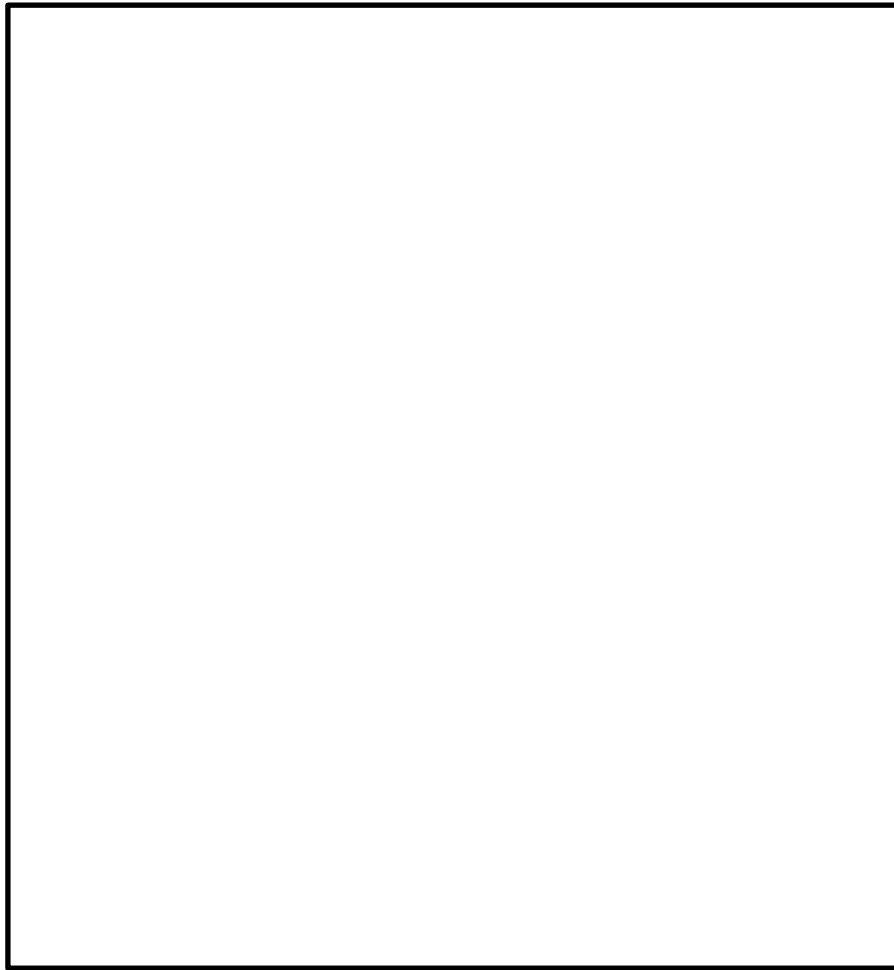
本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

4. スペクトルモーダル解析について

サプレッションチェンバの地震応答解析では、既工認と同様に動的解析（スペクトルモーダル解析等）により地震荷重を算出する。

解析モデルの設定に当たっては、サプレッションチェンバの各部材（サプレッションチェンバシェル、サプレッションチェンバサポート）に対する剛性、質量等を適切に反映したはり要素でモデル化し、サプレッションチェンバシェルとサプレッションチェンバサポートは、剛体要素で結合させている。サプレッションチェンバの振動モード図の代表例を第7図に示す。

サプレッションチェンバの地震応答解析に3次元はりモデルを用いて動的解析を行う方針としているが、動的解析にあたっては、高次モードを考慮したスペクトルモーダル解析を行い、高振動数の影響について確認を行う。



第7図 振動モード図の代表例（重大事故時水位（S s））

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

5. 応力評価に用いる解析モデル

サプレッションチェンバの応力評価については、既工認と同様に、サプレッションチェンバの 1/16 (22.5°) の範囲を対象とし、構造不連続部 (サプレッションチェンバサポート取付部, エビ継部) を適切に評価できるようにシェル要素で3次元FEM解析モデルを設定する。

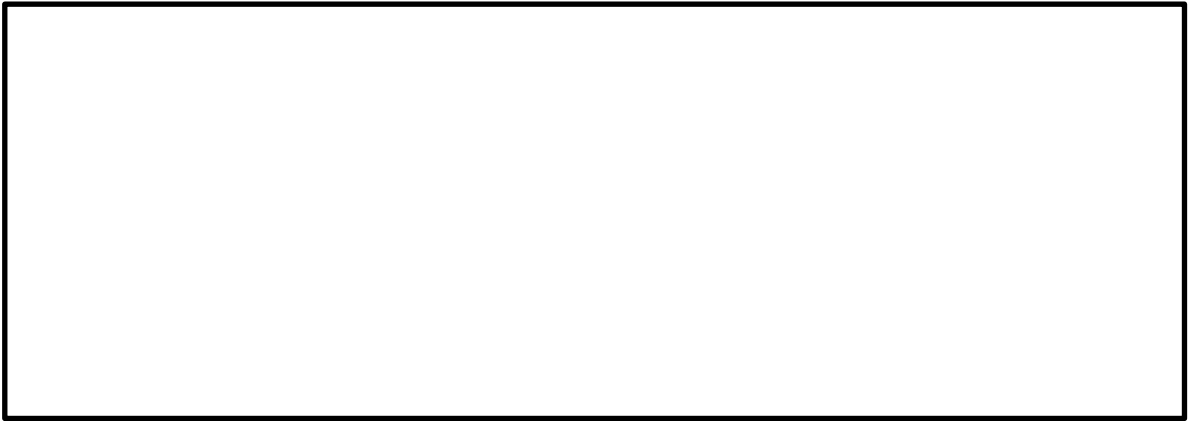
また、サプレッションチェンバの地震応答解析結果から得られる各荷重を3次元FEM解析モデルに入力し、各部位の応力評価を実施する。

各荷重の入力条件及び境界条件を以下に示す。

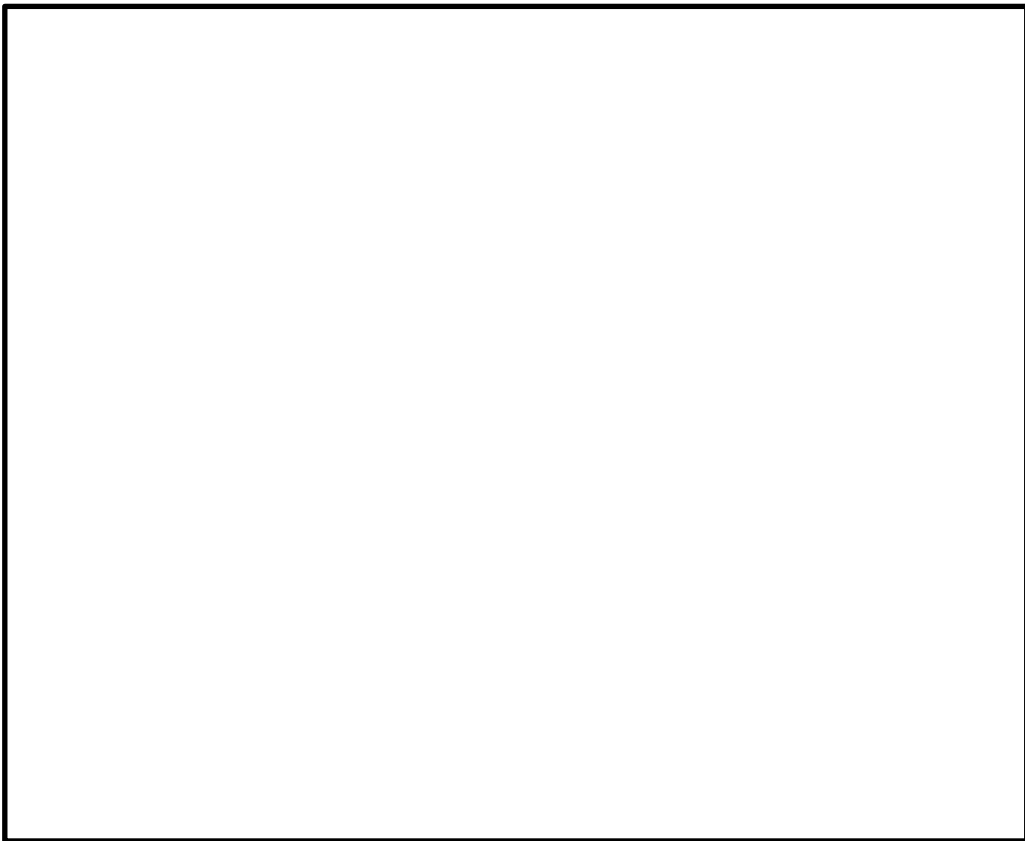
項目	内容
水平方向の地震動による荷重	サプレッションチェンバシェル及びサプレッションチェンバサポートの変位, 回転
自重 (死荷重), 鉛直方向の地震動による荷重	サプレッションチェンバサポートの反力
自重 (死荷重), 鉛直方向の地震動による荷重に対する境界条件	鉛直方向にサプレッションチェンバシェルを中心に固定

ここで、サプレッションチェンバの地震応答解析における荷重及び変位の抽出位置を第8図に、3次元FEM解析モデルの解析条件を第9図に示す。

なお、既工認ではサプレッションチェンバサポートに加わる荷重を用いて、サプレッションチェンバサポート取付部に加わる応力を3次元FEM解析モデルにより評価しているが、エビ継部の応力評価を精緻に行うため、今回工認ではエビ継部を評価部位に含む3次元FEM解析モデルに見直しを行う。



第 8 図 地震応答解析における荷重抽出位置



第 9 図 3次元 F E M解析モデル解析条件

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

6. 応力評価の考え方

6.1 応力評価における要求事項

サブプレッションチェンバ及びサブプレッションチェンバサポートは、実用発電用原子炉及びその附属施設の技術基準に関する規則（以下「技術基準規則」という。）、設計・建設規格 J S M E N C 1 2005/2007（以下「J S M E」という。）及び原子力発電所耐震設計技術指針 J E A G 4 6 0 1 ・ 補 - 1984, J E A G 4 6 0 1 - 1987（以下「J E A G 4 6 0 1」という。）に基づき、強度評価及び耐震評価を行う必要がある。

6.2 原子炉格納容器及びその支持構造物の要求事項

技術基準規則において、原子炉格納容器及びその支持構造物の構造及び強度は、設計上定める条件において、全体的な変形を弾性域に抑えることが求められている。

また、原子炉格納容器及びその支持構造物の耐震性については、J E A G 4 6 0 1 において、地震力と他の荷重を組み合わせた場合には、原則として過大な変形がないようにすることが求められている。

6.3 原子炉格納容器及びその支持構造物の評価方針

原子炉格納容器に対する地震荷重と他の荷重を組み合わせた評価は、J E A G 4 6 0 1 に従い、以下の項目に対して行う。

①一次応力評価

②一次＋二次応力評価

③一次＋二次＋ピーク応力評価（疲れ解析）

ただし、一次＋二次＋ピーク応力評価（疲れ解析）は、J S M E P V B - 3140 (6) の要求を満足する場合、評価を省略することができる。

なお、一次＋二次応力評価が 3 S m を超える場合は、評価対象部位の応力集中係数を用いた一次＋二次＋ピーク応力評価又はソリッド要素を用いた 3 次元 F E M 解析による疲れ解析を行う。

原子炉格納容器の支持構造物に対する地震荷重との組合せ評価は、J E A G 4 6 0 1 上、一次応力、一次＋二次応力に対する要求であり、一次＋二次応力＋ピーク応力との組合せは要求されていない。

実用発電用原子炉及びその附属施設の技術基準に関する規則（抜粋）

第十七条

設計基準対象施設（圧縮機、補助ボイラー、蒸気タービン（発電用のものに限る。）、発電機、変圧器及び遮断器を除く。）に属する容器、管、ポンプ若しくは弁若しくはこれらの支持構造物又は炉心支持構造物の材料及び構造は、次に定めるところによらなければならない。この場合において、第一号から第七号まで及び第十五号の規定については、使用前に適用されるものとする。

ハ クラスⅠ機器及びクラスⅠ支持構造物の構造及び強度は、次に定めるところによること。

イ クラスⅠ容器（ボルトその他の固定用金具、オメガシールその他のシールを除く。）にあっては、最高使用圧力、最高使用温度及び機械的荷重が負荷されている状態（以下「設計上定める条件」という。）において、全体的な変形を弾性域に抑えること。

ロ クラスⅠ支持構造物にあっては、運転状態Ⅰ及び運転状態ⅠⅠにおいて、全体的な変形を弾性域に抑えること。

ハ クラスⅠ容器（オメガシールその他のシールを除く。）、クラスⅠ管、クラスⅠ弁及びクラスⅠ支持構造物にあっては、運転状態ⅠⅠにおいて、全体的な塑性変形が生じないこと。ただし、構造上の不連続部における局部的な塑性変形はこの限りでない。

ニ クラスⅠ容器（ボルトその他の固定用金具、オメガシールその他のシールを除く。）、クラスⅠ管及びクラスⅠ支持構造物にあっては、運転状態ⅠⅤにおいて、延性破断に至る塑性変形が生じないこと。

ホ クラスⅠ容器（ボルトその他の固定用金具、オメガシールその他のシールを除く。）にあっては、試験状態において、全体的な塑性変形が生じないこと。ただし、構造上の不連続部における局部的な塑性変形はこの限りでない。

ヘ クラスⅠ容器（ボルトその他の固定用金具を除く。）、クラスⅠ管、クラスⅠ弁（弁箱に限る。）及びクラスⅠ支持構造物にあっては、運転状態Ⅰ及び運転状態ⅠⅠにおいて、進行性変形が生じないこと。

ト クラスⅠ容器、クラスⅠ管、クラスⅠ弁（弁箱に限る。）及びクラスⅠ支持構造物にあっては、運転状態Ⅰ及び運転状態ⅠⅠにおいて、疲労破壊が生じないこと。

チ クラスⅠ容器（胴、鏡板及び外側から圧力を受ける円筒形又は管状のものに限る。）にあっては、運転状態Ⅰ、運転状態ⅠⅠ、運転状態ⅠⅠⅠ及び運転状態ⅠⅤ並びに試験状態において、座屈が生じないこと。

リ クラスⅠ管にあっては、設計上定める条件において、座屈が生じないこと。

ヌ クラスⅠ支持構造物にあっては、運転状態Ⅰ、運転状態ⅠⅠ、運転状態ⅠⅠⅠ及び運転状態ⅠⅤにおいて、座屈が生じないこと。

ル ロ、ハ、ニ、ヘ、ト及びヌにかかわらず、クラスⅠ支持構造物であって、クラスⅠ容器に溶接により取り付けられ、その損壊により、クラスⅠ容器の損壊を生じさせるおそれがあるものについては、クラスⅠ容器の規定に準ずること。

十二 原子炉格納容器（コンクリート製原子炉格納容器を除く。）及び原子炉格納容器支持構造物の構造及び強度は、次に定めるところによること。

イ 原子炉格納容器（口に掲げる部分を除く。）にあっては、設計上定める条件において、全体的な変形を弾性域に抑えること。

ロ 原子炉格納容器のうち著しい応力が生ずる部分及び特殊な形状の部分にあっては、第八号イ、ハ、ニ及びホのクラスⅠ容器の規定を準用する。

ハ 原子炉格納容器支持構造物にあっては、第八号ロ、ハ及びニのクラスⅠ支持構造物の規定を準用する。

ニ 原子炉格納容器のうち著しい応力が生ずる部分及び特殊な形状の部分並びに原子炉格納容器支持構造物にあっては、運転状態Ⅰ及び運転状態ⅠⅠにおいて、進行性変形による破壊が生じないこと。

ホ 原子炉格納容器の伸縮継手にあっては、設計上定める条件で応力が繰り返し加わる場合において、疲労破壊が生じないこと。

ヘ 原子炉格納容器のうち著しい応力が生ずる部分及び特殊な形状の部分並びに原子炉格納容器支持構造物にあっては、運転状態Ⅰ及び運転状態ⅠⅠにおいて、疲労破壊が生じないこと。

ト 原子炉格納容器にあっては、設計上定める条件並びに運転状態ⅠⅠⅠ及び運転状態ⅠⅤにおいて、座屈が生じないこと。

チ 原子炉格納容器支持構造物にあっては、運転状態Ⅰ、運転状態ⅠⅠ、運転状態ⅠⅠⅠ及び運転状態ⅠⅤにおいて、座屈が生じないこと。

第五十五条

重大事故等対処設備に属する容器、管、ポンプ若しくは弁又はこれらの支持構造物の材料及び構造は、次に定めるところによらなければならない。この場合において、第一号から第三号まで及び第七号の規定については、使用前に適用されるものとする。

五 重大事故等クラスⅡ機器及び重大事故等クラスⅡ支持構造物の構造及び強度は、次に定めるところによること。ただし、次に掲げる性能と同等以上の性能を有する場合は、この限りでない。

イ 重大事故等クラスⅡ機器にあっては、設計上定める条件において、全体的な変形を弾性域に抑えること。

ロ 重大事故等クラスⅡ機器に属する伸縮継手にあっては、設計上定める条件で応力が繰り返し加わる場合において、疲労破壊が生じないこと。

ハ 重大事故等クラスⅡ管（伸縮継手を除く。）にあっては、設計上定める条件において、疲労破壊が生じないこと。

ニ 重大事故等クラスⅡ容器及び重大事故等クラスⅡ管にあっては、設計上定める条件において、座屈が生じないこと。

ホ 重大事故等クラスⅡ支持構造物であって、重大事故等クラスⅡ機器に溶接により取り付けられ、その損壊により重大事故等クラスⅡ機器に損壊を生じさせるおそれがあるものについては、設計上定める条件において、延性破断及び座屈が生じないこと。

6.1.3 荷重の組合せと許容限界

荷重の組合せと許容限界についての原則を以下に示すが、^{(6.1.1-1), (6.2.1-1)}詳細は参考文献を参照のこと。

(1) 荷重の組合せ

- a. 地震動によって引き起こされるおそれのある事象については、その荷重を組合せる。
- b. 地震動によって引き起こされるおそれのない事象については、その事象の発生確率と荷重の継続時間及び地震の発生確率を考え、同時に発生する確率が高い場合にはその組合せを考慮するものとする。

(2) 許容限界

a. As クラス

(a) 基準地震動 S_1 又は静的震度による地震力と他の荷重とを組合せた場合には、原則として弾性状態にあるようにする。

(b) 基準地震動 S_2 による地震力と他の荷重とを組合せた場合には、原則として過大な変形がないようにする。

b. A クラス

上記 a. (a)と同じ。

c. B 及び C クラス

静的震度による地震力と他の荷重と組合せた場合には、原則として弾性状態にあるようにする。

< 第 2 種 容 器 対 する 評 価 >

2.1.2 第 2 種 容 器 の 許 容 応 力

第 2 種 容 器 の 許 容 応 力 を 次 に 示 す。

応力分類 許容 応力状態	1 次一般膜応力	1 次膜応力+ 1 次曲げ応力	1 次+ 2 次応力	1 次+ 2 次+ ピーク 応力	特別な応力限界	
					純せん断 応力	支圧応力
設計条件	S	1.5 S	—	—	—	—
I _A	—	—	(1) 3 S	(2) 運転状態 I 及び II における荷重 の組合せについ て疲れ解析を行 い疲れ累積係数 が 1.0 以下であ ること。	(6) 0.6 S	(7)(8) S _y (1.5 S _y)
II _A	—	—			(6) 0.6 S	(7)(8) S _y (1.5 S _y)
III _A	S _y と 2/3 · S _u の 小さい方。ただ しオーステナイ ト系ステンレス 鋼及び高ニッケ ル合金について は 1.2 S とする。	左欄の 1.5 倍の値	—	—	(6) 0.6 S	(7)(8) S _y (1.5 S _y)
IV _A	構造上の連続な 部分は 0.6 S _u 、 不連続な部分は S _y と 0.6 S _u の 小さい方。ただ しオーステナイ ト系ステンレス 鋼及び高ニッケ ル合金について は、構造上の連 続な部分は 2 S と 0.6 S _u の小 さい方、不連続 な部分は 1.2 S とする。	左欄の 1.5 倍の値	—	—	—	—
III _A S	S _y と 0.6 S _u の 小さい方。ただ しオーステナイ ト系ステンレス 鋼及び高ニッケ ル合金について は 1.2 S とする。	左欄の 1.5 倍の値	(3) 3 S { S ₁ 又は S ₂ } 地震動のみ による応力 振幅につい て評価する。	(4)(5) S ₁ 又は S ₂ 地震 動のみによる疲 れ解析を行い疲 れ累積係数を求 め、運転状態 I, II における疲れ 累積係数との和 が 1.0 以下であ ること。	0.6 S	(8) S _y (1.5 S _y)
IV _A S	構造上の連続な 部分は 0.6 S _u 、 不連続な部分は S _y と 0.6 S _u の 小さい方。ただ しオーステナイ ト系ステンレス 鋼及び高ニッケ ル合金について は、構造上の連 続な部分は 2 S と 0.6 S _u の小 さい方、不連続 な部分は 1.2 S とする。	左欄の 1.5 倍の値			0.4 S _u	(8) S _u (1.5 S _u)

- 注：(1) $3 S_m$ を超えるときは、告示第14条の弾塑性解析を用いることができる。
- (2) 告示第13条第1項第三号を満たすときは、疲れ解析を行うことを要しない。
- (3) 三軸引張りの場合には、別に主応力の総和が $4.8 S_m$ を超えないことを検討する。
- (4) $3 S_m$ を超えるときは弾塑性解析を行うこと。この場合告示第14条（同条第3号を除く）の弾塑性解析を用いることができる。
- (5) 告示第13条第1項第三号へを満たすときは、疲れ解析を行うことを要しない。
ただし、へ項の“応力の全振幅”は“ S_1 又は S_2 地震動による応力の全振幅”と読替える。
- (6) 運転状態Ⅰ、Ⅱにおいて疲れ解析を要しない場合は、地震動のみによる疲れ累積係数が1.0以下であること。
- (7) 告示第13条第1項第一号チによる。
- (8) 告示第13条第1項第一号リによる。
- (9) ()内は、支圧荷重の作用端から自由端までの距離が支圧荷重の作用幅より大きい場合の値。
- (10) オメガシール及びキャノピシールにあっては、Ⅲ_AS、Ⅳ_ASについて1次一般膜応力及び地震動のみによる1次+2次応力の評価を行う。ただし、1次一般膜応力は、告示第13条第1項第四号による。

2.8.2 第2種支持構造物の許容応力

2.8.1の(2)、(3)及び(4)の規定を準用する。

2.8.3 第3種支持構造物の許容応力

2.8.1の(2)、(3)及び(4)の規定を準用する。

応力分類 許容 応力状態	1次応力					1次+2次応力				
	引張	せん断	圧縮	曲げ	支圧	引張 圧縮	せん断	曲げ	支圧	座屈
設計条件	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
I _A	f_t	f_s	f_c	f_b	f_p	$3f_t$	$3f_s^{(1)}$	$3f_b$	$1.5f_p^{(3)}$	$1.5f_s$ 又は $1.5f_c^{(3)}$
II _A	f_t	f_s	f_c	f_b	f_p	$3f_t$	$3f_s^{(1)}$	$3f_b$	$1.5f_p^{(3)}$	$1.5f_s$ 又は $1.5f_c^{(3)}$
III _A	$1.5f_t$	$1.5f_s$	$1.5f_c$	$1.5f_b$	$1.5f_p$	—	—	—	—	—
IV _A	$1.5f_t^*$	$1.5f_s^*$	$1.5f_c^*$	$1.5f_b^*$	$1.5f_p^*$	—	—	—	—	—
III _A S	$1.5f_t$	$1.5f_s$	$1.5f_c$	$1.5f_b$	$1.5f_p$	$3f_t$	$3f_s^{(1)}$	$3f_b^{(2)}$	$1.5f_p^{(4)}$	$1.5f_b^{(2)(4)}$
IV _A S	$1.5f_t^*$	$1.5f_s^*$	$1.5f_c^*$	$1.5f_b^*$	$1.5f_p^*$	$(S_1$ 又は S_2 地震動の みによる応力振幅に ついて評価する)			$1.5f_p^{(4)}$	$1.5f_s$ 又は $1.5f_c$

- 注：(1) すみ肉溶接部にあつては最大応力に対して $1.5f_s$ とする。
 (2) 告示第88条第3項第一号イ(ニ)により求めた f_b とすること。
 (3) 応力の最大圧縮値について評価する。
 (4) 自重、熱膨張等により常時作用する荷重に、地震動による荷重を重ね合せて得られる応力の圧縮最大値について評価を行うこと。
 (5) 鋼構造設計規準（日本建築学会（1970年度制定））等の幅厚比の制限を満足すること。
 (6) 上記応力の組合せが考えられる場合には、組合せ応力に対しても評価を行うこと。
 (7) 耐圧部に溶接等により直接取付けられる支持構造物であつて耐圧部と一体の応力解析を行うものについては耐圧部と同じ許容応力とする。

PVB-3140 疲労解析不要の条件

PVB-3114 および PVB-3122 の場合において、繰返し荷重が次の(1)から(6)に適合する場合は、疲労解析を行うことを要しない。

(6) 機械的荷重により生じる応力の全振幅： $\Delta\sigma$

$$\Delta\sigma \leq S \quad (\text{PVB-59})$$

S: 添付 4-2 3.1 または 3.2 において、荷重変動回数を許容繰返し回数とした場合に、これに対応する繰返しピーク応力強さの値 (MPa)。この場合において、荷重変動回数は、添付 4-2 3.1 においては 10^6 、添付 4-2 3.2 においては 10^{11} を許容繰返し回数とした場合に、これに対応する繰返しピーク応力強さの値を超える応力を生じる荷重変動回数をとるものとし、その値が添付 4-2 3.1 において 10^6 を超える場合は、 10^6 とし、添付 4-2 3.2 において 10^{11} を超える場合は、 10^{11} とすることができ

(解説 PVB-3140) 疲労解析不要の条件

PVB-3140 は、疲労解析を要しない条件について定めたものである。

大きな変動荷重が作用しないため低サイクル疲労破壊のおそれのない容器に対しては解説表 PVB-3140-1 に示す圧力、熱荷重および機械的荷重の変動範囲が解説表 PVB-3140-1 の条件式を満足する場合は、疲労解析を行うことを要しない。

PVB-3140 の規定の考え方を具体的に解説すると、次のとおりである。

解説表 PVB-3140-1 の(1)では、応力サイクルによって生じる応力の変動が一次応力と二次応力の和の許容値を満足していると仮定すると、当該応力変動値としては、最大値 $3S_m$ となる。さらに応力集中係数を K とするならば、ピーク応力の変動は $3KS_m$ となる。この応力サイクルが疲労に対して安全であるためには、その回数 N が $3KS_m$ の応力に対して許される繰返し回数 N' よりも小さくなる必要がある。すなわち、

PVB-3140	荷 重	回数	ピーク応力強さの概算値	条件式
(1)	大気圧→運転圧力→大気圧	N1	$S = \frac{1}{2} K 3 S_m$	$S < S_a(N1)$
(2)	a. 圧力変動 (ΔP)	—	$S = \frac{1}{2} K \frac{\Delta P}{p} 3 S_m$	$S < S_a(10^6)^{*1}$
	b. 上記のうち*1 の制限を満足しないもの	N2	同 上	$S < S_a(N2)$
(3)	起動→定常運転→停止での温度差 (ΔT)	N3	$S = \frac{1}{2} K 2 E \alpha \Delta T$	$S < S_a(N3)$
(4)	運転時の温度差変動 (ΔT)	—	$S = \frac{1}{2} K 2 E \alpha \Delta T$	$S < S_a(10^6)$
(5)	a. 異種材結合部の温度変動 (T)	—	$S = \frac{1}{2} K 2 T (E_1 \alpha_1 - E_2 \alpha_2)$	$S < S_a(10^6)^{*2}$
	b. 上記のうち*2 の制限を満足しないもの	N5	同 上	$S < S_a(N5)$
(6)	機械的荷重の変動	—	$S = \frac{1}{2} K \alpha$ (計算値) 計算による二次応力	$S < S_a(10^6)$

K: 応力集中係数=2.0

(注) 応力集中係数を 2 と仮定したうえでピーク応力強さを概算し、その 1/2 を繰返しピーク応力強さ (S) として、所定の回数の許容繰返しピーク強さ (S_a) よりも小さくなれば合格とする。(10⁶ 回に対する S_a よりも小さい応力振幅しか生じない荷重変動は無視される。)

PVB-3130 疲労強度減少係数の規定

- (1) 疲労解析に使用する疲労強度減少係数および応力集中係数は、理論的または実験的に求めたものでなければならない。
- (2) 表 PVB-3130-1 の左欄に掲げる容器の部分(材料の最小引張強さが 690 MPa を超えるボルトを除く)の疲労強度減少係数または応力集中係数は、(1)の規定にかかわらず、表 PVB-3130-1 の右欄に掲げる値とすることができる。

表 PVB-3130-1 疲労強度減少係数

容器の部分	疲労強度減少係数または応力集中係数
局所的な構造上の不連続部	5
ボルトのねじ部	4
容器のラグ、ブラケット等の取付物(強め材、支持構造物および炉心支持構造物を除く)を取り付けるすみ肉溶接部	4

原子炉建物基礎版上における地震応答を用いる妥当性について

1. 概要

サプレッションチェンバは、ドライウェルとベント管を介して接続されるが、ベント管に設けられたベント管ベローズ（材質：オーステナイト系ステンレス鋼（SUS304））により相対変位を吸収する構造となっているため、サプレッションチェンバの耐震評価に当たっては、ドライウェルの地震応答と切り離し、原子炉建物基礎版上における地震応答を用いている。

本資料では、ベント管ベローズの構造及びサプレッションチェンバへの地震応答への影響を確認し、上記扱いの妥当性について確認する。

2. ベント管ベローズの構造

ベント管ベローズは、第1図に示すとおり、サプレッションチェンバとベント管の熱膨張による相対変位や地震相対変位を吸収できる構造となっている。

また、地震相対変位によるサプレッションチェンバへの反力は、ベント管ベローズのばね定数と地震相対変位により算定することができる。サプレッションチェンバの荷重伝達イメージを第2図に示す。

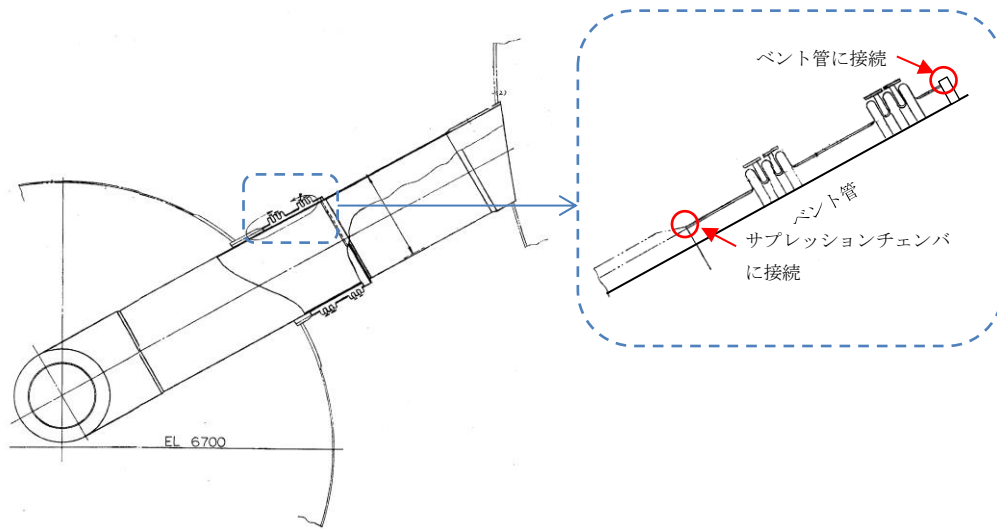
3. サプレッションチェンバの地震応答への影響

サプレッションチェンバとベント管の地震相対変位、ベント管ベローズの反力、サプレッションチェンバの地震荷重及びそれらの比率を第1表に示す。評価用地震動は、基準地震動 S_s の特徴を踏まえ、設備の固有周期帯の応答加速度が大きい S_s-D を用いた（参考資料9参照）。地震相対変位によるベント管ベローズの反力は、サプレッションチェンバの地震荷重に対して0.3%程度と軽微であり、サプレッションチェンバの地震応答解析に原子炉建物基礎版上における地震応答を用いることは、妥当と考えられる。

なお、オーステナイト系ステンレス鋼のひずみ速度に関する知見としてひずみ速度が 1sec^{-1} 以下となるものについては、ひずみ速度が耐力や設計引張強さに影響がないものとされている^[1]。ベント管ベローズのひずみ速度は、 $1.0 \times 10^{-2} \text{sec}^{-1}$ 程度^{注1}であり、上記知見を踏まえると、材料物性への影響がないと推定されるため、剛性に対しても同様に影響がないものと考えられる。

注1 地震応答解析モデルの固有周期 T に対するサプレッションチェンバの最大ひずみ量 ε の比 (ε/T) からひずみ速度 (sec^{-1}) を算出

参考文献[1]: Hiroe Kobayashi et al., Strain Rate of Pipe Elbow at Seismic Event and Its Effect on Dynamic Strain Aging, ASME Pressure Vessels and Piping Conference, July 26-30, 2009



a. ベント管ベローズの構造概要

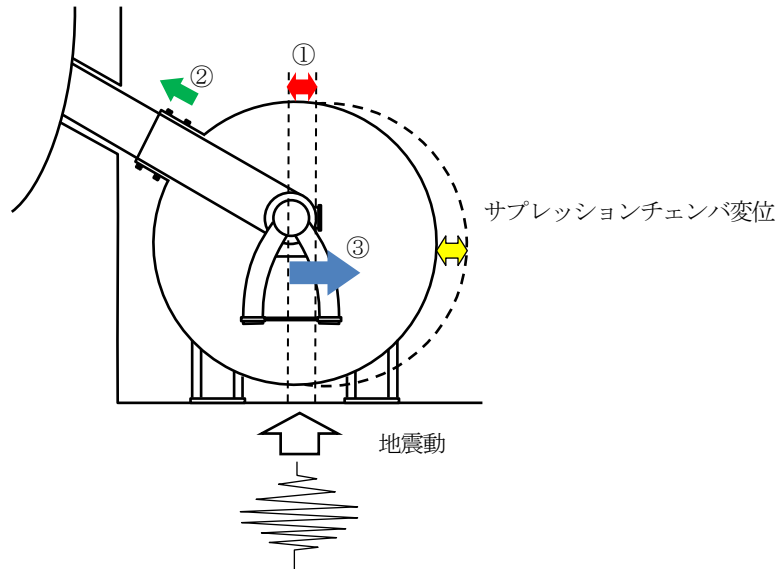


b. ベント管ベローズの主要寸法

第1図 ベント管ベローズの構造

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

- ← サプレッションチェンバの地震荷重
- ↔ サプレッションチェンバの変位
- ← ベント管ベローズ反力
- ↔ ベント管ベローズ及びサプレッションチェンバ間の相対変位



第2図 サプレッションチェンバの荷重伝達イメージ

第1表 相対変位による影響評価結果

項目 ^{注1}	評価値
①地震相対変位	75 mm ^{注2}
②地震相対変位による ベント管ベローズの反力	1.424×10^5 N ^{注2}
③サプレッションチェンバ の地震荷重	5.396×10^7 N ^{注3}
比率 (②/③)	0.3 %

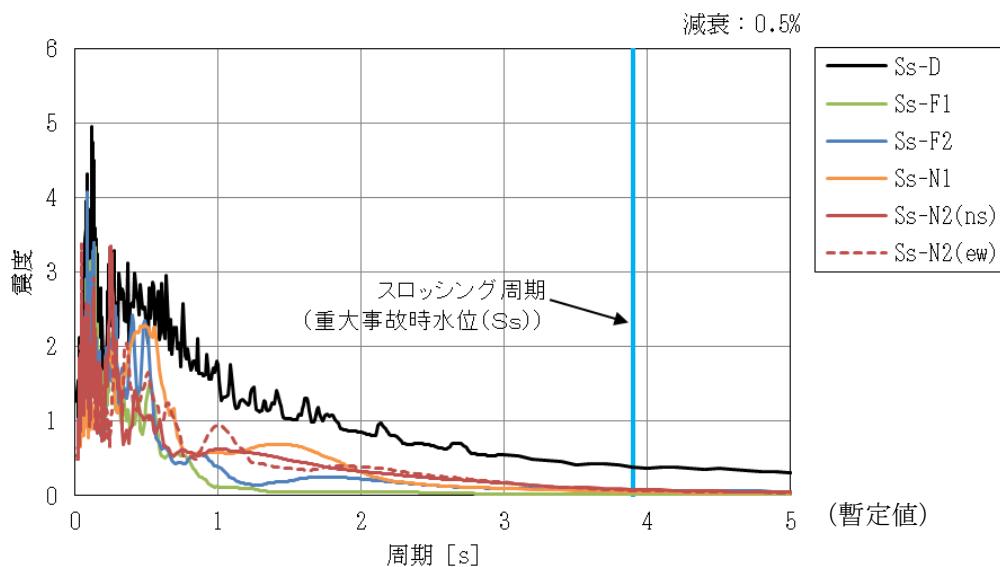
注1 項目の①～③は、第2図の番号に対応する

注2 基準地震動 S_s に対して保守的な条件として算出

注3 時刻歴応答解析により得られる地震荷重

評価に用いた地震動の応答加速度スペクトルについて

サプレッションチェンバ設置床において、拡幅処理を行っていない応答加速度スペクトル（減衰定数 0.5%（J E A G 4 6 0 1 における「液体の揺動」の減衰定数））を第 1 図に、±10%の拡幅処理した応答加速度スペクトル（減衰定数 1.0%（J E A G 4 6 0 1 における「溶接構造物」の減衰定数））を第 2 図に示す。スロッシング荷重の算出には加速度時刻歴を用いるため、サプレッションチェンバにおけるスロッシング周期（重大事故時水位（S s））を第 1 図に示す。サプレッションチェンバの耐震評価には拡幅処理した床応答スペクトルを用いるため、サプレッションチェンバの地震応答解析モデル（重大事故時水位（S s））の固有周期を第 2 図に示す。



第1図 サプレッションチェンバ設置床の応答加速度スペクトル
(NS方向, 拡張なし)



第2図 サプレッションチェンバ設置床の応答加速度スペクトル
(NS方向, 拡張あり)

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

スロッシング解析に用いる模擬地震波について

1. 概要

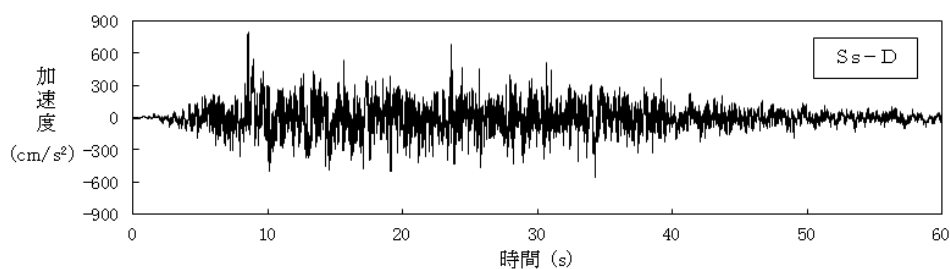
水平2方向及び鉛直方向地震力の同時入力による影響検討を行う際にサプレッションチェンバのスロッシング解析にはスロッシング荷重が大きく算定される S_s-D を代表波として用いる。この際、水平1方向には S_s-D を用いるが、その直交方向には S_s-D とは位相特性の異なる模擬地震波を用いるため、 S_s-D の直交方向の模擬地震波を以下に示す。

なお、位相特性の異なる模擬地震波の作成方法は「別紙-10 水平2方向及び鉛直方向地震力の適切な組合せに関する検討について」に示す。

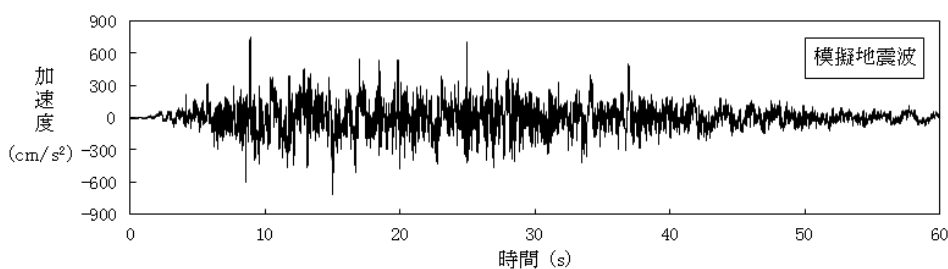
2. スロッシング解析に用いる入力波

スロッシング解析に用いる入力波は、 S_s-D 及び S_s-D と位相特性の異なる模擬地震波を用いて、建物応答解析を実施し、得られた応答加速度時刻歴を用いている。

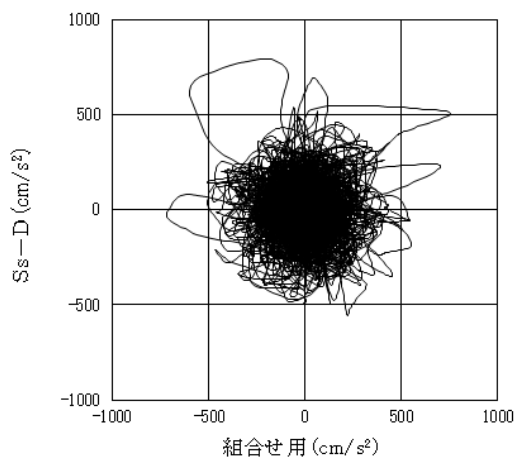
応答加速度時刻歴波形を第1図及び第2図に、それぞれの地震波を2方向入力した場合の建物応答加速度のオービットを第3図に、床応答加速度スペクトルを第4図に示す。第3図に示すとおり、オービットには偏りがなく、第4図に示すとおり、スロッシング周期帯における位相特性の異なる模擬地震波の応答加速度は S_s-D と同等である。



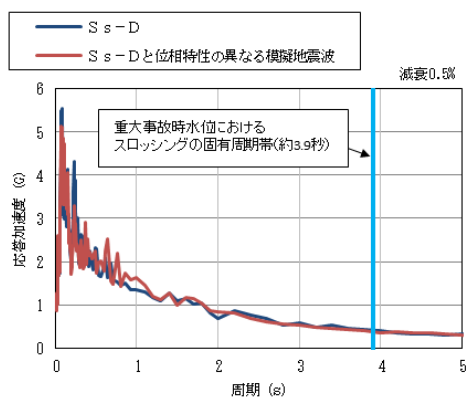
第1図 S s - Dの応答加速度時刻歴波形（暫定値）



第2図 S s - Dと位相特性の異なる模擬地震波の応答加速度時刻歴波形（暫定値）



第3図 S s - Dによる建物応答加速度のオービット（位相が異なる地震波を2方向入力した場合）



第4図 床応答加速度スペクトル（暫定値）

サプレッションチェンバの重大事故時水位について

サプレッションチェンバの重大事故時水位及び水位条件等の考え方を第 1 図及び第 1 表に示す（「重大事故等対処設備について 補足説明資料 39 条地震による損傷の防止 39-4 重大事故等対処施設の耐震設計における重大事故と地震の組合せについて 添付資料 8」より引用）。



第 1 図 重大事故時のサプレッションチェンバの水位と耐震評価に用いる水位との関係

第1表 重大事故時を考慮した地震応答解析モデルの水位条件等の考え方

	条件	事故シーケンスと選定の考え方	条件設定の考え方
PCV	水位 (質量)	格納容器過圧・過温破損（全事故シーケンスのうち、格納容器水位が最も厳しくなる事故シーケンスを選定）	<p>重大事故時の原子炉格納容器のモデル化においては、耐震評価上、水位が高い方が地震時の応答が大きくなる傾向があることから、重大事故時における地震動Sdとの組合せにおいて考慮するサプレッション・チェンバの水位としては、以下の事故シーケンスを考慮し、ダウンカム取付け部下端位置（約5.05m）を用いる。</p> <ul style="list-style-type: none"> ・格納容器過圧・過温破損（残留熱代替除去系を使用しない場合）（2Pdに到達するまでに操作を実施しなかった場合（大破断LOCA発生時））で約5.03m <p>また、重大事故時における地震動Ssとの組合せにおいて考慮するサプレッション・チェンバの水位としては、格納容器過圧・過温破損（残留熱代替除去系を使用する場合）における最高水位（約4m）を用いる。</p> <p>重大事故時におけるドライウエルの水位としては、ドライウエル床面+約1m（ベント開口下端位置）の水位が形成されることの影響を検討する。</p>

サプレッションチェンバの内部水に有効質量を考慮する水位条件の変更について

1. 概要

新規制基準を踏まえたサプレッションチェンバの耐震評価において、内部水の有効質量を考慮する水位条件を申請当初から変更する。本資料では、変更前後における考え方を整理する。

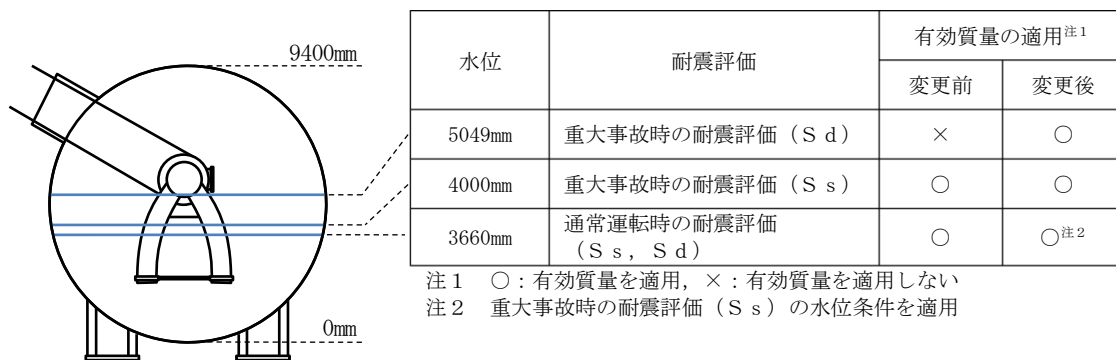
2. 変更前の有効質量適用の考え方

サプレッションチェンバの弾性設計用地震動 S_d による通常運転時及び重大事故時の耐震評価では、内部水の全質量を考慮した場合においても耐震性を満足する。このため、サプレッションチェンバにおける弾性設計用地震動 S_d による重大事故後の耐震評価においては、既工認による耐震評価と同様に、内部水の有効質量を考慮しないこととしていた。

3. 変更後の有効質量適用の考え方

設計における一貫性を考慮し、サプレッションチェンバにおける耐震評価では水位条件（通常運転時及び重大事故時）及び地震動によらず、内部水の有効質量を考慮する。

変更前後における有効質量を考慮する水位条件を第 1 図に示す。



第 1 図 有効質量を考慮する水位条件

島根原子力発電所 2 号炉

動的機能維持評価の検討方針

について

(耐震)

目 次

1. はじめに
2. 動的機能維持のための新たな検討又は詳細検討が必要な設備の検討方針
3. 動的機能維持のための新たな検討又は詳細検討が必要な設備の抽出
4. 新たな検討が必要な設備における動的機能維持評価の検討
 - 4.1 新たな検討が必要な設備における動的機能維持の検討方針
 - 4.2 スクリュー式ポンプに対する検討
 - 4.2.1 検討対象設備の概要
 - 4.2.2 スクリュー式ポンプの動的機能維持評価項目の抽出
 - 4.2.3 耐特委で検討された遠心式ポンプの地震時異常要因分析による基本評価項目
 - 4.2.4 電共研で検討されたギヤ式ポンプの地震時異常要因分析による基本評価項目
 - 4.2.5 スクリュー式ポンプの基本評価項目の検討
 - 4.2.6 スクリュー式ポンプの動的機能維持評価項目の検討結果
 - 4.3 ガスタービン発電機に対する検討
 - 4.3.1 検討対象設備の概要
 - 4.3.2 ガスタービン発電機の動的機能維持評価項目の抽出
 - 4.3.3 耐特委で検討された非常用ディーゼル発電機の地震時異常要因分析による基本評価項目
 - 4.3.4 耐特委で検討されたポンプ駆動用タービンの地震時異常要因分析による基本評価項目
 - 4.3.5 ガスタービン発電機の基本評価項目の検討
 - 4.3.6 ガスタービン発電機の動的機能維持評価項目の検討結果
5. 詳細検討が必要な設備における動的機能維持の検討方針
6. 加振試験が必要な設備における動的機能維持評価の検討

7. 弁の動的機能維持評価に用いる配管系の応答値について

別表 1 検討対象設備の抽出結果

添付資料 1 高圧原子炉代替注水ポンプの加振試験について

参考資料 1 ガスタービン発電機の加振試験について

1. はじめに

本資料では、実用発電用原子炉及びその附属施設の技術基準に関する規則の解釈等における動的機能保持に関する評価に係る一部改正を踏まえて、動的機能維持についての検討方針、新たな検討又は詳細検討が必要な設備の抽出及び検討結果を示す。

なお、検討の結果、詳細な評価が必要になった設備については、工認段階で詳細評価の内容を説明する。

実用発電用原子炉及びその附属設備の技術基準に関する規則の解釈および耐震設計に係る審査ガイドのうち、動的機能維持の評価に係る部分は以下のとおり。

実用発電用原子炉及びその附属施設の技術基準に関する規則の解釈(抜粋)

第5条(地震による損傷の防止)

- 3 動的機器に対する「施設の機能を維持していること」とは、基準地震動による応答に対して、当該機器に要求される機能を保持することをいう。具体的には、当該機器の構造、動作原理等を考慮した評価を行うこと、既往研究で機能維持の確認がなされた機能確認済加速度等を超えていないことを確認することをいう。

耐震設計に係る工認審査ガイド(抜粋)

4.6.2 動的機能

【審査における確認事項】

Sクラスの施設を構成する主要設備又は補助設備に属する機器のうち、地震時又は地震後に機能保持が要求される動的機器については、基準地震動 S_s を用いた地震応答解析結果の応答値が動的機能保持に関する評価基準値を超えていないことを確認する。

【確認内容】

動的機能については以下を確認する。

- (1) 水平方向の動的機能保持に関する評価については、規制基準の要求事項に留意して、機器の地震応答解析結果の応答値が JEAG4601 の規定を参考に設定された機能確認済加速度、構造強度等の評価基準値を超えていないこと。(中略)また、適用条件、適用範囲に留意して、既往の研究等において試験等により妥当性が確認されている設定等を用いること。
- (2) 鉛直方向の動的機能保持に関する評価については、規制基準の要求事項に留意して、機器の地震応答解析結果の応答値が水平方向の動的機能保持に関する評価に係る JEAG4601 の規定を参考に設定された機能確認済加速度、構造強度等の評価基準値を超えていないこと。(中略)また、適用条件、適用範囲に留意して、既往の研究等において試験等により妥当性が確認されている設定等を用いること。

(3) 上記(1)及び(2)の評価に当たっては、当該機器が JEAG4601 に規定されている機種、形式、適用範囲等と大きく異なる場合又は機器の地震応答解析結果の応答値が JEAG4601 の規定を参考にして設定された機能確認済加速度を超える場合(評価方法が JEAG4601 に規定されている場合を除く。)については、既往の研究等を参考に異常要因分析を実施し、当該分析に基づき抽出した評価項目毎に評価を行い、評価基準値を超えていないこと。また、当該分析結果に基づき抽出した評価部位について、構造強度評価等の解析のみにより行うことが困難な場合には、当該評価部位の地震応答解析結果の応答値が、加振試験(既往の研究等において実施されたものを含む。)により動的機能保持を確認した加速度を超えないこと。

2. 動的機能維持のための新たな検討、詳細検討又は加振試験が必要な設備の検討方針

動的機能維持評価において、原子力発電所耐震設計技術指針 JEAG4601-1991 追補版(以下「JEAG4601」という。)に定められた適用範囲から外れ新たな検討又は加振試験が必要な設備、もしくは評価用加速度が機能確認済加速度を超えるため詳細検討が必要な設備を抽出するとともに、抽出された設備における動的機能維持のための検討方針を示す。

3. 動的機能維持のための新たな検討、詳細検討又は加振試験が必要な設備の抽出

(1) 検討対象設備

検討対象設備は、Sクラス設備並びに常設耐震重要重大事故防止設備及び常設重大事故緩和設備とし、動的機能が必要な設備として JEAG4601 で適用範囲が定められている機種(立形ポンプ、横形ポンプ、電動機等)とする。

なお、電気計装機器については、原則として加振試験により電氣的機能維持を確認することから、動的機能維持評価の検討対象設備から除いている。

(2) 新たな検討、詳細検討又は加振試験が必要な設備の抽出

第3-1 図に動的機能維持評価の検討フローを示す。検討対象設備について、動的機能維持の要求の有無を確認し、要求がない設備については本検討における対象外とする。

動的機能維持の要求がある検討対象設備について、JEAG4601 に定める機能確認済加速度(A_t)との比較による評価方法が適用できる機種に対して、構造、作動原理、各機器の流量、出力等が JEAG4601 で定められた適用範囲と大きく異なることを確認する。大きく異なる場合は、新たな検討(地震時異常要因分析の実施、基本評価項目の抽出、評価)が必要な設備、又は加振試験を実施する設備として抽出する。

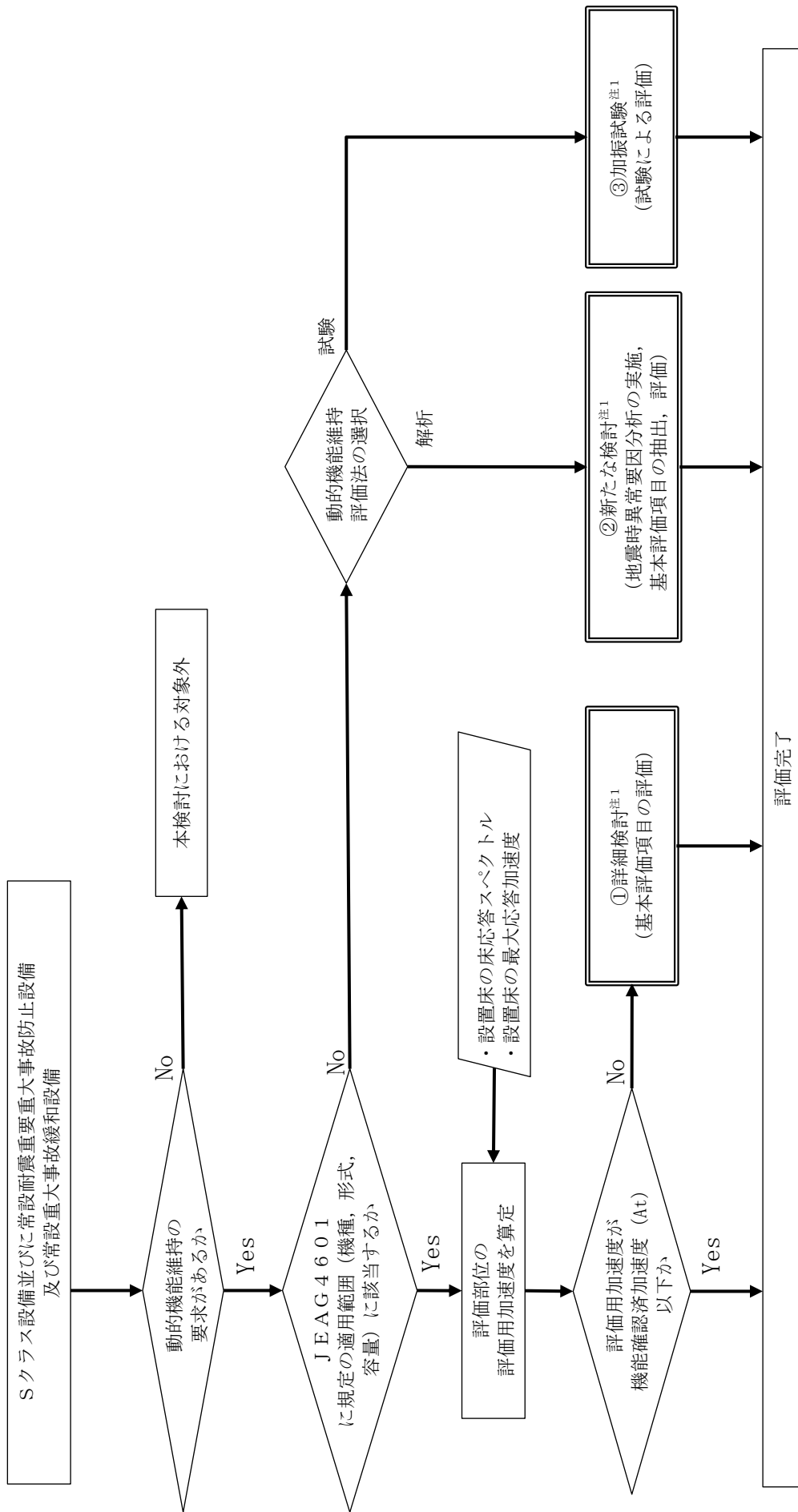
さらに、評価用加速度が J E A G 4 6 0 1 及び既往の研究等※により妥当性が確認されている機能確認済加速度（A t）以下であることの確認を行い、機能確認済加速度を超える設備については詳細検討(基本評価項目の評価)が必要な設備として抽出する。

なお、弁については J E A G 4 6 0 1 にて評価用加速度が機能確認済加速度を超えた場合の詳細検討の具体的手順が定められているため、詳細評価法検討の対象外とする。

上記の整理結果として別表 1 に検討対象設備を示すとともに、詳細検討又は新たな検討が必要な設備の抽出のための情報として J E A G 4 6 0 1 に該当する機種名等を整理した。

また、別表 1 に整理した設備や評価用加速度等の内容については、設計途中のため、動的機能維持評価の方針が検討中の設備も含まれており、今後の詳細設計の進捗に併せて変更の可能性があることから、工認段階で再度、設備及び評価方法の整理を行う。

※電力共通研究「鉛直地震動を受ける設備の耐震評価手法に関する研究
(平成 10 年度～平成 13 年度)」



注1：評価の成立性が確認できない場合、対策による検討を実施

第3-1 図 動的機能維持評価の検討フロー

(3) 抽出結果

別表1をもとに、第3-1図の検討フローにより、①詳細検討、②新たな検討及び③加振試験が必要な設備を検討した結果を、第3-1表に示す。

① 詳細検討(基本評価項目の評価)が必要な設備

評価用加速度が機能確認済加速度を超え、詳細検討が必要となる設備として、以下の設備が該当する。

- ・原子炉補機海水ポンプ及び電動機
- ・非常用ガス処理系排風機及び電動機
- ・可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ及び電動機
- ・ほう酸水注入ポンプ及び電動機・燃料プール冷却ポンプ及び電動機
- ・高圧炉心スプレイポンプ補機海水ポンプ及び電動機

② 新たな検討(地震時異常要因分析の実施、基本評価項目の抽出、評価)が必要な設備

新たな検討が必要な設備としては、以下の設備が該当する。

<スクリー式ポンプ>

- ・非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ
- ・高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ
- ・ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ

<ガスタービン機関>

- ・ガスタービン発電機

③ 加振試験(試験による評価)が必要な設備

加振試験が必要な設備としては、以下の設備が該当する。

- ・高圧原子炉代替注水ポンプ

第3-1表 新たな検討又は詳細検討が必要な設備の抽出結果(1/2)

機種名	設備名称	JEAG4601の適用性確認 ○:適用可 ×:適用外 (新たな検討が必要)	At確認 ^{注1} ○:At以下 (評価完了) ×:At超過 (詳細検討が必要) -:対象外, 評価中
立形ポンプ	残留熱除去ポンプ	○	○
	高压炉心スプレイポンプ	○	○
	低压炉心スプレイポンプ	○	○
	原子炉補機海水ポンプ	○	×
	高压炉心スプレイ補機海水ポンプ	○	×
横形ポンプ	燃料プール冷却ポンプ	○	×
	高压原子炉代替注水ポンプ	× (ポンプ・原動機一体型)	-
	残留熱代替除去ポンプ	○	○
	原子炉隔離時冷却ポンプ	○	○
	低压原子炉代替注水ポンプ	○	○
	原子炉補機冷却水ポンプ	○	○
	高压炉心スプレイ補機冷却水ポンプ	○	○
	非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ	× (スクュー式)	-
	高压炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ	× (スクュー式)	-
	ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ	× (スクュー式)	-
往復動式ポンプ	ほう酸水注入ポンプ	○	×
ポンプ駆動用タービン	原子炉隔離時冷却ポンプ駆動用蒸気タービン	○	○
電動機	燃料プール冷却ポンプ用電動機	○	×
	残留熱除去ポンプ用電動機	○	○
	高压炉心スプレイポンプ用電動機	○	○
	低压炉心スプレイポンプ用電動機	○	○
	残留熱代替除去ポンプ用電動機	○	○
	低压原子炉代替注水ポンプ用電動機	○	○
	原子炉補機冷却水ポンプ用電動機	○	○
	原子炉補機海水ポンプ用電動機	○	×
	高压炉心スプレイ補機冷却水ポンプ用電動機	○	○
	高压炉心スプレイ補機海水ポンプ用電動機	○	×
	ほう酸水注入ポンプ用電動機	○	×

第3-1表 新たな検討又は詳細検討が必要な設備の抽出結果(2/2)

機種名	設備名称	JEAG4601の適用性確認 ○:適用可 ×:適用外 (新たな検討が必要)	At確認 ^{注1} ○:At以下 (評価完了) ×:At超過 (詳細検討が必要) -:対象外, 評価中
電動機	中央制御室送風機用電動機	○	○
	中央制御室非常用再循環送風機用電動機	○	○
	非常用ガス処理系排風機用電動機	○	×
	可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用電動機	○	×
	非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ用電動機	○	○
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ用電動機	○	○
	ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ用電動機	○	○
ファン	中央制御室送風機	○	○
	中央制御室非常用再循環送風機	○	○
	非常用ガス処理系排風機	○	×
	可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ	○	×
非常用ディーゼル発電設備	非常用ディーゼル発電設備ディーゼル機関	○	○
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル機関	○	○
ガスタービン機関	ガスタービン発電機	× (ガスタービン)	-
制御棒	制御棒(地震時挿入性)	○	○ ^{注2}

注1：今後の設計進捗によって評価用加速度が変更となる場合は確認結果に反映する。

注2：地震応答解析結果から求めた燃料集合体相対変位が、加振試験により確認された制御棒挿入機能に支障を与えない変位に対して下回ることを確認。

4. 新たな検討が必要な設備における動的機能維持評価の検討

4.1 新たな検討が必要な設備における動的機能維持の検討方針

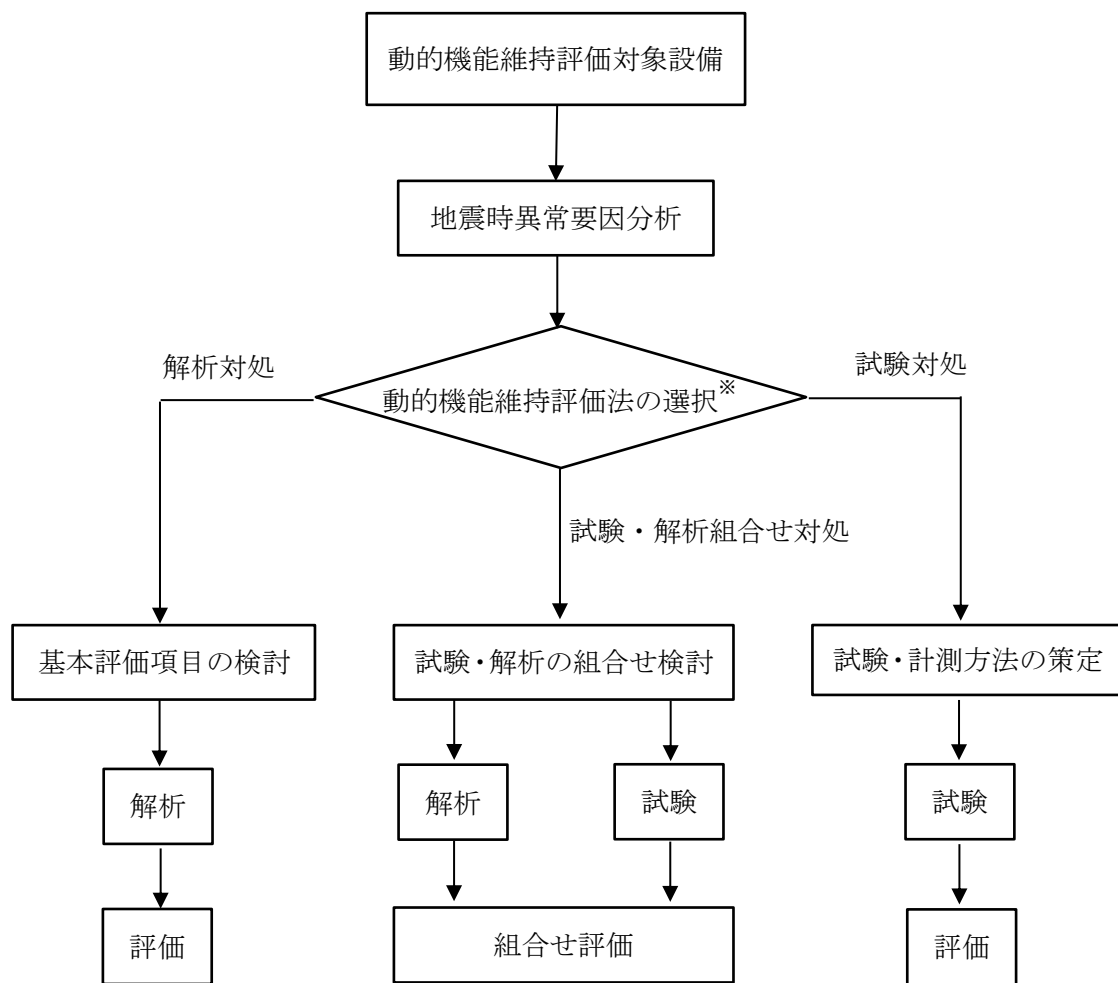
検討対象設備のうち、3.(3)②に示す機器については、J E A G 4 6 0 1に定められた機種及び適用形式から外れ、機能確認済加速度との比較による評価方法が適用できないことから、新たに評価項目の検討が必要となる設備である。

J E A G 4 6 0 1に定められた機能確認済加速度との比較による評価方法が適用できる機種の範囲から外れた設備における動的機能維持の検討においては、技術基準規則解釈等の改正を踏まえて、公知化された検討として(社)日本電気協会 電気技術基準調査委員会の下に設置された原子力発電耐震設計特別調査委員会(以下「耐特委」という。)により取り纏められた類似機器における検討及び電力共通研究(以下「電共研」という。)にて取り纏められた類似機器を参考に検討を実施する。

具体的には、耐特委では動的機能の評価においては、対象機種ごとに現実的な地震応答レベルでの異常のみならず、破壊に至るような過剰な状態を念頭に地震時に考え得る異常状態を抽出し、その分析により動的機能上の評価項目を検討し、動的機能維持を評価する際に確認すべき事項として、基本評価項目を選定している。また、電共研の検討では、耐特委及び原子力発電技術機構(以下「N U P E C」という。)での検討を踏まえて、動的機能維持の基本評価項目を選定している。

J E A G 4 6 0 1に定められた機種及び適用形式から外れた設備については、作動原理、構造又は機能が類似している構成設備を有する機種/形式に対する耐特委及び電共研での検討を参考に、形式による構造の違いを踏まえた上で地震時異常要因分析を実施し、基本評価項目を選定し動的機能維持評価を実施する。動的機能維持評価のフローを第4.1-1図に示す。

なお、J E A G 4 6 0 1においても、機能維持評価の基本方針として、地震時の異常要因分析を考慮し、動的機能の維持に必要な評価のポイントを明確にすることとなっている。



※対象物の複雑さ等で選択

第 4.1-1 図 動的機能維持評価フロー

4.2 スクリュー式ポンプに対する検討

4.2.1 検討対象設備の概要

スクリー式ポンプは、その作動原理・構造から異常要因分析や基本評価項目の抽出が可能であり、分析や項目の抽出において参考とする類似ポンプの検討事例があることから、解析による評価を実施する。地震時異常要因分析を検討するにあたり、第 4.2.1-1 表に、新たな検討が必要な設備及び参考とする機種／形式を示すとともに、第 4.2.1-1 図、第 4.2.1-2 図及び第 4.2.1-3 図に、今回工認において、新たな検討が必要な設備として抽出されたスクリー式ポンプ、参考とする耐特委で検討された遠心式ポンプ及び電共研で検討されたギヤ式ポンプの構造概要図を示す。

スクリー式ポンプは、容積式の横形ポンプであり、一定容積の液をスクリーにて押し出す構造のポンプである。参考とするギヤ式ポンプは、スクリー式ポンプと同様の容積式であり、ギヤで一定容積を押し出す構造である。

一方、遠心式ポンプはインペラの高速回転により液を吸込み・吐出するポンプであり、スクリー式と内部流体の吐出構造が異なるが、ケーシング内にて軸系が回転し内部流体を吐出する機構を有している。

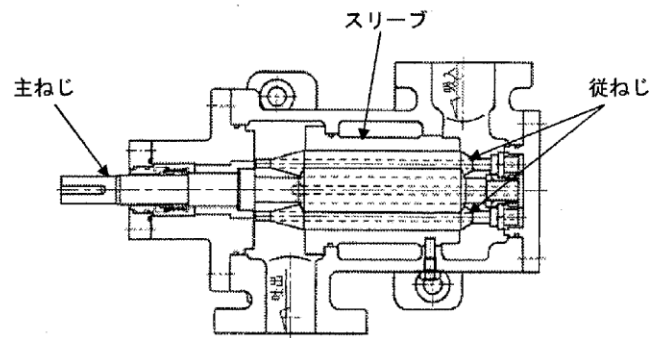
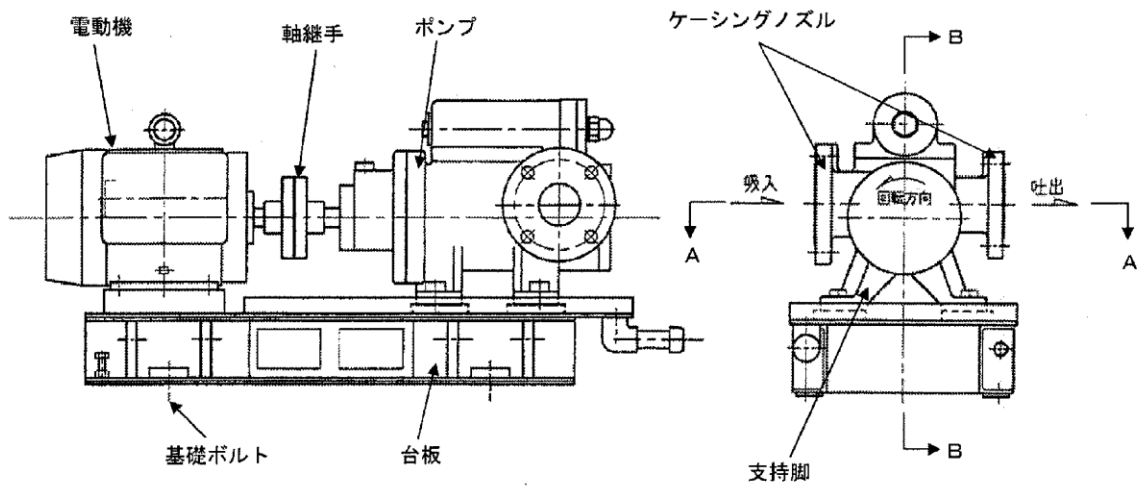
また、固定方法については、基礎ボルトで周囲を固定した架台の上に、駆動機器である横形ころがり軸受の電動機とポンプが取付ボルトにより設置され、地震荷重は主軸、軸受を通してケーシングに伝達されることから、基本構造は同じと言える。さらに、電動機からの動力は軸継手を介してポンプ側に伝達する方式であることから、作動原理についても同じと言える。

そのため、スクリー式ポンプについては、遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプを参考として、地震時異常要因分析を実施する。

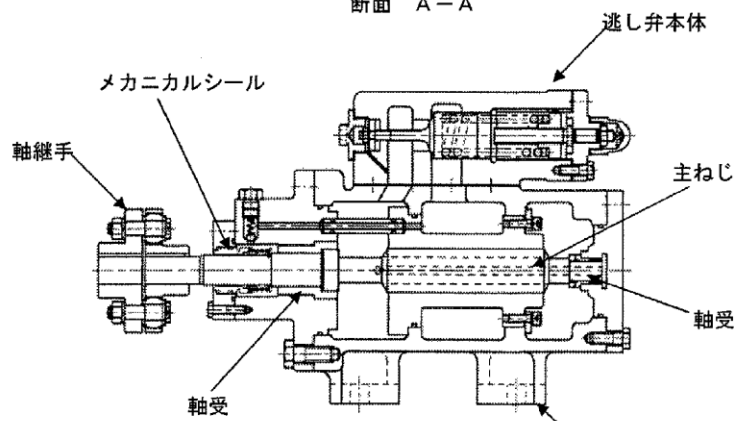
なお、ガスタービン発電設備燃料移送ポンプ、非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプについては、新規制基準により新たに動的機能要求が必要となり、評価する設備となる。

第 4.2.1-1 表 新たな検討が必要な設備において参考とする機種／形式

新たな検討が必要な設備		参考とする 機種／形式
設備名	機種／形式	
<ul style="list-style-type: none"> ・非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ ・高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ ・ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ 	横形ポンプ／ スクリー式	横形ポンプ／ 単段遠心式
		横型ポンプ／ ギヤ式

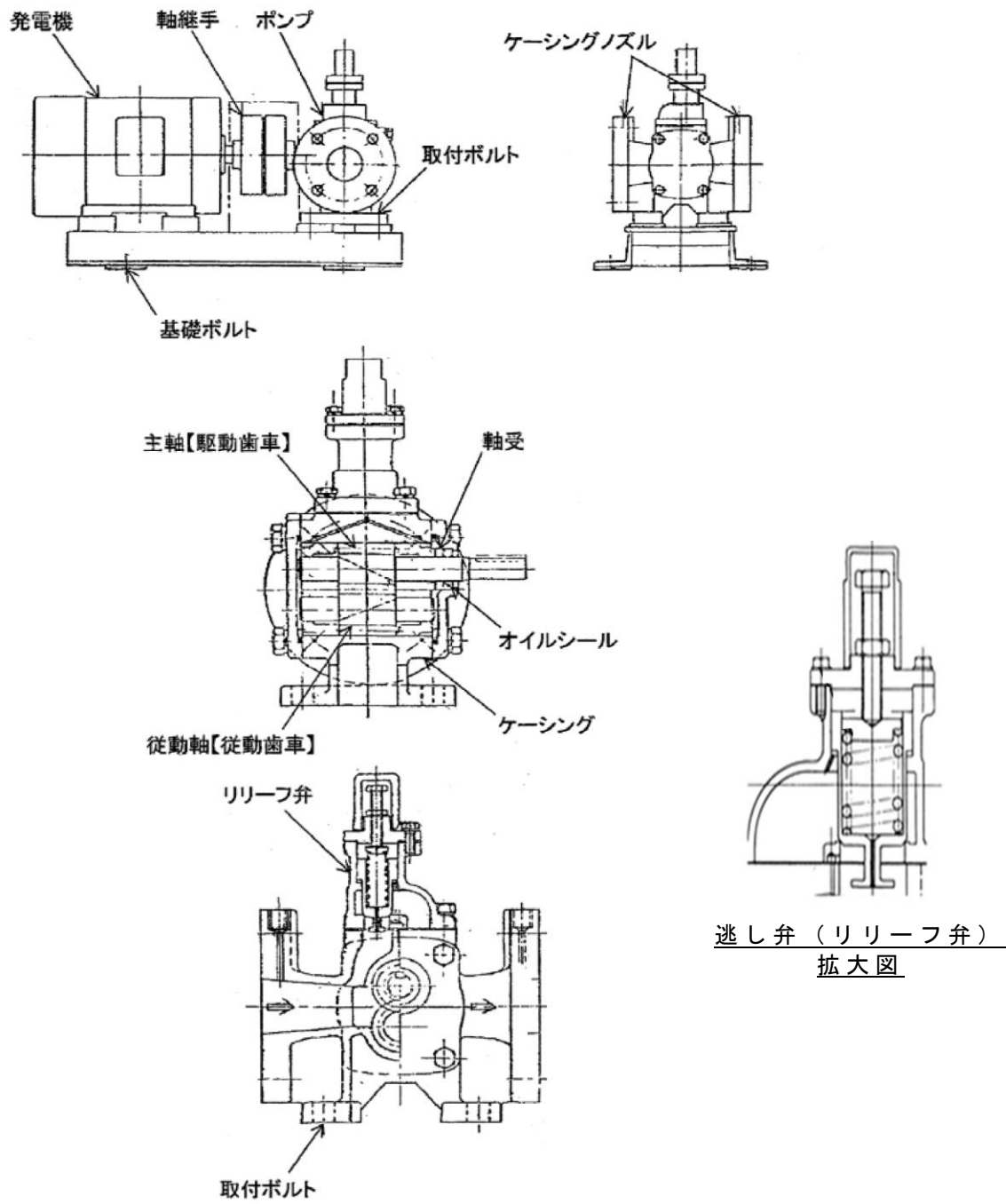


断面 A-A

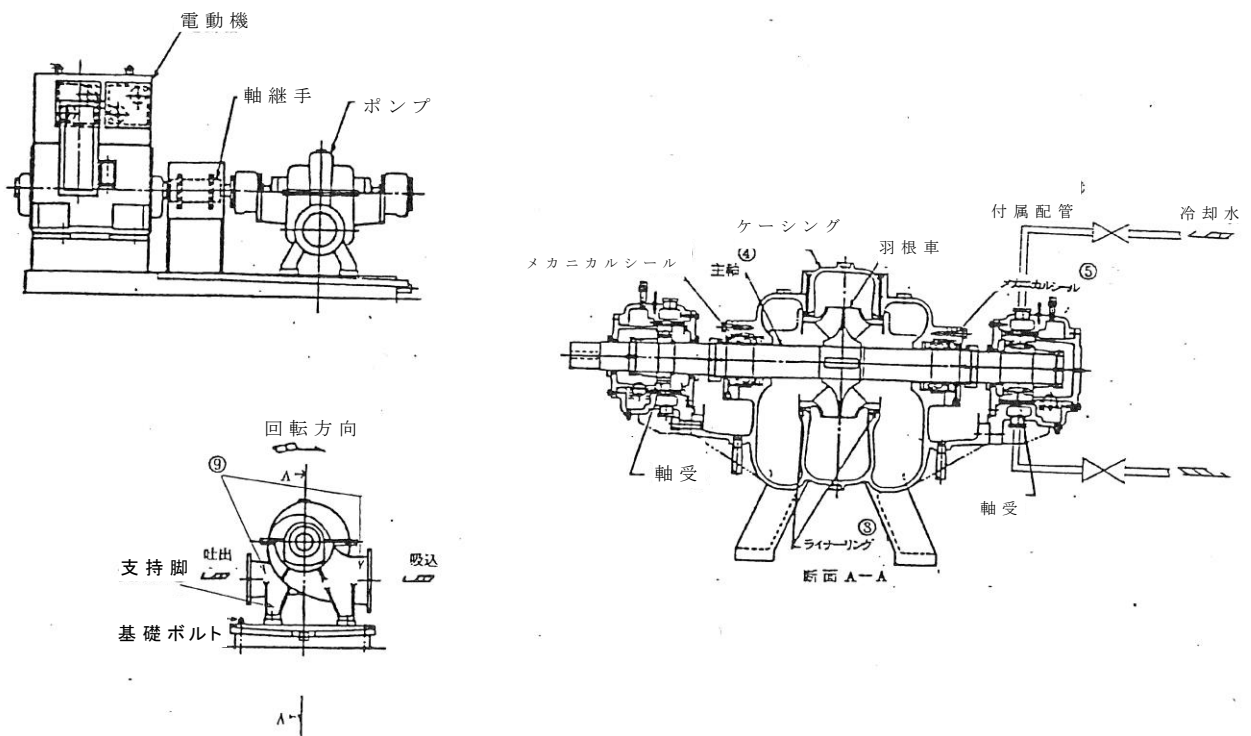


断面 B-B

第 4.2.1-1 図 スクリュー式ポンプ構造概要図



第 4. 2. 1-2 図 ギヤ式ポンプ構造概要図

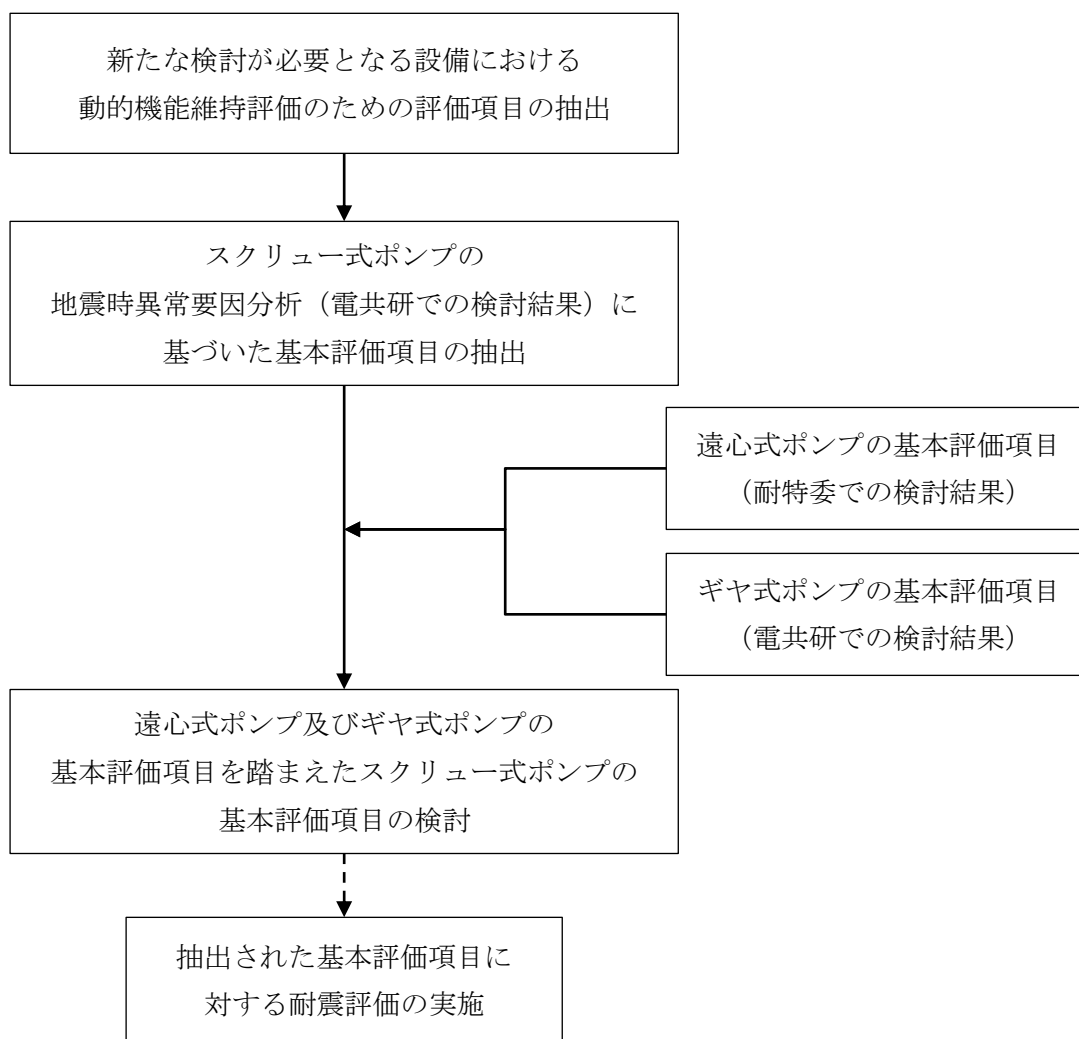


第 4.2.1-3 図 遠心式ポンプ構造概要図

4.2.2 スクリュー式ポンプの動的機能維持評価項目の抽出

新たな検討が必要な設備であるスクリュー式ポンプの動的機能維持評価の評価項目については、電共研で検討されたスクリュー式ポンプに対する地震時異常要因分析を踏まえて基本評価項目を検討する。また、当該検討において参考とする、耐特委で検討された遠心式ポンプ及び電共研で検討されたギヤ式ポンプに対する地震時異常要因分析による基本評価項目を踏まえた検討を行う。

スクリュー式ポンプにおける動的機能維持評価のための基本評価項目の抽出フローを第4.2.2-1図に示す。

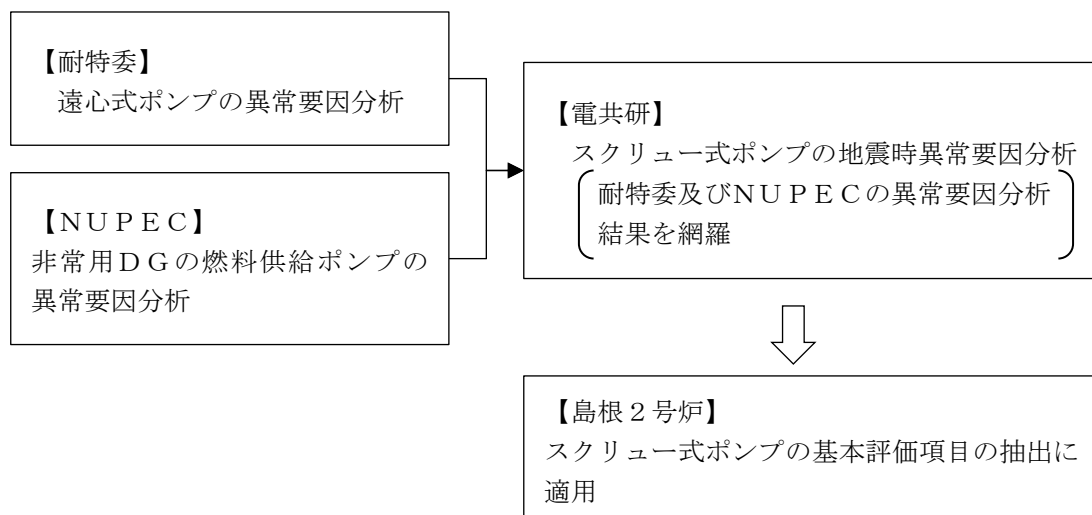


第4.2.2-1図 動的機能維持評価のための基本評価項目の抽出フロー

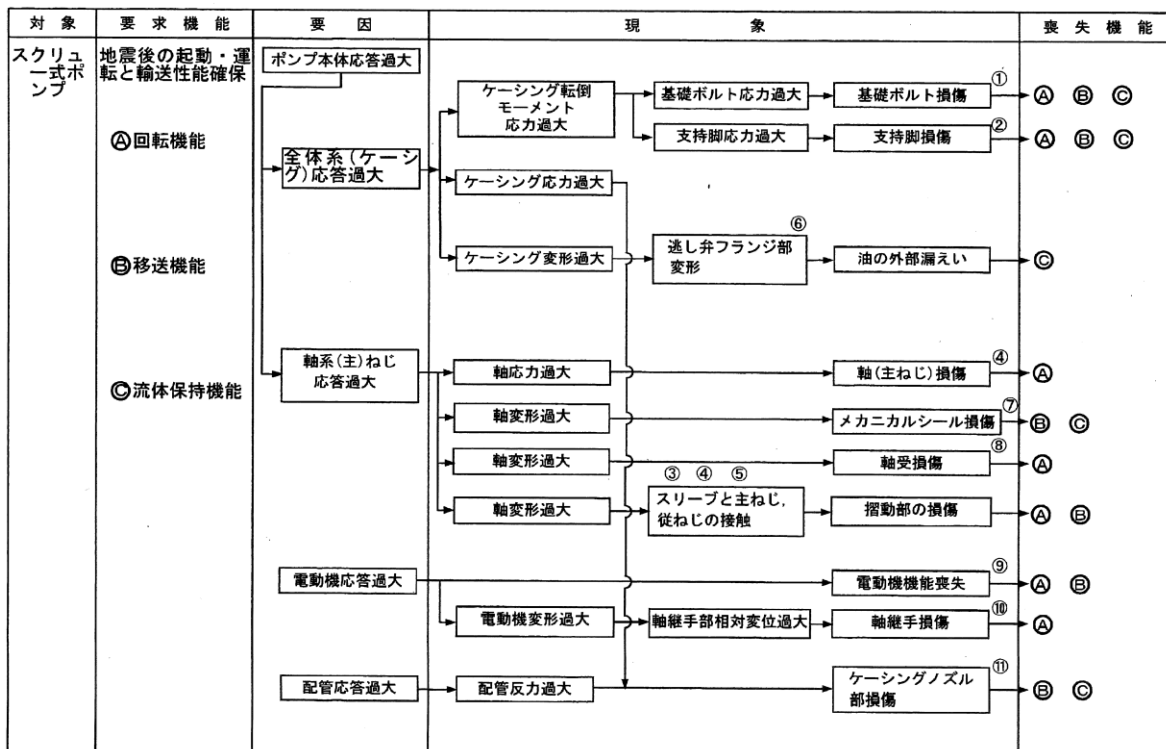
スクリー式ポンプの地震時異常要因分析図(以下「異常要因分析図」という。)及び基本評価項目は、電共研[※]での検討内容を用いる。電共研では第 4.2.2-2 図に示すとおり、耐特委における遠心式ポンプ及びNUPECにおける非常用ディーゼル発電機の燃料供給ポンプに対する異常要因分析結果(非常用ディーゼル発電機システム耐震実証試験(1992年3月))を網羅するように、スクリー式ポンプに対する地震時異常要因分析を行い、基本評価項目を抽出している。

スクリー式ポンプの要因分析図を第 4.2.2-3 図に示す。要因分析図に基づき抽出されるスクリー式ポンプの基本評価項目は、第 4.2.2-1 表のとおりである。

※動的機器の地震時機能維持の耐震余裕に関する研究(平成 25 年 3 月)



第 4.2.2-2 図 地震時異常要因分析の適用 (スクリー式ポンプ)



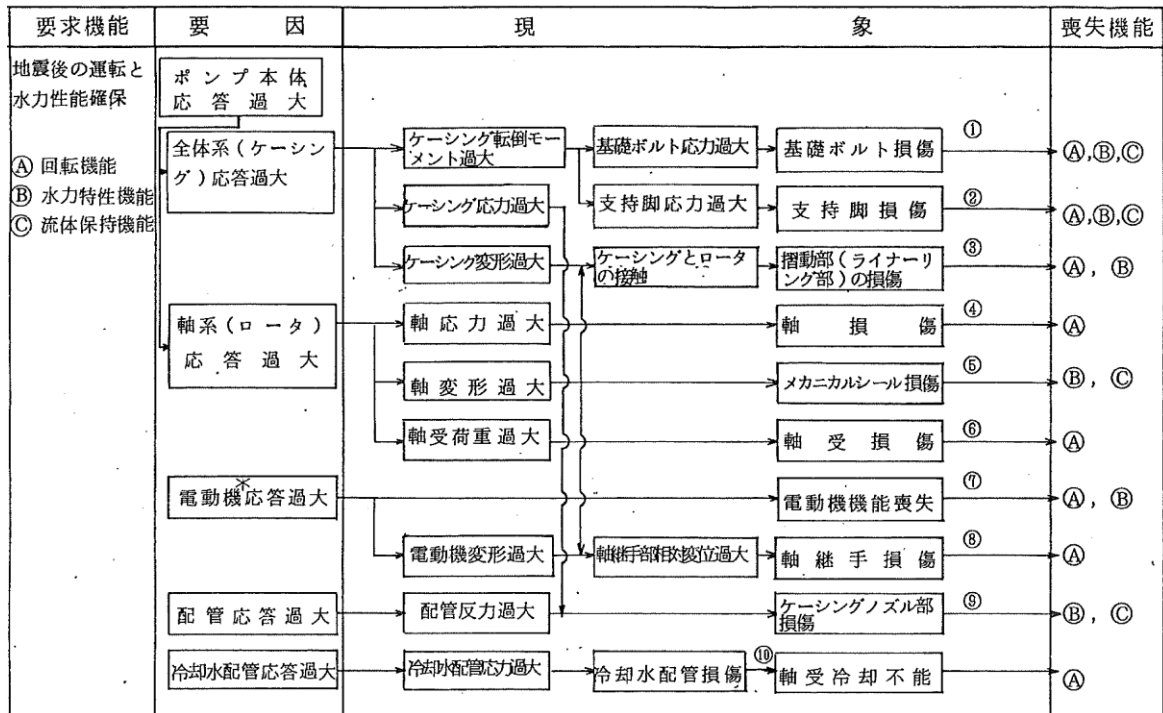
第 4.2.2-3 図 スクリュー式ポンプの地震時異常要因分析図

第 4.2.2-1 表 スクリュー式ポンプの異常要因分析図から抽出した基本評価項目

No.	基本評価項目	異常要因
①	基礎ボルト (取り付けボルト含む)	ポンプ全体系の応答が過大となることで、転倒モーメントにより基礎ボルト(取付ボルトを含む)の応力が過大となることにより損傷に至り、全体系が転倒することで機能喪失する。
②	支持脚	ポンプ全体系の応答が過大となることで、転倒モーメントにより支持脚の応力が過大となることにより損傷に至り、全体系が転倒することで機能喪失する。
③ ④ ⑤	摺動部 (③スリーブ, ④主ねじ, ⑤従ねじのクリアランス)	ポンプ全体系の応答が過大となることで、軸変形が過大となりスリーブと主ねじ又は従ねじが接触し、摺動部が損傷に至り回転機能及び移送機能が喪失する。
④	軸系	軸応力が過大となり軸が損傷することにより、回転機能及び移送機能が喪失する。
⑥	逃がし弁フランジ部	ケーシングの応答が過大となり逃がし弁フランジ部が変形し、油の外部漏えいに至る。
⑦	メカニカルシール	軸系ねじの応答過大により軸変形に至り、メカニカルシールが損傷することにより、移送機能及び流体保持機能が喪失する。
⑧	軸受	軸変形が過大となり軸受が損傷することで、回転機能及び移送機能が喪失する。
⑨	電動機	電動機の応答が過大になり電動機の機能が喪失することで、回転機能及び移送機能が喪失する。
⑩	軸継手	電動機の変形過大により軸受部の相対変位が過大となり、軸継手が損傷することで回転機能が喪失する。
⑪	ケーシングノズル	接続配管の応答が過大となり、ケーシングノズルが損傷することで移送機能及び流体保持機能が喪失する。

4.2.3 耐特委で検討された遠心式ポンプの地震時異常要因分析による基本評価項目

新たな検討が必要な設備として抽出されたスクリー式ポンプの基本評価項目の検討において、公知化された検討として、参考とする耐特委での遠心式ポンプの異常要因分析図を第4.2.3-1図に、異常要因分析図から抽出される遠心式ポンプの基本評価項目を第4.2.3-1表に示す。



* 駆動用タービンの場合も同様。また、増速機も含む。

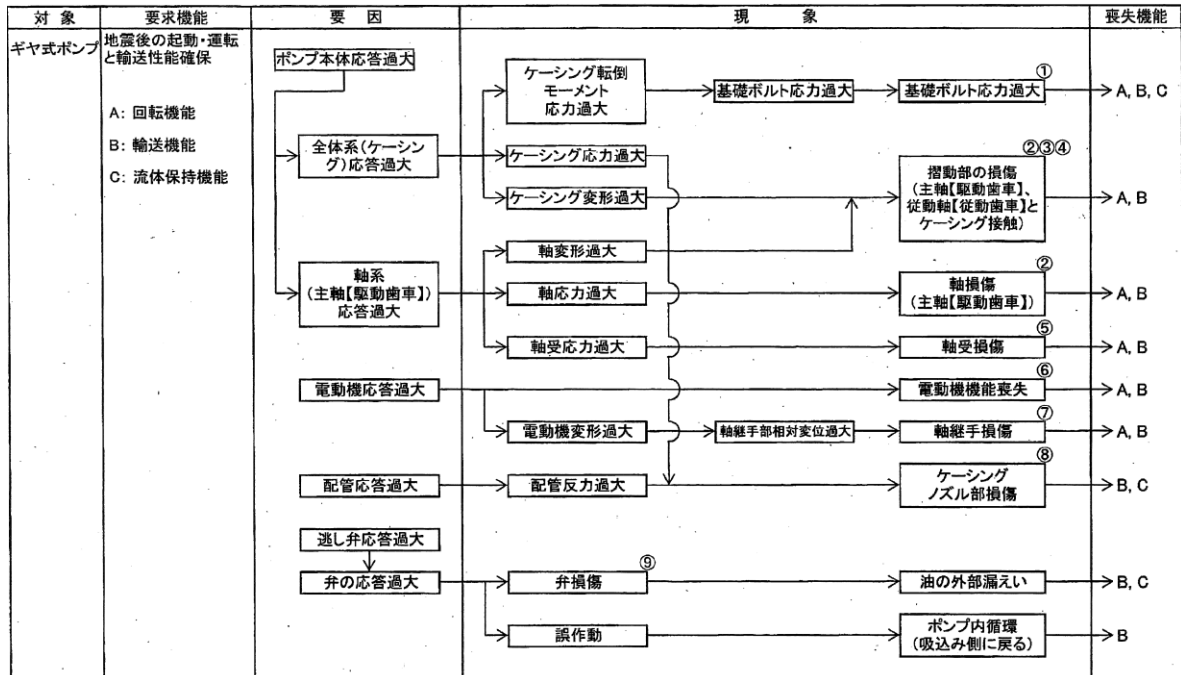
第4.2.3-1図 遠心式ポンプの地震時異常要因分析図

第 4.2.3-1 表 遠心式ポンプの要因分析図から抽出された基本評価項目

No.	評価項目	異常要因
①	基礎ボルト (取付ボルト含む)	ポンプ全体系の応答が過大となることで、転倒モーメントにより基礎ボルト(取付ボルトを含む)の応力が過大となることにより、損傷に至り、全体系が転倒することによって機能喪失する。また、ポンプ全体系の応答が過大となることで、支持脚の応力が過大となることにより損傷に至り、ポンプが転倒することにより機能喪失する。
②	支持脚	
③	摺動部 (インペラとライナーリングのクリアランス)	軸変形が過大となり、インペラがライナーリングと接触することで損傷に至り、回転機能及び輸送機能が喪失する。
④	軸	軸応力が過大となり、軸が損傷することで回転機能及び輸送機能が喪失する。
⑤	メカニカルシール	軸変形が過大となり、メカニカルシールが損傷することで流体保持機能が喪失する。
⑥	軸受	軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで回転機能及び輸送機能が喪失する。
⑦	電動機	電動機の応答が過大になり電動機の機能が喪失することで、回転機能及び輸送機能が喪失する。
⑧	軸継手	被駆動器軸と電動機軸の相対変位が過大となり、軸継手が損傷することで回転機能及び輸送機能が喪失する。
⑨	ケーシングノズル	接続配管の応答が過大となり、ケーシングノズルが損傷することで輸送機能及び流体保持機能が喪失する。
⑩	軸冷却水配管	冷却水配管の応答が過大となり、損傷することで軸冷却不能に至り、回転機能が喪失する。

4.2.4 電共研で検討されたギヤ式ポンプの地震時異常要因分析による基本評価項目

新たな検討が必要な設備として抽出されたスクリー式ポンプの基本評価項目の検討において、公知化された検討として、参考とする電共研でのギヤ式ポンプの異常要因分析図を第 4.2.4-1 図に、異常要因分析図から抽出されるギヤ式ポンプの基本評価項目を第 4.2.4-1 表に示す。



第 4.2.4-1 図 ギヤ式ポンプの地震時異常要因分析図

第 4.2.4-1 表 ギヤ式ポンプの要因分析図から抽出された基本評価項目

No.	評価項目	異常要因
①	基礎ボルト (取付ボルト含む)	ポンプ全体系の応答が過大となることで、転倒モーメントにより基礎ボルト(取付ボルトを含む)の応力が過大となり損傷に至り、全体系が転倒することにより機能喪失する。
② ③ ④	摺動部 (②主軸又は③従動軸と④ケーシングのクリアランス)	ポンプ全体系の応答が過大となることで、主軸(主動歯車)及び従動軸(従動歯車)の応答が過大となることによる軸部の変形により、ギヤがケーシングと接触することで損傷に至り、回転機能及び輸送機能が喪失する。
②	軸系	軸応力が過大となり、軸が損傷することで回転機能及び輸送機能が喪失する。
⑤	軸受	軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで回転機能及び輸送機能が喪失する。
⑥	電動機	電動機の応答が過大になり電動機の機能が喪失することで、回転機能及び輸送機能が喪失する。
⑦	軸継手	被駆動機軸と電動機軸の相対変位が過大となり、軸継手が損傷することで回転機能及び輸送機能が喪失する。
⑧	ケーシングノズル	接続配管の応答が過大となり、ケーシングノズルが損傷することで輸送機能及び流体保持機能が喪失する。
⑨	逃がし弁	弁の応答が過大となり、弁が損傷又は誤動作することで外部漏えい、ポンプ内循環が発生し、輸送機能及び流体保持機能が喪失する。

4.2.5 スクリュー式ポンプの基本評価項目の検討

(1) 遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプの基本評価項目を踏まえたスクリー式ポンプの評価項目の整理

スクリー式ポンプの異常要因分析結果について、参考として遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプの異常要因分析結果と同様に整理した結果、スクリー式ポンプの基本評価項目は、第4.2.5-1表に示すとおり、一部構造の差異による違いはあるものの、参考とする遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプの評価項目を網羅していることを確認した。

第4.2.5-1表 スクリュー式ポンプにおける基本評価項目の整理結果

○：既往知見における評価項目，－：対象外

No.	基本評価項目	検討対象 (参照知見)	参考とする機種 (参照知見)		備考
		スクリー式 ポンプ (電共研)	ギヤ式ポンプ (電共研)	遠心式ポンプ (耐特委)	
I	基礎ボルト (取付ボルト含む)	○	○	○	
II	支持脚	○		○	ギヤ式ポンプには構造上、存在しない
III	摺動部	○	○	○	
IV	軸系（主ねじ）	○	○	○	
V	逃がし弁フランジ部 (漏えい防止)	○	－		遠心式ポンプには構造上、存在しない
VI	逃がし弁（移送機能）	－	○		遠心式ポンプには構造上、存在しない
VII	メカニカルシール	○		○	ギヤ式ポンプはブッシングを使用
VIII	軸受	○	○	○	
IX	電動機	○	○	○	
X	軸継手	○	○	○	
XI	ケーシングノズル	○	○	○	
XII	軸冷却水配管			○	試験体が大型ポンプのため設置

(2) 島根 2 号炉のスクリー式ポンプにおける動的機能維持評価の基本評価項目の検討

島根 2 号炉のスクリー式ポンプにおける動的機能維持評価の基本評価項目の選定に当たっては、第 4.2.5-1 表のとおり、既往知見により抽出されたスクリー式ポンプの基本評価項目に、参考とする遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプの基本評価項目を踏まえた全 12 項目について検討を行う。

No. I : 基礎ボルト (取付ボルト含む)

スクリー式ポンプは参考とする遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプと同様に、基礎ボルトで固定された架台の上に駆動機器及び被駆動機器が取付ボルトで設置されており、地震時に有意な荷重がかかる構造となっていることから、基礎ボルトを動的機能維持評価の基本評価項目として選定する。

No. II : 支持脚

支持脚については、スクリー式ポンプと遠心式ポンプとで構造に大きな違いはなく、高い剛性を有するためにケーシング定着部に荷重がかかる構造となっている。

そのため、取付ボルト及び基礎ボルトが評価上厳しい部位となることから、取付ボルト及び基礎ボルトを支持脚の評価として代替する。

No. III : 摺動部

摺動部の損傷の観点から、遠心式ポンプの検討において、ケーシングがローターと接触して損傷するライナーリング部(摺動部)の評価を行うのと同様に、スクリー式ポンプにおいても摺動部の検討を行い、動的機能維持評価の基本評価項目として以下のとおり選定する。

スクリー式ポンプの摺動部であるスクリー部は剛性が高く、地震応答増幅が小さいため、動的機能評価上重要な部分の地震荷重は通常運転荷重に比べて十分小さいと考えられる。また、スリーブ部については、剛性の高いケーシング部に設置されており、有意な変形が生じることはない。

スクリー部を構成する主ねじ又は従ねじについては、損傷によってスリーブと接触することで、回転機能及び移送機能が喪失に至ることが考えられるため、摺動部を動的機能維持評価の基本評価項目として選定する。

No. IV : 軸系

スクリー式ポンプは主ねじ及び従ねじを有する構造であり、遠心式ポンプは一軸構造、ギヤ式ポンプは主軸及び従動軸からなる二軸構造となっている。各ポンプによって軸構造は異なるが、軸系の損傷によってポンプとしての機能を喪失することは同様である。

そのため、軸損傷が発生しないことを確認するために、軸系を動的機能維持評価の基本評価項目として選定する。

No. V : 逃がし弁フランジ部 (漏えい防止)

逃がし弁フランジ部については、地震によりポンプケーシングの応答が増大すると、フランジ部に変形が生じて内部流体の漏えいに至り、ポンプとしての機能に影響を与えることから、逃がし弁フランジ部(漏えい防止)を動的機能維持の基本評価項目として選定し、フランジ部の構造評価を実施する。

No. VI: 逃がし弁 (移送機能)

スクリー式ポンプは、ギヤ式ポンプと同様に逃がし弁が設置されており、誤作動すれば移送機能に影響を与えることから、逃がし弁(移送機能)を動的機能維持評価の基本評価項目として選定する。評価においては、弁に作用する最大加速度が、安全弁の機能確認済加速度以下であることを確認する。

No. VII : メカニカルシール

メカニカルシールは、高い剛性を有するケーシングに固定されており、地震時に有意な変位が生じない。また軸封部は軸受近傍に位置し、軸は地震時でも軸受で支持されており、有意な変位は生じることはなく、軸封部との接触は生じないため、メカニカルシールは動的機能維持評価の対象外とする。

No. VIII : 軸受

ポンプにおける軸受の役割は回転機能の保持であり、その役割はスクリー式ポンプと参考とする遠心式及びギヤ式ポンプで同じである。軸受が損傷すると、ポンプの機能喪失につながることから、軸受は動的機能維持評価の基本評価項目として選定する。また、評価においては発生する荷重として、スラスト方向及びラジアル方向の荷重を考慮して評価を行う。

No. IX:電動機

スクリー式ポンプの電動機は、横向きに設置されるころがり軸受を使用する電動機であり、その構造は耐特委(J E A G 4 6 0 1)で検討されている横型ころがり軸受電動機の適用範囲内である。

そのため、電動機を動的機能維持評価の基本評価項目として選定し、機能確認済加速度との比較により評価を行う。

No. X:軸継手

スクリー式ポンプは遠心式及びギヤ式ポンプと同様に、軸受でスラスト荷重を受け持つこと及びフレキシブルカップリングを採用しており、軸継手にはスラスト荷重による有意な応力が発生しない構造となっている。

よって、軸継手は動的機能維持評価の対象外とする。

No. XI:ケーシングノズル

スクリー式ポンプのケーシングノズル部は、遠心式及びギヤ式ポンプと同様に、ポンプケーシングと配管の接続部であるが、ノズル出入口配管のサポートについて適切に配管設計することで、ノズル部に過大な配管荷重が伝わらないようにすることが可能である。

よって、ケーシングノズルは動的機能維持評価の対象外とする。

No.XII : 軸冷却水配管

耐特委で検討された遠心式ポンプは大型のポンプであり、軸受としてすべり軸受を採用していることから、軸受の冷却が必要となる。このため、地震により軸冷却水配管の損傷に至ればポンプの機能維持に影響を及ぼすため、基本評価項目としている。

一方、スクリー式ポンプの軸受は内部流体で冷却が可能であるため、軸冷却水配管は有していないことから、軸冷却水配管は動的機能維持評価の対象外とする。

4.2.6 スクリュー式ポンプの動的機能維持評価項目の検討結果

島根2号炉における規格適用外の動的機能維持が必要な設備のうち、新たな検討が必要な設備であるスクリュー式ポンプについて、基本的な構造が類似している耐特委での遠心式ポンプ及び電共研でのギヤ式ポンプにおける検討結果を参考に、形式による構造の違いを踏まえた上で地震時異常要因分析を行い、動的機能維持を確認するための基本評価項目の抽出を行った。

その結果、スクリュー式ポンプの基本評価項目は、参考とした遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプとの構造の違いにより一部の評価項目は異なるが、ほぼ同様となった。また、参考とするポンプとの構造及び評価項目の差異を踏まえ、基本評価項目について、島根2号炉のスクリュー式ポンプにおける動的機能維持評価の基本評価項目について検討した結果、評価項目が異なる部位に対する評価方法は同様であり、既往の評価手法を踏まえた詳細評価が可能であると考えられる。

以上の検討結果から、島根2号炉のスクリュー式ポンプにおける動的機能維持評価の基本評価項目については、第4.2.6-1表のとおり整理し、抽出された基本評価項目に対して、耐震計算を実施する。

第 4.2.6-1 表 島根 2 号炉のスクリー式ポンプにおける動的機能維持
評価の基本評価項目の検討結果

○：評価対象（計算書対象），－：対象外

No.	既往知見における 基本評価項目	スクリー式ポンプにおける 動的機能維持評価の基本評価 項目	主な理由
I	基礎ボルト (取付ボルト含む)	○	損傷によりポンプ機能喪失
II	支持脚	－	基礎ボルトにて代替評価
III	摺動部	○	損傷によりポンプ機能喪失
IV	軸系	○	損傷によりポンプ機能喪失
V	逃がし弁フランジ部 (漏えい防止)	○	損傷によりポンプ機能喪失
VI	逃がし弁 (移送機能)	○	誤動作によりポンプ機能喪失
VII	メカニカルシール	－	地震により損傷しないため 評価不要
VIII	軸受	○	損傷によりポンプ機能喪失
IX	電動機	○	損傷によりポンプ機能喪失
X	軸継手	－	地震により損傷しないため 評価不要
XI	ケーシングノズル	－	配管設計により対応可能な ため評価不要
XII	軸冷却水配管		構造上，存在しないため評 価不要

4.3 ガスタービン発電機に対する検討

4.3.1 検討対象設備の概要

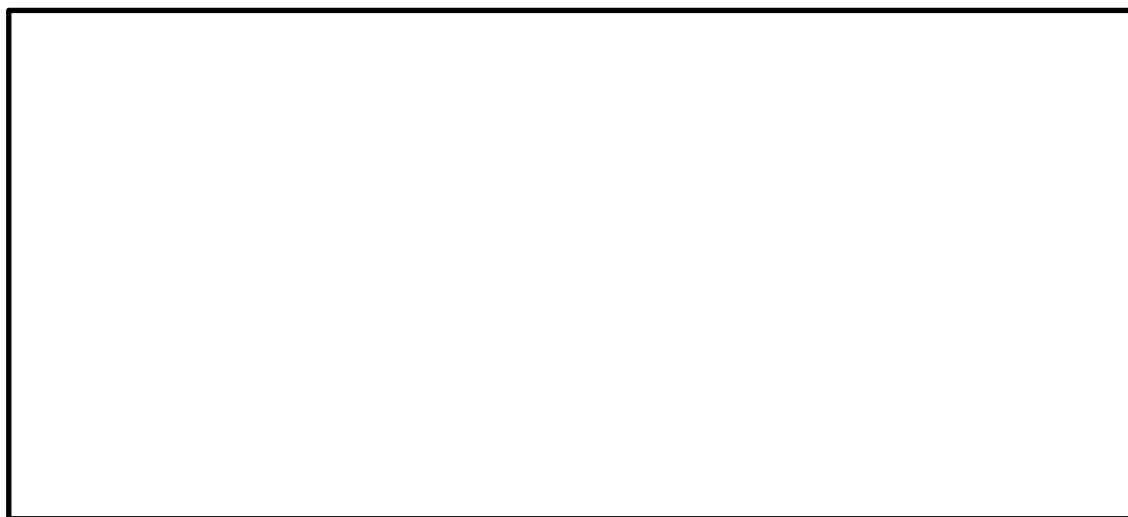
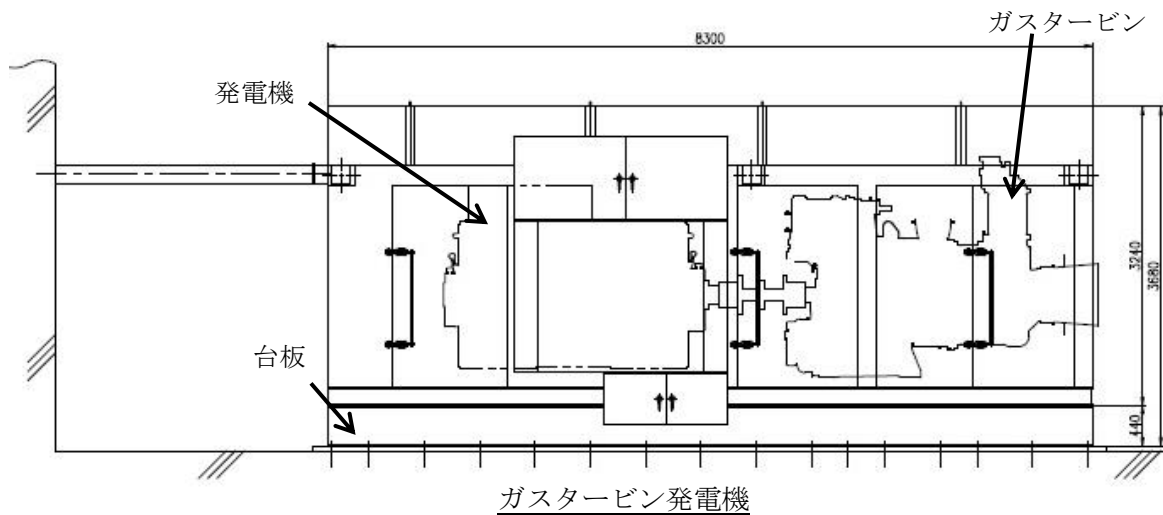
ガスタービン発電機は、その作動原理・構造から異常要因分析や基本評価項目の抽出が可能であり、分析や項目の抽出において参考とする類似機器の検討事例があることから、解析による評価を実施する。地震時異常要因分析を検討するに当たり、第 4.3.1-1 表に新たな検討が必要な設備及び参考とする機種／形式を示すとともに、第 4.3.1-1 図、第 4.3.1-2 図及び第 4.3.1-3 図に今回工認において新たな検討が必要な設備として抽出されたガスタービン発電機、参考とする耐特委で検討された非常用ディーゼル発電機及びポンプ駆動用タービンの構造概要図を示す。

ガスタービン発電機は第 4.3.1-1 図に示すように、同一の台板上にガスタービンと発電機が据え付けられた構造となっている。ガスタービンと発電機は、軸継手によって連結されており、ガスタービンによって出力軸を回転させ、軸継手を介して発電機回転子を回転させて発電を行っている。ガスタービン発電機には、運転に必要な空気の取り込み、排出を行うために、伸縮継手を介して専用のダクト（吸排気設備）を設けている。

また、参考として、既存のガスタービン発電機の加振試験について参考資料 1 に示す。

第 4.3.1-1 表 新たな検討が必要な設備において参考とする機種／形式

新たな検討が必要な設備		参考とする 機種／形式
設備名	機種／形式	
ガスタービン発電機	ガスタービン発電機 ／機関本体	非常用ディーゼル発電機／ 機関本体
		ポンプ駆動用タービン／ AFWP用



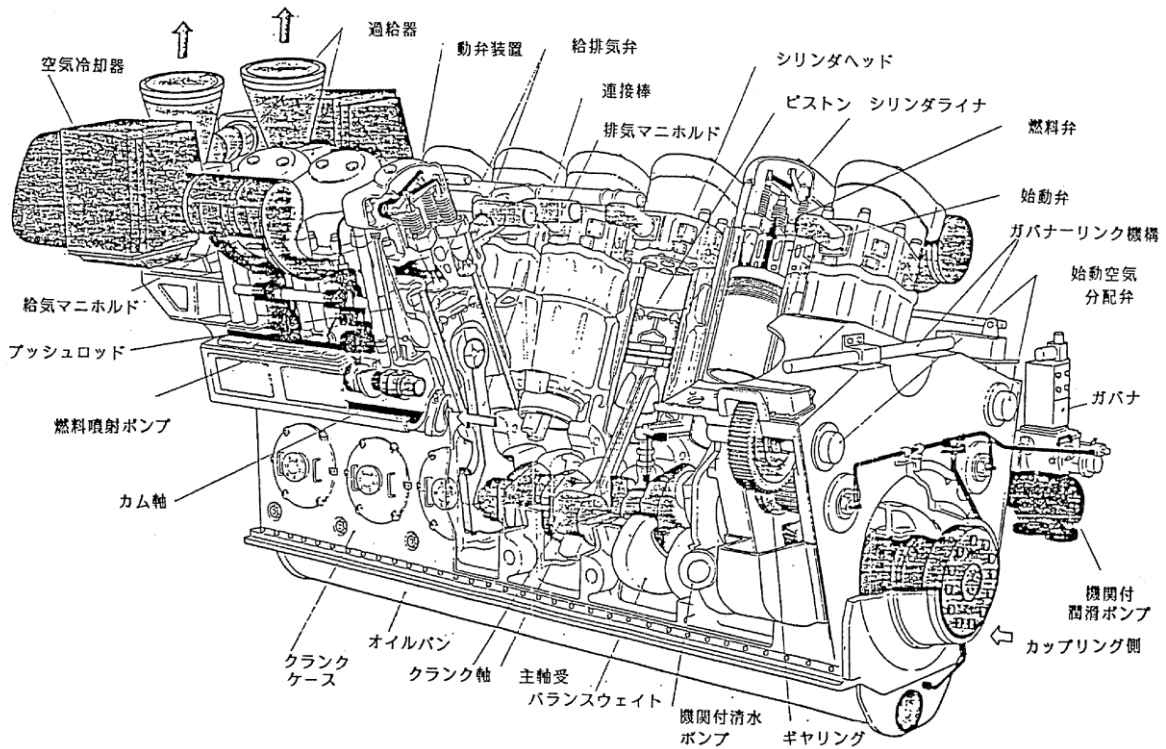
ガスタービン



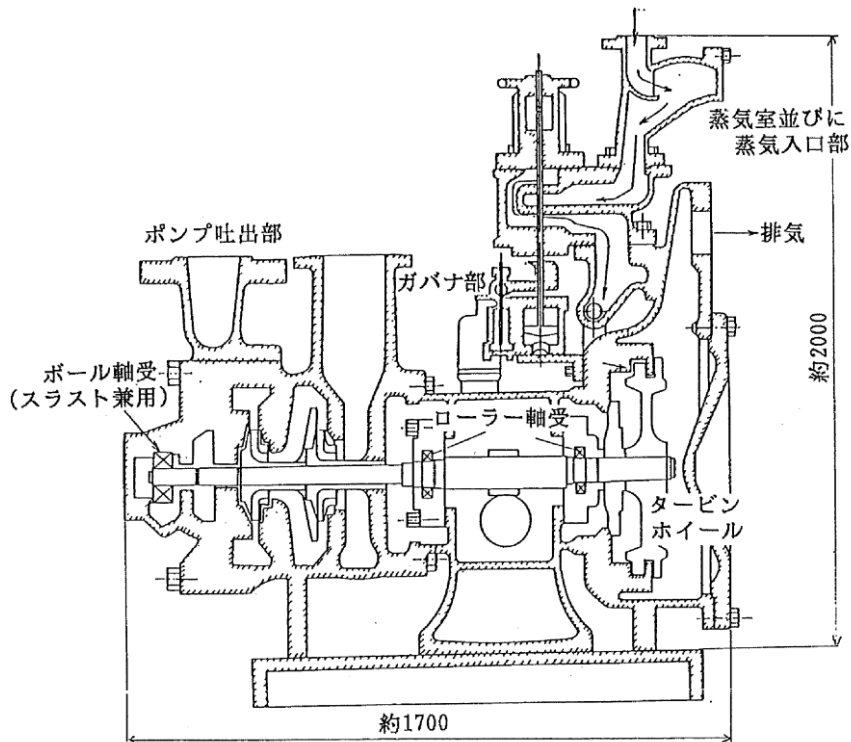
ガスタービン機関

第 4.3.1-1 図 ガスタービン発電機構造概要図

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。



第 4.3.1-2 図 非常用ディーゼル発電機構造概要図



第 4.3.1-3 図 ポンプ駆動用タービン (AFWP用) 構造概要図

ガスタービン発電機の動的機能維持評価において参考とする非常用ディーゼル発電機及びポンプ駆動用タービンについて、ガスタービンとの類似性を以下に示す。

(1) 非常用ディーゼル発電機

非常用ディーゼル発電機とガスタービン発電機は機関の構造は異なるが、動力機関と発電機及び付帯設備からなる非常用発電機という点で類似な設備であり、系統構成が同等である。各構成設備においても、その機能・作動原理から類似といえる機器が存在する。以下に、類似性を有する構成機器及びその根拠を示す。

a. ガスタービン（機関）

非常用ディーゼル発電機の過給機と以下の点において類似性を有する。

非常用ディーゼル発電機の過給機とガスタービン（機関）は、共に昇圧した燃焼用空気を機関に送気する機能を有したターボ機械である。過給機は、燃焼後の排気ガスにて動力を得るための軸流型タービンと燃焼用空気を過給するためのインペラ型圧縮機を一軸上に配した回転軸を2つの軸受で支持した構造である。一方、ガスタービン（機関）も圧縮機とタービンを一軸上の回転軸に配し両端の軸受で支持した構造である。

共に高速で回転する回転軸が支持している軸受を介してケーシング内に内包された構造であり、このケーシングを本体取付面にボルト結合されている点で類似の構造である。また、共に回転軸は常用の回転速度において固有振動数が危険速度と一致しないように離調されており、この軸振動特性を確保するために回転軸のみならず軸受及びこれを支えるケーシングに対しても変形を抑制する高い剛性が要求されている。このように、機関全体が高い剛性を有しており、振動特性の観点からも両者は類似している。

b. ガスタービン（減速機）

非常用ディーゼル発電機のギヤリングと以下の点において類似性を有する。

非常用ディーゼル発電機のギヤリングは、クランクの回転より得た動力をクランクギヤ、アイドルギヤ、及びカムギヤ等で構成された歯車機構を介して燃料噴射系及び排気動弁系の機器を駆動させるカムへ伝達する機能を有している。一方、ガスタービン（減速機）も遊星歯車等の歯車で構成された歯車機構を介してガスタービン（機関）主軸より得た動力を適切な回転速度に減速調整して出力軸より発電機へ伝達する機能を有しており、類似の動力伝達の機能を有した機器である。また、共に回転する歯車軸が軸受を介してケーシング内に内包された構造であり、このケーシング

を台板にボルト結合されている点で類似の構造を有している。

また、動力伝達時に歯車同士が噛み合うことで生じる反力を歯車軸で受けながら円滑な回転を確保するために、歯車軸をはじめ、軸受及びこれを支えるケーシングに対しても変形を抑制する高い剛性が要求されている。このように、機関全体が高い剛性を有しており、振動特性の観点からも類似性を有している。

c. ガスタービン付きポンプ（主燃料油ポンプ、潤滑油ポンプ）

非常用ディーゼル発電機の潤滑油ポンプと以下の点において類似性を有する。

非常用ディーゼル発電機の潤滑油ポンプは、機関各部へ潤滑油を供給するため、機関本体に付属して回転するクランク軸（クランクギヤ）より歯車を介して動力を得る回転式ポンプである。一方、ガスタービン付きポンプ（主燃料油ポンプ、潤滑油ポンプ）も機関各部へ燃料油や潤滑油を供給するため、ガスタービン（減速機）に付属して回転する減速機軸より動力を得る回転式ポンプであり、共に主機関より動力を得て流体を輸送するポンプ機能を有する点で類似している。

また、共に流体を押し出す回転部品とケーシングで構成された単純な構造の機器であり、主機関にボルト結合された支持構造であることから、振動特性の観点からも類似性を有している。

d. 燃料制御装置（燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバ、燃料供給電磁弁）

非常用ディーゼル発電機のガバナ及びオーバースピードトリップ装置と以下の点において類似性を有する。

非常用ディーゼル発電機のガバナは、ディーゼル機関の回転数を一定に保つために、燃料流量を制御しており、機構は異なるものの同様に回転数を一定に保つために燃料流量制御を行うガスタービンの燃料制御装置と機能面で類似性を有している。

また、非常用ディーゼル発電機のオーバースピードトリップ装置とガスタービン発電機の燃料供給電磁弁は、共に過速度トリップ機能として燃料供給制御を行う点で類似性を有している。

(2) ポンプ駆動用タービン

ポンプ駆動用タービンとガスタービン発電機は、以下の点で類似性を有するターボ機械である。

ポンプ駆動用タービンは、駆動用蒸気を動力とする軸流型タービンとポンプタービンを一軸上に配した回転軸を複数の軸受で支持した構造である。一方、ガスタービン（機関）も、圧縮機とタービンからなる一軸の回

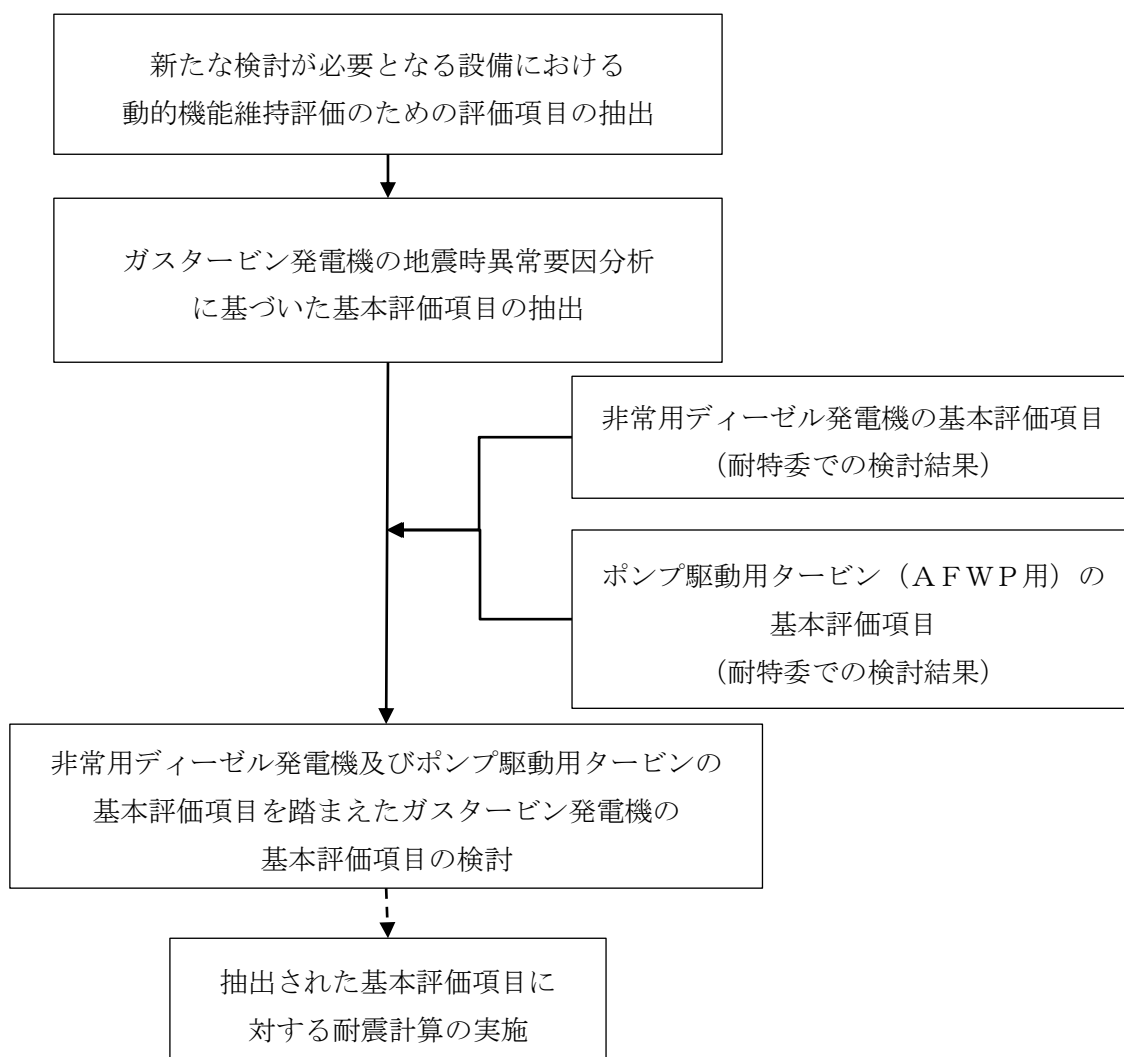
転軸を両端の軸受で支持した構造である。共に高速で回転する回転軸を支持する軸受を介してケーシング内に内包した構造であり、このケーシングを本体取付面にボルト結合している点で類似の構造を有している。

また、共に回転軸は常用の回転速度において固有振動数が危険速度と一致しないように離調されており、この軸振動特性を確保するために回転軸のみならず軸受、及びこれを支えるケーシングに対しても変形を抑制する高い剛性が要求されている。このように、回転軸及び関連部位が高い剛性を有しており、振動特性の観点からも両者は類似している。

4.3.2 ガスタービン発電機の動的機能維持評価項目の抽出

新たな検討が必要な設備であるガスタービン発電機の動的機能維持評価の評価項目については、耐特委で検討された非常用ディーゼル機関及びポンプ駆動用タービンに対する地震時異常要因分析による基本評価項目を踏まえた検討を行う。

ガスタービン発電機における動的機能維持評価のための基本評価項目の抽出フローを第4.3.2-1図に示す。



第4.3.2-1図 動的機能維持評価のための基本評価項目の抽出フロー

ガスタービン発電機の動的機能維持を評価する上で、ガスタービン及びガスタービン付き機器を対象に評価項目を検討した。

第 4.3.1-1 図に示すガスタービン発電機のうち、台板等の構造物は動作を要求される機器ではないため、本検討の対象外とした。また、ガスタービン発電機の関連設備として、非常用ディーゼル発電機における吸排気設備やデイトンク等と同様に付帯設備として設置される設備も存在するが、既往の非常用ディーゼル発電機にて評価手法が確立されているため、本検討の対象外とした。発電機については、非常用ディーゼル発電機における発電機の評価と同様に、基本構造が同一である電動機における機能確認済加速度との比較により動的機能維持評価を行う。なお、ガスタービンと発電機は、軸継手により連結しているが、それぞれの軸は機器両端の軸受で支持されており、軸継手には変位吸収が可能なダイヤフラムカップリングを用いて、軸端の応答が互いに影響を及ぼさない構造となっているため、機器は個別に評価が可能である。

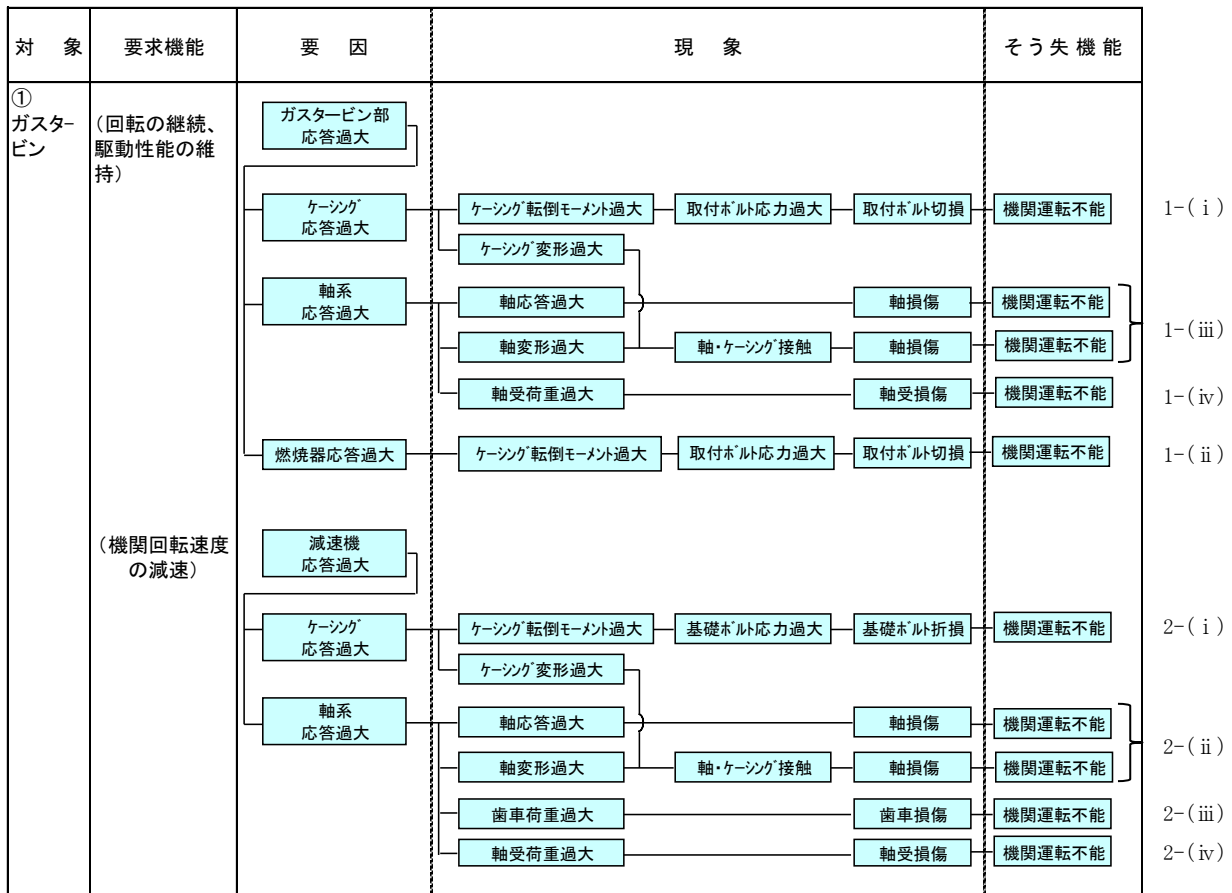
ガスタービン発電機の異常要因分析図を第 4.3.2-2 図～第 4.3.2-7 図に示す。要因分析図に基づき抽出されるガスタービンの基本評価項目は、第 4.3.2-1 表のとおりである。なお、ガスタービンの異常要因分析は以下の区分に分類し実施した。

<異常要因分析の検討区分>

- ① ガスタービン（機関、減速機）
- ② 出力制御系
- ③ 着火系
- ④ 始動系
- ⑤ 燃料油系
- ⑥ 潤滑油系

なお、ガスタービン（機関）等の軸応答過大による軸損傷は、次の理由により基本評価項目から除外した。

軸損傷は軸部のケーシングへの接触や破断がその対象となる。いずれも軸に作用する外力によって軸の変形を伴う事象であるが、構造的な特徴として破断に到る前に軸とケーシングが接触する。よって、軸の破断に対する強度評価は軸とケーシングとのクリアランスを評価することで包絡可能である。



第 4.3.2-2 図 異常要因分析図 (ガスタービン)

対象	要求機能	要因	現象	そう失機能				
② 出力制御系 (機関回転速度の制御)		燃料制御ユニット 応答過大	ケーシング転倒モーメント過大	取付ホルト応力過大	取付ホルト切損	※1 機関運転不能	3-(i)	
			燃料制御弁応答過大	燃料制御弁応答過大		弁体損傷	機関運転不能	3-(iii)
				機関回転数乱調	過速度トリップ	※2 機関停止	3-(ii)	
		燃料制御ユニット ドライバ 応答過大	ケーシング転倒モーメント過大	取付ホルト応力過大	取付ホルト切損	機関運転不能	3-(i)	
			アンプの応答過大	機関回転数乱調	過速度トリップ	機関停止	3-(ii)	
		燃料油供給 電磁弁 応答過大	ケーシング転倒モーメント過大	取付ホルト応力過大	取付ホルト切損	機関運転不能	3-(i)	
			弁体の応答過大		弁体損傷	機関運転不能	3-(iii)	
		回転速度センサー 異常応答	センサー応答過大	取付ホルト応力過大	取付ホルト切損	機関運転不能	4-(i)	
			検出異常		過速度トリップ誤作動	機関停止	4-(ii)	
					着火失敗	機関運転不能		
		排気温度センサー 異常応答	センサー応答過大	取付ホルト応力過大	取付ホルト切損	機関運転不能	5-(i)	
			検出異常		排気温度高トリップ誤作動	機関停止	5-(ii)	
					着火失敗	機関運転不能		

※1 構成機器の損傷や動作不良により運転が不能となる
 ※2 誤信号によるトリップにより運転が停止する（損傷に至らない）

第 4.3.2-3 図 異常要因分析図（出力制御系）

対象	要求機能	要因	現象	そう失機能		
③ 着火系 (始動時の点火)		点火プラグ異常応答	取付ホルト応力過大	取付ホルト切損	機関運転不能	6-(i)
			点火プラグ動作不良		着火失敗	機関運転不能
		点火エキサ付異常応答	取付ホルト応力過大	取付ホルト切損	機関運転不能	7-(i)
			点火エキサ付動作不良		着火失敗	機関運転不能

第 4.3.2-4 図 異常要因分析図（着火系）

対象	要求機能	要因	現象	そう失機能
④始動系	(始動機能)	スタータモータ 応答過大	ケーシング転倒モーメント過大 → 取付ホルルト応力過大 → 取付ホルルト折損 軸受荷重過大 → 軸受損傷 軸応答過大 → 軸損傷	機関運転不能 機関運転不能 機関運転不能

8-(i)
8-(iii)
8-(ii)

第 4.3.2-5 図 異常要因分析図 (始動系)

対象	要求機能	要因	現象	そう失機能
⑤燃料油系	(燃料供給機能)	主燃料ポンプ 応答過大	ケーシング転倒モーメント過大 → 取付ホルルト応答過大 → 取付ホルルト折損 → 燃料噴射不能	機関運転不能
			軸受荷重過大 → 軸受損傷	機関運転不能
			軸応答過大 → 軸損傷	機関運転不能
		始動用燃料ポンプ 応答過大	ケーシング転倒モーメント過大 → 取付ホルルト応答過大 → 取付ホルルト折損 → 燃料噴射不能	機関運転不能
			軸受荷重過大 → 軸受損傷	機関運転不能
			軸応答過大 → 軸損傷	機関運転不能
		始動用燃料ポンプ モータ応答過大	ケーシング転倒モーメント過大 → 取付ホルルト応答過大 → 取付ホルルト折損	機関運転不能
			軸受荷重過大 → 軸受損傷	機関運転不能
			軸応答過大 → 軸損傷	機関運転不能

9-(i)
9-(iii)
9-(ii)
10-(i)
10-(iii)
10-(ii)
11-(i)
11-(iii)
11-(ii)

第 4.3.2-6 図 異常要因分析図 (燃料油系)

異常要因モード図 (⑥潤滑油系)

対象	要求機能	要因	現象	そう失機能
⑥潤滑油系	(潤滑機能)	潤滑油ポンプ 応答過大	ケーシング転倒モーメント過大 → 取付ホルルト応答過大 → 取付ホルルト折損 → 潤滑油流出 軸受荷重過大 → 軸受損傷 軸応答過大 → 軸損傷	機関運転不能 機関運転不能

12-(i)
12-(iii)
12-(ii)

第 4.3.2-7 図 異常要因分析図 (潤滑油系)

第 4.3.2-1 表 ガスタービン発電機の異常要因分析図から
抽出した基本評価項目 (1/5)

No.	基本評価項目	異常要因
1-(i)	ケーシング取付ボルト	ガスタービン（機関）の地震応答が過大となると、転倒モーメントによるガスタービン（機関）の取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、機関ケーシング部が脱落し、回転の継続及び駆動性能の維持機能を喪失する。
1-(ii)	燃焼器取付ボルト	燃焼器の地震応答が過大となると、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となり損傷に至る。その結果、燃焼器が脱落し、燃焼ガスを保持できなくなり機関の回転の継続及び駆動性能の維持機能を喪失する。
1-(iii)	ガスタービン機関摺動部（軸とケーシングとのクリアランス）	ガスタービン（機関）の地震応答が過大となると、回転軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングに付随する静止部と接触する。その結果、軸部が損傷に至り、回転の継続及び駆動性能の維持機能を喪失する。なお、クリアランスを形成する静止部は軸よりも外径側にあり、且つ耐圧構造で剛性の高いケーシングに固定されているため、その変形量は軽微となる。よって、変形量の評価は軸のみを対象とする。
1-(iv)	ガスタービン機関軸受	軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより回転の継続及び駆動性能の維持機能が喪失する。
2-(i)	減速機取付ボルト	ガスタービン全体系の地震応答が過大となると、転倒モーメントによる減速機取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、全体系が転倒することで機関回転速度の減速機能を喪失する。
2-(ii)	減速機摺動部（軸とケーシングのクリアランス）	ガスタービン全体系の地震応答が過大となると、回転体である歯車の応答が過大となり、歯車軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、機関回転速度の減速機能を喪失する。

第 4.3.2-1 表 ガスタービン発電機の異常要因分析図から
抽出した基本評価項目 (2/5)

No.	基本評価項目	異常要因
2-(iii)	減速機歯車	減速機軸系の地震応答が過大となると、減速機歯車荷重が過大となる。その結果、歯車が損傷することで機関回転速度の減速機能を喪失する。
2-(iv)	減速機軸受	軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより機関回転速度の減速機能を喪失する。
3-(i)	燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバ、燃料油供給電磁弁 取付ボルト	燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバ、燃料油供給電磁弁の地震応答が過大となると、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、脱落することで機関回転速度の制御機能を喪失する。
3-(ii)	燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバ 制御機能	燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバの地震応答が過大となると、燃料制御ドライバ内の回路の電気的特性に異変が生じ、制御信号に乱れが生じる可能性がある。制御信号が乱れると、燃料制御ユニット内の燃料制御弁の開度調整も乱れ、適切な燃料投入量が得られなくなる。それにより機関回転数の乱調が発生し、過度な燃料が投入された場合は、過速度トリップによりガスタービンが停止する。
3-(iii)	燃料制御ユニット、燃料油供給電磁弁 弁体	燃料制御ユニット、燃料油供給電磁弁の地震応答が過大となると、弁体の損傷に至り、機関回転速度の制御機能を喪失する。
4-(i)	回転速度センサー取付ボルト	回転速度センサーの地震応答が過大となると、転倒モーメントによる回転速度センサーの取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、回転速度センサーが脱落すると機関回転速度の制御機能を喪失する。
4-(ii)	回転速度センサー	回転速度センサーの地震応答が過大となると、定格運転中は検出異常による過速度トリップの誤作動が発生し、ガスタービンが停止する可能性がある。また、始動中は燃料制御異常による着火失敗（機関回転速度の制御機能の喪失）に至る可能性がある。

第 4.3.2-1 表 ガスタービン発電機の異常要因分析図から
抽出した基本評価項目 (3/5)

No.	基本評価項目	異常要因
5-(i)	排気温度センサー取付ボルト	排気温度センサーの地震応答が過大となると、転倒モーメントによる排気温度センサーの取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、排気温度センサーが脱落することで、始動中の機関回転速度の制御機能を喪失する。
5-(ii)	排気温度センサー	排気温度センサーの地震応答が過大となると、定格運転中は検出異常による排気温度高トリップの誤作動が発生し、ガスタービンが停止する可能性がある。また、始動中は燃料制御異常による着火失敗（機関回転速度の制御機能の喪失）に至る可能性がある。
6-(i)	点火プラグ取付ボルト	点火プラグの地震応答が過大となると、転倒モーメントによる点火プラグの取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、点火プラグが脱落することで始動時の点火機能を喪失し、着火失敗に至る。
6-(ii)	点火プラグ	点火プラグの地震応答が過大となることで、始動時に電氣的動作不良が発生すると、点火機能を喪失し、着火失敗に至る。
7-(i)	点火エキサイタ取付ボルト	点火エキサイタの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる点火エキサイタの取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、点火エキサイタが脱落することで始動時の点火機能を喪失する。
7-(ii)	点火エキサイタ	点火エキサイタの地震応答が過大となることで、電氣的動作不良が発生し、着火失敗に至る。その結果、始動時の点火機能を喪失する。
8-(i)	スタータモータ取付ボルト	スタータモータの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、スタータモータが転倒することで始動機能を機能喪失する。

第 4.3.2-1 表 ガスタービン発電機の異常要因分析図から
抽出した基本評価項目 (4/5)

No.	基本評価項目	異常要因
8-(ii)	スタータモータ摺動部 (軸とケーシングのクリアランス)	スタータモータの地震応答が過大となることで、回転体である軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、始動機能を喪失する。
8-(iii)	スタータモータ軸受	軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより始動機能を喪失する。
9-(i)	主燃料油ポンプ取付ボルト	主燃料油ポンプの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、ポンプが脱落することで燃料油供給機能を喪失する。
9-(ii)	主燃料油ポンプ摺動部 (軸とケーシングのクリアランス)	主燃料油ポンプの地震応答が過大となることで、回転軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、燃料油供給機能を喪失する。
9-(iii)	主燃料油ポンプ軸受	主燃料油ポンプの軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで燃料油供給機能を喪失する。
10-(i)	始動用燃料油ポンプ取付ボルト	始動用燃料油ポンプの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、ポンプが転倒することで燃料油供給機能を喪失する。
10-(ii)	始動用燃料油ポンプ摺動部 (軸とケーシングのクリアランス)	始動用燃料油ポンプの地震応答が過大となることで、回転体軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、燃料油供給機能を喪失する。
10-(iii)	始動用燃料油ポンプ軸受	始動用燃料油ポンプの軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより燃料油供給機能を喪失する。

第 4.3.2-1 表 ガスタービン発電機の異常要因分析図から
抽出した基本評価項目 (5/5)

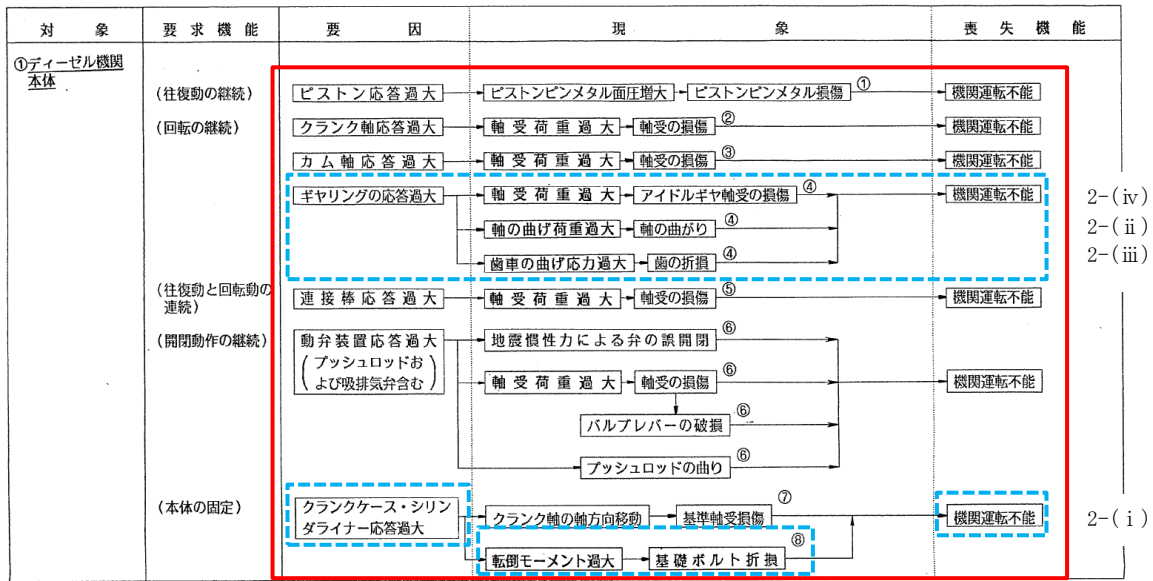
No.	基本評価項目	異常要因
11-(i)	始動用燃料油ポンプ用モータ取付ボルト	始動用燃料油ポンプ用モータの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、転倒することでモータの回転機能を喪失し、燃料油供給機能を喪失する。
11-(ii)	始動用燃料油ポンプ用モータ 摺動部 (軸とケーシングのクリアランス)	始動用燃料油ポンプ用モータの地震応答が過大となることで、回転軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、モータの回転機能を喪失し、燃料油供給機能を喪失する。
11-(iii)	始動用燃料油ポンプ用モータ 軸受	始動用燃料油ポンプ用モータの軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することによりモータの回転機能を喪失し、燃料油供給機能を喪失する。
12-(i)	潤滑油ポンプ取付ボルト	潤滑油ポンプの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトの損傷に至り、ポンプが脱落することで、潤滑機能を喪失する。
12-(ii)	潤滑油ポンプ摺動部 (軸とケーシングのクリアランス)	潤滑油ポンプの地震応答が過大となることで、回転軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、潤滑機能を喪失する。
12-(iii)	潤滑油ポンプ軸受	潤滑油ポンプの軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより潤滑機能を喪失する。

4.3.3 耐特委で検討された非常用ディーゼル発電機の地震時異常要因分析による基本評価項目

新たな検討が必要な設備として抽出されたガスタービン発電機の基本評価項目の検討において、公知化された検討として、参考とする耐特委での非常用ディーゼル発電機の地震時異常要因分析図を第 4.3.3-1 図～第 4.3.3-6 図に、地震時異常要因分析図から抽出される非常用ディーゼル発電機の基本評価項目とこれに対応するガスタービンにおける類似評価項目を第 4.3.3-1 表に示す。

ガスタービン発電機に属する機器のうち、非常用ディーゼル発電機と類似性を有する機器については、異常要因分析に基づいて抽出された評価項目においても類似性を有していることが確認できる。また、異常要因分析の考え方についても、非常用ディーゼル発電機での異常要因分析の手法に倣い、要求機能別の系統構成に分類した各機器の構造や作動原理から地震時に発生し得る異常現象を抽出した結果、ガスタービン発電機と非常用ディーゼル発電機の要因分析結果との類似性が確認できる。

以上より、ガスタービン発電機のうち、非常用ディーゼル発電機と類似性を有する評価項目が網羅的に抽出されていることが確認された。

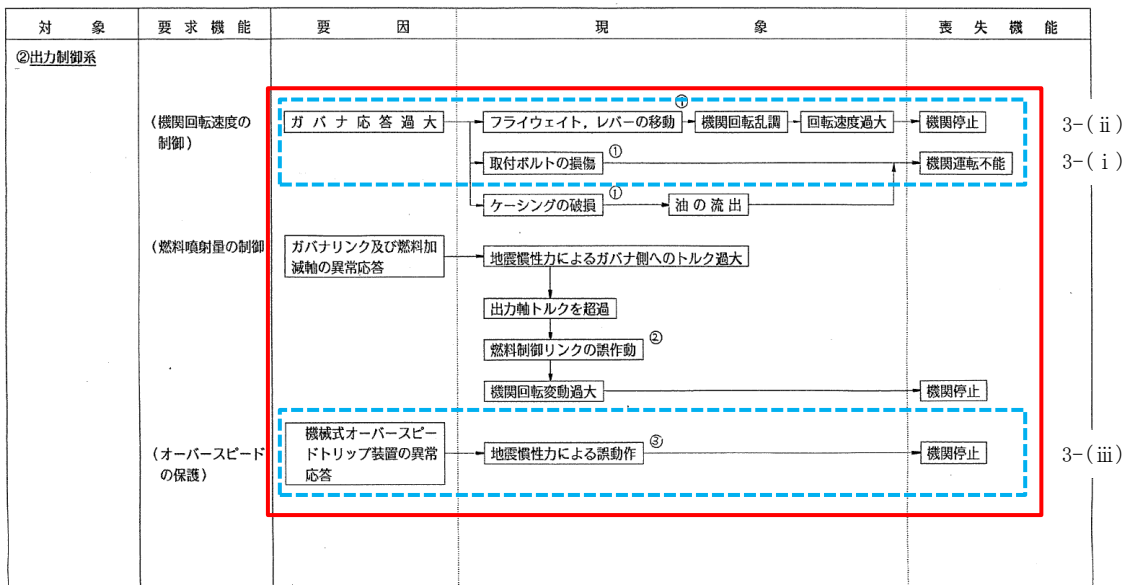


2-(iv)
2-(ii)
2-(iii)

2-(i)

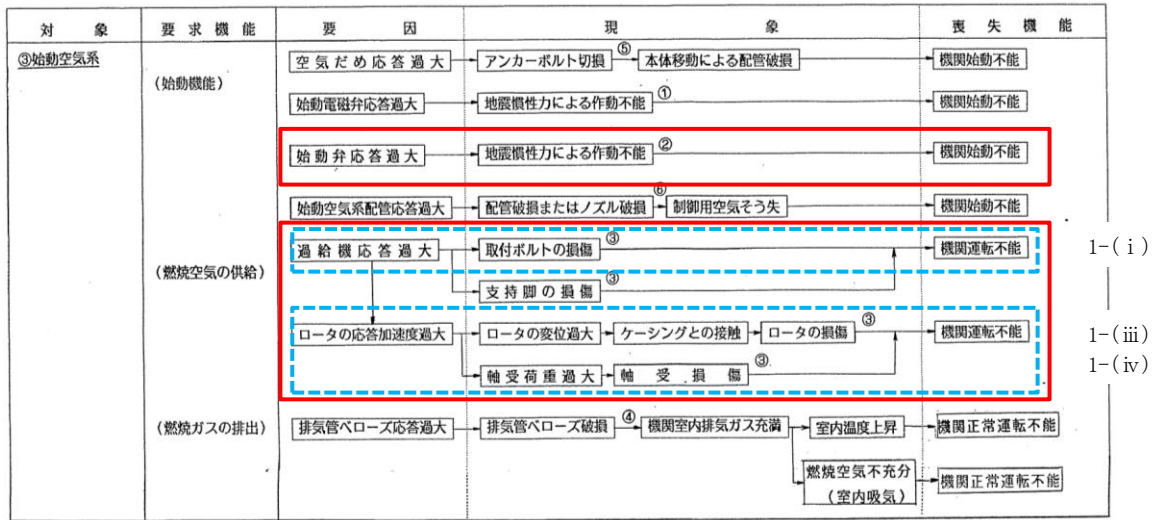
□ : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目
 □ : ガスタービンとの類似評価項目

第 4.3.3-1 図 非常用ディーゼル発電機の異常要因分析図
(ディーゼル機関本体)



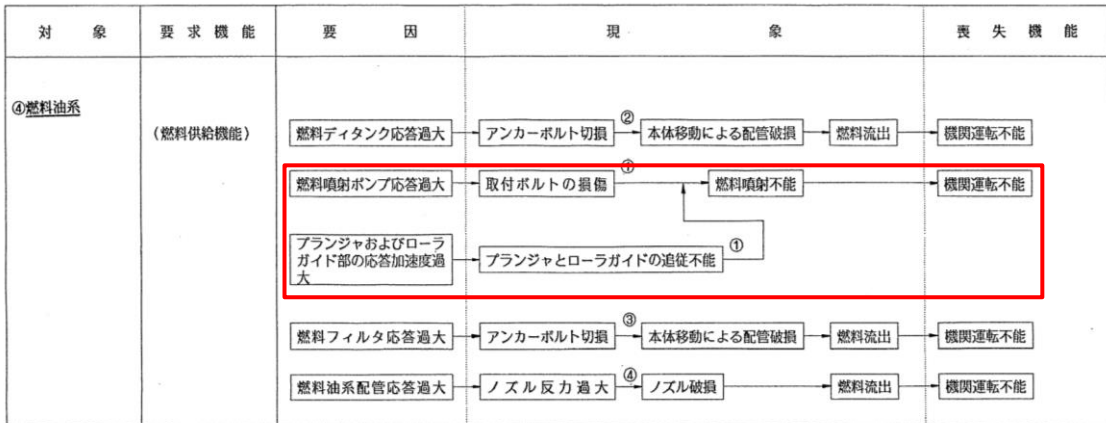
□ : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目
 □ : ガスタービンとの類似評価項目

第 4.3.3-2 図 非常用ディーゼル発電機の異常要因分析図 (出力制御系)



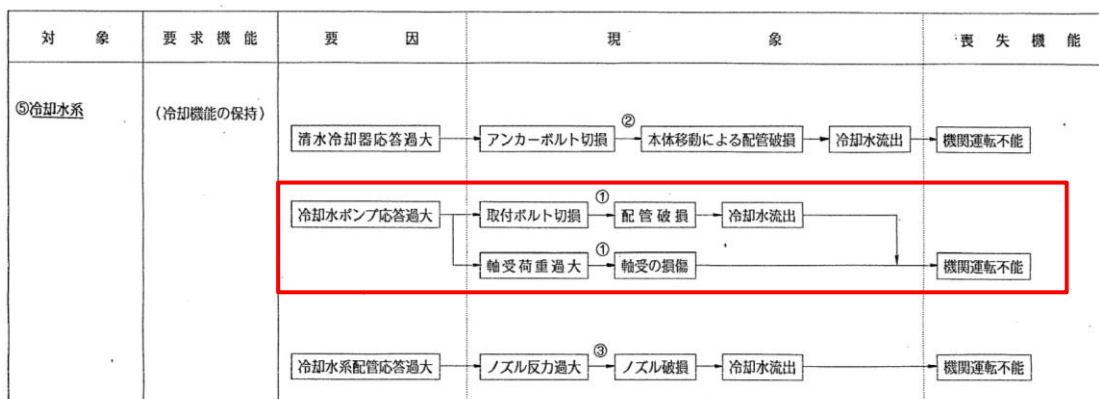
□ : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目
□ : ガスタービンとの類似評価項目

第 4.3.3-3 図 非常用ディーゼル発電機の異常要因分析図 (始動空気及び吸排気系)



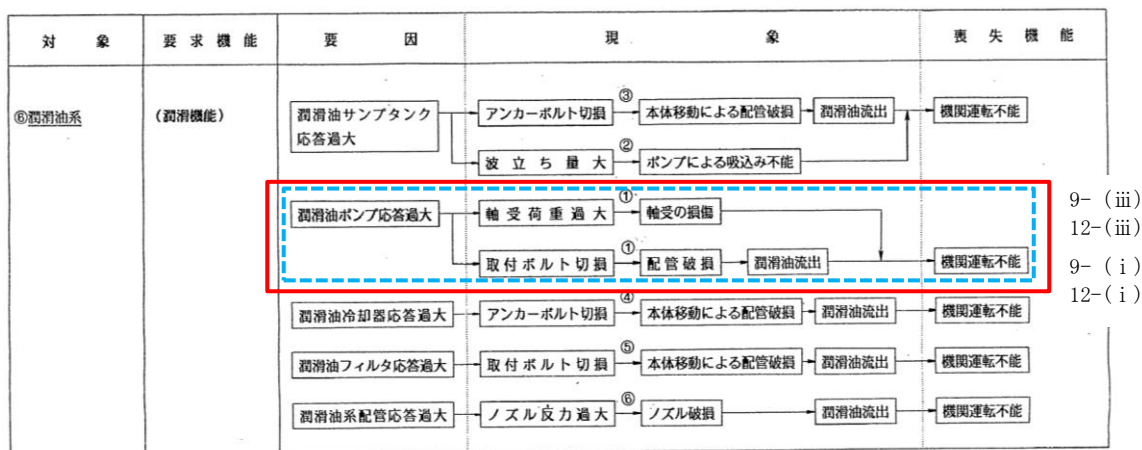
□ : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目
□ : ガスタービンとの類似評価項目

第 4.3.3-4 図 異常要因分析図 (燃料油系)



□ : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目
□ : ガスタービンとの類似評価項目

第 4.3.3-5 図 非常用ディーゼル発電機の異常要因分析図 (冷却水系)



9- (iii)
 12- (iii)
 9- (i)
 12- (i)

□ : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目
□ : ガスタービンとの類似評価項目

第 4.3.3-6 図 非常用ディーゼル発電機の異常要因分析図 (潤滑油系)

第4.3.3-1表 非常用ディーゼル発電機とガスタービン発電機の評価項目比較（ディーゼル機関本体）

No.	非常用ディーゼル発電機			ガスタービン発電機に対応する評価項目	
	機器名称	異常要因分析 該当項目	評価項目	No.	評価項目
1	ピストン	ピストンピンメタル損傷	軸受強度	—	該当なし
2	クランク軸	軸受の損傷	軸受強度	—	該当なし
3	連接棒	軸受の損傷	軸受強度	—	該当なし
4	カム軸	軸受の損傷	軸受強度	—	該当なし
5	ギアリング	アイドルギア軸受の損傷	軸受強度	2-(iv)	ガスタービン（減速機）軸受
		軸の曲がり	軸の強度	2-(ii)	ガスタービン（減速機）摺動部（軸とケーシングのクリアランス）
6	動弁装置	歯の折損	歯車の強度	2-(iii)	ガスタービン（減速機）歯車
		バルブレバーの破損	軸受強度	—	該当なし
		ブッシュロッドの曲がり	ブッシュロッド強度	—	該当なし
		バルブレバーの破損	バルブレバーの強度	—	該当なし
7	基準軸受	地震慣性力による弁の誤開閉	ブッシュロッド弁	—	該当なし
		基準軸受損傷	軸受ハウジング強度	—	該当なし
8	機関本体	基礎ボルト折損	軸受強度	—	該当なし
			基礎ボルト強度	2-(i)	減速機取付ボルト

4.3.3-1 表 非常用ディーゼル発電機とガスタービン発電機の評価

項目比較 (出力制御系)

No.	非常用ディーゼル発電機		評価項目	No.	評価項目	
	機器名称	異要因分析 該当項目				
9	ガバナ	フライウエイト, レバーの移動	ガバナの健全性評価 (地震時の機能維持確認)	3-(ii)	燃料制御ユニット, 燃料制御ユニットドライバ 制御機能	
		取付ボルトの損傷		3-(i)		燃料制御ユニット, 燃料制御ユニットドライバ, 燃料油供給電磁弁 取付ボルト
		ケーシングの破損		—		該当なし
10	ガバナリンク及び燃料加減軸	燃料制御リンクの誤作動	地震時の抵抗	—	該当なし	
11	オーバーバースピードトリップ装置	地震慣性力による誤作動	コントロールラック中の燃料加減軸のつかえ有無	3-(iii)	燃料制御ユニット, 燃料油供給電磁弁 弁体	

第 4.3.3-1 表 非常用ディーゼル発電機とガスタービン発電機の評価項目比較 (始動空気系, 燃料油系, 冷却水系)

No.	非常用ディーゼル発電機		ガスタービン発電機	
	機器名称	異常要因分析 該当項目	評価項目	No.
始動空気系				
12	始動弁	地震慣性力による 動作不能	弁棒の変形	該当なし
			弁棒の曲げ	該当なし
			弁の誤開閉	該当なし
13	過給機	取付ボルトの損傷 支持脚の損傷 ロータの損傷 軸受損傷	取付ボルトの強度	1-(i) ケーシング取付ボルト
			支持脚の強度	該当なし
			軸とケーシングのクリ アランス (たわみ)	1-(iii) ガスタービン機関摺動部 (軸とケーシングとの クリアランス)
			軸受強度	1-(iv) ガスタービン機関軸受
燃料油系				
14	燃料噴射 ポンプ	取付ボルトの損傷 プランジヤとローラガイドの 追従不能	取付ボルトの強度	該当なし
			押付け力評価	該当なし
冷却水系				
15	冷却水 ポンプ	取付ボルト折損 軸受荷重過大	取付ボルトの強度	該当なし
			軸受強度	該当なし
			インペラとケーシング のクリアランス	該当なし

第4.3.3-1表 非常用ディーゼル発電機とガスタービン発電機の評価項目比較（潤滑油系）

No.		非常用ディーゼル発電機		ガスタービン発電機で対応する評価項目		
機器名称		異常要因分析 該当項目	評価項目	No.	評価項目	
潤滑油系						
16	潤滑油 ポンプ	取付ボルト折損	取付ボルトの強度	9-(i)	主燃料油ポンプ取付ボルト	
				12-(i)	潤滑油ポンプ取付ボルト	
		軸受荷重過大	軸受強度	9-(iii)	主燃料油ポンプ軸受	
				12-(iii)	潤滑油ポンプ軸受	
				軸とケーシングのクリ アランス	9-(ii)	主燃料油ポンプ摺動部（軸とケーシングのクリ アランス）
					12-(ii)	潤滑油ポンプ摺動部（軸とケーシングのクリ アランス）

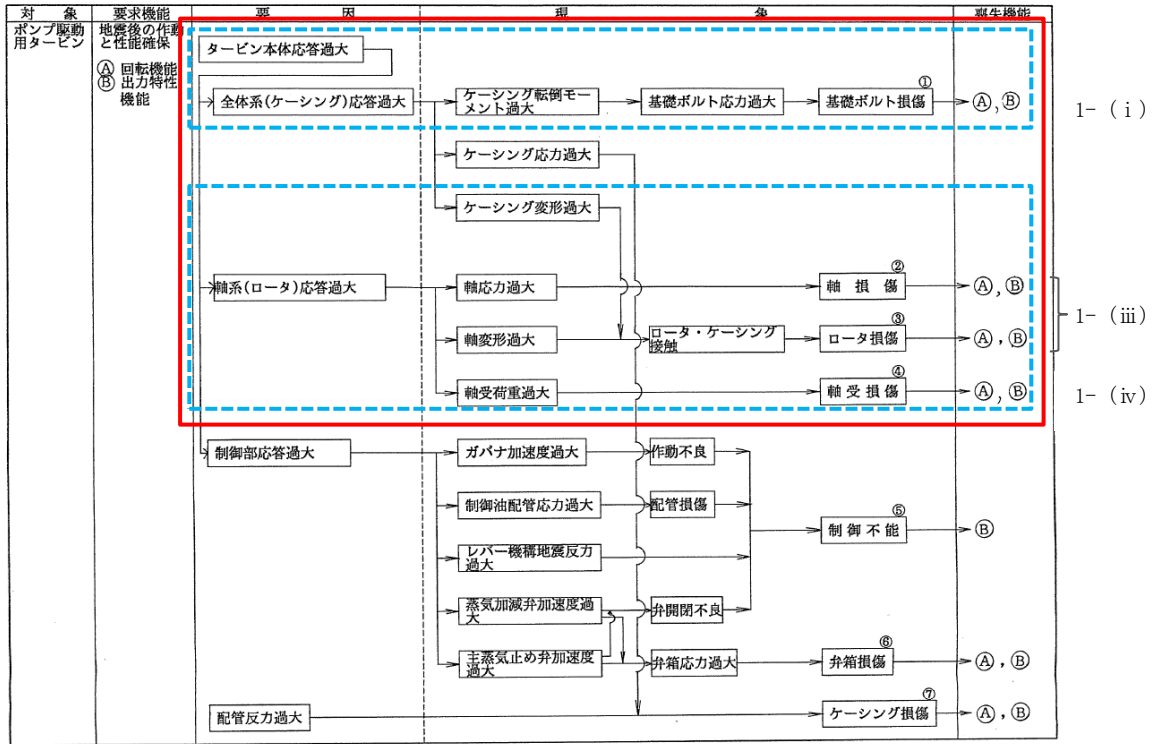
4.3.4 耐特委で検討されたポンプ駆動用タービンの地震時異常要因分析による基本評価項目

新たな検討が必要な設備として抽出されたガスタービン発電機の基本評価項目の検討において、公知化された検討として参考とする耐特委でのポンプ駆動用タービンの地震時異常要因分析図を第 4.3.4-1 図に、地震時異常要因分析図から抽出されるポンプ駆動用タービン（タービン本体部分）の基本評価項目とこれに対応するガスタービン発電機における類似評価項目を第 4.3.4-1 表に示す。

ガスタービン発電機に属する機器のうちポンプ駆動用タービン（タービン本体部分）と類似性を有する機器については、異常要因分析に基づいて抽出された評価項目においても類似性を有していることが確認できる。また、異常要因分析の考え方についても、異常要因分析結果との類似性が確認できる。

以上より、ガスタービン発電機のうち、ポンプ駆動用タービン（タービン本体部分）と類似性を有する評価項目が網羅的に抽出されていることが確認された。

表3.3.3-2 ポンプ駆動用タービンの異常要因モード



: ポンプ駆動用タービンのうちタービン本体の項目
 : ガスタービンとの類似評価項目

第 4.3.4-1 図 ポンプ駆動用タービンの異常要因分析図

第4.3.4-1表 ポンプ駆動用タービンとガスタービン発電機の評価項目比較

No.	ポンプ駆動用タービン (タービン本体部分)		ガスタービン発電機で対応する評価項目	
	機器名称	異常要因分析 該当項目	評価項目	No.
1	ケーシング	基礎ボルト損傷	基礎ボルト強度	1-(i) ケーシング取付ボルト
2	軸系	軸損傷	ロータ変位	1-(iii) ガスタービン機関摺動部 (軸とケーシングとの クリアランス)
		ロータ損傷		
		軸受損傷	軸受強度	1-(iv) ガスタービン機関軸受

4.3.5 ガスタービン発電機の基本評価項目の検討

ガスタービン発電機は高温高圧の燃焼ガスによる熱的荷重，高速回転による遠心力に十分耐えられる材料，構造，強度を有しており，地震加速度による影響は小さいと考えられることから，前項までの検討結果を踏まえた異常要因分析図から抽出された基本評価項目に対し，動的機能維持評価における評価対象部位を選定した。選定結果を第 4.3.5-1 表に示す。

第 4.3.5-1 表 ガスタービンの動的機能維持評価における
評価対象部位の選定結果(1/7)

No.	基本評価項目	評価対象	理由
1-(i)	ケーシング取付ボルト	×	取付ボルトについては、減速機取付ボルトに対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
1-(ii)	燃焼器取付ボルト	×	取付ボルトについては、減速機取付ボルトに対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
1-(iii)	ガスタービン機関摺動部（軸とケーシングとのクリアランス）	○	ガスタービンの軸及びケーシングは十分剛な構造であり、地震による変形量は軽微であるが、軸とケーシング間のクリアランスもわずかであること、軸とケーシングの接触に伴う軸損傷が運転に及ぼす影響が大きいことから評価対象部位として選定した。

第 4.3.5-1 表 ガスタービンの動的機能維持評価における
評価対象部位の選定結果(2/7)

No.	基本評価項目	評価対象	理由
1-(iv)	ガスタービン機関軸受	○	<p>ガスタービン（機関）の軸は他の動的機器と比べても高速回転（18,000rpm）であり、軸受部は軸の回転を支持する動的機能維持上重要な部位である。また、軸受の損傷は機関全体の重大な損傷につながる可能性がある。ガスタービン（機関）の軸受は、ガスタービン及びガスタービン付き機器で使用されている軸受の中で、ガスタービン（減速機）の一部の軸受を除いて裕度が小さい。ここで、ガスタービン（減速機）の軸受のうち、運転時に加わる機械荷重が支配的となる軸受については、ガスタービン（機関）の軸受と比較して地震荷重の寄与分に対する強度上の裕度（＝（許容値－運転時荷重）／地震のみの荷重）が大きいことが確認されている。一方、地震荷重が支配的となる軸受については、ガスタービン（機関）の軸受と比較して耐震裕度が大きいことが確認されている。したがって、異常発生時の影響の大きさも考慮して、耐震評価上より厳しいと考えられるガスタービン（機関）の軸受を評価対象部位として選定した。</p>
2-(i)	減速機取付ボルト	○	<p>減速機取付ボルトは、ガスタービン及びガスタービン付き機器の重量を支えるボルトであり、ガスタービン及びガスタービン付き機器で使用されている取付ボルトの中で転倒モーメントが大きく、裕度が小さいため、本取付ボルトを評価対象部位として選定した。</p>

第 4.3.5-1 表 ガスタービンの動的機能維持評価における
評価対象部位の選定結果(3/7)

No.	基本評価項目	評価対象	理由
2-(ii)	減速機摺動部（軸とケーシングのクリアランス）	×	ガスタービン（減速機）の軸は、歯車の両側近傍に軸受を有した構造であり、ガスタービン（機関）の軸と比較して軸受間距離が短く、たわみ発生量が小さい。また、クリアランスはガスタービン（機関）と比較して大きい傾向にあり、最狭部でも同程度である。したがって、ガスタービン（機関）の軸とケーシングを代表評価部位とし、減速機取付ボルトについては評価対象外とした。
2-(iii)	減速機歯車	×	ガスタービン（減速機）の歯元曲げ応力を支配するのは運転時に加わる機械荷重であり、地震により加わる荷重は十分小さく、耐震性を有していることが確認されていることから、評価対象外とした。（非常用ディーゼル発電機のギヤリングと同様の整理。）
2-(iv)	減速機軸受	×	ガスタービン（減速機）の軸受は、耐震評価上より厳しいと考えられるガスタービン（機関）の軸受を代表評価部位とするため、減速機取付ボルトについては評価対象外とした。
3-(i)	燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバ、燃料油供給電磁弁 取付ボルト	×	取付ボルトについては、減速機取付ボルトに対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
3-(ii)	燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバ 制御機能	○	高速回転機器であるガスタービンの回転数を制御する装置であり、回転の機能維持上重要であることから選定した。
3-(iii)	燃料制御ユニット、燃料油供給電磁弁 弁体	×	弁体のばね力評価については、ばね力を打ち消す地震による慣性力が弁体等の重量に比例するが、比較的軽量であり、その影響は軽微であることから、評価対象外とした。

第 4.3.5-1 表 ガスタービンの動的機能維持評価における
評価対象部位の選定結果(4/7)

No.	基本評価項目	評価対象	理由
4-(i)	回転速度センサー 取付ボルト	×	取付ボルトについては、減速機取付ボルトに対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
4-(ii)	回転速度センサー	×	<p>回転速度センサーは、下記理由により取付部の健全性を確認することで、電氣的機能維持を確保できるため、評価対象外とした。</p> <p>①回転速度センサーには電磁ピックアップ式センサーが用いられており動作部がない。</p> <p>②軽量かつ単純構造であり、地震力により発生する荷重が小さく、構造強度について十分な裕度を持っている。</p> <p>③J E A G 4 6 0 1 -1987 の電気計装機器のうち、剛体と見なせる器具に該当すると考えられ、構造健全性が保たれている限り、その機能が失われることはないと考えられる。</p>
5-(i)	排気温度センサー 取付ボルト	×	取付ボルトについては、減速機取付ボルトに対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
5-(ii)	排気温度センサー	×	<p>排気温度センサーは、下記理由により取付部の健全性を確認することで、電氣的機能維持を確保できるため、評価対象外とした。</p> <p>①排気温度センサーにはシース熱電対が用いられており動作部がない。</p> <p>②軽量かつ単純構造であり、地震力により発生する荷重が小さく、構造強度について十分な裕度を持っている。</p> <p>③J E A G 4 6 0 1 -1987 の電気計装機器のうち、剛体と見なせる器具に該当すると考えられ、構造健全性が保たれている限り、その機能が失われることはないと考えられる。</p>

第 4.3.5-1 表 ガスタービンの動的機能維持評価における
評価対象部位の選定結果(5/7)

No.	基本評価項目	評価対象	理由
6-(i)	点火プラグ 取付ボルト	×	取付ボルトについては、減速機取付ボルトに対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
6-(ii)	点火プラグ	×	点火プラグは、下記理由により、取付部の健全性を確認することで、電氣的機能維持を確保できるため、評価対象外とした。 ①点火プラグにはスパークプラグが用いられており動作部がない。 ②軽量かつ単純構造であり、地震力により発生する荷重が小さく、構造強度について十分な裕度を持っている。 ③J E A G 4 6 0 1 -1987 の電気計装機器のうち、剛体と見なせる器具に該当すると考えられ、構造健全性が保たれている限り、その機能が失われることはないと考えられる。
7-(i)	点火エキサイタ 取付ボルト	×	取付ボルトについては、減速機取付ボルトに対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
7-(ii)	点火エキサイタ	×	点火エキサイタは、下記理由により、取付部の健全性を確認することで、電氣的機能維持を確保できるため、評価対象外とした。 ①点火エキサイタには Capacitor Discharge Ignition 方式の点火装置が用いられており動作部がない。 ②軽量かつ単純構造であり、地震力により発生する荷重が小さく、構造強度について十分な裕度を持っている。 ③J E A G 4 6 0 1 -1987 の電気計装機器のうち、剛体と見なせる器具に該当すると考えられ、構造健全性が保たれている限り、その機能が失われることはないと考えられる。

第 4.3.5-1 表 ガスタービンの動的機能維持評価における
評価対象部位の選定結果(6/7)

No.	基本評価項目	評価対象	理由
8-(i)	スタータモータ取付ボルト	×	取付ボルトについては、減速機取付ボルトに対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
8-(ii)	スタータモータ摺動部 (軸とケーシングのクリアランス)	×	ガスタービン付きポンプはガスタービン(機関)に比べて小型軽量であり、軸に発生する応力が比較的小さいことから、評価対象外とした。
8-(iii)	スタータモータ軸受	×	ガスタービン(機関)の軸受に対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
9-(i)	主燃料油ポンプ取付ボルト	×	取付ボルトについては、減速機取付ボルトに対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
9-(ii)	主燃料油ポンプ摺動部 (軸とケーシングのクリアランス)	×	ガスタービン付きポンプはガスタービン(機関)に比べて小型軽量であり、軸に発生する応力が比較的小さいことから、評価対象外とした。
9-(iii)	主燃料油ポンプ軸受	×	ガスタービン(機関)の軸受に対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
10-(i)	始動用燃料油ポンプ取付ボルト	×	取付ボルトについては、減速機取付ボルトに対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
10-(ii)	始動用燃料油ポンプ摺動部 (軸とケーシングのクリアランス)	×	ガスタービン付きポンプはガスタービン(機関)に比べて小型軽量であり、軸に発生する応力が比較的小さいことから、評価対象外とした。
10-(iii)	始動用燃料油ポンプ軸受	×	ガスタービン(機関)の軸受に対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
11-(i)	始動用燃料油ポンプ用モータ取付ボルト	×	取付ボルトについては、減速機取付ボルトに対して裕度が大きいいため、評価対象外とした。
11-(ii)	始動用燃料油ポンプ用モータ 摺動部 (軸とケーシングのクリアランス)	×	ガスタービン付きポンプはガスタービン(機関)に比べて小型軽量であり、軸に発生する応力が比較的小さいことから、評価対象外とした。

第 4.3.5-1 表 ガスタービンの動的機能維持評価における
評価対象部位の選定結果(7/7)

No.	基本評価項目	評価対象	理由
11-(iii)	始動用燃料油ポンプ用モータ 軸受	×	ガスタービン（機関）の軸受に対して裕度が大きいため、評価対象外とした。
12-(i)	潤滑油ポンプ取付ボルト	×	取付ボルトについては、減速機取付ボルトに対して裕度が大きいため、評価対象外とした。
12-(ii)	潤滑油ポンプ摺動部（軸とケーシングのクリアランス）	×	ガスタービン付きポンプはガスタービン（機関）に比べて小型軽量であり、軸に発生する応力が比較的小さいことから、評価対象外とした。
12-(iii)	潤滑油ポンプ軸受	×	ガスタービン（機関）の軸受に対して裕度が大きいため、評価対象外とした。

4.3.6 ガスタービン発電機の動的機能維持評価項目の検討結果

島根2号炉における規格適用外の動的機能維持が必要な設備のうち、新たな検討が必要な設備であるガスタービンについて、耐特委での非常用ディーゼル発電機及びポンプ駆動用タービンにおける検討結果を参考に、構造の違いを踏まえた上で地震時異常要因分析を行い、動的機能維持を確認するための基本評価項目の抽出を行った。また、抽出した基本評価項目に対し、ガスタービン発電機の動的機能維持評価における評価対象部位を選定した。

以上の検討結果から、島根2号炉のガスタービン発電機における動的機能維持評価の評価項目については第4.3.6-1表に整理し、抽出された評価項目に対して耐震評価を実施する。

第 4.3.6-1 表 島根 2 号炉のガスタービンにおける動的機能維持評価の
評価項目の検討結果(1/2)

No.	評価項目	評価内容
I	ガスタービン機関摺動部 (軸とケーシングとのク リアランス)	<p>ガスタービンとポンプ駆動用タービンは、回転機器として同様な軸系の構造を有しており、ケーシング、軸系とも剛性が高いことから類似構造であると言える。したがって、ガスタービンの軸とケーシングのクリアランスも、J E A G 4 6 0 1 に示されるポンプ駆動用タービンの荷重条件を用いて軸の変位量を評価する。</p> <p>なお、両端を軸受で支持された軸のたわみ量の算出において、軸受自体の剛性による変位は数十 μm 程度と十分小さく、軸とケーシングとのクリアランスを評価する上では有意とはならないため考慮は不要と判断している。一方、軸受による軸の支持条件は単純支持として、軸のたわみ量が大きくなるよう保守的に評価する。</p>
II	ガスタービン機関軸受	<p>ガスタービンとポンプ駆動用タービンは、回転機器として同様な軸系の構造を有しており、ケーシング、軸系とも剛性が高いことから類似構造であると言える。したがって、ガスタービンの軸受も、J E A G 4 6 0 1 に示されるポンプ駆動用タービンにおける軸受の評価方法を適用可能であるが、ここでは軸受荷重の許容値がメーカー規定の基本静定格荷重（メーカー保証値）で設定されていることから、J I S (J I S B 1519-2009) に基づくメーカー規定の計算式（ガスタービン回転軸に地震力や運転中のスラスト荷重が作用することにより軸受に発生する静等価荷重）にて評価する。</p> <p>軸受強度は、軸受の剛性に関わりなく軸受に作用する荷重が許容される荷重以下であることで評価される。</p>

第 4.3.6-1 表 島根 2 号炉のガスタービンにおける動的機能維持評価の
評価項目の検討結果(2/2)

No.	評価項目	評価内容
Ⅲ	減速機取付ボルト	ガスタービンと非常用ディーゼル発電機はいずれも剛性の高い設備であり，1 質点系モデルに置き換えることが可能である。したがって，減速機取付ボルトも，非常用ディーゼル発電機と同様に 1 質点系モデルにより評価する。
Ⅳ	燃料制御ユニット, 燃料制御ユニットドライバ 制御機能	燃料制御ユニットは解析等による評価が困難であるため，実機を加振試験することにより電氣的機能維持の確認を行う。加振試験により燃料制御ユニットの評価用加速度が機能確認済加速度以下となることを確認する。

5. 詳細検討が必要な設備における動的機能維持の検討方針

評価用加速度が機能確認済加速度を超えた場合の検討については、J E A G 4 6 0 1 及び耐特委報告書にて、動的機能維持の評価上必要な基本評価項目が地震時異常要因分析に基づき選定されている（第 5-1 表）。

機能維持評価に当たっては、技術基準規則解釈等の改正を踏まえて、基本評価項目に対して、必要な評価項目を選定し、その妥当性を示した上で検討を実施する。

第 5-1 表 各設備における基本評価項目 (1/2)

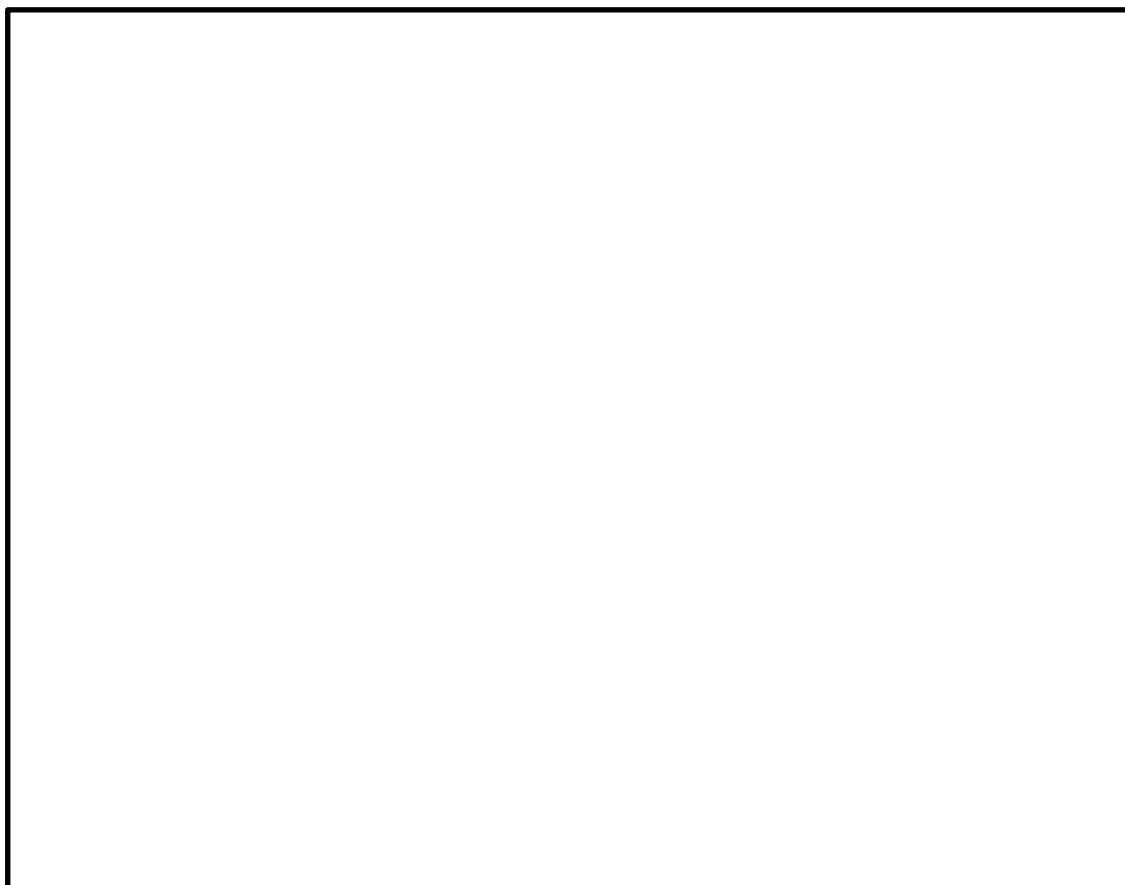
詳細検討が必要な設備	機種／形式	基本評価項目
<ul style="list-style-type: none"> ・ 原子炉補機海水ポンプ ・ 高圧炉心スプレイ補機海水ポンプ 	立形ポンプ／斜流式	<ul style="list-style-type: none"> ① 基礎ボルト，取付ボルト ② ディスチャージケーシング ③ バレル ④ コラム ⑤ 軸受 ⑥ 軸 ⑦ 冷却水配管 ⑧ メカニカルシール熱交換器 ⑨ 電動機
<ul style="list-style-type: none"> ・ 燃料プール冷却ポンプ 	横形ポンプ／単段遠心式	<ul style="list-style-type: none"> ① 基礎ボルト ② 支持脚 ③ 摺動部（ライナーリング部） ④ 軸 ⑤ メカニカルシール ⑥ 軸受 ⑦ 電動機 ⑧ 軸継手 ⑨ ケーシングノズル部 ⑩ 冷却水配管
<ul style="list-style-type: none"> ・ ほう酸水注入ポンプ 	往復動式ポンプ／横形 3 連往復動式	<ul style="list-style-type: none"> ① 基礎ボルト ② ポンプ本体取付ボルト ③ クランク軸軸受 ④ コネクティングロッド軸受 ⑤ クロスヘッドガイド摺動部 ⑥ バルブシート面 ⑦ 吸込・吐出ノズル ⑧ 減速機取付ボルト ⑨ 歯車軸軸受 ⑩ 歯車 ⑪ 電動機 ⑫ 軸継手 ⑬ 油配管

第5-1表 各設備における基本評価項目(2/2)

詳細検討が必要な設備	機種／形式	基本評価項目
<ul style="list-style-type: none"> ・燃料プール冷却ポンプ用電動機 ・原子炉補機海水ポンプ用電動機 ・高圧炉心スプレイ補機海水ポンプ用電動機 ・ほう酸水注入ポンプ用電動機 ・非常用ガス処理系排風機用電動機 ・可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用電動機 	電動機／横形 ころがり軸受， 立形ころがり 軸受	<ul style="list-style-type: none"> ①端子箱 ②フレーム ③基礎ボルト，取付ボルト ④固定子 ⑤軸（回転子） ⑥軸受 ⑦固定子と回転子のクリアランス ⑧軸継手
<ul style="list-style-type: none"> ・非常用ガス処理系排風機 ・可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ 	ファン／遠心 直結型	<ul style="list-style-type: none"> ①ケーシング ②ケーシング取付ボルト ③軸 ④軸受 ⑤軸受取付ボルト ⑥インペラ ⑦ベローズ ⑧軸継手 ⑨メカニカルシール ⑩電動機取付ボルト ⑪電動機 ⑫基礎ボルト ⑬フレキシブルダクト継手

6. 加振試験が必要な設備における動的機能維持評価の検討

高圧原子炉代替注水ポンプは、海外メーカー製であり、異常要因分析や基本評価項目の抽出が容易ではないことから、加振試験による評価を実施する。高圧原子炉代替注水ポンプの構造概要を第 6-1 図に示すとともに、加振試験の内容を添付資料 1 に示す。また、加振試験結果より設定した機能確認済加速度と島根 2 号炉高圧原子炉代替注水ポンプの動的機能維持における評価用加速度の比較を第 6-1 表に示す。



第 6-1 図 高圧原子炉代替注水ポンプの構造概要図

第 6-1 表 島根 2 号炉高圧原子炉代替注水ポンプ評価用加速度と機能確認済加速度の比較

島根 2 号炉 高圧原子炉代替注水ポンプ 評価用加速度 ^{注 1} [G]	加振試験により確認された 機能確認済加速度 [G]
水平 : 0.81 鉛直 : 0.58	

注 1 : 評価用加速度は、暫定値であり今後設計進捗により変更の可能性がある。

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

7. 弁の動的機能維持評価に用いる配管系の応答値について

技術基準規則解釈等の改正を踏まえて、島根2号炉の配管系に設置される弁の機能維持評価に適用する加速度値の算定方針について、規格基準に基づく設計手順を整理し、比較することにより示す。規格基準に基づく手法としてJ E A G 4 6 0 1の当該記載部の抜粋を第7-1図に示す。

(1) 規格基準に基づく設計手順の整理

J E A G 4 6 0 1において、弁の動的機能維持評価に用いる弁駆動部の応答加速度の算定方針が示されている。配管系の固有値が剛と判断される場合は最大加速度（Z P A）を用いること。また、柔の場合は設計用床応答スペクトルを入力とした配管系のスペクトルモーダル解析を行い、算出された弁駆動部での応答加速度を用いることにより、弁の動的機能維持評価を実施することとされている。

(2) 今回工認における島根2号炉の設計手順

今回工認における島根2号炉の弁駆動部での応答加速度値の設定は、上記J E A G 4 6 0 1の規定に加えて、一定の余裕を見込み評価を実施する方針とする。

a. 剛の場合

配管系が剛な場合は、最大加速度に一定の裕度を考慮し、1.2倍した値（1.2 Z P A）を弁駆動部の応答加速度を算出し、機能維持評価を実施する。

b. 柔の場合

配管系の固有値が柔の場合は、J E A G 4 6 0 1の手順と同様にスペクトルモーダル解析を行い、弁駆動部の応答加速度を算出した値に加えて、剛領域の振動モードの影響を考慮する観点から1.2倍した最大加速度（1.2 Z P A）による弁駆動部の応答加速度を算定し、いずれか大きい加速度を用いて機能維持評価を行う方針とする。

また、弁駆動部の応答加速度の算定に用いる配管系のスペクトルモーダル解析において、剛領域の振動モードの影響により応答加速度の増加が考えられる場合には、剛領域の振動モードの影響を考慮するため、高周波数域の振動モードまで考慮した地震応答解析を行う。スペクトルモーダル解析において考慮する高周波数域の範囲については、応答解析結果を用いた検討を踏まえて決定する。

弁の機能維持評価における規格基準に基づく耐震設計手順及び島根2号炉の耐震設計手順の比較を第7-1表に示す。

第7-1表に示すとおり、島根2号炉における弁の機能維持評価に用いる加速度値としては、規格基準に基づく設定方法に比べて一定の裕度を見込んだ値としている。

第7-1表 弁の動的機能維持評価の耐震設計手順の比較

配管系の固有値	J E A G 4 6 0 1	島根2号炉
剛の場合	最大応答加速度 (1.0 Z P A) を適用する。	最大応答加速度を 1.2 倍した値 (1.2 Z P A) を適用する。
柔の場合	スペクトルモーダル解析により算出した弁駆動部の応答を適用する。	スペクトルモーダル解析により算出した弁駆動部の応答 ^{注1} 又は最大応答加速度を 1.2 倍した値 (1.2 Z P A) のいずれか大きい方を適用する。

注1：高周波数領域の振動モードまで考慮した地震応答解析を行う。

(5) 地震応答解析

弁の地震応答を算出するに当たり、(4)項で作成した弁モデルを配管系モデルに組み込み、地震応答解析を実施する。この場合の解析方法は、配管系の固有値に応じて静的応答解析法あるいはスペクトルモーダル応答解析法を用いる。

配管系の固有値が剛と判断される場合は、静的応答解析を行うが、この場合弁に加わる加速度は設計用床応答スペクトルの Z P A (ゼロ周期加速度) であり、これを弁駆動部応答加速度と見なして評価を行う。また、剛の範囲にない場合には、原則として(3)項で定めた設計用床応答スペクトルを入力とする配管系のスペクトルモーダル解析を行い、算出された弁駆動部応答加速度を用いて弁の評価を実施する。更に、弁の詳細評価が必要となる場合には、弁各部の強度評価に必要な応答荷重を算出する。

なお、減衰定数については現在配管系の解析に使用されている0.5~2.5%の値を用いるものとする。

第7-1図 J E A G 4 6 0 1-1991 抜粋

別表1 検討対象設備の抽出結果(1/4)

施設区分/設備名称	動的機能維持要求の有無	動的機能維持の確認方法	評価用加速度がAt超過時の評価方法がEAGに規定されているか ○:規定されている ×:規定されていない -:対象外	JEAG4601適用性確認				機能確認済加速度 (At)との比較			備考
				機種名	形式(適用範囲)	設備容量	適用性 ○:適用可 ×:適用外	方向	評価用加速度 ^①	機能確認済加速度	
核燃料物質の取扱施設及び貯蔵施設											
使用済燃料貯蔵設備											
使用済燃料貯蔵槽冷却浄化設備											
燃料プール冷却系											
燃料プール冷却ポンプ	有	JEAG4601による確認	×	横形ポンプ	単段遠心式 (~2400m ³ /h)	198m ³ /h	○	水平	1.46	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	評価用加速度がAt超過のため詳細検討を実施する。
		JEAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	110kW	○	鉛直	1.44	1.0	
燃料プールのスプレイ系	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
その他の核燃料物質の取扱施設及び貯蔵施設											
原子炉冷却系統施設											
原子炉冷却材再循環設備											
原子炉再循環系											
原子炉再循環ポンプ	無	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
原子炉冷却材の循環設備											
主蒸気系											
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
給水系											
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
残留熱除去設備											
残留熱除去系											
残留熱除去ポンプ	有	JEAG4601による確認	×	立形ポンプ	ビットバレル形 (~1800m ³ /h)	1218m ³ /h	○	水平	0.81	10.0	
		JEAG4601による確認	×	電動機	立形すべり軸受 (~2700kW)	560kw	○	鉛直	0.58	1.0	
非常用炉心冷却設備その他原子炉注水設備	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
高圧炉心スプレイ系											
高圧炉心スプレイポンプ	有	JEAG4601による確認	×	立形ポンプ	ビットバレル形 (~1800m ³ /h)	1342m ³ /h	○	水平	0.81	10.0	
		JEAG4601による確認	×	電動機	立形すべり軸受 (~2700kW)	2380kw	○	鉛直	0.58	1.0	
低圧炉心スプレイ系	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
低圧炉心スプレイポンプ	有	JEAG4601による確認	×	立形ポンプ	ビットバレル形 (~1800m ³ /h)	1164m ³ /h	○	水平	0.81	10.0	
		JEAG4601による確認	×	電動機	立形すべり軸受 (~2700kW)	910kw	○	鉛直	0.58	1.0	
高圧原子炉代替注水系											
高圧原子炉代替注水ポンプ	有	加振試験による確認	-	-	-	-	-	水平	-	-	・設備の構造がJEAG4601適用外のため、加振試験を実施する。
低圧原子炉代替注水系											
低圧原子炉代替注水ポンプ	有	JEAG4601による確認	×	横形ポンプ	多段遠心式 (~700m ³ /h)	230 m ³ /h	○	水平	-	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	
		JEAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	210 kW	○	鉛直	-	1.0	
原子炉冷却材供給設備											
原子炉隔離時冷却系											
原子炉隔離時冷却ポンプ	有	JEAG4601による確認	×	横形ポンプ	多段遠心式 (~700m ³ /h)	99 m ³ /h	○	水平	0.81	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	
原子炉隔離時冷却ポンプ駆動用蒸気タービン	有	JEAG4601による確認	×	タービン	RCICポンプ用(プラント出力等による構造、寸法の違いはほとんどない。)	550 kW	○	水平	0.81	2.4	
		JEAG4601による確認	×	電動機	RCICポンプ用(プラント出力等による構造、寸法の違いはほとんどない。)	550 kW	○	鉛直	0.58	1.0	
原子炉補機冷却設備											
原子炉補機冷却系及び原子炉補機海水系											
原子炉補機冷却水ポンプ	有	JEAG4601による確認	×	横形ポンプ	単段遠心式 (~2400m ³ /h)	1680 m ³ /h	○	水平	0.92	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	
		JEAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	360 kW	○	鉛直	0.97	1.0	
原子炉補機海水ポンプ	有	JEAG4601による確認	×	立形ポンプ	斜減式 (~7600m ³ /h)	2040 m ³ /h	○	水平	1.42	10.0	評価用加速度がAt超過のため詳細検討を実施する。
		JEAG4601による確認	×	電動機	立形ころがり軸受 (~1300kW)	410 kW	○	鉛直	1.34	1.0	評価用加速度がAt超過のため詳細検討を実施する。

別表1 検討対象設備の抽出結果(2/4)

施設区分/設備名称	動的機能維持要求の有無	動的機能維持の確認方法	評価用加速度がAt超過時の評価方法がJAGに規定されているか ○:規定されている ×:規定されていない -:対象外	JAG4601適用性確認				機能確認加速度(A _t)との比較			備考
				機種名	形式(適用範囲)	設備容量	適用性 ○:適用可 ×:適用外	方向	評価用加速度 ^{※1}	機能確認加速度	
高圧炉心スプレィ補機冷却系及び高圧炉心スプレィ補機海水系											
高圧炉心スプレィ補機冷却水ポンプ	有	JAG4601による確認	×	横形ポンプ	単段遠心式 (~2400m ³ /h)	240 m ³ /h	○	水平	0.88	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	
		JAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	37 kW	○	鉛直	0.64	1.0	
高圧炉心スプレィ補機海水ポンプ	有	JAG4601による確認	×	立形ポンプ	斜流式 (~7600m ³ /h)	336 m ³ /h	○	水平	1.42	10.0	評価用加速度がAt超過のため詳細検討を実施する。
		JAG4601による確認	×	電動機	立形ころがり軸受 (~1300kW)	75 kW	○	鉛直	1.34	1.0	評価用加速度がAt超過のため詳細検討を実施する。
原子炉補機代替冷却系											
-											
原子炉冷却材浄化設備											
原子炉浄化系											
-											
計測制御系統施設											
制御材											
制御棒(地震時挿入性)	有	JAG4601による確認	×	制御棒	BWR標準型式	BWR標準型式	○	水平	評価用変位 35.0 mm	確認済変位 40.0 mm	
								鉛直	詳細設計段階で鉛直方向地震による影響を評価する		
制御材駆動装置											
制御棒駆動水圧系											
-											
ほう酸水注入設備											
ほう酸水注入系											
ほう酸水注入ポンプ	有	JAG4601による確認	×	往復動式ポンプ	横形3連往復動式 (流量、吐出圧力等ほぼ同一)	9.72 m ³ /h	○	水平	1.17	1.6	評価用加速度がAt超過のため詳細検討を実施する。
		JAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	45 kW	○	鉛直	1.49	1.0	評価用加速度がAt超過のため詳細検討を実施する。
放射性廃棄物の廃棄施設											
放射線管理施設											
換気設備											
中央制御室空調換気系											
中央制御室送風機	有	JAG4601による確認	×	ファン	遠心直結型 (~2900m ³ /min)	2000 m ³ /min	○	水平	1.10	2.3	
		JAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	180 kW	○	鉛直	0.93	1.0	
中央制御室非常用再循環送風機	有	JAG4601による確認	×	ファン	遠心直結型 (~2900m ³ /min)	534 m ³ /min	○	水平	1.10	2.3	
		JAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	30 kW	○	鉛直	0.93	1.0	
中央制御室空気供給系											
-											
緊急時対策用換気空調系											
-											
生体遮蔽装置											
その他の放射線管理施設											
原子炉格納施設											
原子炉格納容器安全設備											
原子炉格納容器スプレィ設備											
格納容器代替スプレィ系											
-											
ベダスタル代替注水系											
-											
残留熱代替除去系											
残留熱代替除去ポンプ	有	JAG4601による確認	×	横形ポンプ	単段遠心式 (~2400m ³ /h)	150 m ³ /h	○	水平	0.81	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	
		JAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	75 kW	○	鉛直	0.58	1.0	

別表1 検討対象設備の抽出結果(3/4)

施設区分/設備名称	動的機能維持要求の有無	動的機能維持の確認方法	評価用加速度がA1超過時の評価方法がEAGに規定されているか ○:規定されている ×:規定されていない -:対象外	JEAG4601適用性確認				機能確認済加速度(A1)との比較			備考
				機種名	形式(適用範囲)	設備容量	適用性 ○:適用可 ×:適用外	方向	評価用加速度 ^{※1}	機能確認済加速度	
放射性物質濃度制御設備及び可燃性ガス濃度制御設備並びに格納容器再循環設備											
非常用ガス処理系											
非常用ガス処理系排風機	有	JEAG4601による確認	×	ファン	遠心直結型 (~2900m ³ /min)	74m ³ /min	○	水平	1.17	2.3	評価用加速度がA1超過のため詳細検討を実施する。
		JEAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	22 kW	○	鉛直	1.49	1.0	
可燃性ガス濃度制御系											
可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロー	有	JEAG4601による確認	×	ファン	遠心直結型 (~2900m ³ /min)	4.25 m ³ /min	○	水平	1.17	2.6	評価用加速度がA1超過のため詳細検討を実施する。
		JEAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	15 kW	○	鉛直	1.49	1.0	
原子炉建物水素濃度抑制設備											
窒素ガス代替注入系											
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
原子炉格納容器調気設備											
窒素ガス制御系											
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
圧力逃がし装置											
格納容器フィルタベント系											
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
その他発電用原子炉の附属施設											
非常用電源設備											
非常用発電装置											
非常用ディーゼル発電設備											
非常用ディーゼル発電設備防磁装置及び保護継電装置											
非常用ディーゼル発電設備 ディーゼル機関及び発電機	有	JEAG4601による確認	×	中速形ディーゼル機関	機関本体 (~15500kW)	6150kW	○	水平	0.88	1.1	
		JEAG4601による確認	×	調速装置	UG形	UG形	○	鉛直	0.64	1.0	
		JEAG4601による確認	×	電動機	横形すべり軸受 (~1400kW)	5840kW	○	水平	0.88	2.6	
非常用ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプ	有	新たな検討による確認	×	横形ポンプ	スクリュー式	4 m ³ /h	× (該当型式なし)	水平	-	-	型式がJEAG4601の適用対象外のため新たな検討を実施する。
		JEAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	2.2 kW	○	鉛直	1.22	4.7	
高圧炉心スプレイスディーゼル発電設備											
高圧炉心スプレイスディーゼル発電設備防磁装置及び保護継電装置											
高圧炉心スプレイスディーゼル 発電設備ディーゼル機関及び 発電機	有	JEAG4601による確認	×	中速形ディーゼル機関	機関本体 (~15500kW)	3480kW	○	水平	0.88	1.1	
		JEAG4601による確認	×	調速装置	UG形	UG形	○	鉛直	0.64	1.0	
		JEAG4601による確認	×	電動機	横形すべり軸受 (~1400kW)	3200kW	○	水平	0.88	2.6	
高圧炉心スプレイスディーゼル 発電設備燃料移送ポンプ	有	新たな検討による確認	×	横形ポンプ	スクリュー式	4 m ³ /h	× (該当型式なし)	水平	-	-	型式がJEAG4601の適用対象外のため新たな検討を実施する。
		JEAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	2.2 kW	○	鉛直	1.22	4.7	
ガスタービン発電機											
ガスタービン発電機防磁装置及び保護継電装置											
ガスタービン発電機	有	新たな検討による確認	×	ガスタービン機関	機関本体	4800kW	× (該当型式なし)	水平	-	-	型式がJEAG4601の適用対象外のため新たな検討を実施する。
		JEAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	4800kW	○	鉛直	1.47	4.7	
ガスタービン発電機用燃料移送 ポンプ	有	新たな検討による確認	×	横形ポンプ	スクリュー式	4 m ³ /h	× (該当型式なし)	水平	-	-	型式がJEAG4601の適用対象外のため新たな検討を実施する。
		JEAG4601による確認	×	電動機	横形ころがり軸受 (~950kW)	3.7 kW	○	鉛直	0.96	4.7	

別表1 検討対象設備の抽出結果(4/4)

施設区分/設備名称	動的機能維持要求の有無	動的機能維持の確認方法	評価用加速度がAを超過時の評価方法がJEAGに規定されているか ○:規定されている ×:規定されていない -:対象外	JEAG4601適用性確認				機能確認済加速度(A ₁)との比較			備考
				機種名	形式(適用範囲)	設備容量	適用性 ○:適用可 ×:適用外	方向	評価用加速度 ^{※1}	機能確認済加速度	
弁											
一般弁											
グローブ弁	有	JEAG4601による確認	○	-	-	-	-	-	-	-	-
ゲート弁	有	JEAG4601による確認	○	-	-	-	-	-	-	-	-
バタフライ弁	有	JEAG4601による確認	○	-	-	-	-	-	-	-	-
逆止弁	有	JEAG4601による確認	○	-	-	-	-	-	-	-	-
特殊弁											
主蒸気隔離弁	有	JEAG4601による確認	○	-	-	-	-	-	-	-	-
安全弁	有	JEAG4601による確認	○	-	-	-	-	-	-	-	-
制御棒駆動系スクラム弁	有	JEAG4601による確認	○	-	-	-	-	-	-	-	-

注1：評価用加速度は、暫定値であり今後設計進捗により変更の可能性がある。

高圧原子炉代替注水ポンプの加振試験について

高圧原子炉代替注水ポンプは横形のポンプであるが、原動機であるタービンと一体構造となっており、J E A G 4 6 0 1における適用形式が異なることから、機能確認済加速度を用いた評価とすることができない。そのため、機能確認済加速度を設定することを目的とし、を用いて、高圧原子炉代替注水ポンプに対する加振試験を実施した。加振試験の概要について、以下に示す。

1. 試験概要

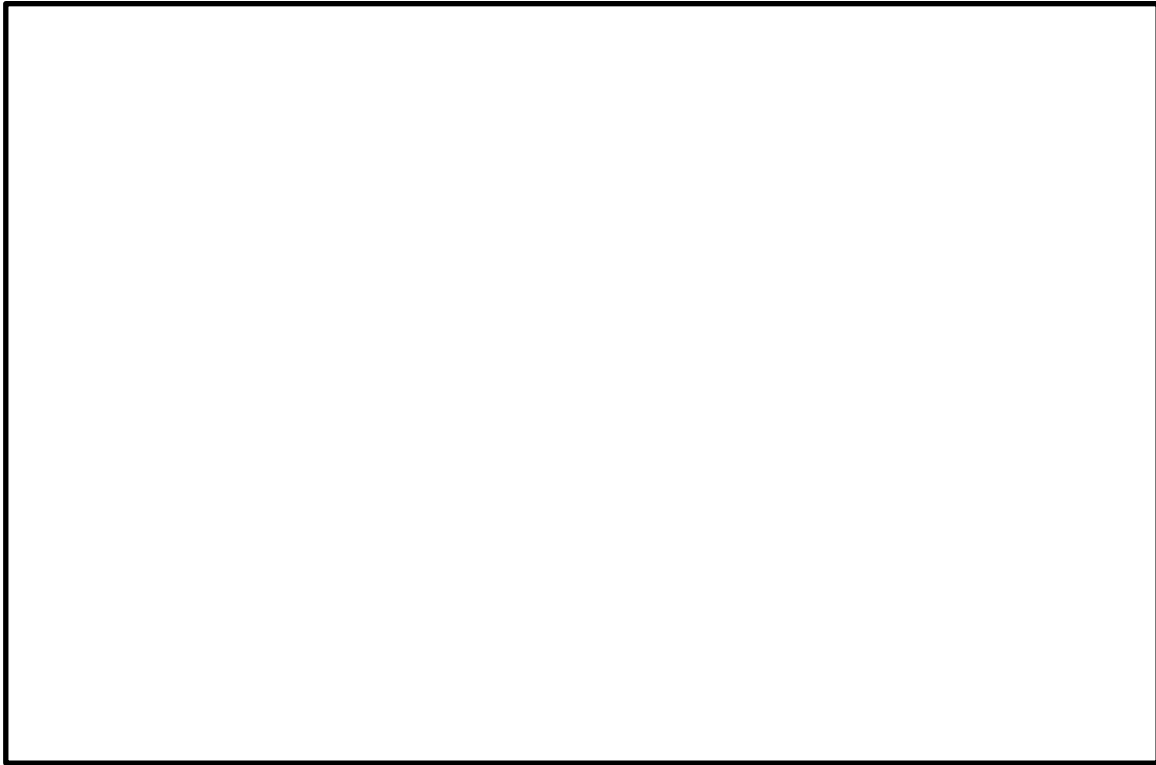
高圧原子炉代替注水ポンプはタービンと一体構造であるため、ガバナ等の付属品を含む形で試験を実施した。ポンプ断面イメージ図を第 1-1 図に示す。

試験方法としては振動特性把握試験を実施し固有振動数を求め、剛構造であることを確認した後、機器の据付位置における評価用加速度を包絡する加振波で加振試験を実施した。また、加振試験に加え、試験前後の性能比較及び試験後に機器毎の部品に分解し目視検査を実施することで健全性を確認している。振動試験装置外観を第 1-2 図、加振台仕様を第 1-1 表に示す。



第 1-1 図 ポンプ断面イメージ図

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。



第 1-2 図 振動試験装置外観

第 1-1 表 加振台仕様

寸法	
最大積載量	
運転周波数帯域	

2. 振動特性把握試験

2.1 試験方法

ポンプに 3 軸加速度計を取付け、加振波として [] までの範囲でランダム波を使用した各軸単独加振を実施し、応答加速度から周波数応答関数を得て、固有周期について求める。

2.2 試験結果

試験により得られた固有周期のうち最大のものを第 2.2-1 表に示す。各軸方向について剛構造と見なせる固有周期 0.05 秒を十分に下回る結果が得られた。

第 2.2-1 表 各軸方向での固有周期

方向	固有周期 (s)	固有振動数 (Hz)
X		
Y		
Z		

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

3. 加振試験

3.1 試験方法

加振試験における試験条件を第 3.1-1 表に示す。機器の固有周期は 0.05 秒を下回っており、剛構造と見なせることから、機器据付位置における評価用加速度を包絡するような加振波を生成し、加振試験を実施する。加振方向は水平（前後、左右）及び鉛直方向の三軸同時加振を実施する。

第 3.1-1 表 加振試験条件

項目	試験条件
加振地震波	ランダム波
加振方向	水平 2 方向 + 鉛直方向の 3 軸同時加振試験
運転状態	停止中加振（満水状態）
取付条件	振動台上に設置された台板にボルトにて取り付け

3.2 試験結果

以下について機器に異常のないことを確認し、本試験において加振台での最大加速度を整数位で切り捨てた値を機能確認済加速度とした。加振試験における試験加速度と、島根 2 号炉高圧原子炉代替注水ポンプの動的機能維持における評価用加速度の比較を第 3.2-1 表に示す。また、試験体と島根 2 号炉高圧原子炉代替注水ポンプの主な仕様の比較を第 3.2-2 表に示す。

- (1) 漏えいのないこと。
- (2) 構造上損傷のないこと。
- (3) 加振中にガバナが 以上変位しないこと。
- (4) トリップ装置が誤作動しないこと。
- (5) 動作試験として、加振試験前後の性能比較を実施し、機器の健全性ならびに動作性に異常のないこと。
 - a. 高圧および低圧時における定格流量点で設計揚程の の範囲にあること。
 - b. 高圧時による性能試験で、必要揚程を下回らないこと。
 - c. 高圧時による性能試験で、設定締切揚程を上回らないこと。
 - d. 正常にトリップ機能が動作すること
 - e. 漏えいのないこと
- (6) 加振試験後に機器毎の部品に分解し、外観目視点検により損傷のないこと。

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

第 3.2-1 表 試験加速度と島根 2 号炉高圧原子炉代替注水ポンプ
評価用加速度の比較

方向	島根 2 号炉 高圧原子炉代替注水ポンプ 評価用加速度 ^{注 1} [G]	試験により確認された 機能確認済加速度 [G]	加振台加振試験時 最大加速度 [G]
X	0.81		
Y	0.81		
Z	0.58		

注 1 : 評価用加速度は、暫定値であり今後設計進捗により変更の可能性がある。

第 3.2-2 表 高圧原子炉代替注水ポンプの主な仕様の比較

		試験体	島根 2 号炉 高圧原子炉代替注水 ポンプ
外形寸法		1430mm (長さ) 940mm (幅) 1285mm (高さ)	1394mm (長さ) 850mm (幅) 1251.5mm (高さ)
重量		3740kg	3280kg
ポンプ	種類	ターボ形	
	容量	136 m ³ /h	93 m ³ /h
原動機	種類	背圧式蒸気タービン	
	出力	553kW	567kW

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

ガスタービン発電機の加振試験について

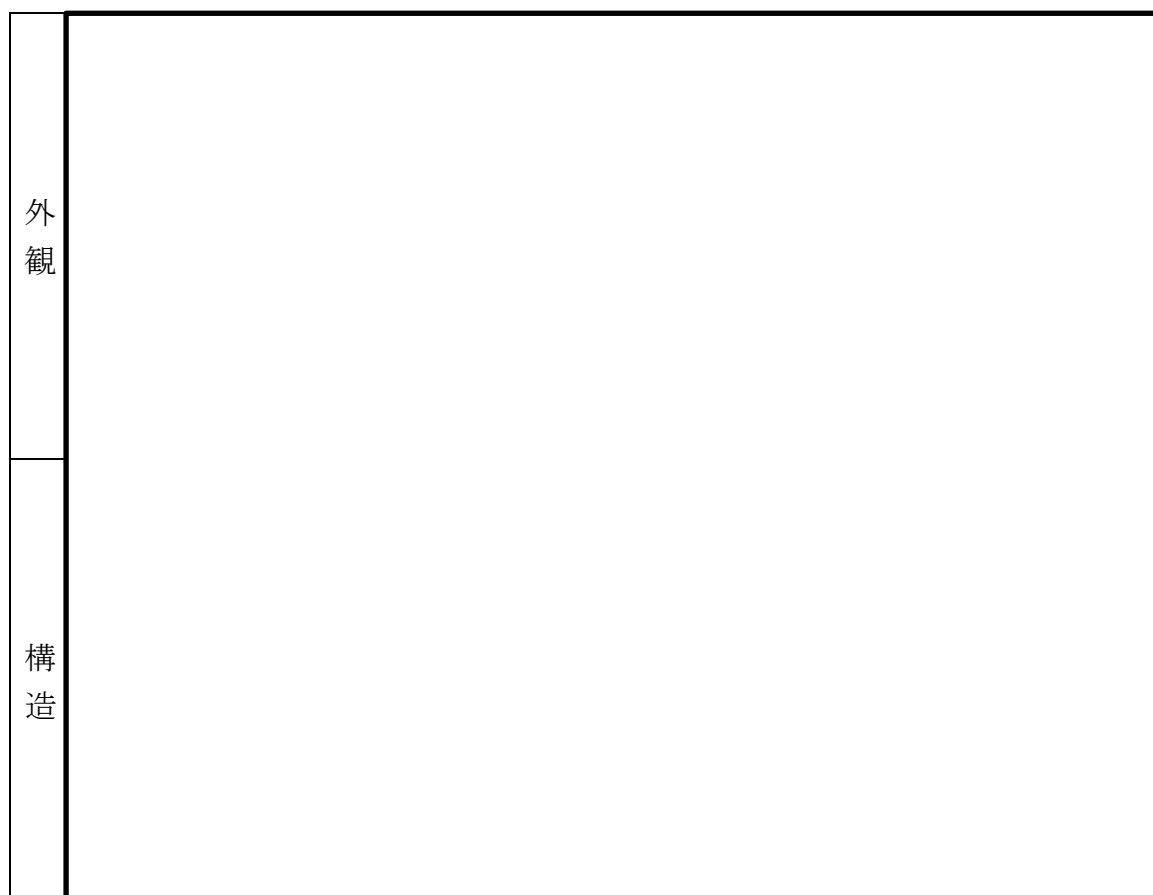
米国 PWR 向けのガスタービン（以下「US-APWR ガスタービン」という。）について、加振試験が実施されている^[1]。

島根 2 号炉のガスタービンと US-APWR ガスタービンは類似の仕様であることから、島根 2 号炉のガスタービン発電機に対する動的機能維持のための新たな検討の補足として、US-APWR ガスタービンに対する加振試験の概要を示すとともに、US-APWR ガスタービンと島根 2 号炉のガスタービンの類似性を示す。

1. US-APWR ガスタービン加振試験

1.1 試験条件

US-APWR ガスタービンは、米国における電気設備の加振試験に関して規定されている IEEE Std 344^[2]に基づき試験が実施されている。実規模の試験における US-APWR ガスタービンの構造概要を第 1.1-1 図、加振試験における試験条件を第 1.1-1 表に示す。



第 1.1-1 図 US-APWR ガスタービンの構造概要

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

第 1.1-1 表 加振試験条件

項目	試験条件
試験体	US-APWR ガスタービン（発電機部分を除く）
加振地震波	ランダム波
加振方向	水平 1 方向＋鉛直方向の 2 軸同時加振試験
運転状態	<ul style="list-style-type: none"> ・ 停止中加振 ・ 運転中加振 ・ 加振中起動
取付条件	振動台上に設置された台板にボルトにて取り付け

1.2 試験結果

US-APWR ガスタービンの試験結果を第 1.2-1 表に示す。加振試験時及び加振試験後において、ガスタービンの運転性能に異常は確認されず、US-APWR ガスタービンの機能確認済加速度として、水平方向：2.2G、鉛直方向：3.1G が得られた。

第 1.2-1 表 加振試験結果

項目		試験結果
最大 加速度	水平	2. 2 G
	鉛直	3. 1 G
試験結果		全ての運転状態（停止中加振、運転中加振、加振中起動）において、ガスタービンの運転性能に異常のないことを確認した。
試験後確認		試験後の確認運転において、ガスタービンの運転性能に異常のないことを確認した。また、試験後の開放点検においても、外観、寸法、構成部品の作動に異常のないことを確認した。

2. 島根 2 号炉のガスタービンと US-APWR ガスタービンの類似性

US-APWR ガスタービンと島根 2 号炉のガスタービンの主な仕様の比較を第 2-1 表に、ガスタービン機関の構造概要の比較を第 2-1 図に示す。また、US-APWR ガスタービン加振試験における試験加速度と、島根 2 号炉ガスタービンの動的機能維持における評価用加速度の比較を第 2-2 表に示す。

第 2-1 表及び第 2-1 図の通り、US-APWR ガスタービンと島根 2 号炉のガスタービンは類似している。また、島根 2 号炉の評価用加速度を上回る加速度による加振試験により健全性が確認されている。このため、島根 2 号炉のガスタービンにおいても加振試験に対して同等の健全性を有すると考えられる。

第2-1表 ガスタービンの主な仕様の比較

		US-APWR ガスタービン	島根2号炉 ガスタービン
型式			
エンジン基数			
構造	圧縮機		
	タービン		
	燃焼器		
	減速機		
外形寸法		2877 mm(全長) 2180 mm(幅) 2275 mm(高さ)	同左
定格出力 [発電機出力]		5,625 kVA [4,500 kW]	6,000 kVA [4,800 kW]
電圧		6,900 V	同左
周波数		60 Hz	同左
回転数	ガスタービン		
	発電機	1,800 min ⁻¹	同左
始動方式		空気始動方式	電気始動方式

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

US-APWR ガスタービン	島根 2 号炉ガスタービン

第 2-1 図 ガスタービン機関の構造概要の比較

第 2-2 表 試験加速度と島根 2 号炉ガスタービン評価用加速度の比較

US-APWR ガスタービンの 試験により確認された 機能確認済加速度 [G]	島根 2 号炉ガスタービン 評価用加速度 ^{注1} [G]
水平：2.2 鉛直：3.1	水平：1.47 鉛直：0.69

注 1：評価用加速度は、暫定値であり今後設計進捗により変更の可能性がある。

【参考文献】

- [1] Mitsubishi Heavy Industries, LTD., "Initial Type Test Result of Class 1E Gas Turbine Generator System" (MUAP-10023-NP[R7]), December 2013
- [2] IEEE Recommended Practice for Seismic Qualification of Class 1E Equipment for Nuclear Power Generating Stations

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。