

島根原子力発電所第2号機 審査資料	
資料番号	NS2-補-027-04 改 14
提出年月日	2023年4月21日

動的機能維持の詳細評価について
(新たな検討又は詳細検討が必要な設備の
機能維持評価について)

2023年4月

中国電力株式会社

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。

目 次

1. はじめに	1
2. 動的機能維持評価において個別検討が必要な設備の検討方針	2
3. 「詳細検討」, 「新たな検討」又は加振試験が必要な設備の抽出	2
3.1 検討対象設備の整理	2
3.2 「詳細検討」, 「新たな検討」又は加振試験が必要な設備の抽出	3
3.3 抽出結果	5
4. 「詳細検討」又は「新たな検討」が必要な設備の検討内容詳細	9

別紙1 「新たな検討」が必要な設備の評価

別紙2 「詳細検討」が必要な設備の評価

別紙3 先行審査プラントとの申請設備の動的機能維持詳細評価方法比較表

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（以下「技術基準規則解釈等の改正」という。）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。

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（P19）

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（P28, 29）

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ごとに評価を行い、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。

なお、本資料が関連する工認図書は、添付書類「VI-2 耐震性に関する説明書」である。

2. 動的機能維持評価において個別検討が必要な設備の検討方針

動的機能維持評価は、原子力発電所耐震設計技術指針 JEAG 4601-1991 追補版（以下「JEAG 4601」という。）に従い実施するものとするが、JEAG 4601 で定める機能確認済加速度（JEAG 4601 に定められた既往研究で機能維持の確認がなされた入力又は応答レベル）と機能維持評価用加速度との比較による評価法には、適用できる機種、形式及び適用範囲（流量、出力）が定められている。

JEAG 4601 に基づく機能確認済加速度と機能維持評価用加速度との比較による評価方法が適用できない設備については、以下に示すいずれかの個別検討を実施して動的機能維持評価を行う。本資料では以下の評価方法の詳細も含めて、島根原子力発電所第2号機における動的機能維持評価方法をまとめるものである。

- ①「詳細検討」（基本評価項目の評価）
- 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及び評価）
- ③加振試験

ここで、基本評価項目とは、地震時に発生する可能性のある異常現象を抽出し、その要因分析を行い、機能維持の評価項目として選定したものである。基本評価項目のうち、既往研究等により十分な耐震性が確認されている項目については評価を省略し、代表評価項目のみを評価することで動的機能維持を確認する。

3. 「詳細検討」、「新たな検討」又は加振試験が必要な設備の抽出

3.1 検討対象設備の整理

耐震Sクラス設備並びに常設耐震重要重大事故防止設備、常設重大事故緩和設備及び常設重大事故防止設備（設計基準拡張）より、動的機器を整理し、動的機能が必要な設備を検討対象設備とする。

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。

3.2 「詳細検討」, 「新たな検討」又は加振試験が必要な設備の抽出

図1に設備の抽出及び検討のフローを示す。

3.1項に示す検討対象設備について, JEAG4601の機種, 形式及び適用範囲に該当する設備かを確認し, 該当する設備については, 機能維持評価用加速度がJEAG4601及び既往の研究*1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う。この評価方法で動的機能の健全性が確認できない設備については, 検討フローに従い以下3種類の評価方法のいずれかによって評価を実施する。

①「詳細検討」(基本評価項目の評価)

JEAG4601の適用範囲内の機器において, 機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過する場合, JEAG4601に記載されている基本評価項目(地震時の異常要因分析を踏まえ, 設備に要求される機能を保持するために健全性の確認が必要な項目)及び原子力発電耐震設計特別調査委員会*2(以下「耐特委」という。)で検討された内容を踏まえた項目の評価を行い動的機能の健全性を確認する。

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及び評価)

JEAG4601の適用範囲外の機器において, 解析による構造健全性の確認を実施する場合, 既往の研究等を参考に地震時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の評価を行い動的機能の健全性を確認する。

③加振試験

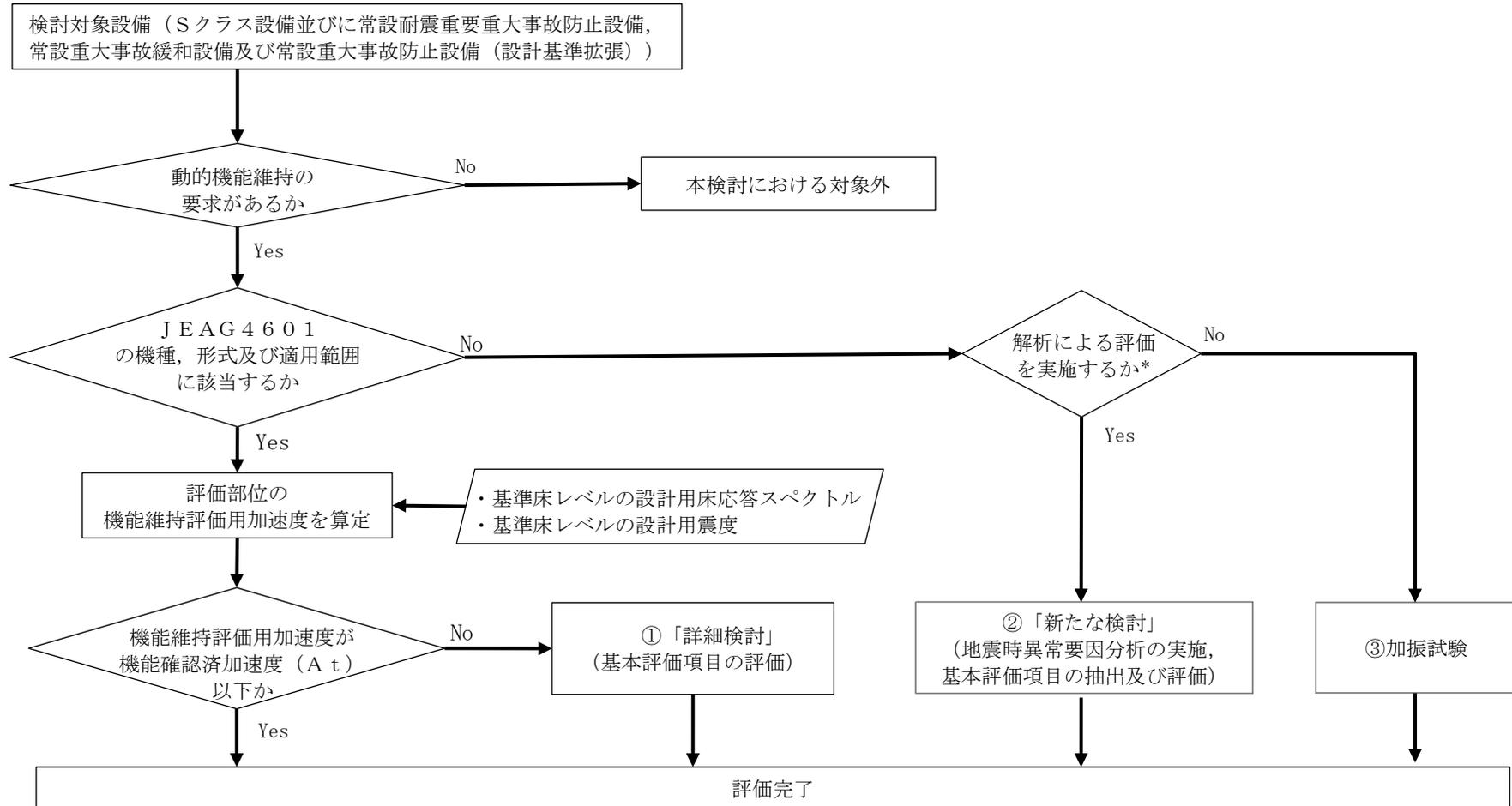
JEAG4601の適用範囲外の機器において, 解析による構造健全性の確認を実施しない場合, 加振試験を実施し動的機能の健全性を確認する。

なお, 弁についてはJEAG4601にて機能維持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おり, 基本評価項目の評価を行う①「詳細検討」とは異なるものの, 設備の抽出作業は①「詳細検討」に含めて整理を行う。

上記を整理するために検討対象設備について, JEAG4601に該当する機種名等を別表1に整理した。

注記*1: 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)」

*2: 耐特委報告書「動的機器の地震時機能維持評価に関する調査報告書(昭和62年2月)」



注記*：構造強度評価等の解析実施が困難な場合は No

図1 動的機能維持評価の検討フロー

3.3 抽出結果

別表1をもとに、図1にて①「詳細検討」、②「新たな検討」及び③加振試験を実施する設備を抽出した結果を表1に示す。

①「詳細検討」（基本評価項目の評価）

機能維持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。これらの設備は、J E A G 4 6 0 1に定められた機種、形式及び適用範囲であることを確認していることから、「詳細検討」（基本評価項目の評価）を実施する。

[横形ポンプ]

- ・燃料プール冷却ポンプ
- ・低圧原子炉代替注水ポンプ

[電動機]

- ・燃料プール冷却ポンプ用原動機
- ・ほう酸水注入ポンプ用原動機
- ・非常用ガス処理系排風機用原動機
- ・可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用原動機
- ・非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ用原動機
- ・低圧原子炉代替注水ポンプ用原動機

[ファン]

- ・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

[往復動式ポンプ]

- ・ほう酸水注入ポンプ

[特殊弁]

- ・主蒸気隔離弁
- ・主蒸気逃がし安全弁

[一般弁]

- ・弁（グローブ弁，ゲート弁，バタフライ弁，逆止弁）

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及び評価）

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

[ガスタービン発電機]

- ・ガスタービン機関及び発電機

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遠心式横形ポンプやギヤ式ポンプの耐特委での地震時

機能維持評価についての検討*¹や電力共通研究*²（以下「電共研」という。）での検討結果を参考とすることが可能であることから、解析による評価を実施する。

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、非常用ディーゼル発電機やポンプ駆動用タービンの耐特委での地震時異常要因分析の検討結果*¹を参考とすることが可能であることから、解析による評価を実施する。

注記* 1：耐特委報告書「動的機器の地震時機能維持評価に関する調査報告書（昭和 62 年 2 月）」

* 2：電力共通研究「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）」

③加振試験

加振試験を実施する設備として以下の設備を抽出した。

- ・ 高圧原子炉代替注水ポンプ

ポンプ形式はタービン駆動の横形多段遠心式だが、ポンプとタービンが一体となった構造であり（図 2 参照）、J E A G 4 6 0 1 に記載の横形ポンプの構造例とは大きく構造が異なる。また、J E A G 4 6 0 1 に構造例が示されている補助給水ポンプ用タービンはポンプとタービンが一体となった構造であるものの、補助給水ポンプ用タービンとも構造の相違点が多数ある。以上より、本設備は J E A G 4 6 0 1 の適用範囲外と判断し加振試験を実施した。詳細は下記資料参照。

NS2-補-027-10-10 高圧原子炉代替注水ポンプの耐震性についての計算書に関する補足説明資料

表1 「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	J E A G 4 6 0 1 の機種, 形式, 適用範囲に該当するか ○:該当 ×:否(「新たな検討」又は加振試験による確認が必要)	機能確認済加速度(A _t)以下か ○:Yes ×:No(「詳細検討」が必要) -:対象外
立形ポンプ	残留熱除去ポンプ	○	○
	高圧炉心スプレイポンプ	○	○
	低圧炉心スプレイポンプ	○	○
	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	○	○
横形ポンプ	高圧原子炉代替注水ポンプ	× (加振試験による確認)	-
	原子炉隔離時冷却ポンプ	○	○
	原子炉補機冷却水ポンプ	○	○
	高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ	○	○
	残留熱代替除去ポンプ	○	○
	低圧原子炉代替注水ポンプ	○	×
	燃料プール冷却ポンプ	○	×
	非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ	× (別紙1参照)	-
	非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ	× (別紙1参照)	-
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプ	× (別紙1参照)	-
	ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ	× (別紙1参照)	-
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	残留熱除去ポンプ用原動機	○	○
	高圧炉心スプレイポンプ用原動機	○	○
	低圧炉心スプレイポンプ用原動機	○	○
	原子炉補機海水ポンプ用原動機	○	○
	高圧炉心スプレイ補機海水ポンプ用原動機	○	○
	原子炉補機冷却水ポンプ用原動機	○	○
	高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ用原動機	○	○
	残留熱代替除去ポンプ用原動機	○	○
	低圧原子炉代替注水ポンプ用原動機	○	×
	燃料プール冷却ポンプ用原動機	○	×
	ほう酸水注入ポンプ用原動機	○	×
	中央制御室送風機用原動機	○	○

表1 「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	J E A G 4 6 0 1 の機種, 形式, 適用範囲に該当するか ○:該当 ×:否(「新たな検討」又は加振試験による確認が必要)	機能確認済加速度(A _t)以下か ○:Yes ×:No(「詳細検討」が必要) -:対象外
電動機	中央制御室非常用再循環送風機用原動機	○	○
	非常用ガス処理系排風機用原動機	○	×
	可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用原動機	○	×
	非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ用原動機	○	○
	非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ用原動機	○	×
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプ用原動機	○	○
	ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ用原動機	○	○
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機	非常用ディーゼル発電設備ディーゼル機関	○	○
	非常用ディーゼル発電設備ディーゼル発電機	○	○
	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	○	○
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル発電機	○	○
ガスタービン発電機	ガスタービン機関	× (NS2-補-027-10-79 参照)	-
	ガスタービン発電機	○	○
往復動式ポンプ	ほう酸水注入ポンプ	○	×
制御棒	制御棒(地震時挿入性)	○	○*1
特殊弁	主蒸気隔離弁	○	×*2
	主蒸気逃がし安全弁	○	×*2
	制御棒駆動水圧系スクラム弁	○	○
一般弁	弁(グローブ弁, ゲート弁, バタフライ弁, 逆止弁)	○	×*2

注記*1: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以下となることを確認(詳細については, NS2-補-027-10-11 参照)

*2:機能維持評価用加速度が 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)を超過する一部の弁について「詳細検討」を実施する。



図 2 高圧原子炉代替注水ポンプ構造図

4. 「詳細検討」又は「新たな検討」が必要な設備の検討内容詳細

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
の範囲から外れ新たに評価項目の検討が必要として 3 項で抽出した設備の検討内容詳細
については別紙 1 に示す。また、「詳細検討」が必要として 3 項で抽出した設備の検討内容詳細
については別紙 2 に示す。

別表1 検討対象設備における動的機能維持評価の整理結果 (1/5)

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	JEAG4601適用性確認			機能確認済加速度(At)との比較			機能維持評価用加速度がAt以下か ○:以下 ×:超過 -:対象外	備考
			機種	形式	設備容量 ()内は当該設備の容量	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済加速度 (At)		
核燃料物質の取扱施設及び貯蔵施設										
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	~2400m³/h (198m³/h)	水平	2.63	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、「詳細検討」を実施する。
						鉛直	2.08	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (110kW)	水平	2.63	4.7	×	
						鉛直	2.08	1.0		
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	-	-	-	-	-	-	-	-	-
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	ビットパレル形	~1800m³/h (1218m³/h)	水平	1.17	10.0	○	
						鉛直	0.87	1.0		
			電動機	立形すべり軸受	~2700kW (560kW)	水平	1.17	2.5	○	
						鉛直	0.87	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	ビットパレル形	~1800m³/h (1074m³/h)	水平	1.17	10.0	○	
						鉛直	0.87	1.0		
			電動機	立形すべり軸受	~2700kW (2380kW)	水平	1.17	2.5	○	
						鉛直	0.87	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	ビットパレル形	~1800m³/h (1074m³/h)	水平	1.17	10.0	○	
						鉛直	0.87	1.0		
			電動機	立形すべり軸受	~2700kW (910kW)	水平	1.17	2.5	○	
						鉛直	0.87	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	1.17	3.2	-	JEAG4601の適用範囲外の構造であるため、今回工認の評価のために新たに加振試験を実施した。
						鉛直	0.87	4.2		
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	~700m³/h (230 m³/h)	水平	4.60	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	×	
						鉛直	3.50	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (210 kW)	水平	4.60	4.7	×	
						鉛直	3.50	1.0		

別表1 検討対象設備における動的機能維持評価の整理結果 (2/5)

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	J E A G 4 6 0 1 適用性確認			機能確認済加速度 (At) との比較			機能維持評価用加速度が At 以下か ○ : 以下 × : 超過 - : 対象外	備考
			機種	形式	設備容量 ()内は当該設備の容量	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済加速度 (At)		
原子炉冷却材補給設備										
原子炉隔離時冷却系										
原子炉隔離時冷却ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	横形ポンプ	多段遠心式	~700m³/h (99 m³/h)	水平	1.17	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	○	
						鉛直	0.87	1.0		
			ポンプ駆動 用タービン	R C I C 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。	水平	1.17	2.4	○	
						鉛直	0.87	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	J E A G 4 6 0 1 による確認	横形ポンプ	単段遠心式	~2400m³/h (1680 m³/h)	水平	0.92	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	○	
						鉛直	0.97	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (360 kW)	水平	0.92	4.7	○	
						鉛直	0.97	1.0		
原子炉補機海水ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	立形ポンプ	立形斜流式	~7600m³/h (2040 m³/h)	水平	1.40	10.0	○	
						鉛直	0.93	1.0		
			電動機	立形ころがり軸受	~1300kW (410 kW)	水平	1.40	2.5	○	
						鉛直	0.93	1.0		
高圧炉心スプレイ補機冷却系及び高圧炉心スプレイ補機海水系										
高圧炉心スプレイ補機冷却水 ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	横形ポンプ	単段遠心式	~2400m³/h (240 m³/h)	水平	1.17	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	○	
						鉛直	0.87	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (37 kW)	水平	1.17	4.7	○	
						鉛直	0.87	1.0		
高圧炉心スプレイ補機海水ポ ンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	立形ポンプ	立形斜流式	~7600m³/h (336 m³/h)	水平	1.32	10.0	○	
						鉛直	0.93	1.0		
			電動機	立形ころがり軸受	~1300kW (75 kW)	水平	1.32	2.5	○	
						鉛直	0.93	1.0		
計測制御系統施設										
制御材										
制御棒 (地震時挿入性)	有		地震応答解析結果の相対変位量と制御棒の挿入性試験結果の比較による確認							

別表1 検討対象設備における動的機能維持評価の整理結果 (3/5)

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	J E A G 4 6 0 1 適用性確認			機能確認済加速度 (At) との比較			機能維持評価用加速度が At 以下か ○: 以下 ×: 超過 -: 対象外	備考
			機種	形式	設備容量 ()内は当該設備の容量	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済加速度 (At)		
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	J E A G 4 6 0 1 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 m³/h)	水平	3.2	1.6	×	機能維持評価用加速度が At 超 過のため, 「詳細検討」を実 施する。
						鉛直	2.0	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (45 kW)	水平	3.2	4.7	×	機能維持評価用加速度が At 超 過のため, 「詳細検討」を実 施する。
						鉛直	2.0	1.0		
放射性廃棄物の廃棄施設										
換気設備										
中央制御室空調換気系										
中央制御室送風機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	ファン	遠心直結型	~2900m³/min (2000m³/min)	水平	1.10	2.3	○	
						鉛直	0.92	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (180 kW)	水平	1.10	4.7	○	
						鉛直	0.92	1.0		
中央制御室非常用再循環送風機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	ファン	遠心直結型	~2900m³/min (534 m³/min)	水平	1.21	2.3	○	
						鉛直	0.96	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (30 kW)	水平	1.21	4.7	○	
						鉛直	0.96	1.0		
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イ設備										
残留熱代替除去系										
残留熱代替除去ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	横形ポンプ	単段遠心式	~2400m³/h (150 m³/h)	水平	1.17	3.2 (軸直角方向) 1.4 (軸方向)	○	
						鉛直	0.87	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (75 kW)	水平	1.17	4.7	○	
						鉛直	0.87	1.0		
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	J E A G 4 6 0 1 による確認	ファン	遠心直結型	~2900m³/min (74m³/min)	水平	2.26	2.3	×	機能維持評価用加速度が At 超 過のため, 「詳細検討」を実 施する。
						鉛直	2.51	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (22 kW)	水平	2.26	4.7	×	機能維持評価用加速度が At 超 過のため, 「詳細検討」を実 施する。
						鉛直	2.51	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 装置ブロウ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	ファン	遠心直動型	~2500m³/min (4.25 m³/min)	水平	2.26	2.6	×	機能維持評価用加速度が At 超 過のため, 「詳細検討」を実 施する。
						鉛直	2.69	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (15 kW)	水平	2.26	4.7	×	機能維持評価用加速度が At 超 過のため, 「詳細検討」を実 施する。
						鉛直	2.69	1.0		

別表1 検討対象設備における動的機能維持評価の整理結果 (4/5)

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	J E A G 4 6 0 1 適用性確認			機能確認済加速度(A _t)との比較			機能維持評価用加速度がA _t 以下か ○:以下 ×:超過 -:対象外	備考
			機種	形式	設備容量 ()内は当該設備の容量	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済加速度 (A _t)		
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										
非常用ディーゼル機関	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	非常用ディーゼル機関 (中速形)	機関本体	~1550kW (6150kW)	水平	0.81	1.1	○	
				調速装置	UG形	鉛直	0.58	1.0		
非常用ディーゼル発電機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	電動機	横形すべり軸受	~1400kW (-)	水平	0.81	2.6	○	発電機の基本構造は電動機と同一であることから、電動機における機能確認済加速度を適用する。
						鉛直	0.58	1.0		
非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ	有	「新たな検討」による確認	横形ポンプ	スクリー式	- (4 m ³ /h)	水平	-	-	-	設備の形式がJ E A G 4 6 0 1の適用外であるため、「新たな検討」を実施する。
		J E A G 4 6 0 1による確認	電動機	横形ころがり軸受	~950kW (2.2 kW)	水平	1.22	4.7		
非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ	有	「新たな検討」による確認	横形ポンプ	スクリー式	- (4 m ³ /h)	水平	-	-	-	設備の形式がJ E A G 4 6 0 1の適用外であるため、「新たな検討」を実施する。
		J E A G 4 6 0 1による確認	電動機	横形ころがり軸受	~950kW (2.2 kW)	水平	2.81	4.7		
高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	非常用ディーゼル機関 (中速形)	機関本体	~1550kW (3480kW)	水平	0.81	1.1	○	
				調速装置	UG形	鉛直	0.58	1.0		
高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	電動機	横形すべり軸受	~1400kW (-)	水平	0.81	2.6	○	発電機の基本構造は電動機と同一であることから、電動機における機能確認済加速度を適用する。
						鉛直	0.58	1.0		
高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 ディーゼル燃料移送ポンプ	有	「新たな検討」による確認	横形ポンプ	スクリー式	- (4 m ³ /h)	水平	-	-	-	設備の形式がJ E A G 4 6 0 1の適用外であるため、「新たな検討」を実施する。
		J E A G 4 6 0 1による確認	電動機	横形ころがり軸受	~950kW (2.2 kW)	水平	1.22	4.7		
						水平	0.81	1.1	○	
						鉛直	0.58	1.0		

別表1 検討対象設備における動的機能維持評価の整理結果 (5/5)

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	J E A G 4 6 0 1 適用性確認			機能確認済加速度 (At) との比較			機能維持評価用加速度が At 以下か ○: 以下 ×: 超過 -: 対象外	備考
			機種	形式	設備容量 ()内は当該設備の容量	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済加速度 (At)		
ガスタービン発電機										
ガスタービン機関	有	「新たな検討」による確認*2	ガスタービン機関	機関本体	— (4800kW)	水平	—	—	—	設備の形式が J E A G 4 6 0 1 の適用外であるため、「新たな検討」を実施する。
				燃料制御ユニット (調速装置)	—	水平	—	—		
ガスタービン発電機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	電動機	横形ころがり軸受	～950kW (—)	水平	1.43	4.7	○	
						鉛直	0.69	1.0		
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 m³/h)	水平	—	—	—	設備の形式が J E A G 4 6 0 1 の適用外であるため、「新たな検討」を実施する。
			電動機	横形ころがり軸受	～950kW (3.7 kW)	水平	1.76	4.7		
鉛直	0.75	1.0				○				
弁										
特殊弁										
主蒸気隔離弁*3	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	主蒸気隔離弁	～850A	水平	5.62	10.0	○	
						鉛直	4.90	6.2		
安全弁*3	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	主蒸気逃がし安全弁	～200A	水平	16.74	9.6	×	
						鉛直	5.21	6.1		
制御棒駆動水圧系 スクラム弁*3	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	CRD スクラム弁	～50A	水平	1.02	6.0	○	
						鉛直	1.28	6.0		
一般弁										
グローブ弁*3	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	グローブ弁	～500A	水平	3.07	6.0	○	
						鉛直	3.68	6.0		
ゲート弁*3	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	ゲート弁	～650A	水平	6.43	6.0	×	
						鉛直	3.98	6.0		
バタフライ弁*3	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	バタフライ弁	～1800A	水平	2.30	6.0	○	
						鉛直	1.00	6.0		
逆止弁*3	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	逆止弁	～850A	水平	8.58	6.0	×	
						鉛直	3.88	6.0		

注記*1: 機能維持評価用加速度は各設備の耐震性についての計算書より引用している。

*2: NS2-補-027-10-79「ガスタービン発電機の動的機能維持の詳細評価について」参照

*3: 同形式の弁のうち、水平方向の機能維持評価用加速度が最大となった弁の評価結果を記載している。

「新たな検討」が必要な設備の評価

目 次

1. はじめに
 2. 評価項目の抽出方針
 3. スクリュー式ポンプに対する検討
 - 3.1 検討対象設備の概要
 - 3.2 動的機能維持評価の評価項目の抽出
 - 3.3 スクリュー式ポンプの地震時異常要因分析による基本評価項目の抽出
 - 3.4 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
 - 3.5 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
 - 3.6 スクリュー式ポンプの基本評価項目の検討
 - 3.7 まとめ
- 別紙1-1 スクリュー式ポンプの逃がし弁を動的機能維持評価対象外とできる考え方について

1. はじめに

非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ、非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプ及びガスタービン発電機用燃料移送ポンプ（以下、4 設備をまとめて「燃料移送ポンプ」という。）の動的機能維持評価については、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範囲から外れることから、新たに評価項目の検討が必要となる。本資料では、スクリー式ポンプの動的機能維持の評価内容詳細を示す。

なお、「新たな検討」により動的機能維持を確認する機器のうちガスタービン機関については、NS2-補-027-10-79「ガスタービン発電機の動的機能維持の詳細評価について」において評価を実施する。

2. 評価項目の抽出方針

スクリー式ポンプである燃料移送ポンプは、J E A G 4 6 0 1 に定められた適用範囲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、「新たな検討」（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範囲から外れた設備における動的機能維持の検討方針としては、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原子力発電耐震設計特別調査委員会（以下「耐特委」という。）での地震時機能維持評価についての検討*¹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*²（以下「電共研」という。）にて取り纏められた類似機器の検討をもとに実施する。

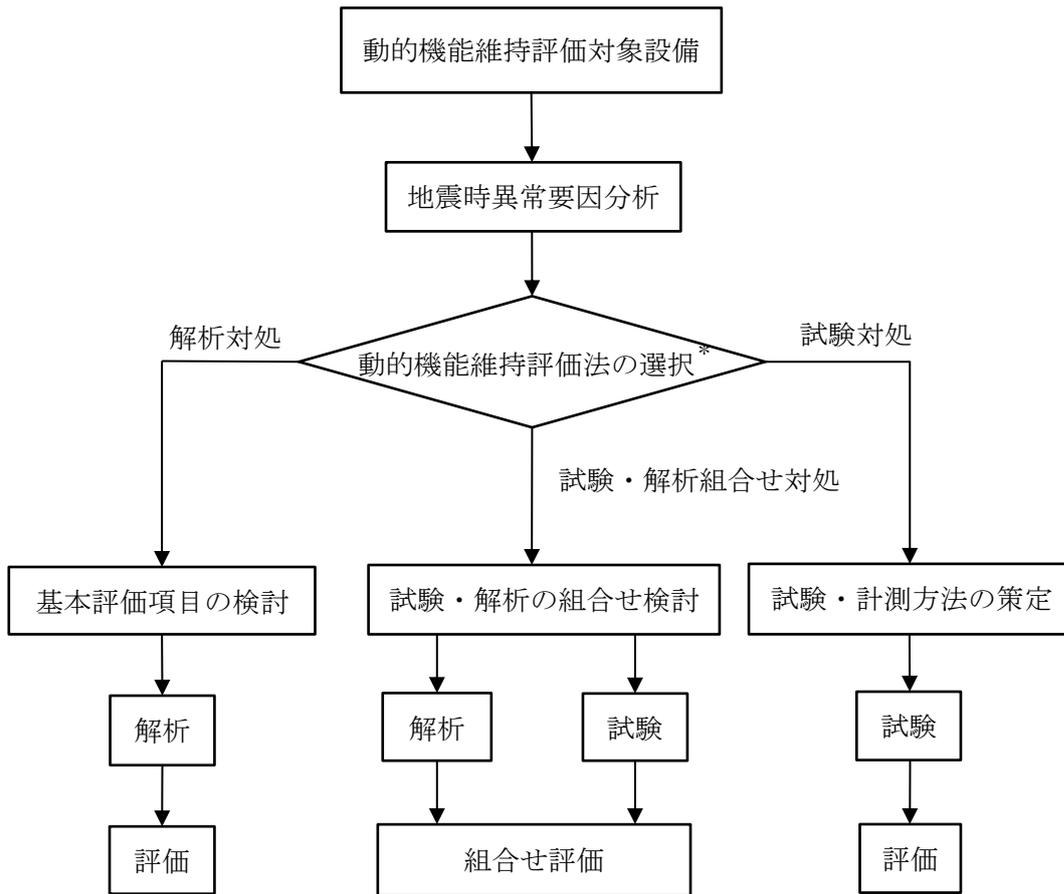
具体的には、耐特委では動的機能の評価においては、対象機種ごとに現実的な地震応答レベルでの異常のみならず、破壊に至るような過剰な状態を念頭に地震時に考え得る異常状態を抽出し、その分析により動的機能上の評価点を検討し、動的機能維持を評価する際に確認すべき事項として、基本評価項目を選定している。また、電共研の検討では、耐特委及び原子力発電技術機構（以下「N U P E C」という。）での検討を踏まえて、動的機能維持の基本評価項目を選定している。

今回 J E A G 4 6 0 1 に定められた適用機種範囲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別紙 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。

注記* 1：耐特委報告書「動的機器の地震時機能維持評価に関する調査報告書（昭和 62 年 2 月）」

* 2：電力共通研究「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）」



注記*：対象物の複雑さ等で選択

別紙 1-1 図 動的機能維持評価フロー

3. スクリュー式ポンプに対する検討

3.1 検討対象設備の概要

スクリー式ポンプである燃料移送ポンプ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である。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である。また、スクリー式ポンプの固定方法について、基礎ボルトで固定した共通の架台の上に、駆動機器である横形ころがり軸受の電動機とスクリー式ポンプが取付ボルトにより設置され、地震荷重は主ねじ（主軸）、軸受（電動機側、負荷側）を通してケーシングに伝達される。別紙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。また、別紙1-2表及び別紙1-2図に抽出されたスクリー式ポンプの主要仕様及び構造概要を示す。

今回工認において、「新たな検討」が必要な設備として地震時異常要因分析を検討するにあたり、ギヤ式ポンプ及び遠心式ポンプを参考とする。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。

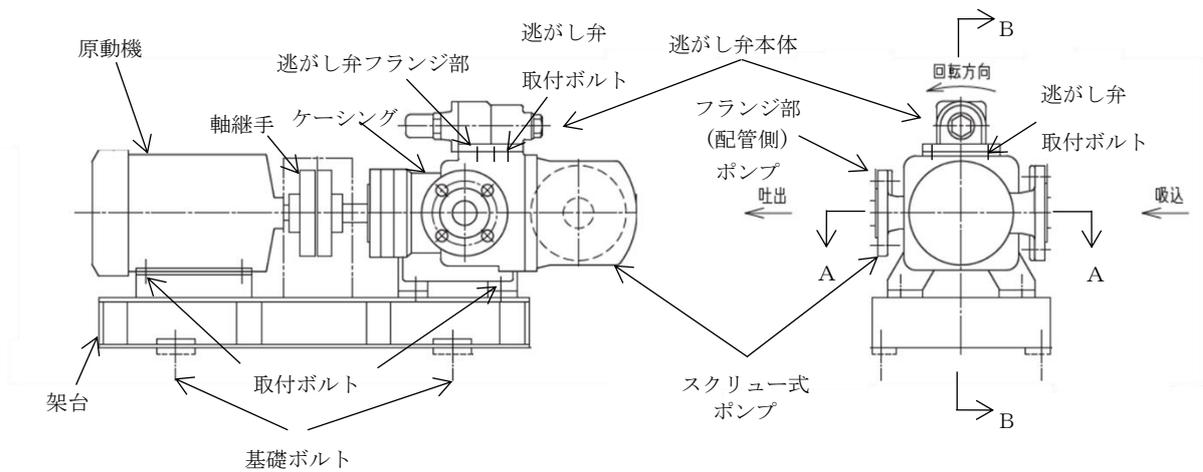
一方、遠心式ポンプはインペラの高速回転により液を吸込み、吐出するポンプであり、スクリー式と内部流体の吐出構造が異なるが、ケーシング内にて軸系が回転し内部流体を吐出する機構を有している。また、ギヤ式ポンプ及び遠心式ポンプは基礎ボルトで固定した共通の架台の上に取り付ボルトで設置し主軸及び軸受を介して荷重伝達する構造であることから、ポンプの基本構造は同じといえる。さらに、電動機からの動力は軸継手を介してポンプ側に伝達する方式であることから、作動原理についても同じといえる。以上のことから、スクリー式ポンプについては、ギヤ式ポンプ及び遠心式ポンプを参考として、地震時異常要因分析を実施する。別紙1-3図に電共研で検討されたギヤ式ポンプ及び耐特委で検討された遠心式ポンプの構造概要図を示す。

別紙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 A-ディーゼル燃料移送ポンプ ・非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ ・高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 ディーゼル燃料移送ポンプ ・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
		横形ポンプ／ ギヤ式

別紙1-2表 スクリュー式ポンプの主要仕様

		非常用ディーゼル 発電設備 A-ディーゼル燃料移送 ポンプ	非常用ディーゼル 発電設備 B-ディーゼル燃料移送 ポンプ	高圧炉心スプレイ系 ディーゼル発電設備 ディーゼル燃料移送 ポンプ	ガスタービン 発電機用 燃料移送ポンプ
容量	m ³ /h/個	4.0	4.0	4.0	4.0
吐出圧力	MPa	0.5	0.5	0.5	0.5
揚程	m	61	61	61	61
最高使用 圧力	MPa	0.98	0.98	0.98	0.98
最高使用 温度	℃	40	40	40	66
原動機 出力	kW/個	2.2	2.2	2.2	3.7

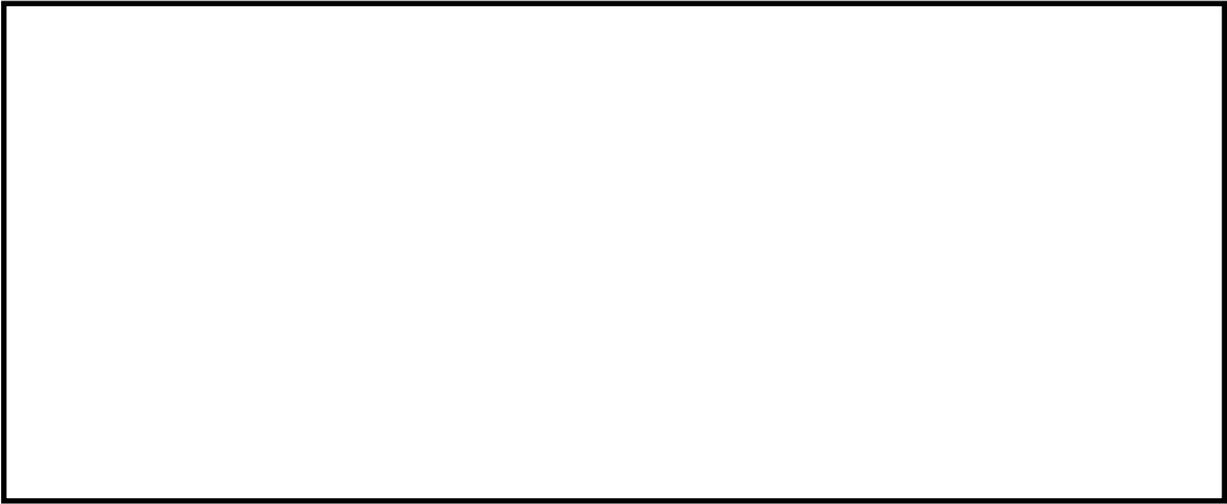
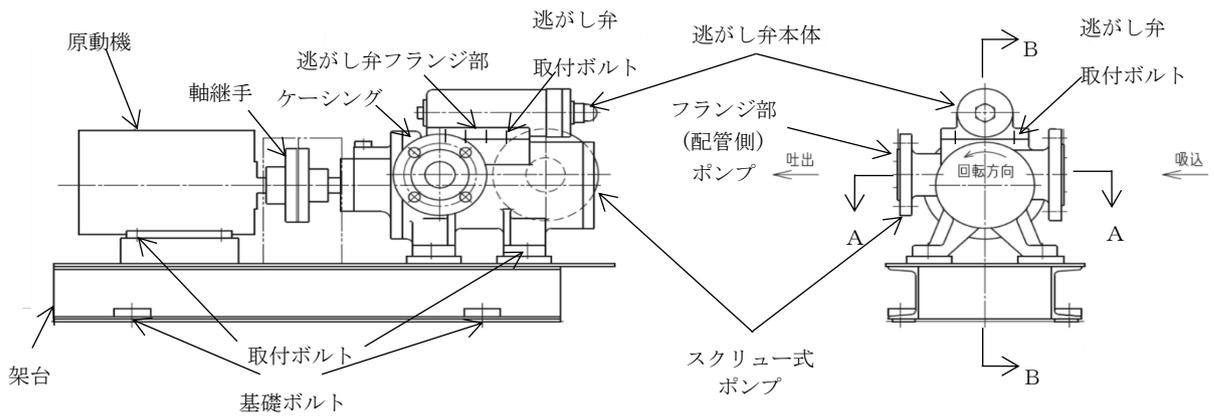


■ : 接液部

注：スリーブ内に納められた主ねじ（主軸）と従ねじはかみ合って回転しており、ねじの1リードごとに作られる密閉される空間に入った流体は、ねじ面に沿って吐出側へ移動する。

(a) 非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル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ディーゼル燃料移送ポンプ

別紙 1-2 図 燃料移送ポンプ構造概要図 (1/2)

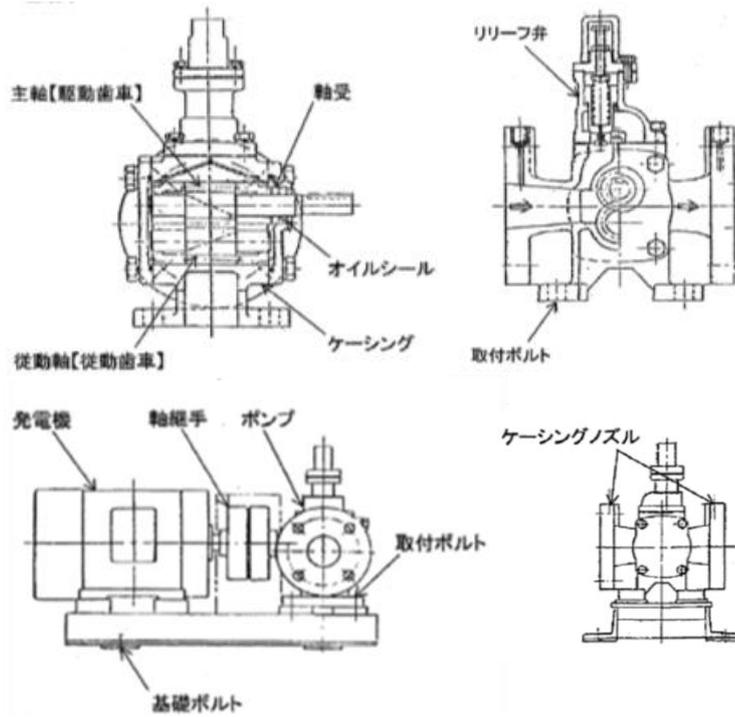


■ : 接液部

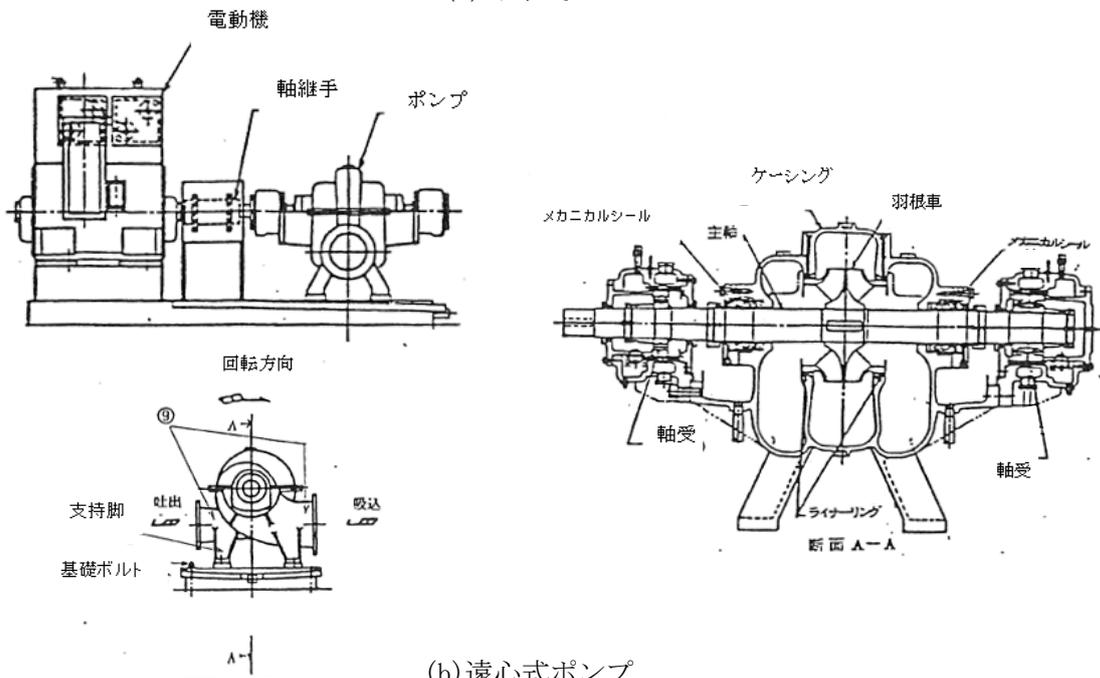
注：スリーブ内に納められた主ねじ（主軸）と従ねじはかみ合って回転しており、ねじの1リードごとに作られる密閉される空間に入った流体は、ねじ面に沿って吐出側へ移動する。

(b) 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ及び
ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ

別紙 1-2 図 燃料移送ポンプ構造概要図 (2/2)



(a) ギヤ式ポンプ



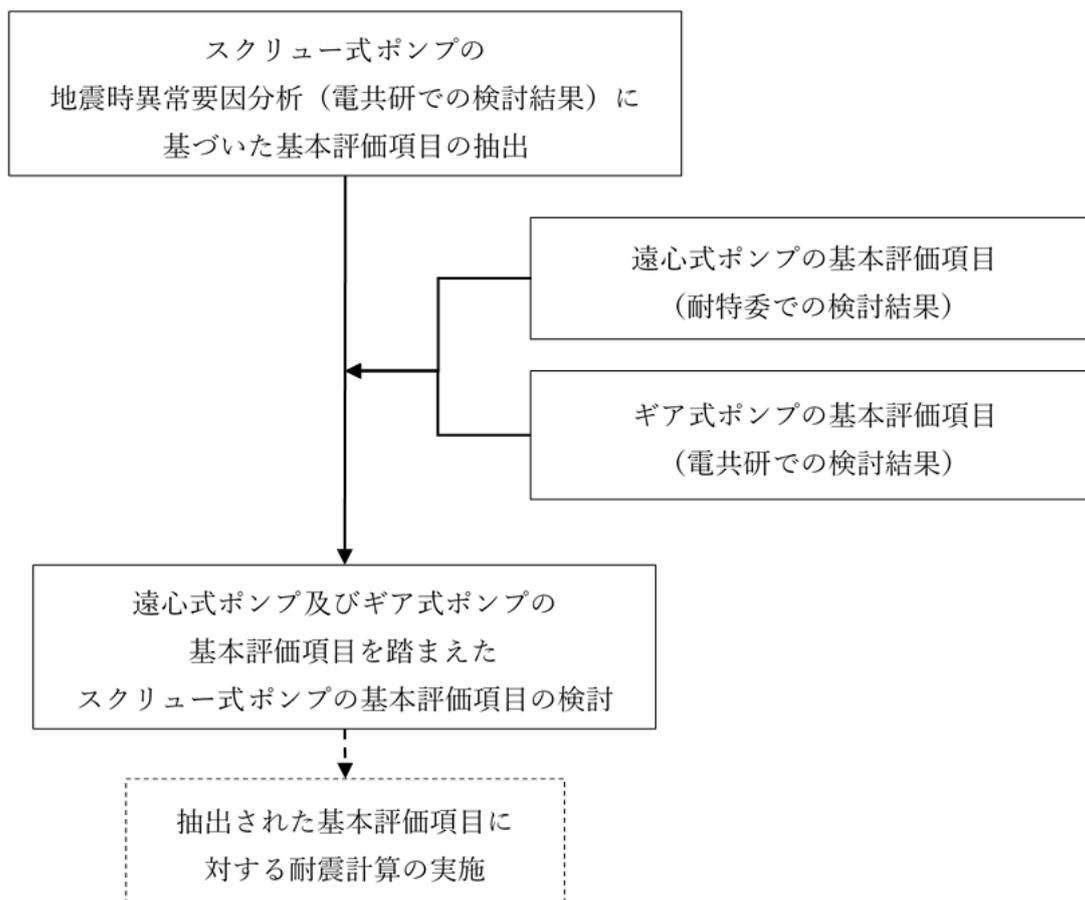
(b) 遠心式ポンプ

別紙 1-3 図 ギヤ式ポンプ及び遠心式ポンプの構造概要図

3.2 動的機能維持評価の評価項目の抽出

「新たな検討」が必要な設備であるスクリ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、当該検討においては、基本的な構造及びその動作原理が類似である横形ポンプの地震時異常要因分析を参考にするため、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も踏まえて検討を行う。

スクリ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別紙1-4図に示す。

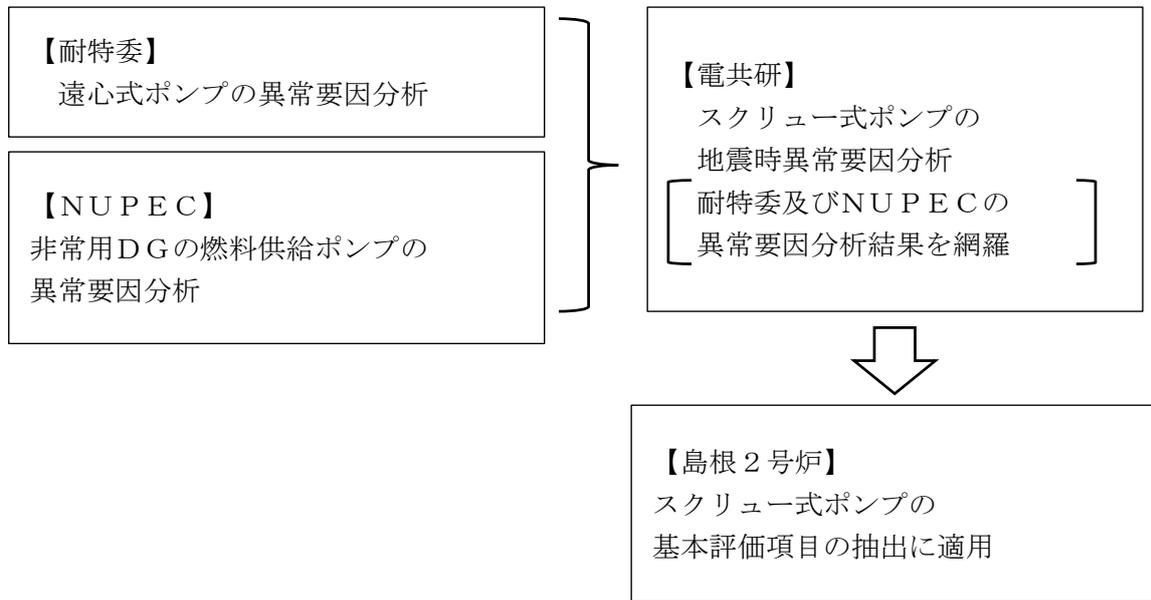


別紙1-4図 動的機能維持評価のための基本評価項目の抽出フロー

3.3 スクリュー式ポンプの地震時異常要因分析による基本評価項目の抽出

スクリー式ポンプの地震時異常要因分析図及び基本評価項目は、電共研での検討内容を用いる。電共研では別紙1-5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DG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。

電共研で検討されたスクリー式ポンプの地震時異常要因分析図を別紙 1-6 図に示す。同様に、電共研で抽出されたスクリー式ポンプの基本評価項目及び各基本評価項目について動作機能の喪失に至る異常要因を検討した結果を別紙 1-3 表に示す。



別紙 1-5 図 地震時異常要因分析の適用 (スクリー式ポンプ)

対象	要求機能	要因	現象	喪失機能	
スクリー式ポンプ	地震後の起動・運転と輸送性能確保 ④回転機能 ⑤移送機能 ⑥流体保持機能	ポンプ本体応答過大			
		全体系(ケーシング)応答過大	ケーシング転倒モーメント応力過大	基礎ボルト応力過大 → 基礎ボルト損傷 ① 支持脚応力過大 → 支持脚損傷 ②	① A B C ② A B C
			ケーシング応力過大		
		軸系(主ねじ)応答過大	ケーシング変形過大	⑥ 逃し弁フランジ部変形 → 油の外部漏えい	C
			軸応力過大	軸(主ねじ)損傷 ④	A
		電動機応答過大	軸変形過大	メカニカルシール損傷 ⑦	B C
			軸変形過大	軸受損傷 ⑧	A
			軸変形過大	③ ④ ⑤ スリーブと主ねじ、従ねじの接触 → 摺動部の損傷	A B
			電動機変形過大	軸継手部相対変位過大 → 軸継手損傷 ⑩	A
		配管応答過大	電動機機能喪失 ⑨	電動機機能喪失 ⑨	A B
			配管反力過大	ケーシングノズル部損傷 ⑪	B C

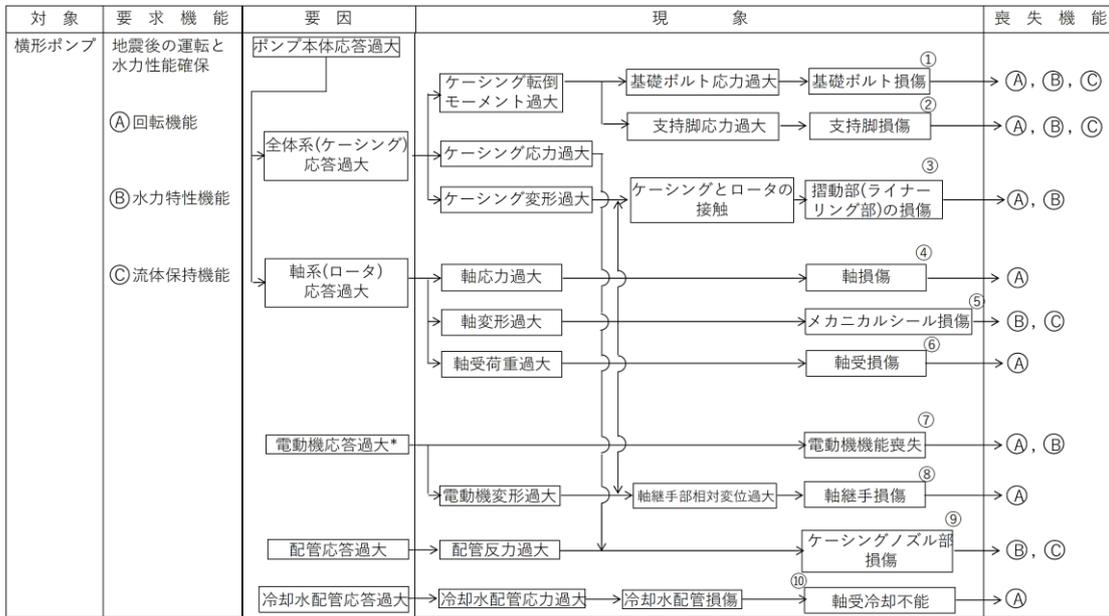
別紙 1-6 図 スクリー式ポンプの地震時異常要因分析図

別紙 1-3 表 スクリュー式ポンプの地震時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	異常要因の検討結果
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、軸変形が過大となることによ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、回転機能が喪失する。
⑥	逃がし弁フランジ部 (漏えい防止)	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。

3.4 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地震時異常要因分析図を別紙1-7図に、地震時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別紙1-4表に示す。



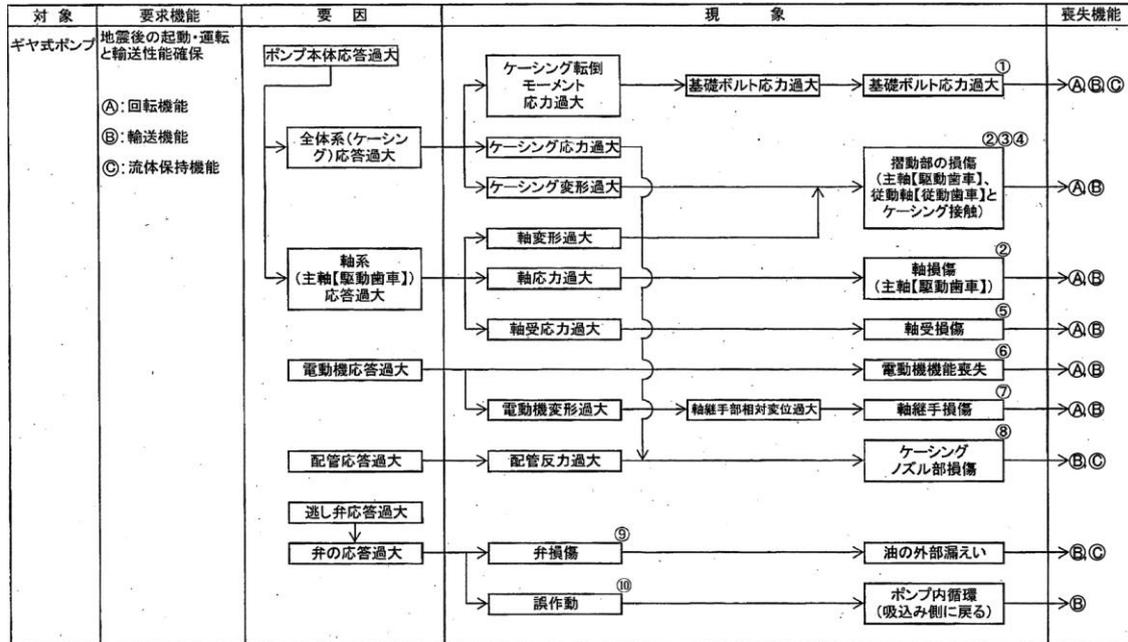
別紙1-7図 遠心式ポンプの地震時異常要因分析図

別紙 1-4 表 遠心式ポンプの地震時異常要因分析図から抽出された基本評価項目

No.	基本評価項目	異常要因の検討結果
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、回転機能及び水力特性機能が喪失する。
④	軸系	軸応力が過大となり、軸が損傷することで回転機能が喪失する。
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水力特性機能及び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、回転機能及び水力特性機能が喪失する。
⑧	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水力特性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。

3.5 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地震時異常要因分析図を別紙1-8図に、地震時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別紙1-5表に示す。



別紙1-8図 ギヤ式ポンプの地震時異常要因分析図

別紙 1-5 表 ギヤ式ポンプ地震時異常要因分析図から抽出された基本評価項目

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	逃がし弁フランジ部 (漏えい防止)	弁の応答が過大となり、弁が損傷することで外部漏えいが発生し、輸送機能及び流体保持機能が喪失する。
⑩	逃がし弁本体 (輸送機能)	弁の応答が過大となり、弁が誤作動することでポンプ内循環が発生し、輸送機能が喪失する。(電共研では、地震慣性力による弁への影響は軽微であり、誤作動はほとんど起こらないとして、検討対象外としている。)

3.6 スクリュー式ポンプの基本評価項目の検討

(1) 既往知見で検討された遠心式ポンプ、ギヤ式ポンプ及びスクリュー式ポンプの基本評価項目の整理

スクリュー式ポンプの要因分析結果について、参考とする遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプの要因分析結果と同様に整理した結果、スクリュー式ポンプの基本評価項目は別紙 1-6 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とほぼ同様となった。

別紙 1-6 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
		スクリュー式 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	○	○	○	
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	逃がし弁本体 (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			○	大型の遠心式ポンプ には軸冷却水配管が 存在する

注記*：電共研で実施したギヤ式ポンプに対する検討では地震時異常要因分析で抽出したものの、地震慣性力による弁への影響は軽微であり、誤作動はほとんど起こらないとして検討対象外としている。

(2) 島根原子力発電所第2号機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

島根原子力発電所第2号機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あたっては、別紙1-6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（取付ボルトを含む）

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構造が非常に剛であり、地震応答増幅が小さく、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, VI : 逃がし弁フランジ部 (漏えい防止), 逃がし弁本体 (移送機能)

逃がし弁フランジ部は取付ボルトによりポンプと結合されており, 剛構造であることから地震時においてもフランジ部に変形は生じないため漏えいは生じない。また, 逃がし弁本体については過度な地震慣性力によって弁が開くような誤作動及び弁が開かない誤作動が起こった場合でも, 地震慣性力は交番荷重であるため, ばね力によってすぐに元の閉状態に戻ることから移送機能に影響を与えない。

以上の考え方から, この2項目については動的機能維持評価において評価対象外とする。なお, 評価対象外とする考え方の詳細は別紙1-2に示す。

No. VII : メカニカルシール

ポンプにおいてメカニカルシールの役割は流体の保持であり, その役割はスクリー式ポンプも遠心式ポンプも同じである。当該メカニカルシールが損傷することにより, ポンプの流体保持機能喪失につながるため, 動的機能維持の評価項目として選定する。

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も参考とする遠心式及びギヤ式ポンプも同じである。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形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。

3.7 まとめ

島根原子力発電所第2号機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、島根原子力発電所第2号機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についての検討した結果、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、島根原子力発電所第2号機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については、別紙1-7表のとおり整理し、抽出された基本評価項目に対して、評価を実施する。また、抽出された基本評価項目における評価基準値の設定を別紙1-8表に、具体的な評価結果について別紙1-9, 10, 11表に示す。

なお、燃料移送ポンプの評価の詳細は、個別の耐震計算書「VI-2-10-1-2-1-5 非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-10-1-2-1-6 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-10-1-2-2-5 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」及び「VI-2-10-1-2-3-3 ガスタービン発電機用燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」にて示す。

別紙 1-7 表 島根原子力発電所第 2 号機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，－：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)	－	地震により損傷しないため対象外 (別紙 1-1 参照)
VI	逃がし弁本体 (移送機能)	－	地震により誤作動してもすぐに復 旧可能なため対象外(別紙 1-1 参 照)
VII	メカニカルシール	○	損傷によりポンプ機能喪失
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対象外
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

別紙 1-8 表 評価基準値の設定

評価項目	評価基準値の設定
I 基礎ボルト (取付ボルト含む)	支持機能の確保の観点から、回転機能又は機器全体の振動特性に影響を与えるような有意な変形を伴わない（局所的に塑性化しても、全体としては弾性挙動となるような）許容応力状態ⅣASの許容応力を評価基準値とした。
Ⅲ 摺動部	主ねじとスリーブの接触による回転機能、移送機能が阻害されるという観点から、主ねじとスリーブの隙間を評価基準値とした。
Ⅳ 軸系	回転機能の確保の観点から、軸（主ねじ）の変形を弾性範囲内にとどめるよう許容応力状態ⅢASの許容応力を評価基準値とした。
Ⅶ メカニカルシール	流体保持機能の確保の観点から、シール回転環の変位可能寸法（軸直角方向）を評価基準値とした。
Ⅷ 軸受	回転機能の確保の観点から、メーカーが規定している許容面圧及び荷重を評価基準値とした。
Ⅸ 電動機	回転機能、移送機能の確保の観点から、J E A G 4 6 0 1 に記載の電動機（横形ころがり軸受）の機能確認済加速度である水平 4.7 [G]、鉛直 1.0 [G] を評価基準値とした。

別紙1-9表 非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (1/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
I-1 基礎ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ F _{b1} : 基礎ボルトに作用する引張力 (1本あたり) (N) A _{b1} : 基礎ボルトの断面積 (mm ²)	26 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}}$ Q _{b1} : 基礎ボルトに作用するせん断力 (N) n ₁ : 基礎ボルトの本数 A _{b1} : 基礎ボルトの断面積 (mm ²)	13 (MPa)		○
I-2 ポンプ取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ F _{b2} : ポンプ取付ボルトに作用する引張力 (1本あたり) (N) A _{b2} : ポンプ取付ボルトの断面積 (mm ²)	5 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}}$ Q _{b2} : ポンプ取付ボルトに作用するせん断力 (N) n ₂ : ポンプ取付ボルトの本数 (-) A _{b2} : ポンプ取付ボルトの断面積 (mm ²)	3 (MPa)		○

注: I-1~3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びびねり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-1-5 非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度 I (基準地震動 S_s) [水平: 1.22, 鉛直: 0.78]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙1-9表 非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (2/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
I-3 原動機取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{A_{b3}}$ $F_{b3} : \text{原動機取付ボルトに作用する引張力 (1本あたり) (N)}$ $A_{b3} : \text{原動機取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	6 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_3 \cdot A_{b3}}$ $Q_{b3} : \text{原動機取付ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_3 : \text{原動機取付ボルトの本数 (-)}$ $A_{b3} : \text{原動機取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	4 (MPa)		○

注: I-1~3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4 *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-1-5 非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度 I (基準地震動 S_s) [水平: 1.22, 鉛直: 0.78]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙1-9表 非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (3/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
III 摺動部	変位 (mm)	-	$\delta_1 = \frac{W_3 \cdot \ell_1^3}{48 \cdot E \cdot I_1} + \left[-\frac{x_1 - \ell_2}{6 \cdot E \cdot I_1 \cdot \ell_1} \cdot \{W_2 \cdot \ell_2 \cdot (x_1 - \ell_2)^2 - 3 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1 \cdot (x_1 - \ell_2) + 2 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1^2\} \right]$ <p>E : 縦弾性係数 [MPa] I₁ : 摺動部 (主ねじ部) 径での断面二次モーメント (mm⁴) ℓ₁ : 支点間距離 (mm) ℓ₂ : 軸端から支点Aまでの距離 (mm) W₂ : 地震力を考慮した軸端部荷重 (N) W₃ : 地震力を考慮した軸質量による支点A, B間中央位置にかかる荷重 (N) x₁ : 軸端から支点A, B間中央位置までの距離 (mm)</p>	0.001 (mm)		○
IV 軸系*2	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$ <p>σ : 軸に生じる引張及び曲げ応力の和 (MPa) τ : 軸に生じるねじり応力 (MPa)</p>	5 (MPa)		○

注: I-1~3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-1-5 非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 I (基準地震動 S_s) [水平: 1.22, 鉛直: 0.78]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙1-9表 非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (4/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
VII メカニカルシール	変位 (mm)	—	$\delta_2 = \frac{W_3 \cdot \ell_1^3}{48 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left[\frac{3 \cdot x_2}{\ell_1} - \frac{4 \cdot x_2^3}{\ell_1^3} \right] + \left[- \frac{x_2 - \ell_2}{6 \cdot E \cdot I_2 \cdot \ell_1} \cdot \{ W_2 \cdot \ell_2 \cdot (x_1 - \ell_2)^2 - 3 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1 \cdot (x_2 - \ell_2) + 2 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1^2 \} \right]$ <p>E : 縦弾性係数 (MPa) I₂ : シール面軸径での断面二次モーメント (mm⁴) ℓ₁ : 支点間距離 (mm) ℓ₂ : 軸端から支点Aまでの距離 (mm) W₂ : 地震力を考慮した軸端部荷重 (N) W₃ : 地震力を考慮した軸質量による支点A, B間中央位置にかかる荷重 (N) x₂ : 軸端からメカニカルシールシール面までの距離 (mm)</p>	0.001 (mm)		○

注: I-1~3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4 *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-1-5 非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度 I (基準地震動 S_s) [水平 : 1.22, 鉛直 : 0.78]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙1-9表 非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (5/5)

評価部位		項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
VIII 軸受*1	原動機側	荷重 (N)	—	$W_{OR} = \max (X_0 \cdot W_{RA} + Y_0 \cdot W_S, W_{RA})$ W_{RA} : 軸受Aにかかる地震時のラジアル荷重 (N) W_S : 軸受にかかる地震時のスラスト荷重 (N) X_0 : 静ラジアル荷重係数 (—) Y_0 : 静アキシアル荷重係数 (—)	142.3 (N)		○
	負荷側	ラジアル荷重による面圧 (MPa)	—	$P_{RB} = \frac{W_{RB}}{A_{RB}}$ W_{RB} : 軸受Bにかかる地震時のラジアル荷重 (N) A_{RB} : ラジアル荷重を受ける軸受Bの投影面積 (mm ²)	0.26 (MPa)		○
IX 原動機 (電動機)		水平加速度 (×9.8 m/s ²)	—	—	1.22	4.7	○
		鉛直加速度 (×9.8 m/s ²)	—	—	0.78	1.0	○

注: I-1~3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-1-5 非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 I (基準地震動 S_s) [水平: 1.22, 鉛直: 0.78]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 1-10 表 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (1/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式	発生値	評価基準値	評価
I-1 基礎ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ F_{b1} : 基礎ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N) A_{b1} : 基礎ボルトの断面積 (mm^2)	26 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}}$ Q_{b1} : 基礎ボルトに作用するせん断力 (N) n_1 : 基礎ボルトの本数 (-) A_{b1} : 基礎ボルトの断面積 (mm^2)	9 (MPa)		○
I-2 ポンプ取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ F_{b2} : ポンプ取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N) A_{b2} : ポンプ取付ボルトの断面積 (mm^2)	11 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}}$ Q_{b2} : ポンプ取付ボルトに作用するせん断力 (N) n_2 : ポンプ取付ボルトの本数 (-) A_{b2} : ポンプ取付ボルトの断面積 (mm^2)	4 (MPa)		○

注: I-1~3 は, 構造強度評価の対象部位でもあることから, 構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは, 動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また, 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプは, 地震後機能維持が要求される設備であるが, ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張, 曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については, 添付書類「VI-2-10-1-2-1-6 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 II (基準地震動 S_s) [水平: 2.81, 鉛直: 3.57]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙1-10表 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (2/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式	発生値	評価基準値	評価
I-3 原動機取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{A_{b3}}$ F_{b3} : 原動機取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N) A_{b3} : 原動機取付ボルトの断面積 (mm ²)	13 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_3 \cdot A_{b3}}$ Q_{b3} : 原動機取付ボルトに作用するせん断力 (N) n_3 : 原動機取付ボルトの本数 (-) A_{b3} : 原動機取付ボルトの断面積 (mm ²)	6 (MPa)		○

注: I-1~3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-1-6 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度II (基準地震動 S s) [水平: 2.81, 鉛直: 3.57]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙1-10表 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (3/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式	発生値	評価基準値	評価
III 主ねじ	変位 (mm)	-	$\delta_1 = \frac{W_3 \cdot \ell_1^3}{48 \cdot E \cdot I_1} + \left[-\frac{x_1 - \ell_2}{6 \cdot E \cdot I_1 \cdot \ell_1} \cdot \{W_2 \cdot \ell_2 \cdot (x_1 - \ell_2)^2 - 3 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1 \cdot (x_1 - \ell_2) + 2 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1^2\} \right]$ E: 縦弾性係数 [MPa] I ₁ : 摺動部 (主ねじ部) の評価における軸の断面二次モーメント (mm ⁴) ℓ ₁ : 支点間距離 (mm) ℓ ₂ : 軸端から支点Aまでの距離 (mm) W ₂ : 地震力を考慮した軸継手端部荷重 (N) W ₃ : 地震力を考慮した軸質量による支点A, B間中央位置にかかる荷重 (N) x ₁ : 軸端から支点A, B間中央位置までの距離 (mm)	0.017 (mm)		○
IV 軸系	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_t = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$ σ _b : 軸 (回転子) に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa) τ _t : 軸 (回転子) に生じるねじり応力 (MPa)	40 (MPa)		○

注: I-1~3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4 *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-1-6 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度II (基準地震動S_s) [水平: 2.81, 鉛直: 3.57]

*5: 最大応答加速度を1.0倍した震度

別紙1-10表 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (4/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式	発生値	評価基準値	評価
VII メカニカルシール	変位 (mm)	—	$\delta_2 = \frac{W_4 \cdot \ell_2^3}{3 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left\{ \frac{(\ell_2 + \ell_1)}{\ell_2} - \left(\frac{3}{2} + \frac{\ell_1}{\ell_2} \right) \cdot \frac{x_2}{\ell_2} + \frac{x_2^3}{2 \cdot \ell_2^3} \right\}$ <p> E : 縦弾性係数 (MPa) I₂ : メカニカルシールの評価における軸の断面二次モーメント (mm⁴) ℓ₁ : 支点間距離 (mm) ℓ₂ : 軸端から支点Aまでの距離 (mm) W₄ : 地震力を考慮した軸系総質量による端部荷重 (N) x₂ : 軸端からメカニカルシールシール面までの距離 (mm) </p>	0.049 (mm)		○

注: I-1~3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4 *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

また、非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-1-6 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度II (基準地震動S_s) [水平: 2.81, 鉛直: 3.57]

*5: 最大応答加速度を1.0倍した震度

別紙1-10表 非常用ディーゼル発電設備B-ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (5/5)

評価部位	項目		応力分類	算出式	発生値	評価基準値	評価
Ⅷ 軸受*1	原動機側	ラジアル荷重による面圧 (MPa)	—	$P_{RA} = \frac{W_{RA}}{A_{RA}}$ W _{RA} : 軸受 (原動機側) にかかる地震時のラジアル荷重 (N) A _{RA} : ラジアル荷重を受ける軸受 (原動機側) の投影面積 (mm ²)	0.21 (MPa)		○
	負荷側	ラジアル荷重による面圧 (MPa)	—	$P_{RB} = \frac{W_{RB}}{A_{RB}}$ W _{RB} : 軸受 (負荷側) にかかる地震時のラジアル荷重 (N) A _{RB} : ラジアル荷重を受ける軸受 B の投影面積 (mm ²)	0.63 (MPa)		○
		スラスト荷重による面圧 (MPa)	—	$P_S = \frac{W_S}{A_S}$ W _S : 軸受にかかる地震時のスラスト荷重 (N) A _S : スラスト荷重を受ける軸受の投影面積 (mm ²)	0.77 (MPa)		○
Ⅸ 原動機 (電動機)	水平加速度 (×9.8 m/s ²)		—	—	2.81	4.7	○
	鉛直加速度 (×9.8 m/s ²)		—	—	3.57	1.0	○

注: I-1~3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。Ⅲ~Ⅸは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4 *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

また、非常用ディーゼル発電設備B-ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-1-6 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ (基準地震動 S_s) [水平: 2.81, 鉛直: 3.57]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 1-11 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (1/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
I-1 基礎ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ F _{b1} : 基礎ボルトに作用する引張力 (1本あたり) (N) A _{b1} : 基礎ボルトの断面積 (mm ²)	26 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}}$ Q _{b1} : 基礎ボルトに作用するせん断力 (N) n ₁ : 基礎ボルトの本数 (-) A _{b1} : 基礎ボルトの断面積 (mm ²)	13 (MPa)		○
I-2 ポンプ取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ F _{b2} : ポンプ取付ボルトに作用する引張力 (1本あたり) (N) A _{b2} : ポンプ取付ボルトの断面積 (mm ²)	5 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}}$ Q _{b2} : ポンプ取付ボルトに作用するせん断力 (N) n ₂ : ポンプ取付ボルトの本数 (-) A _{b2} : ポンプ取付ボルトの断面積 (mm ²)	3 (MPa)		○

注: I-1~3 は, 構造強度評価の対象部位でもあることから, 構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは, 動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また, 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプは, 地震後機能維持が要求される設備であるが, ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張, 曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については, 添付書類「VI-2-10-1-2-2-5 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 I (基準地震動 S_s) [水平: 1.22, 鉛直: 0.78]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 1-11 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (2/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
I-3 原動機取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{A_{b3}}$ F _{b3} : 原動機取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N) A _{b3} : 原動機取付ボルトの断面積 (mm ²)	6 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_3 \cdot A_{b3}}$ Q _{b3} : 原動機取付ボルトに作用するせん断力 (N) n ₃ : 原動機取付ボルトの本数 (-) A _{b3} : 原動機取付ボルトの断面積 (mm ²)	4 (MPa)		○

注: I-1~3 は, 構造強度評価の対象部位でもあることから, 構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは, 動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4 *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また, 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプは, 地震後機能維持が要求される設備であるが, ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張, 曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については, 添付書類「VI-2-10-1-2-2-5 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 I (基準地震動 S_s) [水平: 1.22, 鉛直: 0.78]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙1-11表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (3/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
III 摺動部 (主ねじ)	変位 (mm)	-	$\delta_1 = \frac{W_3 \cdot \ell_1^3}{48 \cdot E \cdot I_1} + \left[-\frac{x_1 - \ell_2}{6 \cdot E \cdot I_1 \cdot \ell_1} \cdot \{W_2 \cdot \ell_2 \cdot (x_1 - \ell_2)^2 - 3 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1 \cdot (x_1 - \ell_2) + 2 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1^2\} \right]$ <p>E: 縦弾性係数 (MPa) I₁: 摺動部 (主ねじ部) 径での断面二次モーメント (mm⁴) ℓ₁: 支点間距離 (mm) ℓ₂: 軸端から支点Aまでの距離 (mm) W₂: 地震力を考慮した軸端部荷重 (N) W₃: 地震力を考慮した軸質量による支点A, B間中央位置にかかる荷重 (N) x₁: 軸端から支点A, B間中央位置までの距離 (mm)</p>	0.001 (mm)		○
IV 軸系*2	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$ <p>σ: 軸に生じる引張及び曲げ応力の和 (MPa) τ: 軸に生じるねじり応力 (MPa)</p>	5 (MPa)		○

注: I-1~3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-2-5 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 I (基準地震動 S_s) [水平: 1.22, 鉛直: 0.78]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 1-11 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (4/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
VII メカニカルシール	変位 (mm)	—	$\delta_2 = \frac{W_3 \cdot \ell_1^3}{48 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left(\frac{3 \cdot x_2}{\ell_1} - \frac{4 \cdot x_2^3}{\ell_1^3} \right) + \left[- \frac{x_2 - \ell_2}{6 \cdot E \cdot I_2 \cdot \ell_1} \cdot \{ W_2 \cdot \ell_2 \cdot (x_1 - \ell_2)^2 - 3 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1 \cdot (x_2 - \ell_2) + 2 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1^2 \} \right]$ <p>E : 縦弾性係数 (MPa) I₂ : シール面軸径での断面二次モーメント (mm⁴) ℓ₁ : 支点間距離 (mm) ℓ₂ : 軸端から支点Aまでの距離 (mm) W₂ : 地震力を考慮した軸端部荷重 (N) W₃ : 地震力を考慮した軸質量による支点A, B間中央位置にかかる荷重 (N) x₂ : 軸端からメカニカルシールシール面までの距離 (mm)</p>	0.001 (mm)		○

注: I-1~3 は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4 *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-2-5 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 I (基準地震動 S_s) [水平 : 1.22, 鉛直 : 0.78]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 1-11 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプ評価結果 (5/5)

評価部位		項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
Ⅷ 軸受*1	原動機側	荷重 (N)	—	$W_{OR} = \max (X_0 \cdot W_{RA} + Y_0 \cdot W_S, W_{RA})$ W_{RA} : 軸受 A にかかる地震時のラジアル荷重 (N) W_S : 軸受にかかる地震時のスラスト荷重 (N) X_0 : 静ラジアル荷重係数 (—) Y_0 : 静アキシアル荷重係数 (—)	142.3 (N)		○
	負荷側	ラジアル荷重による面圧 (MPa)	—	$P_{RB} = \frac{W_{RB}}{A_{RB}}$ W_{RB} : 軸受 B にかかる地震時のラジアル荷重 (N) A_{RB} : ラジアル荷重を受ける軸受 B の投影面積 (mm ²)	0.26 (MPa)		○
Ⅸ 原動機 (電動機)		水平加速度 (×9.8 m/s ²)	—	—	1.22	4.7	○
		鉛直加速度 (×9.8 m/s ²)	—	—	0.78	1.0	○

注: I-1~3 は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。Ⅲ~Ⅸは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は「Ⅵ-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「Ⅵ-2-10-1-2-2-5 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 I (基準地震動 S_s) [水平: 1.22, 鉛直: 0.78]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 1-12 表 ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ評価結果 (1/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
I-1 基礎ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ F _{b1} : 基礎ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N) A _{b1} : 基礎ボルトの断面積 (mm ²)	12 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}}$ Q _{b1} : 基礎ボルトに作用するせん断力 (N) n ₁ : 基礎ボルトの本数 (-) A _{b1} : 基礎ボルトの断面積 (mm ²)	7 (MPa)		○
I-2 ポンプ取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ F _{b2} : ポンプ取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N) A _{b2} : ポンプ取付ボルトの断面積 (mm ²)	5 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}}$ Q _{b2} : ポンプ取付ボルトに作用するせん断力 (N) n ₂ : ポンプ取付ボルトの本数 (-) A _{b2} : ポンプ取付ボルトの断面積 (mm ²)	3 (MPa)		○

注: I-1~3 は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、ガスタービン発電機用燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びびねり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-3-3 ガスタービン発電機用燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 I (基準地震動 S_s) を上回る [水平: 1.76, 鉛直: 0.75]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙1-12表 ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ評価結果 (2/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
I-3 原動機取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{A_{b3}}$ F _{b3} : 原動機取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N) A _{b3} : 原動機取付ボルトの断面積 (mm ²)	8 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_3 \cdot A_{b3}}$ Q _{b3} : 原動機取付ボルトに作用するせん断力 (N) n ₃ : 原動機取付ボルトの本数 (-) A _{b3} : 原動機取付ボルトの断面積 (mm ²)	5 (MPa)		○

注: I-1~3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4 *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、ガスタービン発電機用燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-3-3 ガスタービン発電機用燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度 I (基準地震動 S_s) を上回る [水平: 1.76, 鉛直: 0.75]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 1-12 表 ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ評価結果 (3/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
III 摺動部 (主ねじ)	変位 (mm)	-	$\delta_1 = \frac{W_3 \cdot \ell_1^3}{48 \cdot E \cdot I_1} + \left[-\frac{x_1 - \ell_2}{6 \cdot E \cdot I_1 \cdot \ell_1} \cdot \{W_2 \cdot \ell_2 \cdot (x_1 - \ell_2)^2 - 3 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1 \cdot (x_1 - \ell_2) + 2 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1^2\} \right]$ <p>E : 縦弾性係数 (MPa) I₁ : 摺動部 (主ねじ部) 径での断面二次モーメント (mm⁴) ℓ₁ : 支点間距離 (mm) ℓ₂ : 軸端から支点Aまでの距離 (mm) W₂ : 地震力を考慮した軸端部荷重 (N) W₃ : 地震力を考慮した軸質量による支点A, B間中央位置にかかる荷重 (N) x₁ : 軸端から支点A, B間中央位置までの距離 (mm)</p>	0.008 (mm)		○
IV 軸系*2	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$ <p>σ : 軸に生じる引張及び曲げ応力の和 (MPa) τ : 軸に生じるねじり応力 (MPa)</p>	9 (MPa)		○

注: I-1~3 は, 構造強度評価の対象部位でもあることから, 構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは, 動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4 *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また, ガスタービン発電機用燃料移送ポンプは, 地震後機能維持が要求される設備であるが, ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張, 曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については, 添付書類「VI-2-10-1-2-3-3 ガスタービン発電機用燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 I (基準地震動 S_s) を上回る [水平 : 1.76, 鉛直 : 0.75]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 1-12 表 ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ評価結果 (4/5)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
VII メカニカルシール	変位 (mm)	-	$\delta_2 = \frac{W_4 \cdot \ell_2^3}{3 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left\{ \frac{(\ell_1 + \ell_2)}{\ell_2} - \left(\frac{3}{2} + \frac{\ell_1}{\ell_2} \right) \cdot \frac{x_2}{\ell_2} + \frac{x_2^3}{2 \cdot \ell_2^3} \right\}$ <p>E : 縦弾性係数 (MPa) I₂ : シール面軸径での断面二次モーメント (mm⁴) ℓ₁ : 支点間距離 (mm) ℓ₂ : 軸端から支点Aまでの距離 (mm) W₄ : 地震力を考慮した軸系総質量による端部荷重 (N) x₂ : 軸端からメカニカルシールシール面までの距離 (mm)</p>	0.024 (mm)		○

注: I-1~3 は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4 *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、ガスタービン発電機用燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-3-3 ガスタービン発電機用燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度 I (基準地震動 S s) を上回る[水平:1.76, 鉛直:0.75]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 1-12 表 ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ評価結果 (5/5)

評価部位		項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
VIII 軸受*1	原動機側	ラジアル荷重による面圧 (MPa)	—	$P_{RA} = \frac{W_{RA}}{A_{RA}}$ W _{RA} : 軸受Aにかかる地震時のラジアル荷重 (N) A _{RA} : ラジアル荷重を受ける軸受Aの投影面積 (mm ²)	0.10 (MPa)		○
	負荷側	ラジアル荷重による面圧 (MPa)	—	$P_{RB} = \frac{W_{RB}}{A_{RB}}$ W _{RB} : 軸受Bにかかる地震時のラジアル荷重 (N) A _{RB} : ラジアル荷重を受ける軸受Bの投影面積 (mm ²)	0.30 (MPa)		○
		スラスト荷重による面圧 (MPa)	—	$P_S = \frac{W_S}{A_S}$ W _S : 軸受にかかる地震時のスラスト荷重 (N) A _S : スラスト荷重を受ける軸受の投影面積 (mm ²)	0.61 (MPa)		○
IX 原動機 (電動機)		水平加速度 (×9.8 m/s ²)	—	—	1.76	4.7	○
		鉛直加速度 (×9.8 m/s ²)	—	—	0.75	1.0	○

注: I-1~3 は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用する。III~IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。また、ガスタービン発電機用燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-3-3 ガスタービン発電機用燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 I (基準地震動 S_s) を上回る [水平: 1.76, 鉛直: 0.75]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

スクリー式ポンプの逃がし弁を動的機能維持評価対象外とできる考え方について

1. 概要

非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ，非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ，高圧炉心スプレー系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプ及びガスタービン発電機用燃料移送ポンプの逃がし弁（以下「逃がし弁」という。）については，動的機能維持評価を不要としている。以下に，逃がし弁が評価不要な理由を示す。

2. 逃がし弁の構造について

非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ及び高圧炉心スプレー系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプの概略構造図及び逃がし弁の概略構造図を別紙 1-2-1 図に，非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ及びガスタービン発電機用燃料移送ポンプの概略構造図及び逃がし弁の概略構造図を別紙 1-2-2 図に示す。逃がし弁は，ポンプの吐出側が閉塞した場合に，ポンプ圧力によるポンプの破損及び電動機の過負荷を防ぐために設けられ，燃料移送ポンプ本体上部に横向きで取り付けられている。また，逃がし弁は，シート面に弁をばねで押し付けており，ポンプの吐出圧力が逃がし弁のばね荷重を上回った際に開き，吐出圧力が一定以上上昇しない構造となっている。

3. 動的機能維持評価項目について

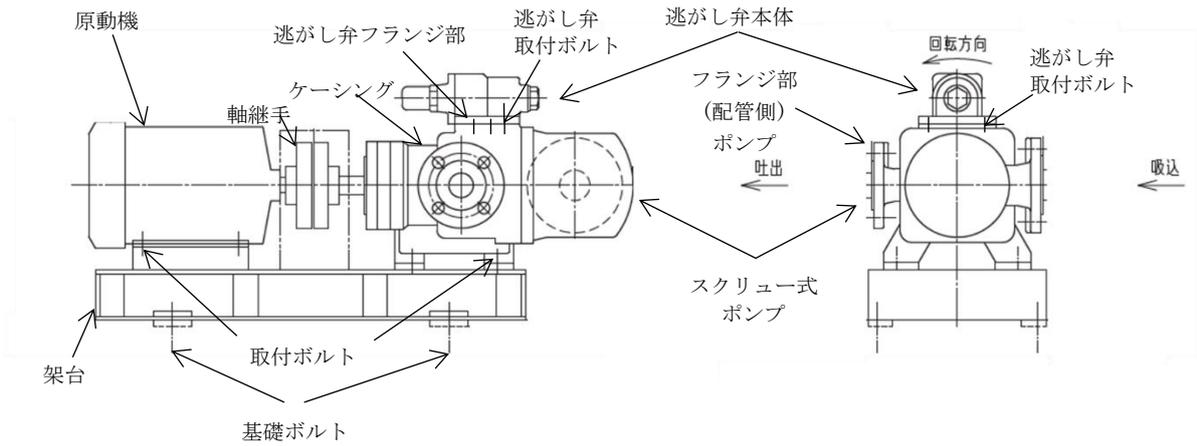
逃がし弁における動的機能維持評価項目は，地震時異常要因分析図から逃がし弁フランジ部の変形による油の外部漏えいが挙げられる。また，その他に地震慣性力により逃がし弁の誤作動が考えられるが，誤作動により弁が開いても油が漏れないこと，一時的に油が吐出側から吸込側へ流れるがポンプ内での循環であるためポンプは損傷しないこと，地震慣性力が無くなると弁が復旧し，通常運転状態へ戻ることから誤作動における動的機能維持評価は不要と考える。加えて，吐出圧力が上昇した場合に地震慣性力により一時的に弁が開かない誤作動が考えられるが，地震慣性力が無くなると弁が正常に作動し吐出圧力は通常運転状態に戻ることで，地震慣性力は交番荷重であるため吐出圧力は上昇と下降を繰返し，ポンプの損傷につながる吐出圧力まで上昇することはないと考えられることから，誤作動に対し個別の評価は不要である。ただし，念のため地震慣性力による誤作動が起こり得るのか確認する。

上記から逃がし弁の動的機能維持評価項目として対応が必要となる以下の項目について，評価対象外とする考え方を 4 項及び 5 項にて確認する。

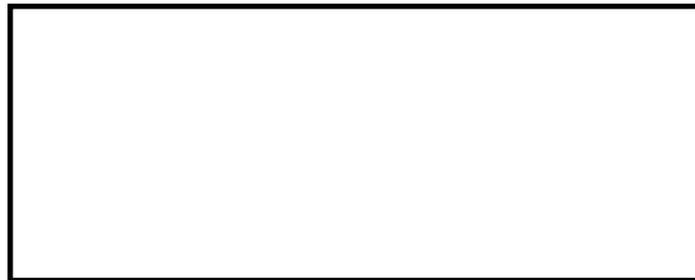
- ・逃がし弁フランジ部の変形による油の外部漏えいについて
- ・逃がし弁の地震慣性力による誤作動について

4. 逃がし弁フランジ部の変形による油の外部漏えいについて

逃がし弁は、剛構造であるポンプのケーシングに一体となるようフランジで取り付けられているため燃料移送ポンプと同様に剛構造となり、フランジ部の変形は生じないことから逃がし弁フランジ部の変形による油の外部漏えいは発生しないと考えられる。

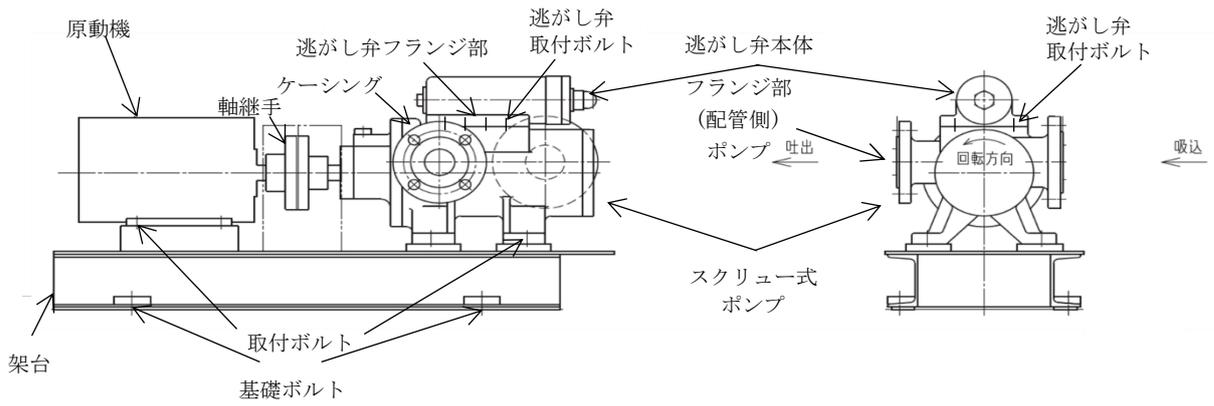


(a) 燃料移送ポンプ構造概略図



(b) 逃がし弁の構造概略図

別紙 1-2-1 図 非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル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ディーゼル燃料移送ポンプの
 概略構造図及び逃がし弁の概略構造図



(a) 燃料移送ポンプ構造概略図



(b) 逃がし弁の構造概略図

別紙 1-2-2 図 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ及びガスタービン発電機用燃料移送ポンプの概略構造図及び逃がし弁の概略構造図

5. 逃がし弁の地震慣性力による誤作動について

弁の動的機能維持の評価においては、機能維持評価用加速度と機能確認済加速度との比較を行うが、J E A G 4 6 0 1に記載されている逃がし安全弁の構造例は縦向きに取り付けられており、評価に使用する機能確認済加速度を、スクリー式ポンプのように横向きに取り付けられている逃がし弁にそのまま適用することはできないと考える。そのため、逃がし弁においては水平方向の地震慣性力により作用する力と逃がし弁のばね力との比較により構造強度に問題がないこと及び誤作動の有無を確認する。また、逃がし弁は燃料移送ポンプと同様に剛構造と考えられることから燃料移送ポンプの機能維持評価用加速度を使用する。

5.1 逃がし弁の動的機能維持について（誤作動により弁が開かないことの確認）

逃がし弁が開くのに必要な力が、地震により逃がし弁に作用する水平方向の地震慣性力より大きいことを次式で確認する。式中の記号は別紙1-2-1表に示す。

$$K \delta_0 - P A > m g C_H$$

評価対象は、非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ、非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ、高圧炉心スプレー系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプ及びガスタービン発電機用燃料移送ポンプとする。

5.2 逃がし弁の動的機能維持について（誤作動により弁が閉塞しないことの確認）

吐出圧力が最高使用圧力まで上昇した時に作用する逃がし弁を開く力が、地震により逃がし弁に作用する水平方向の地震慣性力より大きいことを次式で確認する。式中の記号は別紙1-2-1表に示す。

$$P_{\max} A - K \delta_0 > m g C_H$$

評価対象は、非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ、非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ、高圧炉心スプレー系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプ及びガスタービン発電機用燃料移送ポンプとする。

別紙 1-2-1 表 記号の説明

記号	記号の説明	値		単位	
		非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル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ディーゼル燃料移送ポンプ	非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ及びガスタービン発電機用燃料移送ポンプ		
		型式： <input type="text"/>	型式： <input type="text"/>		
K	ばね定数			N/mm	
δ_0	ばね変位			mm	
P	運転時に逃がし弁の開方向に作用する圧力			MPa	
P_{max}	最高使用圧力（逃がし弁の開方向に作用）			MPa	
A	圧力 P の受圧部面積			mm ²	
m	逃がし弁質量			kg	
g	重力加速度	9.80665	9.80665	m/s ²	
C_H	水平方向震度*1, *2	4.5	4.5	-	

注記*1:設計用震度Ⅱ（基準地震動）を上回る設計震度

*2:最大応答加速度を 1.0 倍した震度



左図：非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル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ディーゼル燃料移送ポンプ

右図：非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ及びガスタービン発電機用燃料移送ポンプ

別紙 1-2-3 図 非常用ディーゼル発電設備の燃料移送ポンプ付逃がし弁 概略図

「詳細検討」が必要な設備の評価

目 次

1. はじめに
2. 動的機能維持評価の「詳細検討」が必要な設備
3. 動的機能維持評価の「詳細検討」に係る対応方針
4. 動的機能維持評価に係る機種ごとの「詳細検討」

別紙 2-1 横形ポンプの「詳細検討」

1. 「詳細検討」対象設備
2. 横形ポンプの構造概要
3. 横形ポンプの基本評価項目
 - 3.1 J E A G 4 6 0 1 に基づく基本評価項目
 - 3.2 耐特委で検討された基本評価項目
4. 横形ポンプの「詳細検討」方針
5. 横形ポンプの評価基準値の設定
6. 横形ポンプの「詳細検討」結果

別紙 2-1-1 横形ポンプ 「詳細検討」のうち摺動部の評価検討

別紙 2-2 電動機の「詳細検討」

1. 「詳細検討」対象設備
2. 電動機の構造概要
3. 電動機の基本評価項目
 - 3.1 J E A G 4 6 0 1 に基づく基本評価項目
 - 3.2 耐特委で検討された基本評価項目
4. 電動機の「詳細検討」方針
5. 電動機の評価基準値の設定
6. 電動機の「詳細検討」結果

別紙 2-3 ファンの「詳細検討」

1. 「詳細検討」対象設備
2. ファンの構造概要
3. ファンの基本評価項目
 - 3.1 J E A G 4 6 0 1 に基づく基本評価項目
 - 3.2 耐特委で検討された基本評価項目
4. ファンの「詳細検討」方針
5. ファンの評価基準値の設定
6. ファンの「詳細検討」結果

別紙 2-4 往復動式ポンプの「詳細検討」

1. 「詳細検討」対象設備
2. 往復動式ポンプの構造概要
3. 往復動式ポンプの基本評価項目
 - 3.1 J E A G 4 6 0 1 に基づく基本評価項目
 - 3.2 耐特委で検討された基本評価項目
4. 往復動式ポンプの「詳細検討」方針
5. 往復動式ポンプの評価基準値の設定
6. 往復動式ポンプの「詳細検討」結果

別紙 2-5 特殊弁及び一般弁の「詳細検討」

1. 詳細検討対象設備
2. 特殊弁及び一般弁の評価手順
3. 特殊弁及び一般弁の詳細検討方針
 - 3.1 主蒸気隔離弁，主蒸気逃がし安全弁及び一般弁（グローブ弁，ゲート弁，バタフライ弁）の詳細評価
 - 3.1.1 構造強度評価（弁最弱部）
 - 3.1.2 弁駆動部の動作機能確認済加速度を用いた加速度評価
 - 3.1.3 島根 2 号機の今回工認における弁の動的機能維持評価手順
 - 3.2 一般弁（逆止弁）の詳細評価
4. 特殊弁及び一般弁の詳細検討に適用する駆動部の動作機能確認済加速度の設定
5. 参考文献

別紙 2-5-1 弁の動的機能維持評価の「詳細検討」に適用する試験結果

1. はじめに

本資料は、地震時又は地震後に動的機能が要求される機器の動的機能維持評価において、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えた設備に対する「詳細検討」についてまとめたものである。

2. 動的機能維持評価の「詳細検討」が必要な設備

島根原子力発電所第2号機における動的機能維持評価として、「詳細検討」を実施する設備を別紙2-1表に示す。

別紙2-1表 動的機能維持評価における「詳細検討」対象設備

機種名	設備名称	形式	仕様 (流量, 出力等)	J E A G 適用範囲
横形 ポンプ	燃料プール冷却ポンプ	単段遠心式	198m ³ /h	～2400m ³ /h
	低圧原子炉代替注水ポンプ	多段遠心式	230m ³ /h	～700m ³ /h
電動機	燃料プール冷却ポンプ用原動機	横形ころがり軸受	110kW	～950kW
	ほう酸水注入ポンプ用原動機	横形ころがり軸受	45kW	～950kW
	非常用ガス処理系排風機用原動機	横形ころがり軸受	22kW	～950kW
	可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用原動機	横形ころがり軸受	15kW	～950kW
	非常用ディーゼル発電設備B-ディーゼル燃料移送ポンプ用原動機	横形ころがり軸受	2.2kW	～950kW
	低圧原子炉代替注水ポンプ用原動機	横形ころがり軸受	210kW	～950kW
ファン	非常用ガス処理系排風機	遠心直結型	74m ³ /min	～2900m ³ /min
	可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ	遠心直動型	4.25m ³ /min	～2500m ³ /min
往復動式 ポンプ	ほう酸水注入ポンプ	横形3連往復動式	9.72m ³ /h	流量, 吐出 圧力等ほぼ 同一
特殊弁	主蒸気隔離弁	主蒸気隔離弁	600A	～850A
	主蒸気逃がし安全弁	安全弁	150A	～200A
一般弁	グローブ弁	グローブ弁	～450A	～500A
	ゲート弁	ゲート弁	～600A	～650A
	バタフライ弁	バタフライ弁	～750A	～1800A
	逆止弁	逆止弁	～750A	～850A

3. 動的機能維持評価の「詳細検討」に係る対応方針

別紙2-1表に示した動的機能維持評価の「詳細検討」対象設備は、いずれもJ E A G 4 6 0 1記載の適用機種範囲に該当する設備であり、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えたことから、J E A G 4 6 0 1に基づいて「詳細検討」を実施する。

「詳細検討」における基本評価項目は、J E A G 4 6 0 1に記載の項目に加えて、原子力発電耐震設計特別調査委員会*（以下「耐特委」という。）で検討された内容も踏まえて選定する。耐特委での検討では、対象機種ごとに、現実的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要因を抽出し、その分析により動的機能上の評価点を検討し、機能維持を評価する際に確認すべき事項として、基本評価項目が選定されている。

なお、「詳細検討」を実施するに当たっては、J E A G 4 6 0 1及び耐特委報告書以降における知見も確認した上で必要に応じて検討内容へ反映する。

注記*：耐特委報告書「動的機器の地震時機能維持評価に関する調査報告書(昭和62年2月)」

4. 動的機能維持評価に係る機種ごとの「詳細検討」

機種ごとの「詳細検討」の内容については以下の別紙にそれぞれ示す。

- ・別紙2-1 横形ポンプの「詳細検討」
- ・別紙2-2 電動機の「詳細検討」
- ・別紙2-3 ファンの「詳細検討」
- ・別紙2-4 往復動式ポンプの「詳細検討」
- ・別紙2-5 特殊弁及び一般弁の「詳細検討」

横形ポンプの「詳細検討」

1. 「詳細検討」対象設備

機能確認済加速度との比較による動的機能維持評価の結果、横形ポンプの機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える設備は、別紙 2-1-1 表のとおり。

別紙 2-1-1 表 機能確認済加速度との比較による評価結果

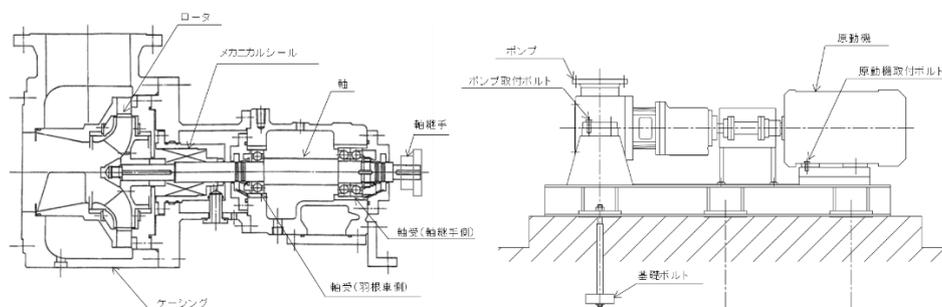
設備名称	形式	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済 加速度*1	超過の 有無*2
燃料プール 冷却ポンプ	単段遠心式	水平方向	2.63	1.4	×
		鉛直方向	2.08	1.0	×
低圧原子炉代替 注水ポンプ	多段遠心式	水平方向	4.60	1.4	×
		鉛直方向	3.50	1.0	×

注記*1:加速度の単位: $\times 9.8m/s^2$

*2:機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合は「×」で示す。

2. 横形ポンプの構造概要

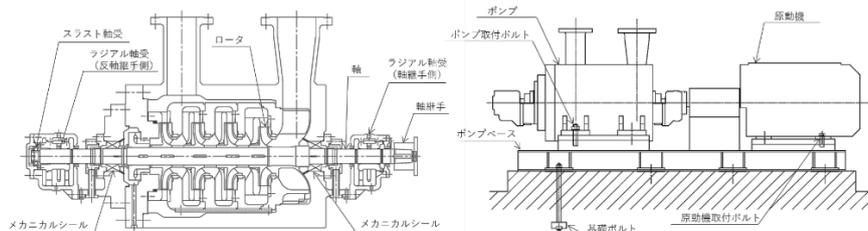
「詳細検討」が必要となった横形ポンプの構造概要を別紙 2-1-1 図に示す。横形ポンプは、既往研究により、軸系及び構造系ともに剛構造であることが確認されている。



(ポンプ構造図)

(全体図)

(燃料プール冷却ポンプ)



(ポンプ構造図)

(全体図)

(低圧原子炉代替注水ポンプ)

別紙 2-1-1 図 横形ポンプの構造概要図

3. 横形ポンプの基本評価項目

3.1 J E A G 4 6 0 1に基づく基本評価項目

J E A G 4 6 0 1において基本評価項目として定義されている評価部位は以下のとおりである。

- ・軸の健全性
- ・軸受の健全性
- ・ロータとケーシングのクリアランスの確保
- ・ケーシングの健全性
- ・取付ボルトの健全性
- ・基礎ボルトの健全性
- ・メカニカルシールの健全性
- ・軸継手の健全性
- ・駆動用電動機の健全性

なお、上記の部位のうち、「軸受、ケーシング及びメカニカルシールの健全性」については、「既往研究において、耐震性が十分確認された軸受、ケーシング及びメカニカルシールについての評価は、省略できる。」とされている。

3.2 耐特委で検討された基本評価項目

(1) 地震時異常要因分析

耐特委報告書における横形ポンプの地震時異常要因分析結果を別紙 2-1-2 図に示す。



別紙 2-1-2 図 横形ポンプの地震時異常要因分析図 (耐特委)

(2) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①～⑩の基本評価項目が抽出されており、これらの基本評価項目について評価することで、回転機能、水力特性機能及び流体保持機能が確認できるとされており、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これら①～⑩の基本評価項目について、全て評価基準値以下に収まっていれば、動的機能は維持できると考えられる。全ての基本評価項目の中で、一つでも評価基準値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとする。なお、各評価結果が**おおむね**弾性域内にとどまっていれば、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えられる。

本項では、上記考え方に基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

①基礎ボルト（取付ボルトを含む）の健全性

ポンプ全体系の応答が過大となることで、ポンプ固定部の転倒モーメントが過大となることから、基礎ボルト（取付ボルト含む）の応力が過大となり損傷に至ることで、全体系が転倒することにより機能喪失する。

②支持脚の健全性

ポンプ全体系の応答が過大となることで、ポンプ固定部の転倒モーメントが過大となることから、支持脚の応力が過大となり損傷に至ることで、ポンプが転倒することにより機能喪失する。

③摺動部（インペラとライナーリングのクリアランス）の健全性

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、回転機能及び水力特性機能が喪失する。

④主軸の健全性

軸系の応答が過大となることで軸応力が過大となり、軸が損傷することにより回転機能が喪失する。

⑤メカニカルシールの健全性

軸系の応答が過大となることで軸変形が過大となり、メカニカルシールが損傷することにより水力特性機能及び流体保持機能が喪失する。

⑥軸受の健全性

軸系の応答が過大となることで軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより軸の回転が阻害され、回転機能が喪失する。

⑦電動機の健全性

電動機の応答が過大となり、電動機の機能が喪失することで回転機能及び水力特性機能が喪失する。

⑧軸継手の健全性

ポンプ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が喪失する。

⑨ケーシングの健全性

接続配管の応答が過大となることで配管反力が過大となり、ケーシングノズルが損傷することにより水力特性機能及び流体保持機能が喪失する。

⑩冷却水配管の健全性

冷却水配管の応答が過大となることで配管応力が過大となり、冷却水配管が損傷することにより冷却不能に至り、回転機能が喪失する。

4. 横形ポンプの「詳細検討」方針

J E A G 4 6 0 1 及び耐特委の内容を踏まえた、島根原子力発電所第2号機の横形ポンプの動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針について別紙2-1-2表に示す。別紙2-1-2表に示すとおり、基本評価項目対して耐震評価を実施し動的機能の健全性確認を実施する。なお、J E A G 4 6 0 1 の基本評価項目に対する耐震評価結果は本資料及び添付書類に記載し、耐特委のみの基本評価項目に対する耐震評価結果は本資料にのみ記載する。

別紙 2-1-2 表 横形ポンプの動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針

No.	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価項目	検討方針	記載 箇所*1
1	摺動部（インペラとライナーリングのクリアランス）	○	○	既往研究において地震時の健全性が確認されているため評価を省略する。詳細については別紙 2-1-1 を参照。	—
2	主軸	○	○	回転機能保持の観点から、主軸の発生応力を評価する。*2	②
3	冷却水配管	—	○	冷却水配管の応答が過大となり、損傷することで冷却不能に至り、回転機能喪失に関わるため、冷却水配管の発生応力を評価する。*3	①
4	電動機	○	○	別紙 2-2「電動機の「詳細検討」」で評価することから、本項目での記載を省略する。	②
5	支持脚	—	○	支持脚については、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、支持脚の評価を省略する。	—
6	メカニカルシール	○	○	主軸たわみ量の増大により、メカニカルシールが損傷し、水力特性機能及び流体保持機能喪失に関わるため、主軸のたわみを評価する。*2	②
7	軸受	○	○	回転機能保持の観点から、軸受の発生荷重を評価する。*2	②
8	軸継手	○	○	水平地震力及び運転時により発生するスラスト荷重は駆動側・被駆動側ともに軸受で負担するため軸継手には有意な応力が発生しないことから、軸継手の評価を省略する。	—
9	ケーシング	○	○	ポンプケーシングの評価は、最も厳しい評価部位であるノズルの許容反力が配管の許容反力に比べて大きいため、配管側の評価に包絡されることから、評価を省略する。	—
10	取付ボルト 基礎ボルト	○	○	取付ボルト及び基礎ボルトは構造強度評価対象として添付書類*2で健全性を確認していることから動的機能維持評価対象としての添付書類*2への記載を省略する。	—（構造強度評価対象）

注記*1:本資料のみ記載の場合「①」、本資料及び添付書類*2に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

*2:添付書類「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却ポンプの耐震性についての計算書」及び「VI-2-5-5-5-1 低圧原子炉代替注水ポンプの耐震性についての計算書」に記載

*3: 低圧原子炉代替注水ポンプには構造上、冷却水配管が存在しないため評価対象外とする。

5. 横形ポンプの評価基準値の設定

横形ポンプの動的機能維持評価の「詳細検討」内容に対する評価基準値を別紙2-1-3表に示す。

横形ポンプの「詳細検討」対象設備に対する基本評価項目が評価基準値以下となることを確認することで、「詳細検討」対象設備の動的機能維持が確保されると判断する。

別紙2-1-3表 横形ポンプの評価基準値

No.	基本評価項目	評価基準値の設定
1	主軸	回転機能の確保の観点から、運転状態Ⅲを基本として、軸の発生応力を弾性範囲内にとどめるよう許容応力状態Ⅲ _{AS} の許容応力を評価基準値とした。
2	冷却水配管	配管損傷防止の観点から、配管の機能を維持できる許容応力状態Ⅳ _{AS} の許容応力を評価基準値とした。
3	軸受	軸受の機能維持の観点から、メーカー規定の軸受許容荷重を評価基準値とした。
4	メカニカルシール	水力特性機能及び流体保持機能確保の観点から、シール回転環の変位可能寸法（軸直角方向）を評価基準値とした。

6. 横形ポンプの「詳細検討」結果

横形ポンプの動的機能維持評価の「詳細検討」対象設備に対する「詳細検討」結果を別紙2-1-4表に示す。

「詳細検討」対象設備である横形ポンプに対する「詳細検討」結果は、全ての評価部位の発生値が評価基準値を満足しており、「詳細検討」対象設備である横形ポンプの動的機能維持が確保されることを確認した。

なお、動的機能維持評価の詳細については、添付書類「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却ポンプの耐震性についての計算書」及び「VI-2-5-5-5-1 低圧原子炉代替注水ポンプの耐震性についての計算書」にて示す。

別紙2-1-4表 燃料プール冷却ポンプ「詳細検討」結果(1/2)

評価部位		項目	応力分類	算出式*2	発生値*2	評価基準値*2	評価
軸*1		応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_s = \sqrt{\sigma_{s1}^2 + 3 \cdot \tau_p^2}$ σ_s : 軸に生じる組合せ応力 (MPa) σ_{s1} : 軸に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa) τ_p : ポンプの回転モーメントにより発生するねじり応力 (MPa)	37 (MPa)	298 (MPa)	○
軸受	軸継手側	荷重 (N)	—	$F_{PB1'} = \text{Max} (0.6 \cdot F_{PB1} + 0.5 \cdot Q, F_{PB1})$ $F_{PB1'}$: 軸継手側軸受の静等価荷重 (N) F_{PB1} : 軸継手側軸受のラジアル荷重 (N) Q : 回転体の全質量によるスラスト荷重 (N)	1.553×10 ³ (N)		○
	羽根車側	荷重 (N)	—	$F_{PB1'} = \text{Max} (0.6 \cdot F_{PB1} + 0.5 \cdot Q, F_{PB1})$ $F_{PB1'}$: 軸継手側軸受の静等価荷重 (N) F_{PB1} : 軸継手側軸受のラジアル荷重 (N) Q : 回転体の全質量によるスラスト荷重 (N)	1.553×10 ³ (N)		○
冷却水配管		応力 (MPa)	一次応力	解析による*5	12 (MPa)	413 (MPa)	○
			一次+二次応力		20 (MPa)		318 (MPa)

注:動的機能維持評価における設計震度*3,*4で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

燃料プール冷却ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*2: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*3: 軸及び軸受は、設計用震度Ⅱ（基準地震動S_s）を上回る設計震度[水平: 2.63, 鉛直: 2.08]

冷却水配管は、設計用震度Ⅱ（基準地震動S_s）を上回る設計震度[水平(NS方向): 2.42, 水平(EW方向): 2.68, 鉛直: 2.23]

*4: 最大応答加速度を1.0倍した震度

*5: 算出過程については、参考資料「2-1-1 燃料プール冷却ポンプの動的機能維持評価方法」に示す。

別紙 2-1-4 表 燃料プール冷却ポンプ「詳細検討」結果 (2/2)

評価部位	項目	応力分類	算出式*2	発生値*2	評価基準値*2	評価
メカニカルシール	変位 (mm)	—	$\delta = \delta_w + \delta_{w'}$ δ : 地震力を考慮した軸等分布荷重及び羽根車側軸端部荷重による変位量 (mm) δ_w : 地震力を考慮した軸等分布荷重による変位量 (mm) $\delta_{w'}$: 地震力を考慮した羽根車側軸端部荷重による変位量 (mm)	0.11 (mm)		○

注: 動的機能維持評価における設計震度*3,*4で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

燃料プール冷却ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*2: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*3: 軸及び軸受は、設計用震度Ⅱ（基準地震動 S s）を上回る設計震度[水平: 2.63, 鉛直: 2.08]

冷却水配管は、設計用震度Ⅱ（基準地震動 S s）を上回る設計震度[水平(NS 方向): 2.42, 水平(EW 方向): 2.68, 鉛直: 2.23]

*4: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

*5: 算出過程については、参考資料「2-1-1 燃料プール冷却ポンプの動的機能維持評価方法」に示す。

別紙 2-1-5 表 低圧原子炉代替注水ポンプ「詳細検討」結果 (1/2)

評価部位	項目	応力分類	算出式*2	発生値*2	評価基準値*2	評価
軸*1	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau_P^2}$ σ : 軸に生じる組合せ応力 (MPa) σ_s : 軸に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa) τ_P : ポンプの回転モーメントにより発生するねじり応力 (MPa)	69 (MPa)	298 (MPa)	○
軸受	ラジアル軸受 軸継手側	面圧 (MPa)	$P_{b1} = \frac{F_{b1}}{\ell_b \cdot \ell_d}$ P_{b1} : 地震力を考慮した軸継手側ラジアル軸受の軸受面圧 (MPa) F_{b1} : 軸継手側軸受のラジアル荷重 (N) ℓ_b : 軸受の長さ (mm) ℓ_d : 軸受の内径 (mm)	1.71 (MPa)		○
	ラジアル軸受 反軸継手側	面圧 (MPa)	$P_{b2} = \frac{F_{b2}}{\ell_b \cdot \ell_d}$ P_{b2} : 地震力を考慮した反軸継手側ラジアル軸受の軸受面圧 (MPa) F_{b2} : 反軸継手側ラジアル軸受のラジアル荷重 (N) ℓ_b : 軸受の長さ (mm) ℓ_d : 軸受の内径 (mm)	1.71 (MPa)		○
	スラスト軸受	荷重 (N)	$F_t = \text{Max} (0.6 \cdot F_{rt} + 0.5 \cdot Q, F_{rt})$ F_t : スラスト軸受の静等価荷重 (N) F_{rt} : スラスト軸受到作用するラジアル荷重 (N) Q : スラスト軸受到作用するスラスト荷重 (N)	5.172×10^3 (N)		○

注: 動的機能維持評価における設計震度*3,*4で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

低圧原子炉代替注水ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*2: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-5-5-5-1 低圧原子炉代替注水ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*3: 設計用震度 II (基準地震動 S_s) を上回る設計震度 [水平: 4.60, 鉛直: 3.50]

*4: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-1-5 表 低圧原子炉代替注水ポンプ「詳細検討」結果 (2/2)

評価部位	項目	応力分類	算出式*2	発生値*2	評価基準値*2	評価
メカニカルシール	変位 (mm)	—	$\delta = \delta_1 + \delta_2$ δ : 軸等分布荷重によるたわみ量及び付加部品の集中荷重によるたわみ量 (mm) δ_1 : 軸等分布荷重によるたわみ量 (mm) δ_2 : 付加部品の集中荷重によるたわみ量 (mm)	0.91 (mm)		○

注: 動的機能維持評価における設計震度*3,*4で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

低圧原子炉代替注水ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、ポンプの動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*2: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-5-5-5-1 低圧原子炉代替注水ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*3: 設計用震度Ⅱ (基準地震動S_s) を上回る設計震度[水平: 4.60, 鉛直: 3.50]

*4: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

横形ポンプ 「詳細検討」結果の算出過程

参考資料 2-1-1 燃料プール冷却ポンプの動的機能維持評価方法

1. 冷却水配管

1.1 冷却水配管の応力評価方法

冷却水配管は応力解析を行い、発生応力を評価する。解析モデル（三次元多質点系はりモデル）を参考 2-1-1 図に示す。

配管、弁及び支持構造物については、添付書類「VI-2-1-14 機器・配管系の計算書作成の方法 添付資料-6 管の耐震性についての計算書作成の基本方針」により、配管、弁及び支持構造物を評価部位とする。評価結果は、算出応力と許容応力を踏まえ、評価上厳しい箇所の結果について記載する。

解析コードは、「H I S A P」を使用し、解析コードの検証及び妥当性確認等の概要については、添付書類「VI-5 計算機プログラム（解析コード）の概要」に示す。



参考 2-1-1 図 冷却水配管解析モデル

横形ポンプ 「詳細検討」のうち摺動部の評価検討

1. 概要

横形ポンプの摺動部（インペラとライナーリングのクリアランス）は、「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、回転機能及び水力特性機能が喪失する」と耐特委で検討されており、J E A G 4 6 0 1においても評価項目として挙げられている。

独立行政法人原子力安全基盤機構（以下「J N E S」という。）の実施した「原子力発電施設耐震信頼性実証に関する報告書 機器耐力その1（横形ポンプ，電気品）（平成14～16年度）」（以下「J N E S機器耐力その1」という。）に関する研究にて、部分試験（軸受，ライナーリング）の結果から横形ポンプの摺動部は地震時における動的機能維持の余裕が大きいことが確認された。

なお，上記の報告を受け原子力発電所耐震設計技術規程 J E A C 4 6 0 1-2008 では基本評価項目と挙げられていた「摺動部（ライナーリング部）」は，J E A C 4 6 0 1-2015 では基本評価項目から削除されている。

本資料は，J N E S機器耐力その1の知見を詳細に示すとともに，当該知見を島根2号機の燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプに適用することの妥当性を示すものである。

2. J N E S機器耐力その1の概要と検討結果について

J N E S機器耐力その1で実施された試験のうち燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプの摺動部評価と関連するものは下記の2件である。評価対象であるインペラとライナーリングのクリアランス部の詳細図を別紙2-1-1図1に示す。

2.1 横形単段ポンプの部分試験

(a) 試験目的

横形単段ポンプで使用されるライナーリングについて地震波加振試験を行い，ライナーリングとロータの衝突時の挙動を確認するとともに，機能限界値及び損傷モードの評価を実施する。

(b) 試験体

実機におけるライナーリングとインペラとの直径隙間を別紙2-1-1図2に示す。ライナーリングとインペラの隙間が小さい方が地震時の接触の可能性が高いことから，隙間の小さいものの中から試験体①を選定し，これと軸径の異なるものを試験体②に，隙間の異なるものを試験体③として選定する。データのばらつきを評価するために試験体はそれぞれ3個とする。

(c) 試験装置

試験装置は、モータ、回転軸、ライナーリング、水循環装置、軸受、加振装置、計測器具類等で構成される。計測項目は、回転数、回転軸のトルク、回転軸とライナーリングの相対変位、ライナーリングが受ける荷重、ライナーリングの前後差圧とする。試験全体図を別紙 2-1-1 図 3 に示す。

(d) 試験手順

入力加速度 $\square \times 9.8\text{m/s}^2$ 相当の荷重以下の範囲では試験装置のトルクの上昇をもって機能喪失と判断するが、試験装置のトルクに変化がない場合は入力加速度 $\square \times 9.8\text{m/s}^2$ 相当の荷重を超えて試験装置の限界まで加振試験を行う。回転数は実機に合わせ、 \square とし、加振荷重を段階的に増やして試験を行う。

部分試験での異常モードとしては、ライナーリング部の接触摩擦による回転トルク増加が予想される。この異常モードを検知するために、回転トルク、ライナーリングとインペラの相対変位、ケーシング側振動加速度の測定を行う。機能喪失の判定は、回転トルク上昇分の動力が実機ポンプ運転中軸動力と実機電動機及び電源系統の限界値の差分を超えた場合とするが、ライナーリングとインペラの相対変位、ケーシング側振動加速度も監視しながら総合的に判断する。

(e) 試験結果

各試験体において測定されたトルク、温度等の特性変化は小さく試験装置の性能限界となる荷重まで試験を実施した。各試験体においてポンプ運転状態を模擬するために設定したライナーリング前後差圧、水ループ流量は加振時に変動があるものの、いずれの場合も加振後は元の値に戻っており、ライナーリング部の送水機能は維持されることを確認した。また、試験後の分解目視検査では、摺動痕が見られたが有意な変形等はなく、健全性が確認された。

試験装置外観及び試験結果を別紙 2-1-1 図 4 に示す。

2.2 横形多段ポンプの部分試験

(a) 試験目的

横形多段ポンプで使用されるライナーリングについて地震波加振試験を行い、ライナーリングとロータの衝突時の挙動を確認するとともに、機能限界値及び損傷モードの評価を実施する。

(b) 試験体

実機におけるライナーリングとインペラとの直径隙間を別紙 2-1-1 図 5 に示す。ライナーリングとインペラの隙間が小さい方が地震時の接触の可能性が高い。多段ポンプのライナーリングはフラット形のほかにねじ溝付きのものも用いられる。ねじ溝付きの方は、フラット形に比べ、潤滑性が良い。本試験では、ライナーリングの特性を確認する目的もあり、フラット形の試験体に加えてねじ溝形の試験体を選定する。フラット型

で隙間の小さいものの中から試験体①を、これと軸径の異なるものを試験体②選定する。ねじ溝形で隙間の小さいものの中から試験体③を選定する。データのばらつきを評価するために試験体はそれぞれ3個とする。

(c) 試験装置

試験装置の主軸はフレキシブルカップリングを介して可変速モータで駆動される。また、負荷用軸受は油圧装置と接続されており、固定されたライナーリングに対して、主軸を加振する構造となっている。なお、装置下部両端の垂直方向 $\pm 45^\circ$ には空気ベローズが配置されており、主軸の位置を調整することが可能となっている。

計測は状態監視のための低速収録と動特性計測用の高速収録に分けて計測する。計測方法については、装置及びライナーリングの状態監視及び軸受静特性データ収集のため回転数、圧力、温度等を低速データロガーとPCを用いて計測する。また、ケーシング加速度等の動特性データはデジタルデータレコーダによる測定を実施する。

試験全体図を別紙2-1-1図6に示す。

(d) 試験手順

入力加速度 $\square \times 9.8\text{m/s}^2$ 時に発生する想定荷重を上回る領域までを目標に、機能喪失もしくは装置限界に至るまで加振レベルを上げながら加振試験を行う。回転数は実機に合わせ、 \square とする。

部分試験での異常モードとしては、ライナーリングとインペラ接触での温度上昇、かじりの発生とライナーリング部の接触摩擦による回転トルクの増加が予想される。この異常モードを検知するために、回転トルク、ライナーリング温度等の測定を行う。機能喪失の判定は、回転トルクとライナーリング温度の急上昇が生じた場合とするが、他の計測値も監視しながら総合的に判断する。

(e) 試験結果

試験体①は、加振力約 \square kN で回転トルクが上昇し始めた。試験は試験装置の性能限界となる \square kN まで実施した。試験体②は、加振力約 \square kN で回転トルクが上昇し始めた。試験は試験装置の性能限界となる \square kN まで実施した。試験体③は、加振力約 \square kN で回転トルクが上昇し始めた。試験は試験装置の性能限界となる \square kN まで実施した。各試験体について加振試験体表面に摺動痕が見られたが、加振試験前後でライナーリング差圧及び流量に有意な差異はなくポンプ送水機能への影響がないことを確認した。

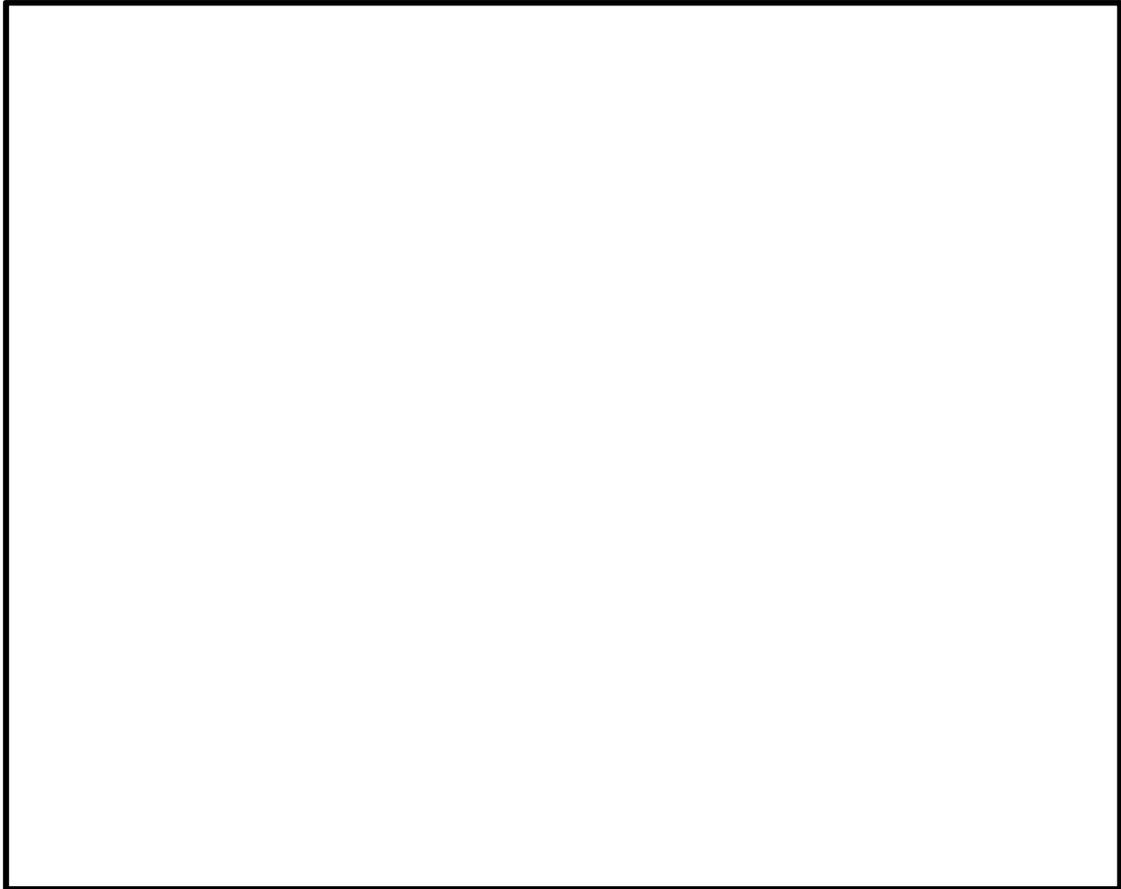
試験装置外観及び試験結果を別紙2-1-1図7に示す。

2.3 JNES機器耐力その1で得られた知見

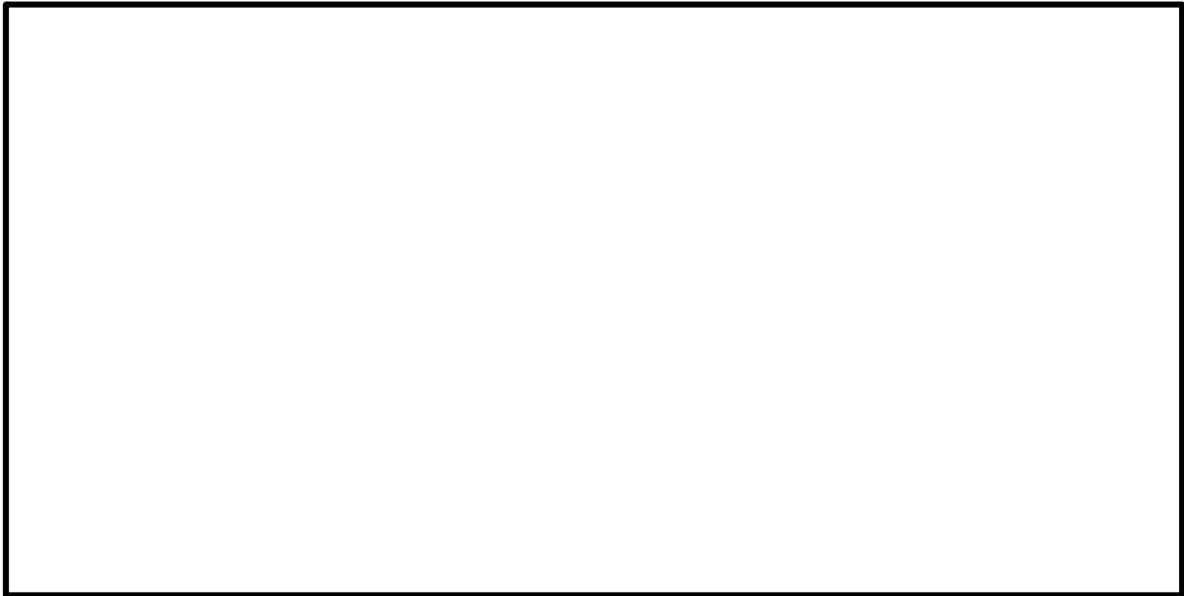
地震波加振試験後、試験体を検査した結果、試験体表面に摺動痕が確認されたが、非常に軽微であり進展性のあるクラック等は認められず、加振試験前後でのライナーリング差圧及び水ループ流量に有意な差はなくポンプ送水機能への影響が無いことが確認され、地

震後の運転継続性の観点でも健全であると判定された。この試験結果からライナーリングは機能喪失までに十分余裕があると判断され、横形ポンプに対して機能確認PV値が設定された。ここでPV値とは、ライナーリングに作用する面圧とインペラの周速度の積であり、滑り軸受などの摺動部材の運転可能範囲を判定するために用いられる値である。別紙2-1-1表1及び別紙2-1-1表2にJNES機器耐力その1で得られたPV値を示す。

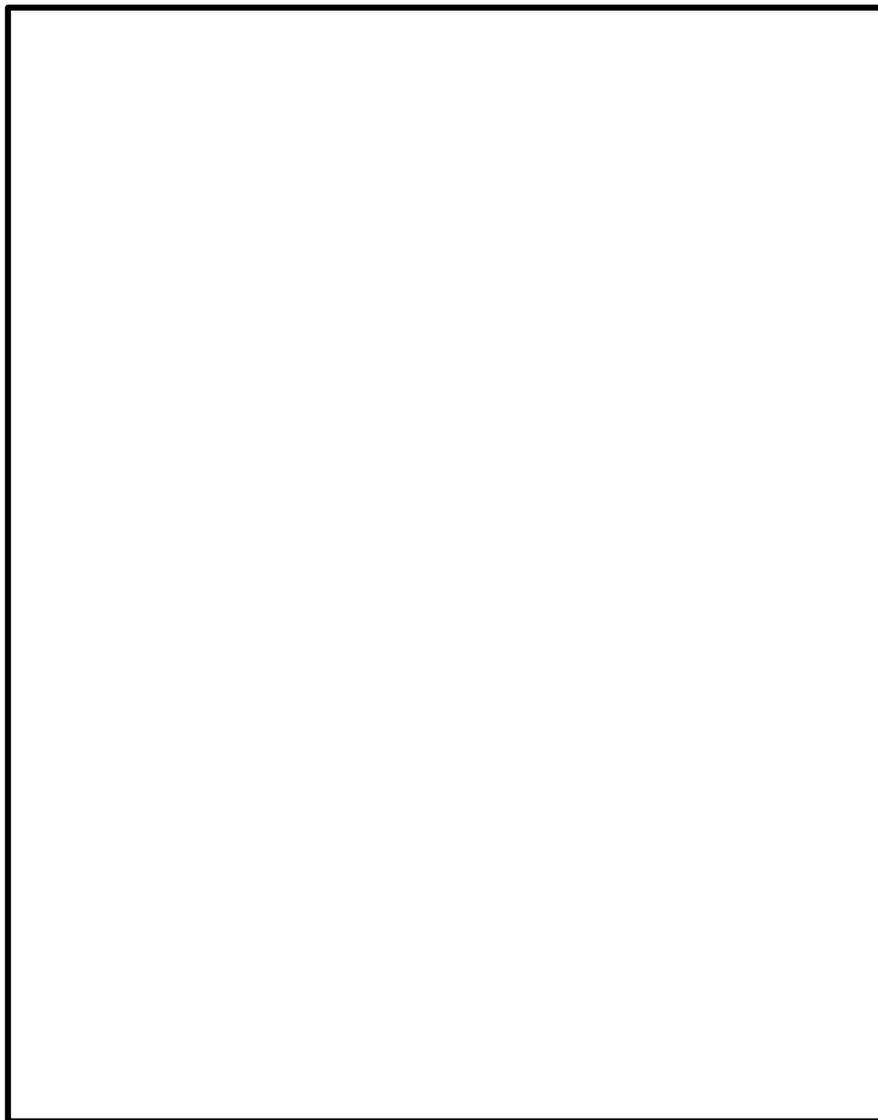
JNES機器耐力その1では安全側の評価として各試験体で機能確認されたPV値のうち最も小さい値を機能確認PV値として設定している。



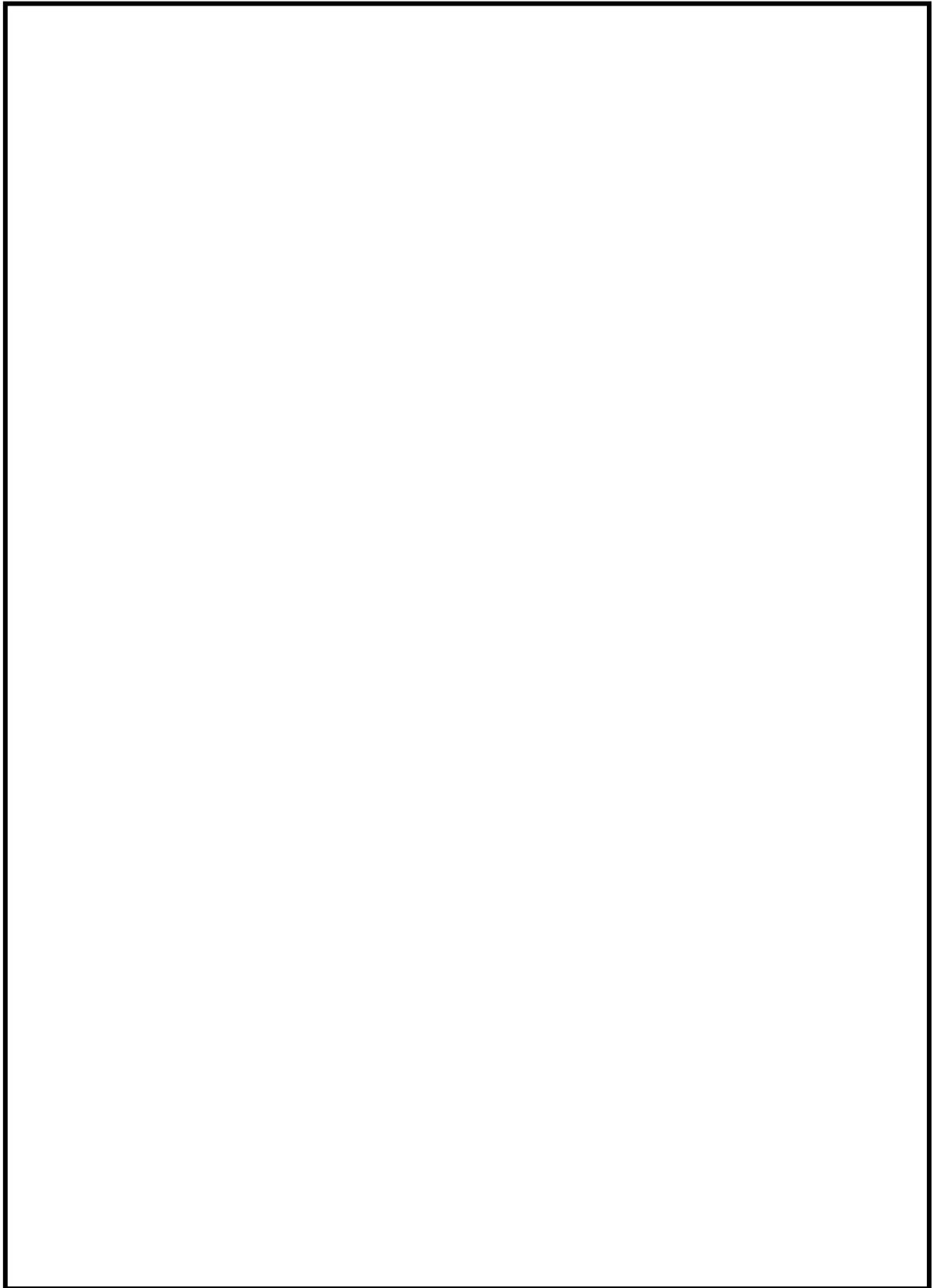
別紙2-1-1 図1 インペラとライナーリングのクリアランス部詳細図
(横形多段ポンプの例)



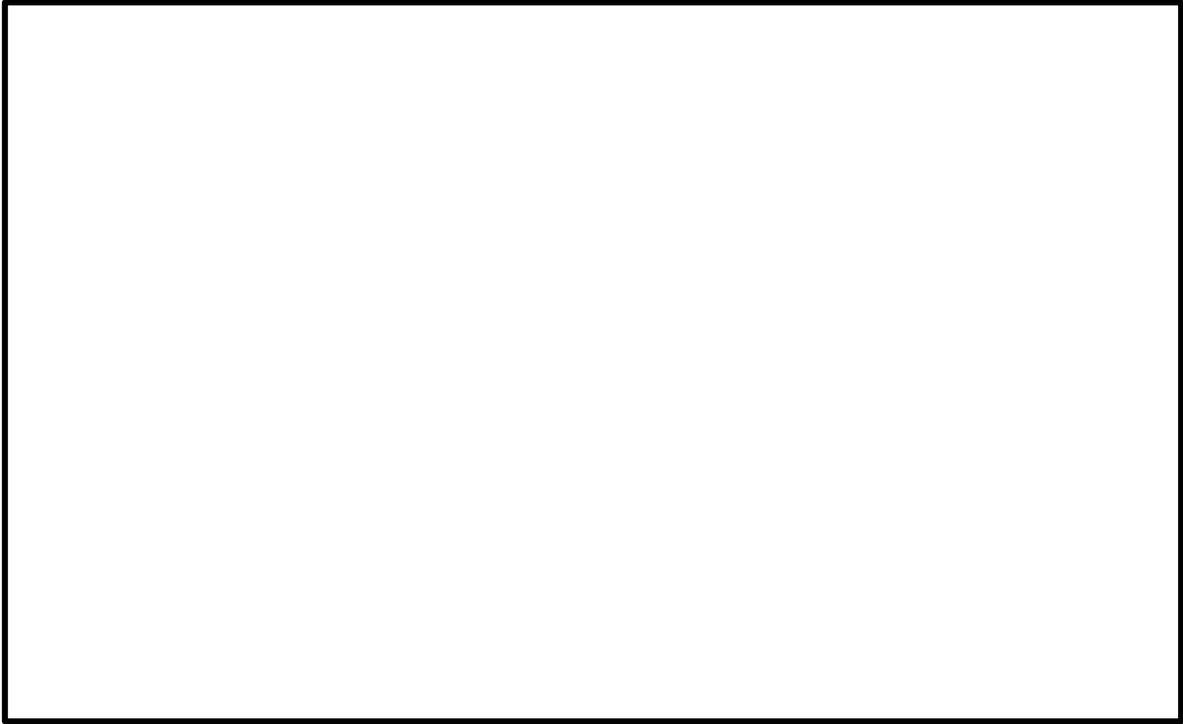
別紙 2-1-1 図 2 ライナーリングとインペラの直径隙間 (単段ポンプ)



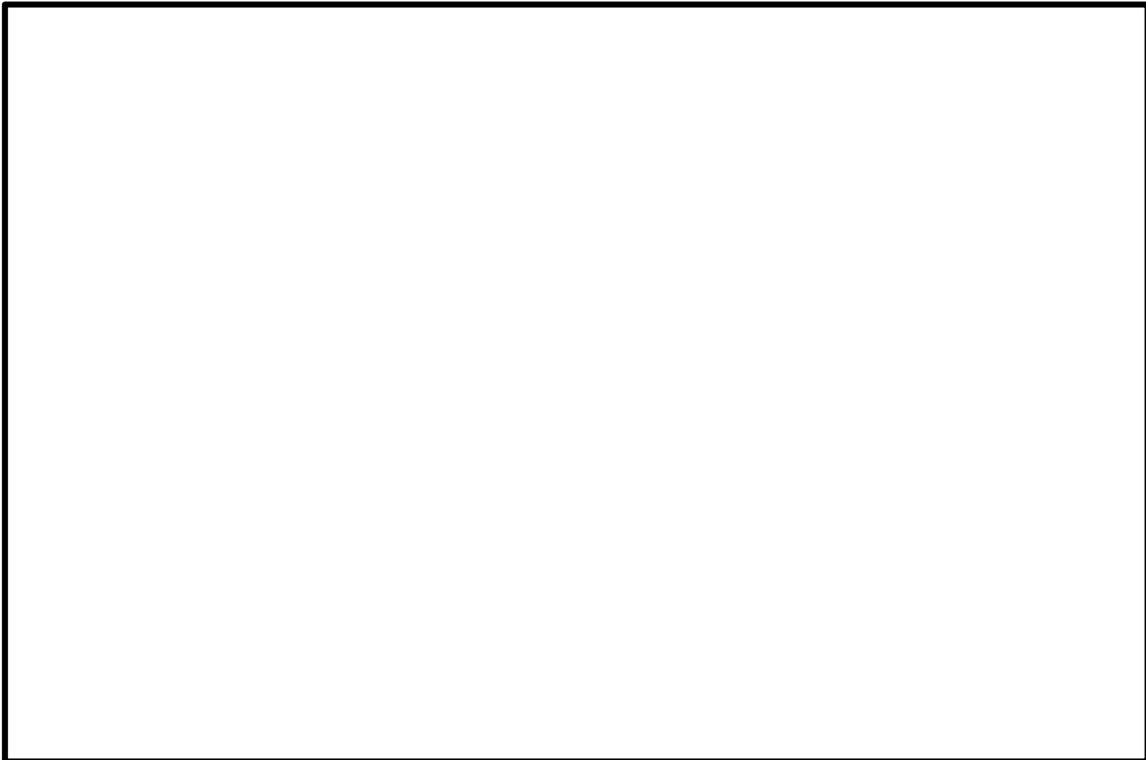
別紙 2-1-1 図 3 横形単段ポンプの部分試験 試験全体図



別紙 2-1-1 図 4 横形単段ポンプの部分試験 試験装置外観及び試験結果



別紙 2-1-1 図 5 ライナーリングとインペラの直径隙間 (多段ポンプ)



別紙 2-1-1 図 6 横形多段ポンプの部分試験 試験全体図



(a) 試験装置外観

(b) 試験結果 (ライナリングー外観)

別紙 2-1-1 図 7 横形多段ポンプの部分試験 試験装置外観及び試験結果

別紙 2-1-1 表 1 J N E S 機器耐力その 1 で得られた P V 値 (横形単段ポンプ)

サイズ	試験体 No.	機能確認荷重 (試験) (kN)	最大面圧 P (MPa)	回転数 (rpm)	速度 V (m/s)	機能確認 P V (MPa・m/s)	評価
	1						
	2						
	3						
	1						
	2						
	3						
	1						
	2						
	3						

$P = \text{機能確認荷重} / (\text{ライナーリング内径} \times \text{ライナーリング幅})$

$V = \text{回転数} \times \text{ライナーリング内径} \times \text{円周率} / 60$

別紙 2-1-1 表 2 J N E S 機器耐力その 1 で得られた P V 値 (横形多段ポンプ)

サイズ	試験体 No.	機能確認荷重 (試験) (kN)	最大面圧 P (MPa)	回転数 (rpm)	速度 V (m/s)	機能確認 P V (MPa・m/s)	評価
	1						
	2						
	3						
	1						
	2						
	3						
	1						
	2						
	3						

$P = \text{機能確認荷重} / (\text{ライナーリング内径} \times \text{ライナーリング幅})$

$V = \text{回転数} \times \text{ライナーリング内径} \times \text{円周率} / 60$

3. 燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプへの J N E S 知見の適用性

島根 2 号機の燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプの摺動部について、J N E S 機器耐力その 1 で使用した試験体との構造比較を行い、適用性を検討する。また、燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプの P V 値を算出し、J N E S 機器耐力その 1 での結果の比較を行う。

3.1 ライナーリング比較

島根 2 号機の燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプのライナーリングと J N E S 機器耐力その 1 で使用したライナーリング試験体を比較する。

島根 2 号機の燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプのライナーリングと J N E S 機器耐力その 1 の試験体のうち、試験体③及び試験体②フラット形が構造、寸法及び材質の点で類似している。なお、内径と幅については次項の P V 値により試験条件との比較を行う。ライナーリングの基本仕様比較を別紙 2-1-1 表 3 及び別紙 2-1-1 表 4 に示す。

別紙 2-1-1 表 3 ライナーリングの基本仕様比較（横形単段ポンプ）

項目		形状	内径	幅	材質
島根 2 号機	燃料プール冷却ポンプライナーリング	フラット形 			
J N E S 機器耐力その 1		フラット形 			
		フラット形 			
		フラット形 			

別紙 2-1-1 表 4 ライナーリングの基本仕様比較（横形多段ポンプ）

項目		形状	内径	幅	材質
島根 2 号機	低圧原子炉代替注水ポンプライナーリング	フラット形 			
J N E S 機器耐力その 1		フラット形 			
		フラット形 			
		ねじ溝形			

注：試験体①～③については、J N E S 機器耐力その 1 の報告書にて材質は  とされており、具体的な材料記号の記載はない。

3.2 P V値の比較

燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプのライナーリングの地震時におけるP V値を算出し、J N E S機器耐力その1で得られた機能確認P V値と比較する。

3.2.1 記号の説明

燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプのP V値算出に使用する記号を別紙2-1-1表5に示す。

別紙2-1-1表5 記号の説明

記号	記号の説明	単位
B _{c r}	ライナーリング幅*	mm
C _H	水平方向設計震度	—
C _P	ポンプ振動による震度	—
C _V	鉛直方向設計震度	—
D _{c r}	ライナーリング内径	mm
F _{c r}	地震力を考慮した評価対象部位に付加される荷重	N
F 1	地震力を考慮したロータの質量による荷重	N
F 2	地震力を考慮した軸継手質量による荷重	N
g	重力加速度 (g=9.80665)	m/s ²
m _c	軸継手の質量	kg
m _r	ロータの全質量	kg
N	回転数 (原動機の同期回転数)	rpm
P _{c r}	地震力を考慮したライナーリングに加わる面圧	MPa
V _{c r}	ライナーリング内径の周速	m/s
P V	ライナーリングのP V値	MPa・m/s

注記* : 「ライナーリング幅>インペラとライナーリングが接触する幅」となる場合は安全側にインペラとライナーリングが接触する幅を適用する。

3.2.2 P V値の算出の計算式

燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプの地震時におけるライナーリングに加わる面圧を求め、ライナーリング内径の周速をかけることによりP V値を算出する。算出に用いる式を以下に示す。

地震力を考慮したロータの質量による荷重

$$F 1 = m_r \cdot g \cdot \left(\sqrt{C_H^2 + (C_V + 1)^2} + C_P \right)$$

地震力を考慮した軸継手質量による荷重

$$F_2 = m_c \cdot g \cdot (\sqrt{C_H^2 + (C_V + 1)^2} + C_P)$$

地震力を考慮した評価対象部位に付加される荷重

$$F_{cr} = F_1 + F_2$$

地震力を考慮したライナーリングに加わる面圧

$$P_{cr} = \frac{F_{cr}}{D_{cr} \cdot B_{cr}}$$

ライナーリング内径の周速

$$V_{cr} = \frac{D_{cr}}{1000} \cdot \pi \cdot \frac{N}{60}$$

ライナーリングのPV値

$$PV = P_{cr} \cdot V_{cr}$$

3.2.3 機能確認PV値との比較

島根2号機の燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプのライナーリングのPV値とJNES機器耐力その1で得られた機能確認PV値を比較する。結果を別紙2-1-1表6及び別紙2-1-1表7に示す。

算出されたPV値は、JNES機器耐力その1で得られた機能確認PV値以下であり、JNES機器耐力その1で得られた知見を燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプに適用することができることから、ポンプの機能は維持され则认为られる。

別紙2-1-1表6 PV値の比較結果（横形単段ポンプ）

ポンプ種類	評価部位	燃料プール冷却ポンプ 算出PV値 (MPa・m/s)	JNES機器耐力その1 機能確認PV値 φ267mm(試験体③) (MPa・m/s)	裕度
横形単段ポンプ	摺動部			

機能確認PV値（ MPa・m/s）以下であり動的機能維持の余裕が十分ある。

別紙 2-1-1 表 7 P V 値の比較結果 (横形多段ポンプ)

ポンプ種類	評価部位	低圧原子炉代替注水ポンプ 算出 P V 値 (MPa・m/s)	J N E S 機器耐力その 1 機能確認 P V 値 φ 195mm (試験体②) フラット形 (MPa・m/s)	裕度
横形多段ポンプ	摺動部			

機能確認 P V 値 (MPa・m/s) 以下であり動的機能維持の余裕が十分ある。

4. まとめ

横形ポンプの摺動部 (インペラとライナーリングのクリアランス) について, J N E S 機器耐力その 1 の加振試験内容及び試験結果から得られた知見を詳細に示した。

島根 2 号機の燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプのライナーリングと J N E S 機器耐力その 1 の試験体を構造比較することにより, J N E S 機器耐力その 1 で得られた知見の適用性を確認した。また, 島根 2 号機の燃料プール冷却ポンプ及び低圧原子炉代替注水ポンプの P V 値を算出し, 発生する P V 値が J N E S 機器耐力その 1 で得られた機能確認 P V 値以下であることを確認した。

電動機の「詳細検討」

1. 「詳細検討」対象設備

機能確認済加速度との比較による動的機能維持評価の結果, 電動機の機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える設備について別紙 2-2-1 表に示す。

別紙 2-2-1 表 機能確認済加速度との比較による評価結果

設備名称	形式	方向	機能維持 評価用 加速度*1, *2	機能 確認済 加速度*1	超過の 有無*3
燃料プール冷却ポンプ用 原動機	横形ころがり 軸受	水平方向	2.63	4.7	○
		鉛直方向	2.08	1.0	×
ほう酸水注入ポンプ用原 動機		水平方向	3.2	4.7	○
		鉛直方向	2.0	1.0	×
非常用ガス処理系排風機 用原動機		水平方向	2.26	4.7	○
		鉛直方向	2.51	1.0	×
可燃性ガス濃度制御系 再結合装置ブロウ用原動 機		水平方向	2.26	4.7	○
		鉛直方向	2.69	1.0	×
非常用ディーゼル発電設 備 B-ディーゼル燃料移 送ポンプ用原動機		水平方向	2.81	4.7	○
		鉛直方向	3.57	1.0	×
低圧原子炉代替注水ポン プ用原動機	水平方向	4.60	4.7	○	
	鉛直方向	3.50	1.0	×	

注記*1: 加速度の単位: $\times 9.8\text{m/s}^2$

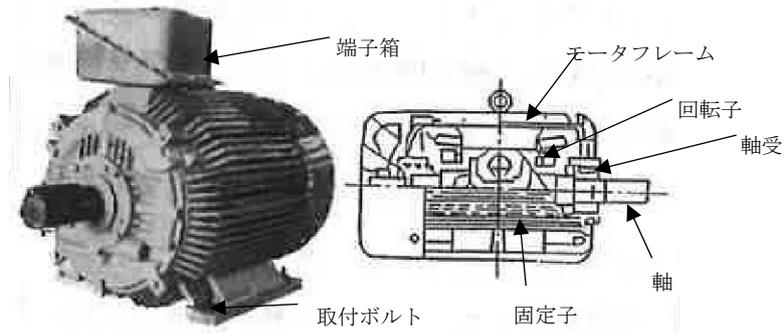
*2: 機能維持評価用加速度は各設備の耐震性についての計算書より引用している。

*3: 機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合は「×」で示す。

2. 電動機の構造概要

「詳細検討」が必要となった電動機の構造概要を別紙 2-2-1 図に示す。電動機は、機構的に単純であり、いずれも堅牢なモータフレームと回転子とから構成される。

その形式は大別して軸受種類によってすべり軸受ところがり軸受とに分けられ、さらに設置方向によりそれぞれ立形と横形に分類されるが、いずれも振動系としては類似のものであり、基本的な評価の考え方は全機種に共通なものとなる。



別紙 2-2-1 図 電動機（横形ころがり軸受）の構造概要図

3. 電動機の基本評価項目

3.1 J E A G 4 6 0 1 に基づく基本評価項目

J E A G 4 6 0 1 において基本評価項目として定義されている評価部位は以下のとおりである。

○部品の健全性

- ・固定子
- ・回転子
- ・端子箱

○回転機能の健全性

- ・軸
- ・軸受
- ・固定子と回転子間のクリアランス

○各要素及び全体支持機能の健全性

- ・モータフレーム
- ・台板への取付ボルト
- ・基礎ボルト

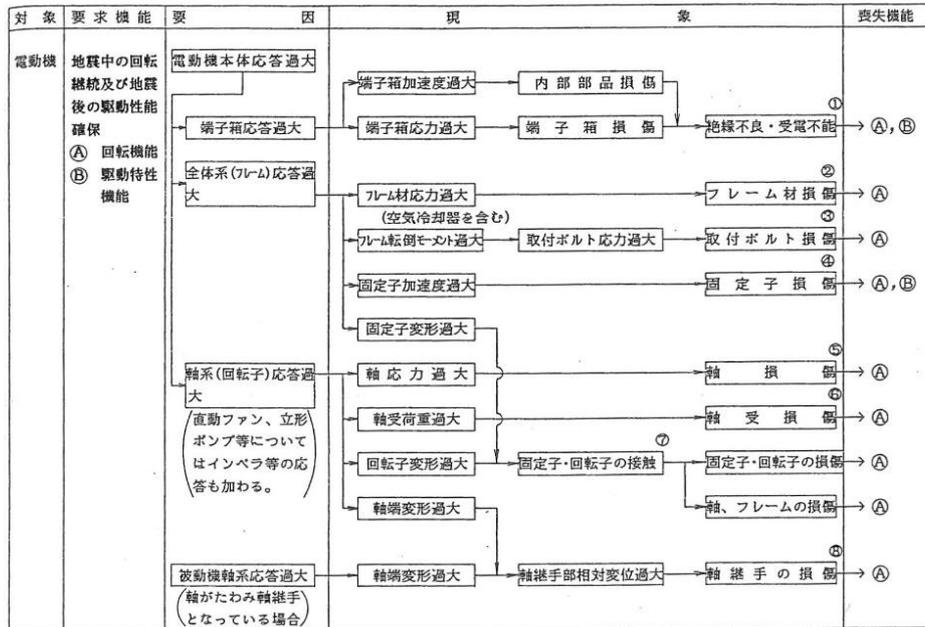
○冷却ファン，クーラユニットの健全性

なお，上記の部位のうち，「固定子，回転子，端子箱，固定子と回転子間のクリアランス，モータフレーム，冷却ファン及びクーラユニットの健全性」については，「既往研究成果として十分な耐震性が確認されており，以下に述べる標準的な評価手順では評価項目から省略することができる。」とされている。

3.2 耐特委で検討された基本評価項目

(1) 地震時異常要因分析

耐特委報告書における電動機の地震時異常要因分析結果を別紙 2-2-2 図に示す。



別紙 2-2-2 図 電動機の地震時異常要因分析図 (耐特委報告書)

(2) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①～⑧の基本評価項目が抽出されており、これらの基本評価項目について評価することで、回転機能及び駆動特性機能が確認できるとされており、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これら①～⑧の基本評価項目について、全て評価基準値以下に収まっていれば、動的機能は維持できると考えられる。全ての基本評価項目の中で、一つでも評価基準値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとする。なお、各評価結果が**おおむね**弾性域内にとどまっていれば、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えられる。

本項では、上記考え方に基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

①端子箱の健全性

端子箱の応答が過大となることにより、端子箱もしくは内部部品*が損傷し、絶縁不良や受電不能になることにより回転機能及び駆動特性機能が喪失する。

注記*：対象設備の端子箱は締結されたケーブルを囲う箱であり、内部部品はない。

②フレームの健全性

全体系(モータフレーム)の応答が過大となることにより、電動機構成部品の支持構造部材であるモータフレーム材の応力が過大となりモータフレームが損傷に至ることにより回転機能が喪失する。

③取付ボルトの健全性

電動機の応答が過大となって発生する転倒モーメントにより電動機を電動機支え台に固定している取付ボルトに発生する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

回転機能が喪失する。

④固定子の健全性

全体系の応答が過大となることにより、固定子自身に作用する加速度が過大となり固定子の損傷に至ることにより回転機能及び駆動特性機能が喪失する。

⑤軸の健全性

軸系（回転子）の応答が過大となることで軸応力が過大となり、軸が損傷することにより回転機能が喪失する。

⑥軸受の健全性

軸系（回転子）の応答が過大となることで軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで軸の回転が阻害され、回転機能が喪失する。

⑦固定子・回転子の健全性

全体系（モータフレーム）の応答が過大となることによる固定子変形量の増大に加え、軸系（回転子）の応答が過大となることによる回転子変形量の増大により、固定子・回転子の接触が発生し、固定子・回転子が損傷することで回転機能が喪失する。

⑧軸継手の健全性

被駆動機（ポンプ等）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被駆動機への回転運動の伝達機能が喪失する。

4. 電動機の「詳細検討」方針

J E A G 4 6 0 1 及び耐特委の内容を踏まえた、島根原子力発電所第2号機の電動機の動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針について別紙2-2-2表に示す。別紙2-2-2表に示すとおり、基本評価項目に対して耐震評価を実施し動的機能の健全性確認を実施する。なお、J E A G 4 6 0 1 の基本評価項目に対する耐震評価結果は本資料及び添付書類に記載し、耐特委のみの基本評価項目に対する耐震評価結果は本資料にのみ記載する。

別紙 2-2-2 表 電動機の動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針

No.	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価 項目	検討方針	記載 箇所*1
1	端子箱 (取付ボルト)	○	○	電動機の端子箱本体は、箱状の構造物で十分な剛性が確認されていることから、地震加速度の大きさに関わらず取付ボルトに最も荷重が作用する。また、端子箱は締結されたケーブルを囲う箱であり、内部部品はないことから、端子箱取付ボルトの発生応力を評価する。*2, 3	②
2	モータフレーム	○	○	モータフレームは固定子及び軸受を支持する構造物であり、地震時にはこれら構成部材に作用する地震荷重によりモータフレームに有意な荷重が作用することから、モータフレームの発生応力を評価する。*2	②
3	固定子	○	○	全体系の応答が過大となることにより、固定子自身に作用する加速度が過大となり固定子の損傷に至ることにより回転機能及び駆動特性機能喪失に関わるため、固定子の発生応力を評価する。*2	②
4	軸 (回転子)	○	○	回転機能保持の観点から、軸 (回転子) の発生応力を評価する。*2	②
5	軸受	○	○	回転機能保持の観点から、軸受の発生荷重を評価する。*2	②
6	固定子と 回転子間の クリアランス	○	○	全体系 (モータフレーム) の応答が過大となることによる固定子変形量の増大に加え、軸系 (回転子) の応答が過大となることによる回転子変形量の増大により、固定子・回転子の接触が発生し、回転機能喪失に関わるため、回転子のたわみを評価する。*2	②
7	軸継手	—	○	ボルト固定のフレキシブルカップリングを使用している機器は、スラスト荷重を駆動側・被駆動側ともに軸受で負担するため軸継手部には有意な応力が発生しないことから、軸継手の評価を省略する。チェーン連結式のフレキシブルカップリングを使用している機器は、地震に伴い連結部に変位が生じ損傷する可能性があるため評価する。*4	—
8	取付ボルト、 基礎ボルト	○	○	取付ボルト及び基礎ボルトは構造強度評価対象として添付書類*2で健全性を確認していることから、動的機能維持評価対象としての添付書類*2への記載を省略する。	— (構造強度 評価対象)
9	冷却ファン、 クーラユニット の健全性	○	—	冷却ファンのインペラと同じ軸上に取り付けられている固定子と回転子のクリアランスの方が許容可能変位の観点から厳しいことから、当該クリアランスで回転機能維持の評価を代表するため、冷却ファンの評価を省略する。	—

注記*1:本資料のみ記載の場合「①」、本資料及び添付書類*2に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

*2:添付書類「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-9-4-5-1-2 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」、「VI-2-9-4-5-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置の耐震性についての計算書」、「VI-2-10-1-2-1-6 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」及び「VI-2-5-5-5-1 低圧原子炉代替注水ポンプの耐震性についての計算書」にそれぞれ記載

*3:可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロウ用原動機の端子箱は軽量であり、当該機器にかかる荷重は原動機取付ボルトで代表されることから、評価対象外とする。

*4:別紙 2-4 「往復動式ポンプの「詳細検討」」で評価を行う。

5. 電動機の評価基準値の設定

電動機の動的機能維持評価の「詳細検討」内容に対する評価基準値を別紙2-2-3表に示す。

電動機の「詳細検討」対象設備に対する基本評価項目が評価基準値以下となることを確認することで、「詳細検討」対象設備の動的機能維持が確保されると判断する。

別紙2-2-3表 電動機（横形ころがり軸受）の評価基準値

No.	基本評価項目	評価基準値の設定
1	端子箱（取付ボルト）	絶縁及び受電機能の確保の観点から、端子箱全体の振動特性に影響を与えるような有意な変形を伴わない（局所的に塑性化しても、全体としては弾性挙動となるような）許容応力状態Ⅳ _{AS} の許容応力を評価基準値とした。
2	モータフレーム	支持機能確保の観点から、回転機能又は機器全体の振動特性に影響を与えるような有意な変形を伴わない（局所的に塑性化しても、全体としては弾性挙動となるような）許容応力状態Ⅳ _{AS} の許容応力を評価基準値とした。
3	固定子	固定子の機能維持の観点から、固定子の発生応力を弾性範囲内にとどめるよう許容応力状態Ⅲ _{AS} の許容応力を評価基準値とした。
4	軸（回転子）	回転機能の確保の観点から、軸（回転子）の発生応力を弾性範囲内にとどめるよう許容応力状態Ⅲ _{AS} の許容応力を評価基準値とした。
5	軸受	軸受の機能維持の観点から、メーカー規定の軸受許容荷重を評価基準値とした。
6	固定子と回転子間のクリアランス	軸（回転子）と固定子の接触により回転機能が阻害されるという観点から、これらのクリアランスを評価基準値とした。

6. 電動機の「詳細検討」結果

電動機の動的機能維持評価の「詳細検討」対象設備に対する「詳細検討」結果を別紙2-2-4表～別紙2-2-7表に示す。

「詳細検討」対象設備である各電動機に対する「詳細検討」結果は、全ての評価部位の発生値が評価基準値を満足しており、「詳細検討」対象設備である各電動機の動的機能維持が確保されることを確認した。

なお、各電動機の動的機能維持評価の詳細については、添付書類「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-9-4-5-1-2 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」、「VI-2-9-4-5-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置の耐震性についての計算書」及び「VI-2-10-1-2-1-6 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に示す。

別紙 2-2-4 表 燃料プール冷却ポンプ用原動機 「詳細検討」 結果 (1/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
端子箱 (取付ボルト)	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_t = \frac{F_t}{A_t}$ σ_t : 端子箱取付ボルトに発生する引張応力 (MPa) F_t : 端子箱取付ボルト 1 本当たりの引張力 (N) A_t : 端子箱取付ボルトの断面積 (mm ²)	12 (MPa)	174 (MPa)	○
	応力 (MPa)	せん断応力	$\tau_t = \frac{Q_t}{n_t \cdot A_t}$ τ_t : 端子箱取付ボルトに発生するせん断応力 (MPa) Q_t : 端子箱取付ボルトのせん断力 (N) n_t : 端子箱取付ボルトの本数 (-) A_t : 端子箱取付ボルトの断面積 (mm ²)	2 (MPa)	134 (MPa)	○
モータフレーム	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_{mf} = \sqrt{(\sigma_{mf1} + \sigma_{mf2} + \sigma_{mf3})^2 + 3 \cdot \tau_{mf1}^2}$ σ_{mf} : モータフレームに生じる組合せ応力 (MPa) σ_{mf1} : 水平方向の荷重による曲げ応力 (圧縮) (MPa) σ_{mf2} : 自重及び鉛直方向の荷重による圧縮応力 (MPa) σ_{mf3} : 原動機回転により作用するモーメントによる圧縮応力 (MPa) τ_{mf1} : 水平方向の荷重によるせん断応力 (MPa)	7 (MPa)	232 (MPa)	○

別紙 2-2-7

注: 動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

燃料プール冷却ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 II (基準地震動 S s) を上回る設計震度 [水平: 2.63, 鉛直: 2.08]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-4 表 燃料プール冷却ポンプ用原動機 「詳細検討」 結果 (2/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
固定子	応力 (MPa)	せん断応力	$\tau_k = \frac{F_k}{A_k}$ τ_k : キーに発生するせん断応力 (MPa) F_k : キーに発生する荷重の合計 (N) A_k : キーの断面積 (mm ²)	7 (MPa)	104 (MPa)	○
軸 (回転子) *2	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_{ms} = \sqrt{\sigma_{ms1}^2 + 3 \cdot \tau_{mms}^2}$ σ_{ms} : 軸 (回転子) に生じる組合せ応力 (MPa) σ_{ms1} : 軸 (回転子) に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa) τ_{mms} : 原動機の回転モーメントにより発生するねじり応力 (MPa)	177 (MPa)	265 (MPa)	○

注: 動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

燃料プール冷却ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 II (基準地震動 S_s) を上回る設計震度 [水平: 2.63, 鉛直: 2.08]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-4 表 燃料プール冷却ポンプ用原動機 「詳細検討」 結果 (3/3)

評価部位		項目	評価対象	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
軸受*1	軸継手側	荷重 (N)	—	$F_{B1'} = \text{Max} (0.6 \cdot F_{B1} + 0.5 \cdot Q_B, F_{B1})$ $F_{B1'}$: 軸継手側軸受の静等価荷重 (N) F_{B1} : 軸継手側軸受のラジアル荷重 (N) Q_B : スラスト荷重 (N)	1.090×10^4 (N)		○
	反軸継手側	荷重 (N)	—	$F_{B2'} = \text{Max} (0.6 \cdot F_{B2} + 0.5 \cdot Q_B, F_{B2})$ $F_{B2'}$: 反軸継手側軸受の静等価荷重 (N) F_{B2} : 反軸継手側軸受のラジアル荷重 (N) Q_B : スラスト荷重 (N)	1.090×10^4 (N)		○
固定子と回転子間のクリアランス		変位 (mm)	—	$y = \frac{F_{ms} \cdot \ell_{ms1} \cdot (L_B^2 - \ell_{ms1}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E_{ms} \cdot I_{ms} \cdot L_B}$ y : 軸 (回転子) の変位量 (mm) F_{ms} : 軸 (回転子) 質量によるラジアル荷重 (N) ℓ_{ms1} : 反軸継手側軸受から軸受間距離の 1/2 までの距離 (mm) L_B : 軸受間の距離 (mm) E_{ms} : 軸の縦弾性係数 (MPa) I_{ms} : 軸 (回転子) の断面二次モーメント (mm ⁴)	1.77 (mm)		○

別紙 2-2-9

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

燃料プール冷却ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ (基準地震動 S s) を上回る設計震度[水平:2.63, 鉛直:2.08]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-5 表 ほう酸水注入ポンプ用原動機 「詳細検討」結果 (1/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
端子箱 (取付ボルト)	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{bt} = \frac{F_{bt}}{A_{bt}}$ σ_{bt} : 端子箱取付ボルトに生じる引張応力 (MPa) F_{bt} : 端子箱取付ボルトに生じる引張力 (1本当たり) (N) A_{bt} : 端子箱取付ボルトの断面積 (mm ²)	4 (MPa)		○
	応力 (MPa)	せん断応力	$\tau_{bt} = \frac{Q_{bt}}{(n_{bt} \cdot A_{bt})}$ τ_{bt} : 端子箱取付ボルトに生じるせん断応力 (MPa) Q_{bt} : 端子箱取付ボルトに生じるせん断力 (N) n_{bt} : 端子箱取付ボルトの本数 (-) A_{bt} : 端子箱取付ボルトの断面積 (mm ²)	2 (MPa)		○
モータフレーム	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_F = \sqrt{(\sigma_{F1} + \sigma_{F2} + \sigma_{F3})^2 + 3 \cdot \tau_F^2}$ σ_F : モータフレームに生じる組合せ応力 (MPa) σ_{F1} : モータフレームに生じる曲げ応力 (MPa) σ_{F2} : モータフレームに生じる圧縮応力 (MPa) σ_{F3} : 原動機回転により作用するモーメントによる圧縮応力 (MPa) τ_F : モータフレームに生じるせん断応力 (MPa)	9 (MPa)		○

注: 動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度Ⅱ (基準地震動 S s) を上回る設計震度 [水平: 3.2, 鉛直: 2.0]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-5 表 ほう酸水注入ポンプ用原動機 「詳細検討」 結果 (2/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
固定子	応力 (MPa)	せん断応力	$\tau_K = \frac{F_K}{(t_K \cdot \ell_K)}$ τ_K : キーに生じるせん断応力 (MPa) F_K : キーに生じるせん断力 (N) t_K : キーの厚さ (mm) ℓ_K : キーと固定子の接触長さ (mm)	5 (MPa)		○
軸 (回転子) *2	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_S = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$ σ_S : 軸 (回転子) に生じる組合せ応力 (MPa) σ_b : 軸 (回転子) に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa) τ_t : 軸 (回転子) に生じるねじり応力 (MPa)	18 (MPa)		○

注: 動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度Ⅱ (基準地震動 S_s) を上回る設計震度 [水平: 3.2, 鉛直: 2.0]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-5 表 ほう酸水注入ポンプ用原動機 「詳細検討」 結果 (3/3)

評価部位		項目	評価対象	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
軸受*1	軸継手側	荷重 (N)	—	$F_{B1} = \max(X_{01} \cdot F_R + Y_{01} \cdot Q_B, F_R)$ $F_{B1} : \text{軸継手側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{01} : \text{軸継手側軸受の静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) 及び軸継手に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_{01} : \text{軸継手側軸受の静アキシャル荷重係数 (-)}$ $Q_B : \text{軸 (回転子) 及び軸継手に生じるスラスト荷重 (N)}$	5.579×10^3 (N)		○
	反軸継手側	荷重 (N)	—	$F_{B2} = \max(X_{02} \cdot F_R + Y_{02} \cdot Q_B, F_R)$ $F_{B2} : \text{反軸継手側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{02} : \text{反軸継手側軸受の静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) 及び軸継手に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_{02} : \text{反軸継手側軸受の静アキシャル荷重係数 (-)}$ $Q_B : \text{軸 (回転子) 及び軸継手に生じるスラスト荷重 (N)}$	5.579×10^3 (N)		○
固定子と回転子間の クリアランス		変位 (mm)	—	$y = \frac{F_R \cdot \ell_{r,c} \cdot (\ell_{b,L}^2 - \ell_{r,c}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot \ell_{b,L}}$ $y : \text{軸 (回転子) の変位量 (mm)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) 及び軸継手に生じるラジアル荷重 (N)}$ $\ell_{r,c} : \text{軸受間の距離の 1/2 (mm)}$ $\ell_{b,L} : \text{軸受間の距離 (mm)}$ $E : \text{軸 (回転子) の縦弾性係数 (MPa)}$ $I : \text{軸 (回転子) の断面二次モーメント (mm}^4\text{)}$	0.06 (mm)		○

別紙 2-2-12

注:動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ（基準地震動 S s）を上回る設計震度[水平：3.2，鉛直：2.0]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-6 表 非常用ガス処理系排風機用原動機 「詳細検討」結果 (1/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
端子箱 (取付ボルト)	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{bt} = \frac{F_{bt}}{A_{bt}}$ σ_{bt} : 端子箱取付ボルトに生じる引張応力 (MPa) F_{bt} : 端子箱取付ボルトに生じる引張力 (1本当たり) (N) A_{bt} : 端子箱取付ボルトの断面積 (mm ²)	2 (MPa)		○
	応力 (MPa)	せん断応力	$\tau_{bt} = \frac{Q_{bt}}{(n_{bt} \cdot A_{bt})}$ τ_{bt} : 端子箱取付ボルトに生じるせん断応力 (MPa) Q_{bt} : 端子箱取付ボルトに生じるせん断力 (N) n_{bt} : 端子箱取付ボルトの本数 (-) A_{bt} : 端子箱取付ボルトの断面積 (mm ²)	1 (MPa)		○
モータフレーム	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_F = \sqrt{(\sigma_{F1} + \sigma_{F2} + \sigma_{F3})^2 + 3 \cdot \tau_F^2}$ σ_F : モータフレームに生じる組合せ応力 (MPa) σ_{F1} : モータフレームに生じる曲げ応力 (MPa) σ_{F2} : モータフレームに生じる圧縮応力 (MPa) σ_{F3} : 原動機回転により作用するモーメントによる圧縮応力 (MPa) τ_F : モータフレームに生じるせん断応力 (MPa)	6 (MPa)		○

別紙 2-2-13

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

非常用ガス処理系排風機は、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びびねり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-9-4-5-1-2 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ (基準地震動 S s) を上回る設計震度[水平: 2.26, 鉛直: 2.51]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-6 表 非常用ガス処理系排風機用原動機 「詳細検討」結果 (2/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
固定子	応力 (MPa)	せん断応力	$\tau_K = \frac{F_K}{(t_K \cdot \ell_K)}$ τ_K : キーに生じるせん断応力 (MPa) F_K : キーに生じるせん断力 (N) t_K : キーの厚さ (mm) ℓ_K : キーと固定子の接触長さ (mm)	2 (MPa)		○
軸 (回転子) *2	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_S = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$ σ_S : 軸 (回転子) に生じる組合せ応力 (MPa) σ_b : 軸 (回転子) に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa) τ_t : 軸 (回転子) に生じるねじり応力 (MPa)	18 (MPa)		○

別紙 2-2-14

注: 動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

非常用ガス処理系排風機は、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-9-4-5-1-2 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 II (基準地震動 S s) を上回る設計震度[水平: 2.26, 鉛直: 2.51]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-6 表 非常用ガス処理系排風機用原動機 「詳細検討」結果 (3/3)

評価部位		項目	評価対象	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
軸受*1	軸継手側	荷重 (N)	—	$F_{B1} = \max (X_{01} \cdot F_R + Y_{01} \cdot Q_B, F_R)$ $F_{B1} : \text{軸継手側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{01} : \text{軸継手側軸受の静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_{01} : \text{軸継手側軸受の静アキシャル荷重係数 (-)}$ $Q_B : \text{軸 (回転子) に生じるスラスト荷重 (N)}$	2.851×10 ³ (N)		○
	反軸継手側	荷重 (N)	—	$F_{B2} = \max (X_{02} \cdot F_R + Y_{02} \cdot Q_B, F_R)$ $F_{B2} : \text{反軸継手側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{02} : \text{反軸継手側軸受の静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_{02} : \text{反軸継手側軸受の静アキシャル荷重係数 (-)}$ $Q_B : \text{軸 (回転子) に生じるスラスト荷重 (N)}$	2.851×10 ³ (N)		○
固定子と回転子間のクリアランス		変位 (mm)	—	$y = \frac{F_R \cdot \ell_{r,c} \cdot (\ell_{b,L}^2 - \ell_{r,c}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot \ell_{b,L}}$ $y : \text{軸 (回転子) の変位量 (mm)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N)}$ $\ell_{r,c} : \text{軸受間の距離の 1/2 (mm)}$ $\ell_{b,L} : \text{軸受間の距離 (mm)}$ $E : \text{軸 (回転子) の縦弾性係数 (MPa)}$ $I : \text{軸 (回転子) の断面二次モーメント (mm}^4\text{)}$	0.06 (mm)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

非常用ガス処理系排風機は、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-9-4-5-1-2 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ (基準地震動 S s) を上回る設計震度[水平:2.26, 鉛直:2.51]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-7 表 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用原動機 「詳細検討」結果 (1/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
モータフレーム	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_F = \sqrt{(\sigma_{F1} + \sigma_{F2} + \sigma_{F3})^2 + 3 \cdot \tau_F^2}$ σ_F : モータフレームに生じる組合せ応力 (MPa) σ_{F1} : モータフレームに生じる曲げ応力 (MPa) σ_{F2} : モータフレームに生じる圧縮応力 (MPa) σ_{F3} : 原動機回転により作用するモーメントによる圧縮応力 (MPa) τ_F : モータフレームに生じるせん断応力 (MPa)	8 (MPa)		○
固定子	応力 (MPa)	せん断応力	$\tau_K = \frac{F_K}{(t_K \cdot L_K)}$ τ_K : キーに生じるせん断応力 (MPa) F_K : キーに生じるせん断力 (N) t_K : キーの厚さ (mm) L_K : キーと固定子の接触長さ (mm)	2 (MPa)		○
軸 (回転子) *2	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_S = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$ σ_S : 軸 (回転子) に生じる組合せ応力 (MPa) σ_b : 軸 (回転子) に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa) τ_t : 軸 (回転子) に生じるねじり応力 (MPa)	21 (MPa)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-9-4-5-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置の耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ (基準地震動 S s) を上回る設計震度[水平 : 2.26, 鉛直 : 2.69]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-7 表 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用原動機 「詳細検討」 結果 (2/3)

評価部位		項目	評価対象	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
軸受*1	負荷側	荷重 (N)	—	$F_{B1} = \max (X_{01} \cdot F_R + Y_{01} \cdot Q_B, F_R)$ F_{B1} : 負荷側軸受に生じる静等価荷重 (N) X_{01} : 負荷側軸受の静ラジアル荷重係数 (-) F_R : 軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N) Y_{01} : 負荷側軸受の静アキシャル荷重係数 (-) Q_B : 軸 (回転子) に生じるスラスト荷重 (N)	3.459×10^3 (N)		○
	反負荷側	荷重 (N)	—	$F_{B2} = \max (X_{02} \cdot F_R + Y_{02} \cdot Q_B, F_R)$ F_{B2} : 反負荷側軸受に生じる静等価荷重 (N) X_{02} : 反負荷側軸受の静ラジアル荷重係数 (-) F_R : 軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N) Y_{02} : 反負荷側軸受の静アキシャル荷重係数 (-) Q_B : 軸 (回転子) に生じるスラスト荷重 (N)	3.459×10^3 (N)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-9-4-5-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置の耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ (基準地震動 S_s) を上回る設計震度 [水平 : 2.26, 鉛直 : 2.69]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-7 表 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用原動機 「詳細検討」結果 (3/3)

評価部位	項目	評価対象	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
固定子と回転子間のクリアランス	変位 (mm)	—	$y = \frac{F_R \cdot \ell_{r,c} \cdot (\ell_{b,L}^2 - \ell_{r,c}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E_s \cdot I \cdot \ell_{b,L}}$ <p> y : 軸 (回転子) の変位量 (mm) F_R : 軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N) $\ell_{r,c}$: 軸受間の距離の 1/2 (mm) $\ell_{b,L}$: 軸受間の距離 (mm) E_s : 軸 (回転子) の縦弾性係数 (MPa) I : 軸 (回転子) の断面二次モーメント (mm⁴) </p>	0.07 (mm)		○

注: 動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-9-4-5-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置の耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 II (基準地震動 S_s) を上回る設計震度 [水平 : 2.26, 鉛直 : 2.69]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-8 表 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ用原動機 「詳細検討」 結果 (1/4)

評価部位	項目	評価対象	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
端子箱 (取付ボルト)	応力 (MPa)	引張	$\sigma_{bt} = \frac{F_{bt}}{A_{bt}}$ σ_{bt} : 端子箱取付ボルトに生じる引張応力 (MPa) F_{bt} : 端子箱取付ボルトに生じる引張力 (1 本当たり) (N) A_{bt} : 端子箱取付ボルトの軸断面積 (mm ²)			○
	応力 (MPa)	せん断	$\tau_{bt} = \frac{Q_{bt}}{n_{bt} \cdot A_{bt}}$ τ_{bt} : 端子箱取付ボルトに生じるせん断応力 (MPa) Q_{bt} : 端子箱取付ボルトに作用するせん断力 (N) n_{bt} : 端子箱取付ボルトの本数 (-) A_{bt} : 端子箱取付ボルトの軸断面積 (mm ²)			○
モータフレーム	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_F = \sqrt{(\sigma_{F1} + \sigma_{F2} + \sigma_{F3})^2 + 3 \cdot \tau_F^2}$ σ_F : モータフレームに生じる組合せ応力 (MPa) σ_{F1} : モータフレームに生じる曲げ応力 (MPa) σ_{F2} : モータフレームに生じる圧縮応力 (MPa) σ_{F3} : 原動機回転により作用するモーメントによる圧縮応力 (MPa) τ_F : モータフレームに生じるせん断応力 (MPa)			○

別紙 2-2-19

注: 動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は, 添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

非常用ディーゼル発電設備B-ディーゼル燃料移送ポンプは, 地震後機能維持が要求される設備であるが, 原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張, 曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については, 添付書類「VI-2-10-1-2-1-6 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 II (基準地震動 S s) [水平: 2.81, 鉛直: 3.57]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-8 表 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ用原動機 「詳細検討」結果 (2/4)

評価部位	項目	評価対象	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
固定子	応力 (MPa)	せん断	$\tau_p = \frac{F_p}{A_p}$ τ_p : 廻り止めピンに生じるせん断応力 (MPa) F_p : ピンに生じるせん断力 (N) A_p : 廻り止めピンの断面積 (mm ²)			○
軸 (回転子) *2	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_t = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$ σ_t : 軸 (回転子) に生じる組合せ応力 (MPa) σ_b : 軸 (回転子) に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa) τ_t : 軸 (回転子) に生じるねじり応力 (MPa)			○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は, 添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

非常用ディーゼル発電設備B-ディーゼル燃料移送ポンプは, 地震後機能維持が要求される設備であるが, 原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張, 曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については, 添付書類「VI-2-10-1-2-1-6 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ (基準地震動 S s) [水平: 2.81, 鉛直: 3.57]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-8 表 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ用原動機 「詳細検討」 結果 (3/4)

評価部位	項目		評価対象	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
軸受*1	軸継手側	荷重 (N)	—	$F_{B1} = \max (X_0 \cdot F_R + Y_0 \cdot Q_B, F_R)$ $F_{B1} : \text{軸継手側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_0 : \text{静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_0 : \text{アキシアル荷重係数 (-)}$ $Q_B : \text{軸 (回転子) に生じるスラスト荷重 (N)}$			○
	反軸継手側	荷重 (N)	—	$F_{B2} = \max (X_0 \cdot F_R + Y_0 \cdot Q_B, F_R)$ $F_{B2} : \text{反軸継手側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_0 : \text{静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_0 : \text{アキシアル荷重係数 (-)}$ $Q_B : \text{軸 (回転子) に生じるスラスト荷重 (N)}$			○

注:動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

非常用ディーゼル発電設備B-ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-1-6 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ (基準地震動 S s) [水平:2.81, 鉛直:3.57]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-8 表 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ用原動機 「詳細検討」 結果 (4/4)

評価部位	項目	評価対象	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
固定子と回転子間の クリアランス	変位 (mm)	—	$y = \frac{F_R \cdot \ell_{r,c} \cdot (\ell_{b,L}^2 - \ell_{r,c}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E_b \cdot I \cdot \ell_{b,L}}$ y : 軸 (回転子) の変位量 (mm) F _R : 軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N) ℓ _{r,c} : 軸受間の距離の 1/2 (mm) ℓ _{b,L} : 軸受間の距離 (mm) E _b : 軸 (回転子) の縦弾性係数 (MPa)			○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

非常用ディーゼル発電設備B-ディーゼル燃料移送ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-10-1-2-1-6 非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ (基準地震動 S s) [水平 : 2.81, 鉛直 : 3.57]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-9 表 低圧原子炉代替注水ポンプ用原動機 「詳細検討」 結果 (1/3)

評価部位	項目	評価対象	算出式	発生値	評価基準値	評価
端子箱 (取付ボルト)	応力 (MPa)	引張	$\sigma_t = \frac{F_t}{A_t}$ σ_t : 端子箱取付ボルトに発生する引張応力 (MPa) F_t : 端子箱取付ボルト 1 本当たりの引張力 (N) A_t : 端子箱取付ボルトの断面積 (mm^2)	23 (MPa)		○
	応力 (MPa)	せん断	$\tau_t = \frac{Q_t}{n_t \cdot A_t}$ τ_t : 端子箱取付ボルトに発生するせん断応力 (MPa) Q_t : 端子箱取付ボルトのせん断力 (N) n_t : 端子箱取付ボルトの本数 (-) A_t : 端子箱取付ボルトの断面積 (mm^2)	5 (MPa)		○
モータフレーム	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_{mf} = \sqrt{(\sigma_{mf1} + \sigma_{mf2} + \sigma_{mf3})^2 + 3 \cdot \tau_{mf1}^2}$ σ_{mf} : モータフレーム (脚部) に生じる組合せ応力 (MPa) σ_{mf1} : 水平方向の荷重による曲げ応力 (圧縮) (MPa) σ_{mf2} : 自重及び鉛直方向の荷重による圧縮応力 (MPa) σ_{mf3} : 原動機回転により作用するモーメントによる圧縮応力 (MPa) τ_{mf1} : 水平方向の荷重によるせん断応力 (MPa)	15 (MPa)		○

別紙 2-2-23

注: 動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

低圧原子炉代替注水ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-5-5-5-1 低圧原子炉代替注水ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 II (基準地震動 S s) を上回る設計震度 [水平: 4.60, 鉛直: 3.50]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-9 表 低圧原子炉代替注水ポンプ用原動機 「詳細検討」 結果 (2/3)

評価部位	項目	評価対象	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
固定子	応力 (MPa)	せん断	$\tau_K = \frac{F_K}{A_K}$ τ_K : キーに発生するせん断応力 (MPa) F_K : キーに発生する荷重の合計 (N) A_K : キーの断面積 (mm ²)	40 (MPa)		○
軸 (回転子) *2	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_{ms} = \sqrt{\sigma_{ms1}^2 + 3 \cdot \tau_{mms}^2}$ σ_{ms} : 軸 (回転子) に生じる組合せ応力 (MPa) σ_{ms1} : 軸 (回転子) に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa) τ_{mms} : 原動機の回転モーメントにより発生するねじり応力 (MPa)	71 (MPa)	248 (MPa)	○

注: 動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

低圧原子炉代替注水ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2: 引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3: 算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-5-5-5-1 低圧原子炉代替注水ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4: 設計用震度 II (基準地震動 S_s) を上回る設計震度 [水平: 4.60, 鉛直: 3.50]

*5: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-2-9 表 低圧原子炉代替注水ポンプ用原動機 「詳細検討」 結果 (3/3)

評価部位		項目	評価対象	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
軸受*1	軸継手側	荷重 (N)	—	$F_{B1}' = \text{Max} (0.6 \cdot F_{B1} + 0.5 \cdot Q_B, F_{B1})$ F_{B1}' : 軸継手側軸受の静等価荷重 (N) F_{B1} : 軸継手側軸受のラジアル荷重 (N) Q_B : スラスト荷重 (N)	2.959×10^4 (N)		○
	反軸継手側	荷重 (N)	—	$F_{B2}' = \text{Max} (0.6 \cdot F_{B2} + 0.5 \cdot Q_B, F_{B2})$ F_{B2}' : 反軸継手側軸受の静等価荷重 (N) F_{B2} : 反軸継手側軸受のラジアル荷重 (N) Q_B : スラスト荷重 (N)	2.959×10^4 (N)		○
固定子と回転子間のクリアランス	変位 (mm)	—	$y = \frac{F_{ms} \cdot \ell_{ms1} \cdot (L_B^2 - \ell_{ms1}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E_{bms} \cdot I_{ms} \cdot L_B}$ y : 軸 (回転子) の変位量 (mm) F_{ms} : 軸 (回転子) 質量によるラジアル荷重 (N) ℓ_{ms1} : 反軸継手側軸受から軸受間距離の 1/2 までの距離 (mm) L_B : 軸受間の距離 (mm) E_{bms} : 軸の縦弾性係数 (MPa) I_{ms} : 軸 (回転子) の断面二次モーメント (mm ⁴)	0.45 (mm)		○	

別紙 2-2-25

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

低圧原子炉代替注水ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-5-5-5-1 低圧原子炉代替注水ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ (基準地震動 S_s) を上回る設計震度 [水平 : 4.60, 鉛直 : 3.50]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

ファンの「詳細検討」

1. 「詳細検討」対象設備

機能確認済加速度との比較による動的機能維持評価の結果、ファンの機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える設備は、別紙 2-3-1 表のとおり。

別紙 2-3-1 表 機能確認済加速度との比較による評価結果

設備名称	形式	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済 加速度*1	超過の 有無*2
非常用ガス処理系排風機	遠心直結型	水平方向	2.26	2.3	○
		鉛直方向	2.51	1.0	×
可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ	遠心直動型	水平方向	2.26	2.6	○
		鉛直方向	2.69	1.0	×

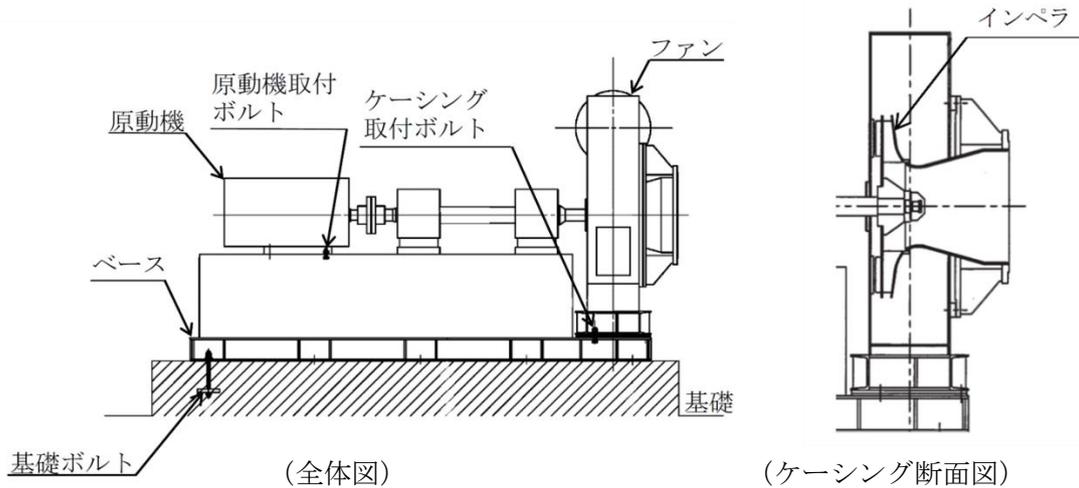
注記*1:加速度の単位: $\times 9.8\text{m/s}^2$

*2:機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合は「×」で示す。

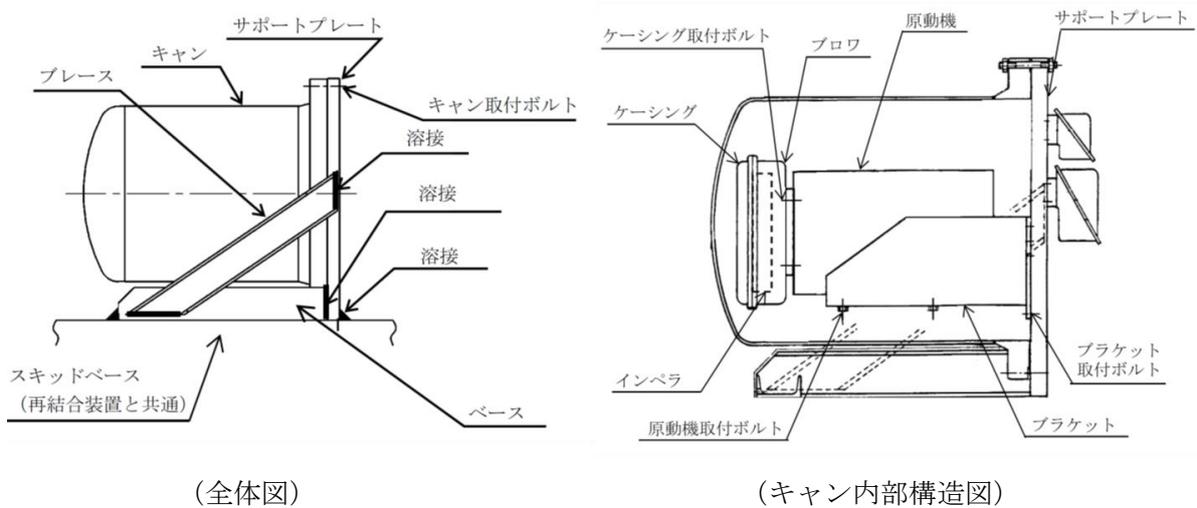
2. ファンの構造概要

原子力発電所で用いられているファンには、遠心式ファン及び軸流式ファンがあり、遠心式ファンは軸振動系の違いから直結型及び直動型に分類される。「詳細検討」が必要となった遠心式ファンの構造概要を別紙 2-3-1 図及び別紙 2-3-2 図に示す。遠心直結型ファンは、電動機とインペラ（羽根車）が水平に伸びた軸により連結され、中間を 2 つの軸受で支持する構造となっている。遠心直動型ファンは、インペラが電動機回転軸端に直接取り付けられており、電動機の軸受で荷重及びモーメントを支持する構造となっている。

以上のようにファンは分類されるが、いずれも振動性上大きく逸脱するものではないため、基本的な評価の考え方は共通なものとなる。



別紙 2-3-1 図 ファン（遠心直結型）の構造概要図
 （非常用ガス処理系排風機）



別紙 2-3-2 図 ファン（遠心直動型）の構造概要図
 （可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ）

3. ファンの基本評価項目

3.1 J E A G 4 6 0 1に基づく基本評価項目

J E A G 4 6 0 1において基本評価項目として定義されている評価部位は以下のとおりである。

○回転機能の健全性

- ・軸
- ・軸受
- ・インペラとファンケーシング間のクリアランス

○静圧の確保及び密閉機能の健全性

- ・ファンケーシング
- ・軸シール

○各要素及び全体支持機能の健全性

- ・軸系架台
- ・ファンケーシング固定ボルト
- ・電動機固定ボルト
- ・基礎ボルト

○駆動用電動機の健全性

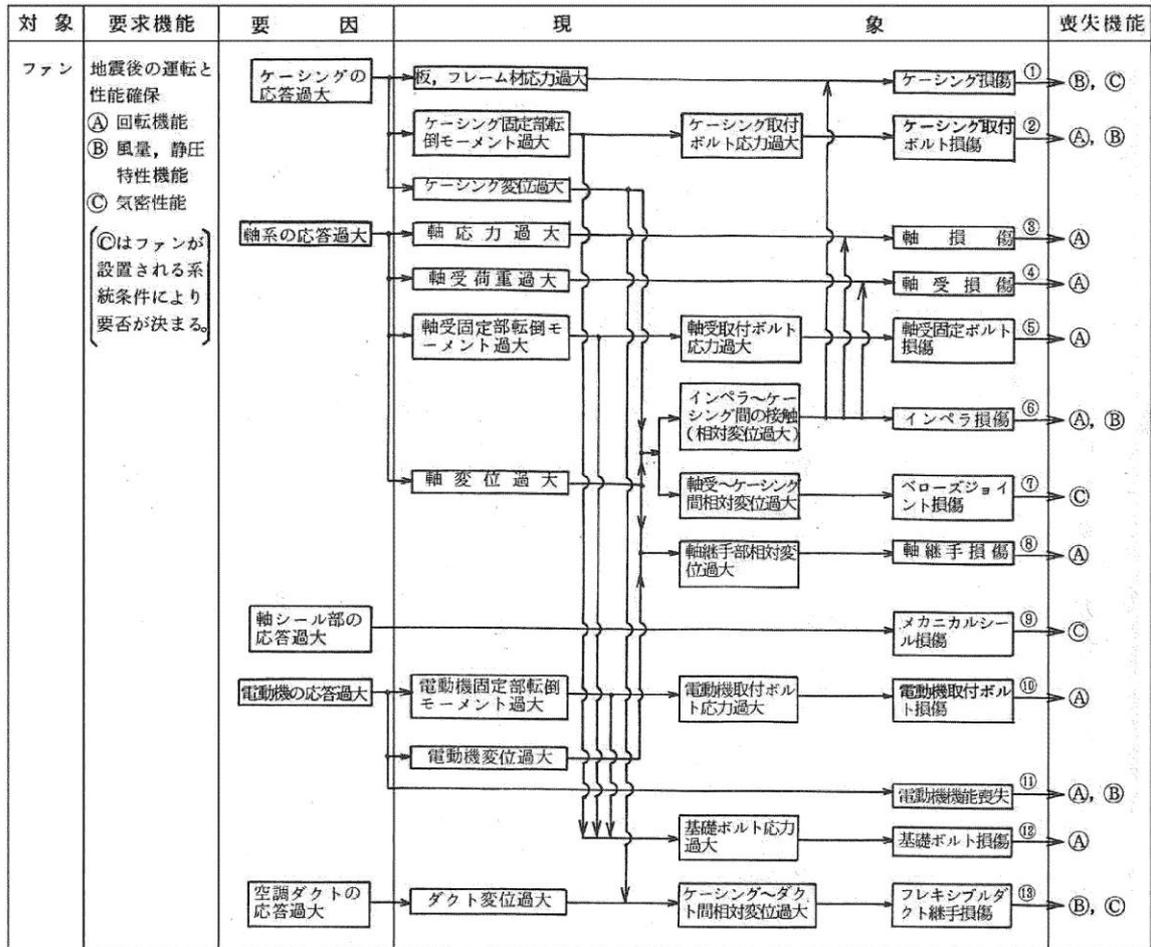
なお、上記の部位のうち、「解析等で剛であることが確認されたものや、軸流ファンのように形式的に剛であることが明白であるものについては適宜評価項目を省略することができる。」とされている。

3.2 耐特委で検討された基本評価項目

(1) 地震時異常要因分析

耐特委報告書におけるファンの地震時異常要因分析結果を別紙 2-3-3 図に示す。

なお、耐特委報告書では、ファンを構造面から遠心直結型、遠心直動型及び軸流式の 3 タイプに分類した上で、各タイプの構成要素を全て含んだメカニカルシール付遠心直結型ファンを代表として分析し、基本評価項目を抽出している。



別紙 2-3-3 図 ファンの地震時異常要因分析図 (耐特委報告書)

(2) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①~⑬の基本評価項目が抽出されており、これらの基本評価項目について評価することで、回転機能、風量、静圧特性機能及び気密性能が確認できるとされており、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これら①~⑬の基本評価項目について、全て評価基準値以下に収まっていれば、動的機能は維持できると考えられる。全ての基本評価項目の中で、一つでも評価基準値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとする。なお、各評価結果が **おおむね** 弾性域内にとどまっていれば、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えられる。

本項では、上記考え方に基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について (a) に遠心直結型ファンを、(b) に遠心直動型ファンを個別に記述する。

(a) 遠心直結型ファンの基本評価項目の検討

別紙 2-3-3 図の各基本評価項目における非常用ガス処理系排風機が機能喪失に至る現象について以下に示す。

①ケーシングの健全性

ケーシングの応答が過大となることにより、ケーシング材の応力が過大となり損傷に至ることで、風量、静圧特性機能及び気密性能が喪失する。

②ケーシング取付ボルトの健全性

ケーシングの応答が過大となることで、ケーシング固定部の転倒モーメントが過大となることから、ケーシング取付ボルトの応力が過大となり損傷に至ることで、ケーシングが転倒することにより回転機能、風量及び静圧特性機能が喪失する。

③軸の健全性

軸系の応答が過大となることで軸応力が過大となり、軸が損傷することにより回転機能が喪失する。

④軸受の健全性

軸系の応答が過大となることで軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより軸の回転が阻害され、回転機能が喪失する。

⑤軸受固定ボルトの健全性

軸系の応答が過大となることで軸受固定ボルトの応力が過大となり損傷に至ることで、回転機能が喪失する。

⑥インペラとケーシングとのクリアランスの健全性

ケーシングの応答が過大となることで、ケーシング変位及び軸変位が過大になることからインペラ-ケーシング間の接触が発生し、インペラが損傷に至ることにより回転機能、風量及び静圧特性機能が喪失する。

⑦ベローズジョイントの健全性

ケーシング及び軸系の応答が過大となることにより、軸受-ケーシング間に過大な相対変位が生じることでベローズジョイントが損傷に至り、気密性能が喪失する。

⑧軸継手の健全性

ファンの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が喪失する。

⑨メカニカルシールの健全性

軸シール部の応答が過大となることにより、メカニカルシールが損傷に至ることで、気密性能が喪失する。

⑩電動機取付ボルトの健全性

電動機の応答が過大となることで、電動機固定部の転倒モーメントが過大となることから、電動機取付ボルトの応力が過大となり損傷に至ることで、電動機が転倒することにより回転機能が喪失する。

⑪電動機の健全性

電動機の応答が過大となり、電動機の機能が喪失することで回転機能、風量及び静圧特性機能が喪失する。

⑫基礎ボルトの健全性

ケーシング、軸系及び電動機の応答が過大となることで、ファン固定部の転倒モーメントが過大となることから、基礎ボルトの応力が過大となり損傷に至ることで、全体系が転倒することにより回転機能が喪失する。

⑬フレキシブルダクト継手の健全性

ケーシング及び空調ダクトの応答が過大となることにより、ケーシングダクト間に過大な相対変位が生じることでフレキシブルダクト継手が損傷に至り、風量、静圧特性機能及び気密性能が喪失する。

(b) 遠心直動型ファンの基本評価項目の検討

別紙 2-3-3 図の各基本評価項目における可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワが機能喪失に至る現象について以下に示す。

① ケーシングの健全性

ケーシングの応答が過大となることにより、ケーシング材の応力が過大となり損傷に至ることで、風量、静圧特性機能及び気密性能が喪失する。

② ケーシング取付ボルトの健全性

ケーシングの応答が過大となることで、ケーシング固定部の転倒モーメントが過大となることから、ケーシング取付ボルトの応力が過大となり損傷に至ることで、ケーシングが転倒することにより回転機能、風量及び静圧特性機能が喪失する。

③軸の健全性

軸系の応答が過大となることで軸応力が過大となり、軸が損傷することにより回転機能が喪失する。

④軸受の健全性

軸系の応答が過大となることで軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより軸の回転が阻害され、回転機能が喪失する。

⑤軸受固定ボルトの健全性

軸受固定ボルトは遠心直動型ファンの構成部材にはないため、評価対象外とする。

⑥インペラとケーシングとのクリアランスの健全性

ケーシングの応答が過大となることで、ケーシング変位及び軸変位が過大になることからインペラ-ケーシング間の接触が発生し、インペラが損傷に至ることにより回転機能、風量、静圧特性機能が喪失する。

⑦ベローズジョイントの健全性

ベローズジョイント軸継手は遠心直動型ファンの構成部材にはないため、評価対象外とする。

⑧軸継手の健全性

軸継手は遠心直動型ファンの構成部材にはないため、評価対象外とする。

⑨メカニカルシールの健全性

メカニカルシールは遠心直動型ファンの構成部材にはないため、評価対象外とする。

⑩電動機取付ボルトの健全性

電動機の応答が過大となることで、電動機固定部の転倒モーメントが過大となることから、電動機取付ボルトの応力が過大となり損傷に至ることで、電動機が転倒することにより回転機能が喪失する。

⑪電動機本体の健全性

電動機の応答が過大となり、電動機の機能が喪失することで回転機能、風量及び静圧特性機能が喪失する。

⑫基礎ボルトの健全性

ケーシング、軸系及び電動機の応答が過大となることで、ファン固定部の転倒モーメントが過大となることから、基礎ボルトの応力が過大となり損傷に至ることで、全体系が転倒することにより回転機能が喪失する。

⑬フレキシブルダクト継手の健全性

ケーシング及び空調ダクトの応答が過大となることにより、ケーシング-ダクト間に過大な相対変位が生じることでフレキシブルダクト継手が損傷に至り、風量、静圧特性機能及び気密性能が喪失する。

4. ファンの「詳細検討」方針

J E A G 4 6 0 1 及び耐特委の内容を踏まえた、島根原子力発電所第2号機の電動機の動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針について別紙2-3-2-1表及び別紙2-3-2-2表に示す。別紙2-3-2-1表及び別紙2-3-2-2表に示す基本評価項目に対して耐震評価を実施し動的機能の健全性確認を実施する。なお、J E A G 4 6 0 1の基本評価項目に対する耐震評価結果は本資料及び添付書類に記載し、耐特委のみの基本評価項目に対する耐震評価結果は本資料にのみ記載する。

別紙 2-3-2-1 表 ファン（遠心直結型）の動的機能維持評価に係る「詳細検討」内容
（非常用ガス処理系排風機）

No.	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価項目	検討方針	記載箇所*1
1	ケーシング	○	○	共通架台上にケーシング取付ボルトを用いて固定されており、地震時にファンケーシングの荷重はケーシング取付ボルトで受け持つことから、クリティカル部位である当該ボルトを代表とし、ファンケーシングの評価は対象外とする。	—
2	ケーシング取付ボルト	○	○	構造強度評価対象として添付書類*2で健全性を確認していることから、動的機能維持評価対象としての添付書類*2への記載を省略する。	—（構造強度評価対象）
3	軸	○	○	回転機能保持の観点から、主軸の発生応力の評価を実施する。*2	②
4	軸受	○	○	回転機能保持の観点から、軸受の発生荷重の評価を実施する。*2	②
5	軸受固定ボルト	○	○	軸受固定ボルトは軸受の耐力を超えるように設計されており、軸受を代表として評価することから評価対象外とする。	—
6	インペラとケーシングとのクリアランス	○	○	軸変位量の増大によりインペラケーシング間で接触が発生し、回転機能の喪失に関わるため、インペラとケーシングとのクリアランスを評価する。*2	②
7	ベローズ	—	○	島根 2 号機で対象としている遠心直結型ファンにベローズは構造上存在しないため、評価対象外とする。	—
8	軸継手	○	○	水平地震力及び運転時により発生するスラスト荷重は駆動側・被駆動側ともに軸受で負担するため、軸継手部では有意な変位は生じない設計としていることから評価対象外とする。	—
9	メカニカルシール	○	○	島根 2 号機で対象としている遠心直結型ファンにメカニカルシールは構造上存在しないため、評価対象外とする。	—
10	原動機取付ボルト	○	○	構造強度評価対象として添付書類*2で健全性を確認していることから、動的機能維持評価対象としての添付書類*2への記載を省略する。	—（構造強度評価対象）
11	原動機	—	○	別紙 2-2「電動機の「詳細検討」」で評価することから、本項目での記載を省略する。	②
12	基礎ボルト	○	○	構造強度評価対象として添付書類*2で健全性を確認していることから、動的機能維持評価対象としての添付書類*2への記載を省略する。	—（構造強度評価対象）
13	フレキシブルダクト継手	—	○	島根 2 号機で対象としている遠心直結型ファンのケーシングは配管と接続されるが、接続部に有意な変形が生じない設計であるため評価対象外とする。	—

注記*1:本資料のみ記載の場合「①」、本資料及び添付書類*2に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

*2:添付書類「VI-2-9-4-5-1-2 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」に記載

別紙2-3-2-2表 ファン（遠心直動型）の動的機能維持評価に係る「詳細検討」内容
（可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ）

No.	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1の 基本評価項目	耐特委の 基本評価項目	検討方針	記載 箇所*1
1	ケーシング	○	○	耐特委でケーシングに要求される機能維持の観点から、風量及び静圧特性機能維持に関わる部品としてブロワケーシングが該当し、気密機能維持に関わる部品としてキャンが該当する。上記部品は十分な剛性を有しており、地震時にはケーシング取付ボルトに最も荷重が作用することから、当該ボルトを代表とし、ケーシングの評価は対象外とする。	—
2	ケーシング取付ボルト	○	○	上記の方針に従い、ケーシング取付ボルトに相当する部品としてキャン取付ボルト及びブロワケーシング取付ボルトの発生応力を評価する。*2	②
3	軸	○	○	別紙2-2「電動機の「詳細検討」」で評価することから、軸の評価を省略する。	②
4	軸受	○	○	別紙2-2「電動機の「詳細検討」」で評価することから、軸受の評価を省略する。	②
5	軸受固定ボルト	—	○	軸受固定ボルトは遠心直動型ファンに構造上存在しないため、評価対象外とする。	—
6	インペラとケーシングとのクリアランス	○	○	軸変位量の増大によりインペラケーシング間で接触が発生し、回転機能の喪失に関わるため、インペラとケーシングとのクリアランス（隙間）を評価する。*2	②
7	ベローズ	—	○	ベローズは遠心直動型ファンに構造上存在しないため、評価対象外とする。	—
8	軸継手	○	○	軸継手は遠心直動型ファンに構造上存在しないため、評価対象外とする。	—
9	メカニカルシール	○	○	メカニカルシールは遠心直動型ファンに構造上存在しないため、評価対象外とする。	—
10	電動機取付ボルト	○	○	耐特委では電動機固定部のボルトが損傷することにより回転機能が喪失するとしており、電動機固定部として、ブラケットとの接続部であるブロワ電動機取付ボルト及びブラケット取付ボルトを評価対象部位とする。電動機のフレームは十分な剛性を有しており、地震時には当該ボルトに最も荷重が作用することから、当該ボルトの発生応力を評価する。*2	②
11	電動機本体	—	○	別紙2-2「電動機の「詳細検討」」で評価することから、本項目での記載を省略する。	②
12	基礎ボルト	○	○	耐特委における基礎ボルトに相当するブレース及びベース取付溶接部は構造強度評価対象として添付書類*2で健全性を確認していることから、動的機能維持評価対象としての添付書類*2への記載を省略する。	—（構造強度評価対象）
13	フレキシブルダクト継手	—	○	島根2号機で対象としている遠心直結型ファンにフレキシブルダクト継手は構造上存在しないため、評価対象外とする。	—

注記*1:本資料のみ記載の場合「①」、本資料及び添付書類*2に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

*2:添付書類「VI-2-9-4-5-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置の耐震性についての計算書」に記載

5. ファンの評価基準値の設定

ファンの動的機能維持評価の「詳細検討」内容に対する評価基準値を別紙 2-3-3-1 表及び別紙 2-3-3-2 表に示す。

ファンの「詳細検討」対象設備に対する基本評価項目が評価基準値以下となることを確認することで、「詳細検討」対象設備の動的機能維持が確保されると判断する。

別紙 2-3-3-1 表 ファン（遠心直結型）の評価基準値
（非常用ガス処理系排風機）

No.	基本評価項目	評価基準値の設定
1	軸	回転機能の確保の観点から、軸（回転子）の発生応力を弾性範囲内にとどめるよう許容応力状態ⅢA _S の許容応力を評価基準値とした。
2	軸受	軸受の機能維持の観点から、メーカー規定の軸受許容荷重を評価基準値とした。
3	インペラとケーシング間のクリアランス	インペラとケーシングの接触により回転機能が阻害されるという観点から、これらのクリアランスを評価基準値とした。

別紙 2-3-3-2 表 ファン（遠心直動型）の評価基準値
（可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ）

No.	基本評価項目	評価基準値の設定
1	ケーシング取付ボルト	支持機能の確保の観点から、回転機能又は機器全体の振動特性に影響を与えるような有意な変形を伴わない（局所的に塑性化しても、全体としては弾性挙動となるような）許容応力状態ⅣA _S の許容応力を評価基準値とした。
2	キャン取付ボルト	支持機能の確保の観点から、回転機能又は機器全体の振動特性に影響を与えるような有意な変形を伴わない（局所的に塑性化しても、全体としては弾性挙動となるような）許容応力状態ⅣA _S の許容応力を評価基準値とした。
3	インペラとケーシング間のクリアランス	インペラとケーシングの接触により回転機能が阻害されるという観点から、これらのクリアランスを評価基準値とした。
4	原動機取付ボルト	支持機能の確保の観点から、回転機能又は機器全体の振動特性に影響を与えるような有意な変形を伴わない（局所的に塑性化しても、全体としては弾性挙動となるような）許容応力状態ⅣA _S の許容応力を評価基準値とした。
5	ブラケット取付ボルト	支持機能の確保の観点から、回転機能又は機器全体の振動特性に影響を与えるような有意な変形を伴わない（局所的に塑性化しても、全体としては弾性挙動となるような）許容応力状態ⅣA _S の許容応力を評価基準値とした。

6. ファンの「詳細検討」結果

ファンの動的機能維持評価の「詳細検討」対象設備に対する「詳細検討」結果を別紙 2-3-4 表及び別紙 2-3-5 表に示す。

「詳細検討」対象設備である各ファンに対する「詳細検討」結果は、全ての評価部位の発生値が評価基準値を満足しており、「詳細検討」対象設備である各ファンの動的機能維持が確保されることを確認した。

なお、各ファンの動的機能維持評価の詳細については、添付書類「VI-2-9-4-5-1-2 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」及び「VI-2-9-4-5-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置の耐震性についての計算書」に示す。

別紙2-3-4表 非常用ガス処理系排風機 「詳細検討」結果(1/2)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
軸*1	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_{Sf} = \sqrt{\sigma_{bf}^2 + 3 \cdot \tau_{Sf}^2}$ $\sigma_{Sf} : \text{軸に生じる組合せ応力 (MPa)}$ $\sigma_{bf} : \text{軸に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa)}$ $\tau_{Sf} : \text{軸に生じるねじり応力 (MPa)}$	67 (MPa)		○
軸受*2	負荷側	荷重 (N)	—	$F_{BA} = \max(X_{0A} \cdot F_{Sf} + Y_{0A} \cdot Q_{Sf}, F_{Sf})$ $F_{BA} : \text{負荷側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{0A} : \text{負荷側軸受の静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_{Sf} : \text{軸に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_{0A} : \text{負荷側軸受の静アキシャル荷重係数 (-)}$ $Q_{Sf} : \text{軸に生じるスラスト荷重 (N)}$	5.082×10 ³ (N)	○
	反負荷側	荷重 (N)	—	$F_{BB} = \max(X_{0B} \cdot F_{Sf} + Y_{0B} \cdot Q_{Sf}, F_{Sf})$ $F_{BB} : \text{反負荷側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{0B} : \text{反負荷側軸受の静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_{Sf} : \text{軸に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_{0B} : \text{反負荷側軸受の静アキシャル荷重係数 (-)}$ $Q_{Sf} : \text{軸に生じるスラスト荷重 (N)}$	5.082×10 ³ (N)	○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

非常用ガス処理系排風機は、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*2:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*3:算出式、発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-9-4-5-1-2 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ（基準地震動S_s）を上回る設計震度[水平：2.26，鉛直：2.51]

*5:最大応答加速度を1.0倍した震度

別紙2-3-4表 非常用ガス処理系排風機 「詳細検討」結果(2/2)

評価部位	項目	応力分類	算出式*2	発生値*2	評価基準値*2	評価
インペラとファンケーシング間とのクリアランス	変位 (mm)	—	$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \sqrt{\delta_3^2 + \delta_4^2}$ δ : インペラとケーシングの合計変位量 (mm) δ_1 : 軸のたわみ量 (mm) δ_2 : 軸のたわみによるインペラの変位量 (mm) δ_3 : ケーシングの傾きによる軸方向の変位量 (mm) δ_4 : ケーシングの傾きによる軸直角方向の変位量 (mm)	1.32 (mm)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

非常用ガス処理系排風機は、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:引張、曲げ及びねじり応力の組合せ応力として評価する。

*2:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*3:算出式、発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-9-4-5-1-2 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ（基準地震動S_s）を上回る設計震度[水平：2.26，鉛直：2.51]

*5:最大応答加速度を1.0倍した震度

別紙 2-3-5 表 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロー「詳細検討」結果 (1/4)

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値*1	評価基準値*1	評価
ケーシング取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b4} = \frac{F_{b4}}{A_{b4}}$ σ_{b4} : ケーシング取付ボルトに生じる引張応力 (MPa) F_{b4} : ケーシング取付ボルトに作用する引張力 (1 本当たり) (N) A_{b4} : ケーシング取付ボルトの断面積 (mm ²)	28 (MPa)		○
	応力 (MPa)	せん断応力	$\tau_{b4} = \frac{Q_{b4}}{n_{b4} \cdot A_{b4}}$ τ_{b4} : ケーシング取付ボルトに生じるせん断応力 (MPa) Q_{b4} : ケーシング取付ボルトに作用するせん断力 (N) n_{b4} : ケーシング取付ボルトの本数 (-) A_{b4} : ケーシング取付ボルトの断面積 (mm ²)	6 (MPa)		○

注: 動的機能維持評価における設計震度*2, *3で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

可燃性ガス濃度制御系再結合装置は、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 算出式、発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-9-4-5-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置の耐震性についての計算書」に記載する。

*2: 設計用震度 II (基準地震動 S_s) を上回る設計震度 [水平 : 2.26, 鉛直 : 2.69]

*3: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-3-5 表 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロー「詳細検討」結果 (2/4)

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値*1	評価基準値*1	評価
キャン取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{A_{b3}}$ σ_{b3} : キャン取付ボルトに生じる引張応力 (MPa) F_{b3} : キャン取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N) A_{b3} : キャン取付ボルトの断面積 (mm ²)	19 (MPa)		○
	応力 (MPa)	せん断応力	$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_{b3} \cdot A_{b3}}$ τ_{b3} : キャン取付ボルトに生じるせん断応力 (MPa) Q_{b3} : キャン取付ボルトに作用するせん断力 (N) n_{b3} : キャン取付ボルトの本数 (-) A_{b3} : キャン取付ボルトの断面積 (mm ²)	2 (MPa)		○

注: 動的機能維持評価における設計震度*2, *3で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

可燃性ガス濃度制御系再結合装置は、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 算出式、発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-9-4-5-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置の耐震性についての計算書」に記載する。

*2: 設計用震度Ⅱ (基準地震動 S_s) を上回る設計震度 [水平 : 2.26, 鉛直 : 2.69]

*3: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙2-3-5表 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ「詳細検討」結果 (3/4)

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値*1	評価基準値*1	評価
ケーシングとインペラ 間のクリアランス	変位 (mm)	—	$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \sqrt{\delta_3^2 + \delta_4^2}$ δ : インペラとケーシングの合計変位量 (mm) δ_1 : 軸のたわみ量 (mm) δ_2 : 軸のたわみによるインペラの変位量 (mm) δ_3 : ケーシングの傾きによる軸方向の変位量 (mm) δ_4 : ケーシングの傾きによる軸直角方向の変位量 (mm)	1.18 (mm)		○
			$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ σ_{b1} : 原動機取付ボルトに生じる引張応力 (MPa) F_{b1} : 原動機取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N) A_{b1} : 原動機取付ボルトの断面積 (mm ²)	33 (MPa)		○
原動機取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_{b1} \cdot A_{b1}}$ τ_{b1} : 原動機取付ボルトに生じるせん断応力 (MPa) Q_{b1} : 原動機取付ボルトに作用するせん断力 (N) n_{b1} : 原動機取付ボルトの本数 (-) A_{b1} : 原動機取付ボルトの断面積 (mm ²)	12 (MPa)		○

注: 動的機能維持評価における設計震度*2, *3で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

可燃性ガス濃度制御系再結合装置は、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1: 算出式、発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-9-4-5-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置の耐震性についての計算書」に記載する。

*2: 設計用震度Ⅱ (基準地震動 S s) を上回る設計震度 [水平: 2.26, 鉛直: 2.69]

*3: 最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙2-3-5表 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロー「詳細検討」結果(4/4)

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値*1	評価基準値*1	評価
ブラケット取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ σ_{b2} : ブラケットボルトに生じる引張応力 (MPa) F_{b2} : ブラケットボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N) A_{b2} : ブラケットボルトの断面積 (mm ²)	73 (MPa)		○
	応力 (MPa)	せん断応力	$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_{b2} \cdot A_{b2}}$ τ_{b2} : ブラケットボルトに生じるせん断応力 (MPa) Q_{b2} : ブラケットボルトに作用するせん断力 (N) n_{b2} : ブラケットボルトの本数 (-) A_{b2} : ブラケットボルトの断面積 (mm ²)	7 (MPa)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*2, *3で評価する。設計用震度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

可燃性ガス濃度制御系再結合装置は、地震後機能維持が要求される設備であるが、原動機の動的機能維持評価は保守的に動作時の評価を実施する。

注記*1:算出式、発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-9-4-5-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置の耐震性についての計算書」に記載する。

*2:設計用震度Ⅱ（基準地震動S_s）を上回る設計震度[水平：2.26，鉛直：2.69]

*3:最大応答加速度を1.0倍した震度

往復動式ポンプの「詳細検討」

1. 「詳細検討」対象設備

機能確認済加速度との比較による動的機能維持評価の結果、往復動式ポンプの機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える設備は、別紙 2-4-1 表のとおり。

別紙 2-4-1 表 機能確認済加速度との比較による評価結果

設備名称	形式	方向	機能維持 評価用 加速度*1, *2	機能確認済 加速度*1	超過の 有無*3
ほう酸水注入 ポンプ	横形 3 連 往復動式	水平方向	3.2	1.6	×
		鉛直方向	2.0	1.0	×

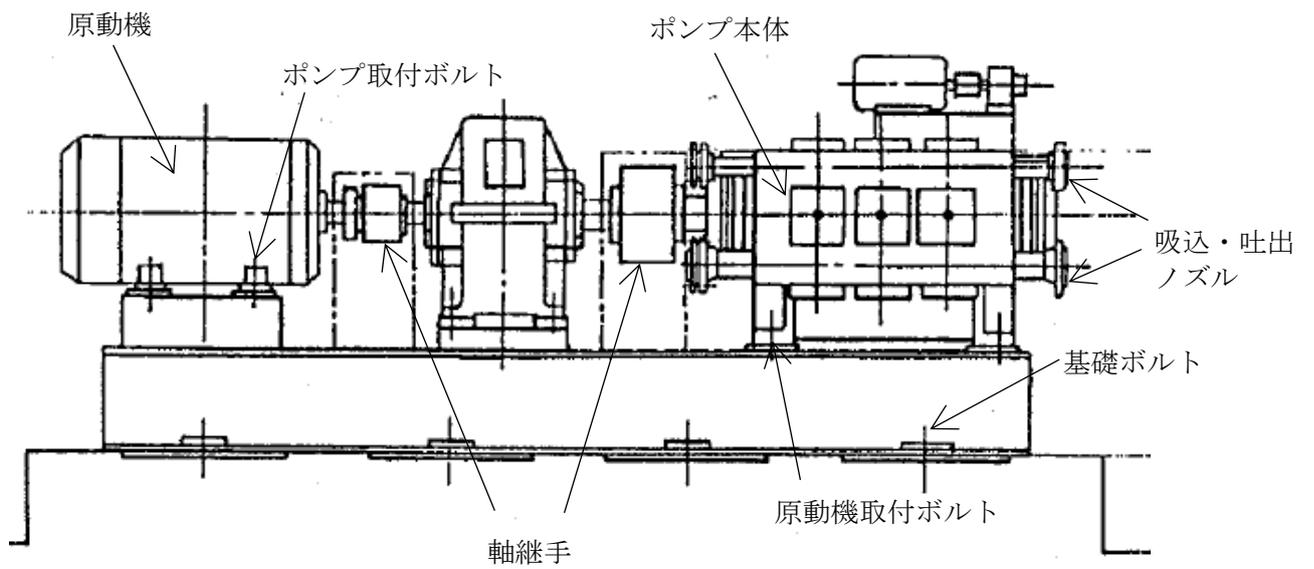
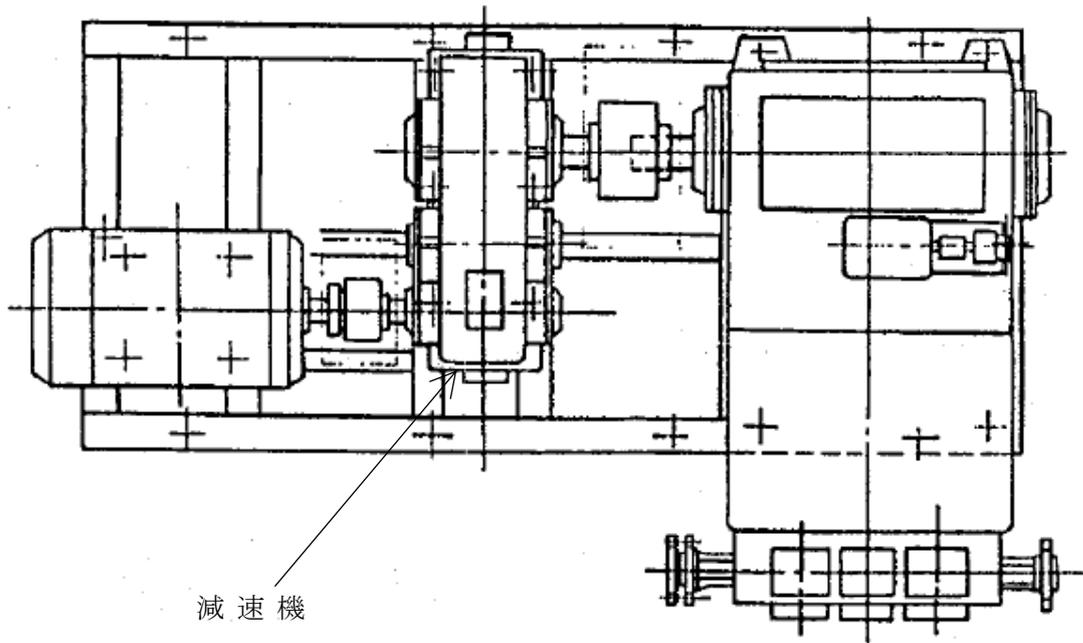
注記*1：加速度の単位： $\times 9.8\text{m/s}^2$

*2：機能維持評価用加速度は耐震性についての計算書より引用している。

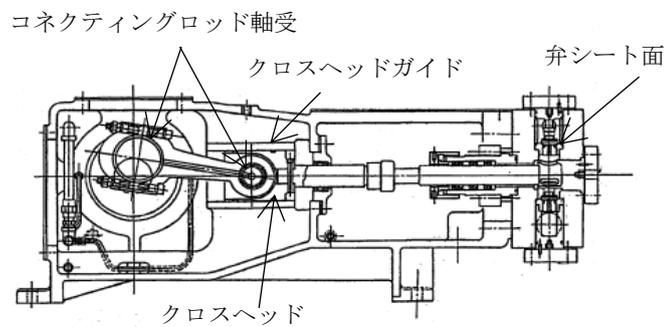
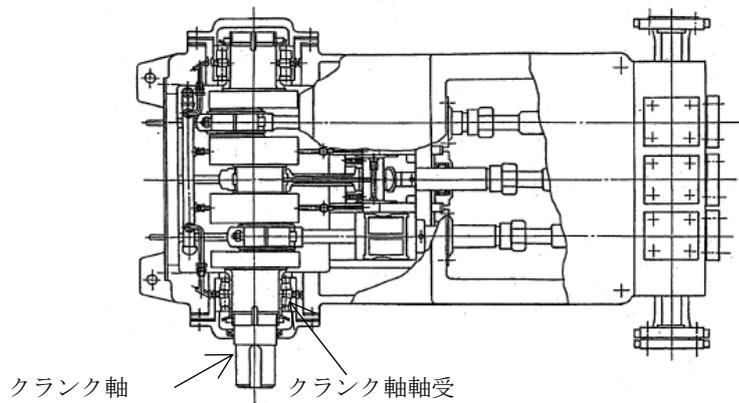
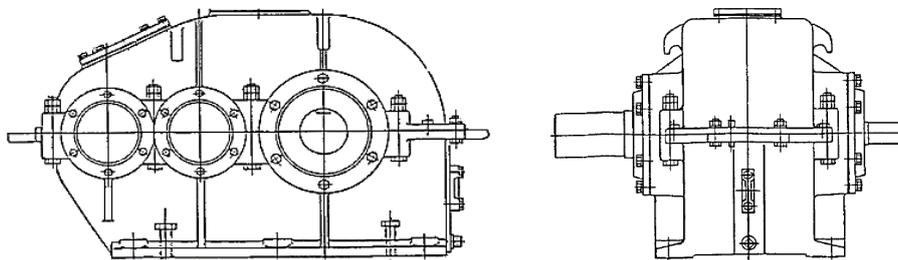
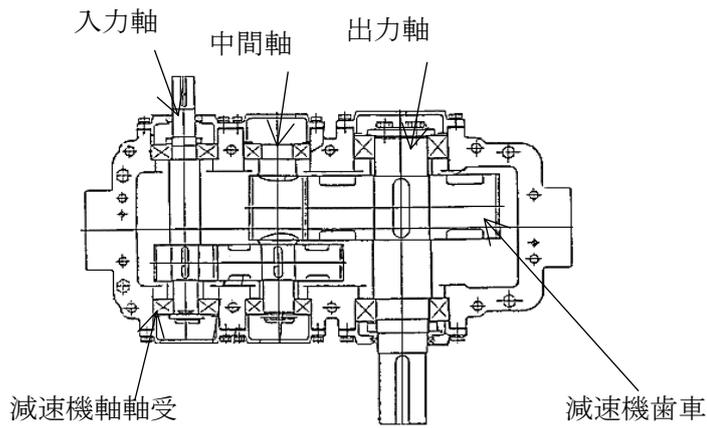
*3：機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合は「×」で示す。

2. 往復動式ポンプの構造概要

詳細評価が必要となった往復動式ポンプの構造概要を別紙 2-4-1 図に示す。往復動式ポンプは、既往研究により、軸系及び構造系ともに剛な構造であることが確認されている。



別紙 2-4-1 図 往復動式ポンプの構造概要図 (1/2)



別紙 2-4-1 図 往復動式ポンプの構造概要図 (2/2)

3. 往復動式ポンプの基本評価項目

3.1 J E A G 4 6 0 1に基づく基本評価項目

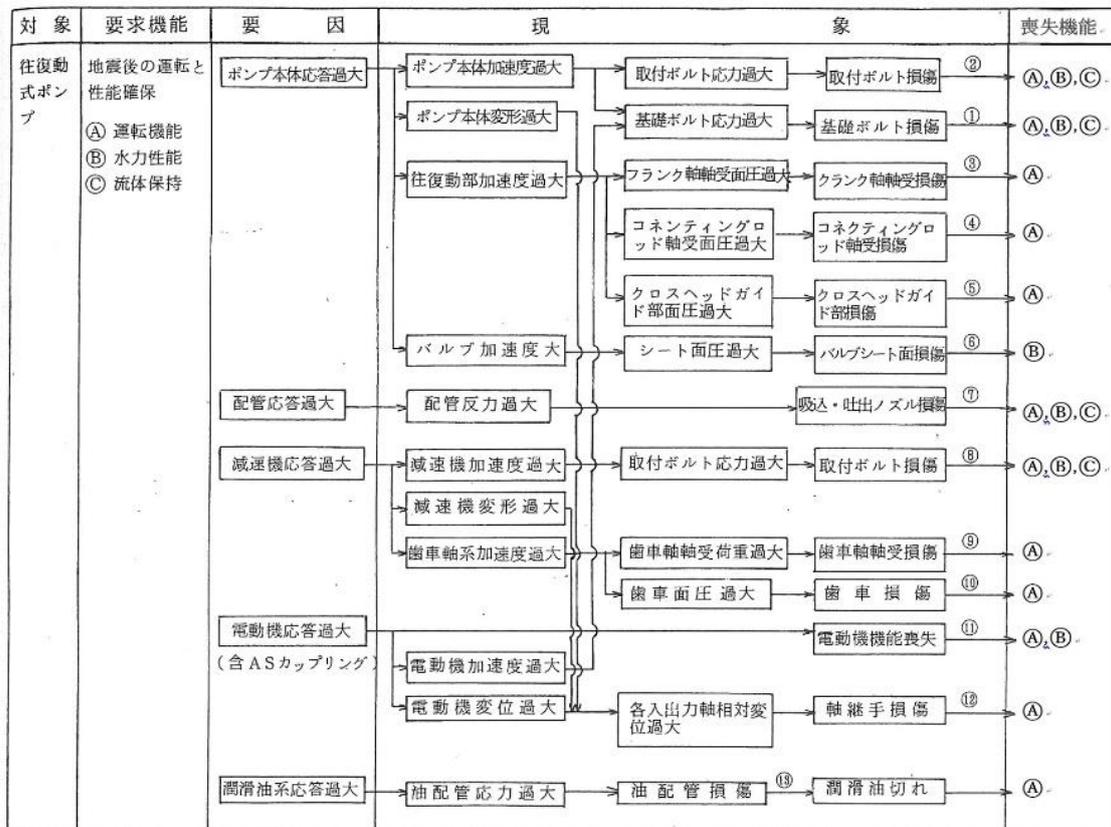
J E A G 4 6 0 1において基本評価項目として定義されている評価部位は以下のとおりである。

- ・基礎ボルト
- ・ポンプ取付ボルト
- ・減速機取付ボルト
- ・コネクティングロッド軸受
- ・クランク軸
- ・クランク軸軸受
- ・弁シート面
- ・減速機軸軸受
- ・減速機軸
- ・減速機歯車
- ・軸継手

3.2 耐特委で検討された基本評価項目

(1) 地震時異常要因分析

耐特委報告書における往復動式ポンプの地震時異常要因分析結果を別紙 2-4-2 図に示す。



別紙 2-4-2 図 往復動式ポンプの地震時異常要因分析図 (耐特委報告書)

(2) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①～⑬の基本評価項目が抽出されており、これらの基本評価項目について評価することで、運転機能、水力特性機能及び流体保持機能が確認できるとされており、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これら①～⑬の基本評価項目について、全て評価基準値以下に収まっていれば、動的機能は維持できると考えられる。全ての基本評価項目の中で、一つでも評価基準値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとする。なお、各評価結果が **おおむね** 弾性域内にとどまっていれば、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えられる。

本項では、上記考え方に基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

①基礎ボルトの健全性

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ポンプ取付ボルトの健全性

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ポンプ取付ボルト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。

③クランク軸軸受の健全性

軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで運転機能が喪失する。

④コネクティングロッド軸受の健全性

軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで運転機能が喪失する。

⑤クロスヘッドガイド摺動部の健全性

クロスヘッドガイド部の面圧が過大となり、クロスヘッドガイド部が損傷することで運転機能が喪失する。

⑥弁シート面の健全性

弁シート面の面圧が過大となり、弁シート面が損傷することで水力性能機能が喪失する。

⑦吸込・吐出ノズルの健全性

接続配管の応答が過大となり、吸込・吐出ノズルが損傷することで機能喪失する。

⑧減速機取付ボルトの健全性

減速機の応答が過大となることで、転倒モーメントにより減速機取付ボルトの応力が過大となり損傷に至り、減速機が転倒することにより機能喪失する。

⑨減速機軸軸受の健全性

軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで運転機能が喪失する。

⑩減速機歯車の健全性

歯車の面圧が過大となり、歯車が損傷することで運転機能が喪失する。

⑪電動機の健全性

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、運転機能及び水力性能が喪失する。

⑫軸継手の健全性

各入出力軸の相対変位が過大となり、軸継手が損傷することで運転機能が喪失する。

⑬油配管の健全性

油配管の応答が過大となり、損傷することで潤滑油切れに至り、運転機能が喪失する。

4. 往復動式ポンプの「詳細検討」方針

J E A G 4 6 0 1 及び耐特委の内容を踏まえた、島根原子力発電所第2号機の往復動式ポンプの動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針について別紙2-4-2表に示す。別紙2-4-2表に示すとおり、基本評価項目 No.1~15 に対して耐震評価を実施し動的機能の健全性確認を実施する。なお、J E A G 4 6 0 1 の基本評価項目に対する耐震評価結果は本資料及び添付書類に記載し、耐特委のみの基本評価項目に対する耐震評価結果は本資料にのみ記載する。

別紙2-4-2表 往復動式ポンプの動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針 (1/2)

No.	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価項目	検討方針	記載 箇所*1
1	基礎ボルト	○	○	本評価項目は、構造強度評価に従い設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認しているため評価を省略する。*2	— (構造強度評価対象)
2	ポンプ取付ボルト	○	○	本評価項目は、構造強度評価に従い設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認しているため評価を省略する。*2	— (構造強度評価対象)
3	減速機取付ボルト	○	○	本評価項目は、構造強度評価に従い設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認しているため評価を省略する。*2	— (構造強度評価対象)
4	軸継手	○	○	軸変位量の増大により、被駆動機軸と電動機軸の相対変位が過大となり、運転機能の喪失に関わるため、軸方向変位を評価する。*2	②
5	クランク軸軸受	○	○	運転機能保持の観点から、クランク軸軸受の発生荷重を評価する。*2	②
6	コネクティング ロッド軸受	○	○	運転機能保持の観点から、コネクティングロッド軸受の面圧を評価する。*2	②
7	クロスヘッド ガイド摺動部	—	○	クロスヘッドガイド摺動部面圧が過大となり、クロスヘッドガイド部が損傷することにより、運転機能の喪失に関わるため、クロスヘッドガイド摺動部面圧を評価する。	①
8	弁シート面	○	○	弁の応答が過大となることで、弁シート面圧が過大となり、弁シート面が損傷することにより水力性能が喪失するため、弁シート面圧を評価する。*2	②
9	減速機軸軸受	○	○	運転機能保持の観点から、減速機軸軸受の発生荷重を評価する。*2	②
10	減速機歯車	○	○	運転機能保持の観点から、減速機歯車の発生荷重を評価する。*2	②
11	クランク軸	○	○	運転機能保持の観点から、材料力学等の公式により、クランク軸の発生応力を評価する。*2	③
12	減速機軸	○	○	運転機能保持の観点から、減速機軸の発生応力を評価する。*2	②

注記*1：本資料のみ記載の場合「①」、本資料及び添付書類に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

*2：添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載

別紙 2-4-2 表 往復動式ポンプの動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針 (2/2)

No.	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価項目	検討方針	記載 箇所*1
13	電動機	—	○	別紙 2-2「電動機の「詳細検討」」で評価することから、電動機の評価を省略する。*2	②
14	油配管	—	○	油配管の応答が過大となり、損傷することで潤滑油切れに至り、運転機能喪失に関わるため、油配管の発生応力を評価する。	①
15	吸込・吐出 ノズル	—	○	吸込・吐出ノズル部は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ためケーシングノズルは動的機能維持評価の対象外とする。	—

注記*1:本資料のみ記載の場合「①」、本資料及び添付書類に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

*2:添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載

5. 往復動式ポンプの評価基準値の設定

往復動式ポンプの動的機能維持評価の詳細検討内容に対する評価基準値を別紙 2-4-3 表に示す。

往復動式ポンプの詳細検討対象設備に対する基本評価項目が評価基準値以下となることを確認することで、詳細検討対象設備の動的機能維持が確保されると判断する。

別紙 2-4-3 表 往復動式ポンプの評価基準値

No.	基本評価項目	評価基準値の設定
1	軸継手	軸継手は、変位可能寸法を評価基準値とした。
2	クランク軸軸受	クランク軸軸受の機能維持の観点から、メーカ規定の軸受定格荷重を評価基準値とした。
3	コネクティングロッド軸受	コネクティングロッド軸受の機能維持の観点から、メーカ規定の軸受許容荷重を評価基準値とした。
4	クロスヘッドガイド摺動部	摺動部の機能維持の観点から、メーカ規定の許容値を評価基準値とした。
5	弁シート面	弁シートの機能維持の観点から、メーカ規定の許容面圧を評価基準値とした。
6	減速機軸軸受	減速機軸軸受の機能維持の観点から、メーカ規定の軸受定格荷重を評価基準値とした。
7	減速機歯車	減速機歯車の機能維持の観点から、メーカ規定の許容荷重を評価基準値とした。
8	クランク軸	回転機能の確保の観点から、運転状態Ⅲを基本として、軸の発生応力を弾性範囲内にとどめるよう許容応力状態Ⅲ _A S の許容応力を評価基準値とした。
9	減速機軸	回転機能の確保の観点から、運転状態Ⅲを基本として、軸の発生応力を弾性範囲内にとどめるよう許容応力状態Ⅲ _A S の許容応力を評価基準値とした。
10	油配管	配管損傷防止の観点から、配管の機能を維持できる許容応力状態Ⅳ _A S の許容応力を評価基準値とした。

6. 往復動式ポンプの「詳細検討」結果

往復動式ポンプの動的機能維持評価の詳細検討対象設備に対する詳細検討結果を別紙 2-4-4 表に示す。

詳細検討結果は、全ての評価部位の発生値が評価基準値を満足しており、動的機能維持が確保されることを確認した。

なお、動的機能維持評価の詳細については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」にて示す。

別紙 2-4-4 表 ほう酸水注入ポンプ「詳細検討」結果 (1/12)

評価部位		項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
軸継手	ポンプー減速機間軸継手 (ポンプ側)	変位 (mm)	—	$\delta_1 = \delta_{11} + \delta_{21} + \delta_{31}$ δ_1 : ポンプー減速機間軸継手 (ポンプ側) の変位量 (mm) δ_{11} : 地震によるポンプの変位 (mm) δ_{21} : クランク軸のたわみにより生じる軸継手傾きによる変位 (mm) δ_{31} : クランク軸軸受部の軸方向クリアランス (mm)	0.030 (mm)		○
	ポンプー減速機間軸継手 (減速機側)		—	$\delta_2 = \delta_{12} + \delta_{22} + \delta_{32}$ δ_2 : ポンプー減速機間軸継手 (減速機側) の変位量 (mm) δ_{12} : 地震による減速機の変位 (mm) δ_{22} : 減速機出力軸のたわみにより生じる軸継手傾きによる変位 (mm) δ_{32} : 減速機出力軸軸受部の軸方向クリアランス (mm)	0.007 (mm)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるため、ポンプの動的機能維持評価は停止時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張及び曲げ応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ (基準地震動 S s) を上回る設計震度 [水平: 3.2, 鉛直: 2.0]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-4-4 表 ほう酸水注入ポンプ「詳細検討」結果 (2/12)

評価部位		項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
軸継手	減速機－原動機間軸継手 (減速機側)	変位 (mm)	—	$\delta_3 = \delta_{12} + \delta_{23} + \delta_{33}$ δ_3 : 減速機－原動機間軸継手 (減速機側) の変位量 (mm) δ_{12} : 地震による減速機の変位 (mm) δ_{23} : 減速機入力軸のたわみにより生じる軸継手傾きによる変位 (mm) δ_{33} : 減速機入力軸軸受部の軸方向クリアランス (mm)	0.015 (mm)		○
	減速機－原動機間軸継手 (原動機側)		—	$\delta_4 = \delta_{14} + \delta_{24} + \delta_{34}$ δ_4 : 減速機－原動機間軸継手 (原動機側) の変位量 (mm) δ_{14} : 地震による原動機の変位 (mm) δ_{24} : 原動機軸のたわみにより生じる軸継手傾きによる変位 (mm) δ_{34} : 原動機軸軸受部の軸方向クリアランス (mm)	0.025 (mm)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるため、ポンプの動的機能維持評価は停止時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張及び曲げ応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ (基準地震動 S s) を上回る設計震度 [水平 : 3.2, 鉛直 : 2.0]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙2-4-4表 ほう酸水注入ポンプ「詳細検討」結果 (3/12)

評価部位		項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
クランク軸軸受*1	軸継手側	荷重 (N)	—	$F_{CB1} = \max (X_{01} \cdot F_C + Y_{01} \cdot Q_C, F_C)$ $F_{CB1} : \text{軸継手側クランク軸軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{01} : \text{軸継手側クランク軸軸受の静ラジアル荷重係数}$ $Y_{01} : \text{軸継手側クランク軸軸受の静アキシアル荷重係数}$ $F_C : \text{クランク軸に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Q_C : \text{クランク軸に生じるスラスト荷重 (N)}$	1.354×10^4 (N)		○
	反軸継手側		—	$F_{CB2} = \max (X_{02} \cdot F_C + Y_{02} \cdot Q_C, F_C)$ $F_{CB2} : \text{反軸継手側クランク軸軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{02} : \text{反軸継手側クランク軸軸受の静ラジアル荷重係数}$ $Y_{02} : \text{反軸継手側クランク軸軸受の静アキシアル荷重係数}$ $F_C : \text{クランク軸に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Q_C : \text{クランク軸に生じるスラスト荷重 (N)}$	1.284×10^4 (N)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるため、ポンプの動的機能維持評価は停止時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張及び曲げ応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ（基準地震動 S s）を上回る設計震度[水平：3.2，鉛直：2.0]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-4-4 表 ほう酸水注入ポンプ「詳細検討」結果 (4/12)

評価部位		項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
コネクティング ロッド軸受	コネクティングロッド 大端部軸受	面圧 (MPa)	—	$P_{LB} = \frac{F_B}{A_{LB}}$ $P_{LB} : \text{コネクティングロッド大端部軸受に生じる面圧 (MPa)}$ $F_B : \text{大端部及び小端部の軸受に生じる荷重 (N)}$ $A_{LB} : \text{コネクティングロッド大端部軸受の投影面積 (mm}^2\text{)}$	0.24 (MPa)		○
	コネクティングロッド 小端部軸受		—	$P_{SB} = \frac{F_B}{A_{SB}}$ $P_{SB} : \text{コネクティングロッド小端部軸受に生じる面圧 (MPa)}$ $F_B : \text{大端部及び小端部の軸受に生じる荷重 (N)}$ $A_{SB} : \text{コネクティングロッド小端部軸受の投影面積 (mm}^2\text{)}$	0.47 (MPa)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるため、ポンプの動的機能維持評価は停止時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張及び曲げ応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ（基準地震動 S s）を上回る設計震度[水平：3.2, 鉛直：2.0]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙2-4-4表 ほう酸水注入ポンプ「詳細検討」結果 (5/12)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
クロスヘッドガイド摺動部	面圧 (MPa)	—	$P_C = \frac{F_C}{A_C}$ P _C : クロスヘッドガイド部に生じる面圧 (MPa) F _C : クロスヘッドガイド部に生じる荷重 (N) A _C : クロスヘッドガイド部の投影面積 (mm ²)	0.02 (MPa)		○
弁シート面	面圧 (MPa)	—	$P_{VS} = \frac{F_{VS}}{A_{VS}}$ P _{VS} : 弁シート面に生じる面圧 (MPa) F _{VS} : 弁シート面に生じる荷重 (N) A _{VS} : 弁シート面の投影面積 (mm ²)	39 (MPa)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるため、ポンプの動的機能維持評価は停止時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張及び曲げ応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ（基準地震動S_s）を上回る設計震度[水平：3.2, 鉛直：2.0]

*5:最大応答加速度を1.0倍した震度

別紙2-4-4表 ほう酸水注入ポンプ「詳細検討」結果 (6/12)

評価部位		項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
減速機軸軸受*1	原動機側入力軸 軸受	荷重 (N)	—	$F_{JA} = \max(X_{0A} \cdot F_1 + Y_{0A} \cdot Q_1, F_1)$ F_{JA} : 原動機側減速機入力軸軸受に生じる静等価荷重 (N) X_{0A} : 原動機側減速機入力軸軸受の静ラジアル荷重係数 Y_{0A} : 原動機側減速機入力軸軸受の静アキシアル荷重係数 F_1 : 減速機入力軸に生じるラジアル荷重 (N) Q_1 : 減速機入力軸に生じるスラスト荷重 (N)	1.273×10^3 (N)		○
	ポンプ側入力軸 軸受		—	$F_{JB} = \max(X_{0B} \cdot F_1 + Y_{0B} \cdot Q_1, F_1)$ F_{JB} : ポンプ側減速機入力軸軸受に生じる静等価荷重 (N) X_{0B} : ポンプ側減速機入力軸軸受の静ラジアル荷重係数 Y_{0B} : ポンプ側減速機入力軸軸受の静アキシアル荷重係数 F_1 : 減速機入力軸に生じるラジアル荷重 (N) Q_1 : 減速機入力軸に生じるスラスト荷重 (N)	1.273×10^3 (N)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるため、ポンプの動的機能維持評価は停止時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張及び曲げ応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ（基準地震動S_s）を上回る設計震度[水平:3.2, 鉛直:2.0]

*5:最大応答加速度を1.0倍した震度

別紙2-4-4表 ほう酸水注入ポンプ「詳細検討」結果 (7/12)

評価部位		項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
減速機軸軸受*1	原動機側出力軸 軸受	荷重 (N)	—	$F_{JE} = \max(X_{0E} \cdot F_2 + Y_{0E} \cdot Q_2, F_2)$ F_{JE} : 原動機側減速機出力軸軸受に生じる静等価荷重 (N) X_{0E} : 原動機側減速機出力軸軸受の静ラジアル荷重係数 Y_{0E} : 原動機側減速機出力軸軸受の静アキシアル荷重係数 F_2 : 減速機出力軸に生じるラジアル荷重 (N) Q_2 : 減速機出力軸に生じるスラスト荷重 (N)	1.608×10 ⁴ (N)		○
	ポンプ側出力軸 軸受		—	$F_{JF} = \max(X_{0F} \cdot F_2 + Y_{0F} \cdot Q_2, F_2)$ F_{JF} : ポンプ側減速機出力軸軸受に生じる静等価荷重 (N) X_{0F} : ポンプ側減速機出力軸軸受の静ラジアル荷重係数 Y_{0F} : ポンプ側減速機出力軸軸受の静アキシアル荷重係数 F_2 : 減速機出力軸に生じるラジアル荷重 (N) Q_2 : 減速機出力軸に生じるスラスト荷重 (N)	1.608×10 ⁴ (N)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるため、ポンプの動的機能維持評価は停止時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張及び曲げ応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ（基準地震動S_s）を上回る設計震度[水平:3.2, 鉛直:2.0]

*5:最大応答加速度を1.0倍した震度

別紙2-4-4表 ほう酸水注入ポンプ「詳細検討」結果(8/12)

評価部位		項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
減速機軸軸受*1	原動機側中間軸軸受	荷重 (N)	—	$F_{JC} = \max(X_{0C} \cdot F_3 + Y_{0C} \cdot Q_3, F_3)$ F_{JC} : 原動機側減速機中間軸軸受に生じる静等価荷重 (N) X_{0C} : 原動機側減速機中間軸軸受の静ラジアル荷重係数 Y_{0C} : 原動機側減速機中間軸軸受の静アキシアル荷重係数 F_3 : 減速機中間軸に生じるラジアル荷重 (N) Q_3 : 減速機中間軸に生じるスラスト荷重 (N)	4.760×10 ³ (N)		○
	ポンプ側中間軸軸受		—	$F_{JD} = \max(X_{0D} \cdot F_3 + Y_{0D} \cdot Q_3, F_3)$ F_{JD} : ポンプ側減速機中間軸軸受に生じる静等価荷重 (N) X_{0D} : ポンプ側減速機中間軸軸受の静ラジアル荷重係数 Y_{0D} : ポンプ側減速機中間軸軸受の静アキシアル荷重係数 F_3 : 減速機中間軸に生じるラジアル荷重 (N) Q_3 : 減速機中間軸に生じるスラスト荷重 (N)	4.760×10 ³ (N)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるため、ポンプの動的機能維持評価は停止時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張及び曲げ応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ（基準地震動S_s）を上回る設計震度[水平:3.2, 鉛直:2.0]

*5:最大応答加速度を1.0倍した震度

別紙2-4-4表 ほう酸水注入ポンプ「詳細検討」結果 (9/12)

評価部位		項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
減速機歯車	第一段歯車	荷重 (N)	—	$F_{G1} = \sqrt{F_1^2 + Q_1^2} + \sqrt{F_3^2 + Q_3^2}$ $F_{G1} : \text{第一段歯車に生じる合成荷重 (N)}$ $F_1 : \text{減速機入力軸に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Q_1 : \text{減速機入力軸に生じるスラスト荷重 (N)}$ $F_3 : \text{減速機中間軸に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Q_3 : \text{減速機中間軸に生じるスラスト荷重 (N)}$	3.173×10 ³ (N)		○
	第二段歯車		—	$F_{G2} = \sqrt{F_2^2 + Q_2^2} + \sqrt{F_3^2 + Q_3^2}$ $F_{G2} : \text{第二段歯車に生じる合成荷重 (N)}$ $F_2 : \text{減速機出力軸に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Q_2 : \text{減速機出力軸に生じるスラスト荷重 (N)}$ $F_3 : \text{減速機中間軸に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Q_3 : \text{減速機中間軸に生じるスラスト荷重 (N)}$	8.942×10 ³ (N)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるため、ポンプの動的機能維持評価は停止時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張及び曲げ応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ（基準地震動S_s）を上回る設計震度[水平:3.2, 鉛直:2.0]

*5:最大応答加速度を1.0倍した震度

別紙2-4-4表 ほう酸水注入ポンプ「詳細検討」結果 (10/12)

評価部位		項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
クランク軸*2		応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_c = \frac{l_c \cdot l_c}{Z_c \cdot (l_c + l_c)} \cdot F_c + \frac{Q_c}{A_c}$ σ_c : クランク軸に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa) l_c : クランク軸軸受間の距離の1/2 (mm) F_c : クランク軸に生じるラジアル荷重 (N) A_c : クランク軸の断面積 (mm ²) Q_c : クランク軸に生じるスラスト荷重 (N) Z_c : クランク軸の断面係数 (mm ³)	22 (MPa)		○
減速機軸*2	入力軸	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_1 = \frac{a \cdot a}{Z_1 \cdot (a + a)} \cdot F_1 + \frac{Q_1}{A_1}$ σ_1 : 減速機入力軸に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa) a : 減速機入力軸軸受間の距離の1/2 (mm) F_1 : 減速機入力軸に生じるラジアル荷重 (N) Q_1 : 減速機入力軸に生じるスラスト荷重 (N) A_1 : 減速機入力軸の断面積 (mm ²) Z_1 : 減速機入力軸の断面係数 (mm ³)	12 (MPa)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, 5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるため、ポンプの動的機能維持評価は停止時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張及び曲げ応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ (基準地震動 S s) を上回る設計震度 [水平 : 3.2, 鉛直 : 2.0]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-4-4 表 ほう酸水注入ポンプ「詳細検討」結果 (11/12)

評価部位		項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
減速機軸*2	出力軸	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_2 = \frac{c \cdot c}{Z_2 \cdot (c + c)} \cdot F_2 + \frac{Q_2}{A_2}$ <p> σ_2 : 減速機出力軸に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa) c : 減速機出力軸軸受間の距離の 1/2 (mm) F_2 : 減速機出力軸に生じるラジアル荷重 (N) Q_2 : 減速機出力軸に生じるスラスト荷重 (N) A_2 : 減速機出力軸の断面積 (mm²) Z_2 : 減速機出力軸の断面係数 (mm³) </p>	8 (MPa)		○
	中間軸	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_3 = \frac{b \cdot b}{Z_3 \cdot (b + b)} \cdot F_3 + \frac{Q_3}{A_3}$ <p> σ_3 : 減速機中間軸に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa) b : 減速機中間軸軸受間の距離の 1/2 (mm) F_3 : 減速機中間軸に生じるラジアル荷重 (N) Q_3 : 減速機中間軸に生じるスラスト荷重 (N) A_3 : 減速機中間軸の断面積 (mm²) Z_3 : 減速機中間軸の断面係数 (mm³) </p>	20 (MPa)		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるため、ポンプの動的機能維持評価は停止時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張及び曲げ応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ（基準地震動 S s）を上回る設計震度[水平：3.2, 鉛直：2.0]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

別紙 2-4-4 表 ほう酸水注入ポンプ「詳細検討」結果 (12/12)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	評価基準値*3	評価
油配管	応力 (MPa)	一次応力	解析による	92		○

注:動的機能維持評価における設計震度*4, *5で評価する。設計用震度は「VI-2-1-7 設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

ほう酸水注入ポンプは、地震後機能維持が要求される設備であるため、ポンプの動的機能維持評価は停止時の評価を実施する。

注記*1:軸受が受ける荷重は軸系総質量を用いて算出する。

*2:引張及び曲げ応力の組合せ応力として評価する。

*3:算出式・発生値・評価基準値については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書」に記載する。

*4:設計用震度Ⅱ（基準地震動 S s）を上回る設計震度[水平：3.2，鉛直：2.0]

*5:最大応答加速度を 1.0 倍した震度

往復動式ポンプ 詳細評価結果の算出過程

参考資料 2-4-1 ほう酸水注入ポンプの動的機能維持評価方法

1. クロスヘッドガイド摺動部

1.1 記号の説明

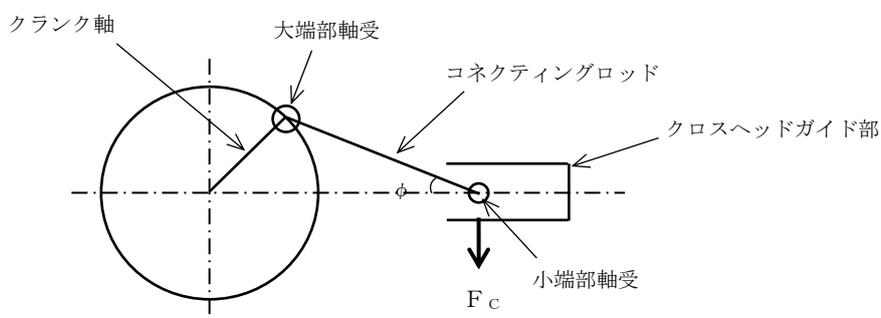
クロスヘッドガイド摺動部評価に使用する記号を参考 2-4-1 表に示す。

参考 2-4-1 表 クロスヘッドガイド摺動部評価に関する記号の説明

記号	記号の説明	単位
A_c	クロスヘッドガイド部の投影面積	mm^2
F_c	クロスヘッドガイド部に生じる荷重	N
P_c	クロスヘッドガイド部に生じる面圧	MPa

1.2 評価方法

軸受評価にあたって軸受面圧を求める。クロスヘッドガイド部の計算モデルを参考 2-4-1 図に示す。



参考 2-4-1 図 クロスヘッドガイド部の計算モデル

<クロスヘッドガイド部>

$$P_c = \frac{F_c}{A_c} \dots\dots\dots (参考 2-4-1-1)$$

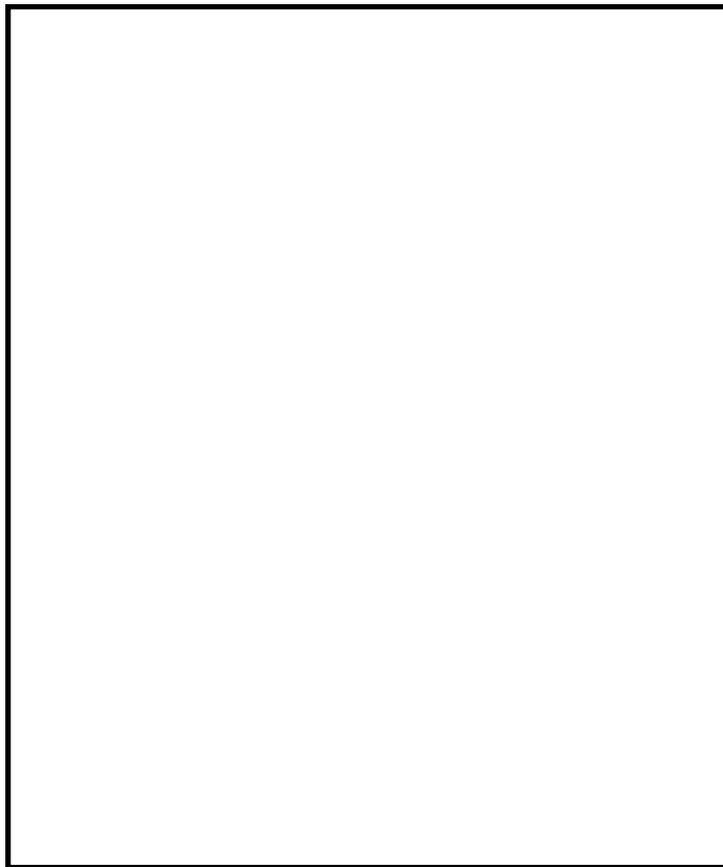
2. 油配管

2.1 油配管の応力評価方法

油配管は応力解析を行い，発生応力を評価する。解析モデル（3次元はりモデル）を参考2-4-2図に示す。

油配管の応力評価は，添付書類「VI-2-1-14 機器・配管系の計算書作成の方法 添付資料-6 管の耐震性についての計算書作成の基本方針」により，配管を評価部位とする。評価結果は，算出応力と許容応力を踏まえ，評価上厳しい箇所の結果について記載する。

解析コードは，「H I S A P」を使用し，解析コードの検証及び妥当性確認等の概要については，添付書類「VI-5 計算機プログラム（解析コード）の概要」に示す。



参考 2-4-2 図 油配管解析モデル

特殊弁及び一般弁の「詳細検討」

1. 詳細検討対象設備

本資料では、主蒸気隔離弁、主蒸気逃がし安全弁及び一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁、逆止弁）のうち、機能確認済加速度との比較による動的機能維持評価の結果、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える設備についての詳細検討の方針を説明する。

2. 特殊弁及び一般弁の評価手順

J E A G 4 6 0 1 に示されている各弁の評価ポイントは、主蒸気隔離弁、主蒸気逃がし安全弁及び一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁）においては構造強度、漏えい、作動であり、一般弁（逆止弁）においては開機能の維持又は閉機能の維持である。

J E A G 4 6 0 1 ではそれらの評価ポイントに基づいて、各弁に対して以下のとおり評価手順が策定されている。

(1) 主蒸気隔離弁の評価手順

J E A G 4 6 0 1 に記載されている主蒸気隔離弁の評価手順を別紙 2-5-1 図に示す。

(2) 主蒸気逃がし安全弁の評価手順

J E A G 4 6 0 1 に記載されている主蒸気逃がし安全弁の評価手順を別紙 2-5-2 図に示す。

(3) 一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁）の評価手順

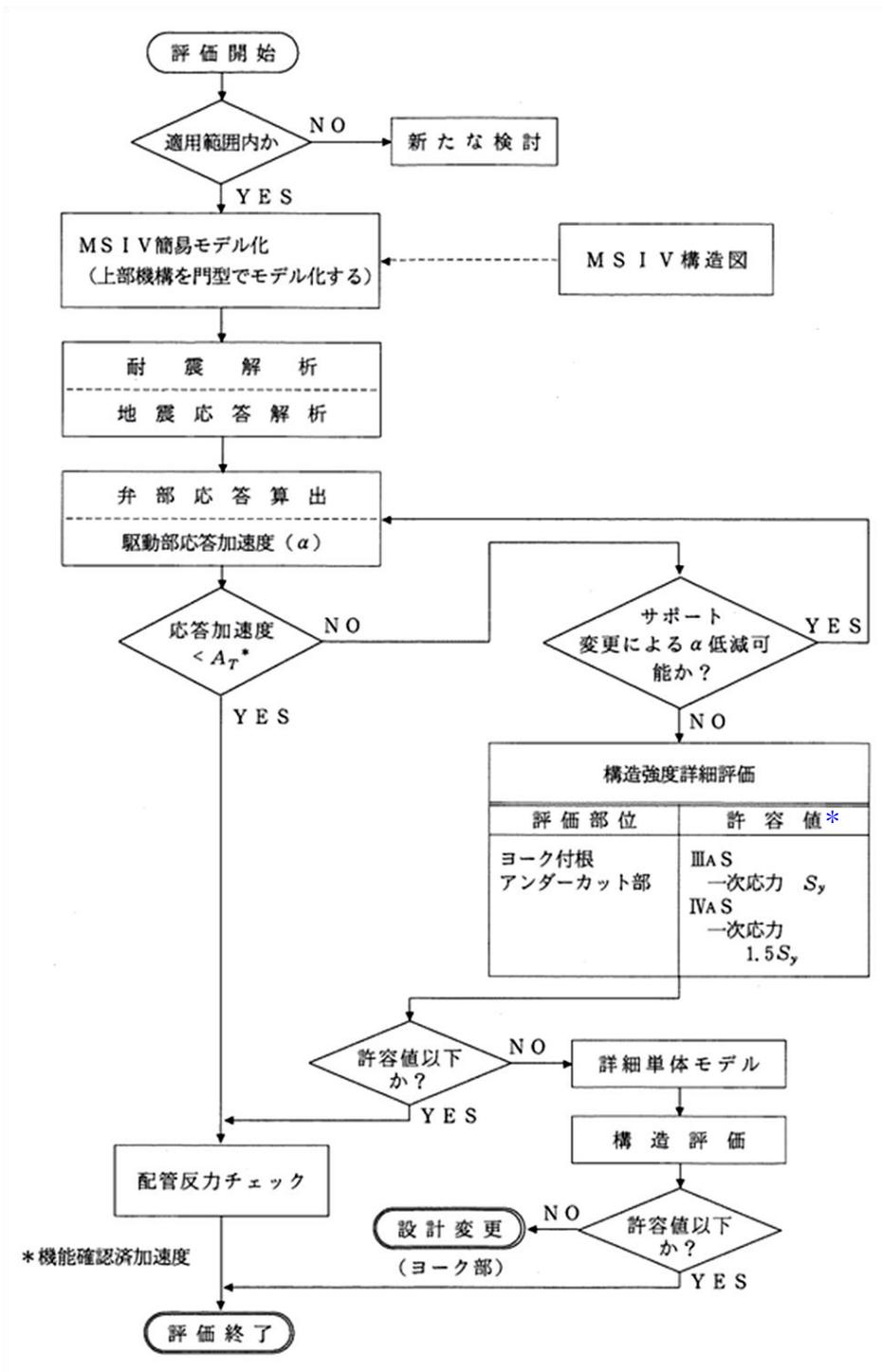
J E A G 4 6 0 1 に記載されている一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁）の評価手順を別紙 2-5-3 図に示す。

(4) 一般弁（逆止弁）の評価手順

J E A G 4 6 0 1 に記載されている一般弁（逆止弁）の評価手順を別紙 2-5-4 図に示す。

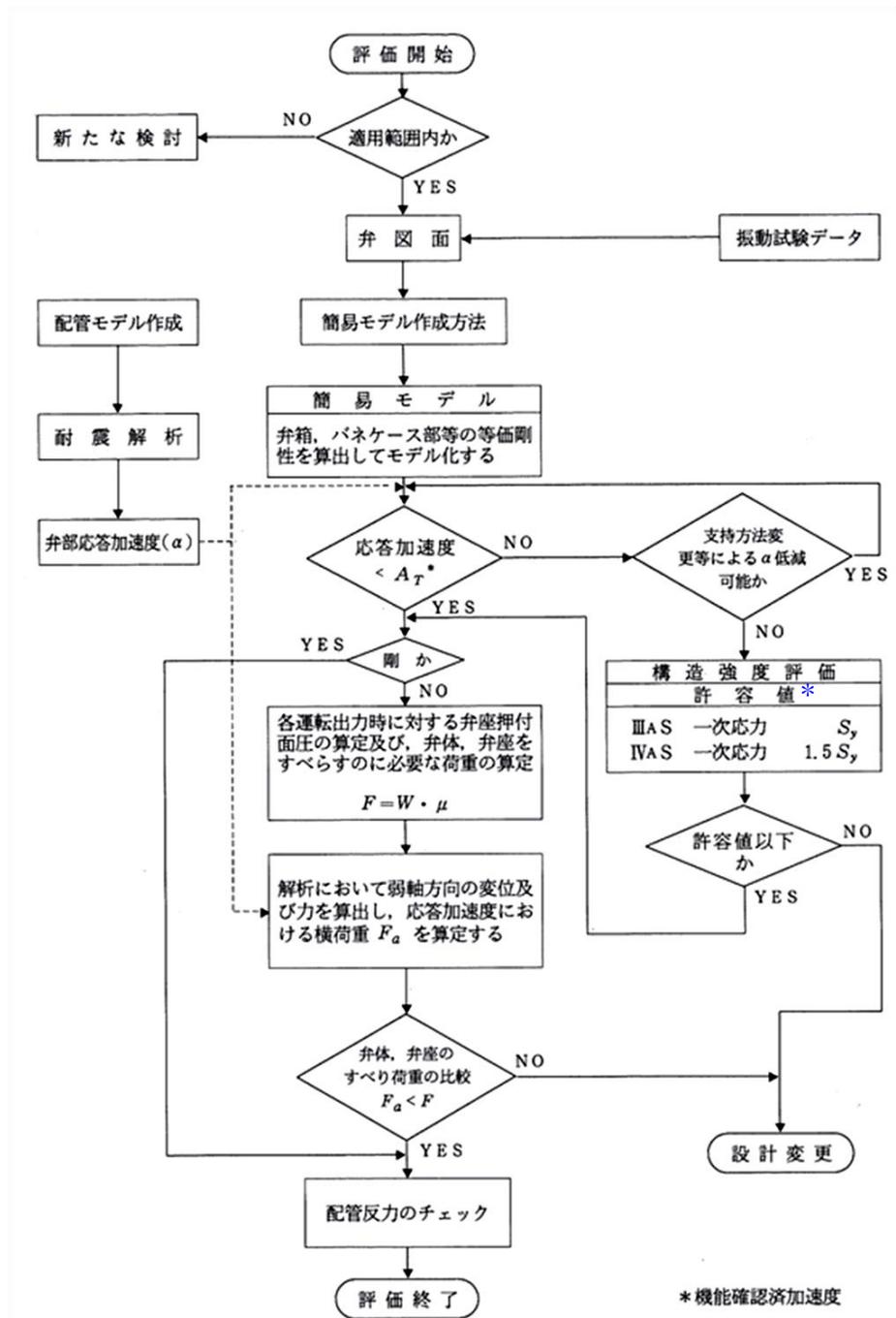
なお、上記の評価手順のうち構造強度評価においては一次応力のみを評価することとしている。これは弁駆動部に対する地震による二次応力(相対変位)の影響が小さいためである。また、構造強度評価におけるIV_{AS}の許容応力1.5Syの設定は、J E A Gの評価手順策定時に参照した研究*の成果に基づいており、加振試験において最弱部の発生応力が1.2Syを超過した弁においても、動作機能に影響がなかったことから、実機の持つ裕度を踏まえて1.5Syと設定している。

注記*：電力共通研究「動的機器の地震時機能維持に関する研究（昭和55年度～57年度）」



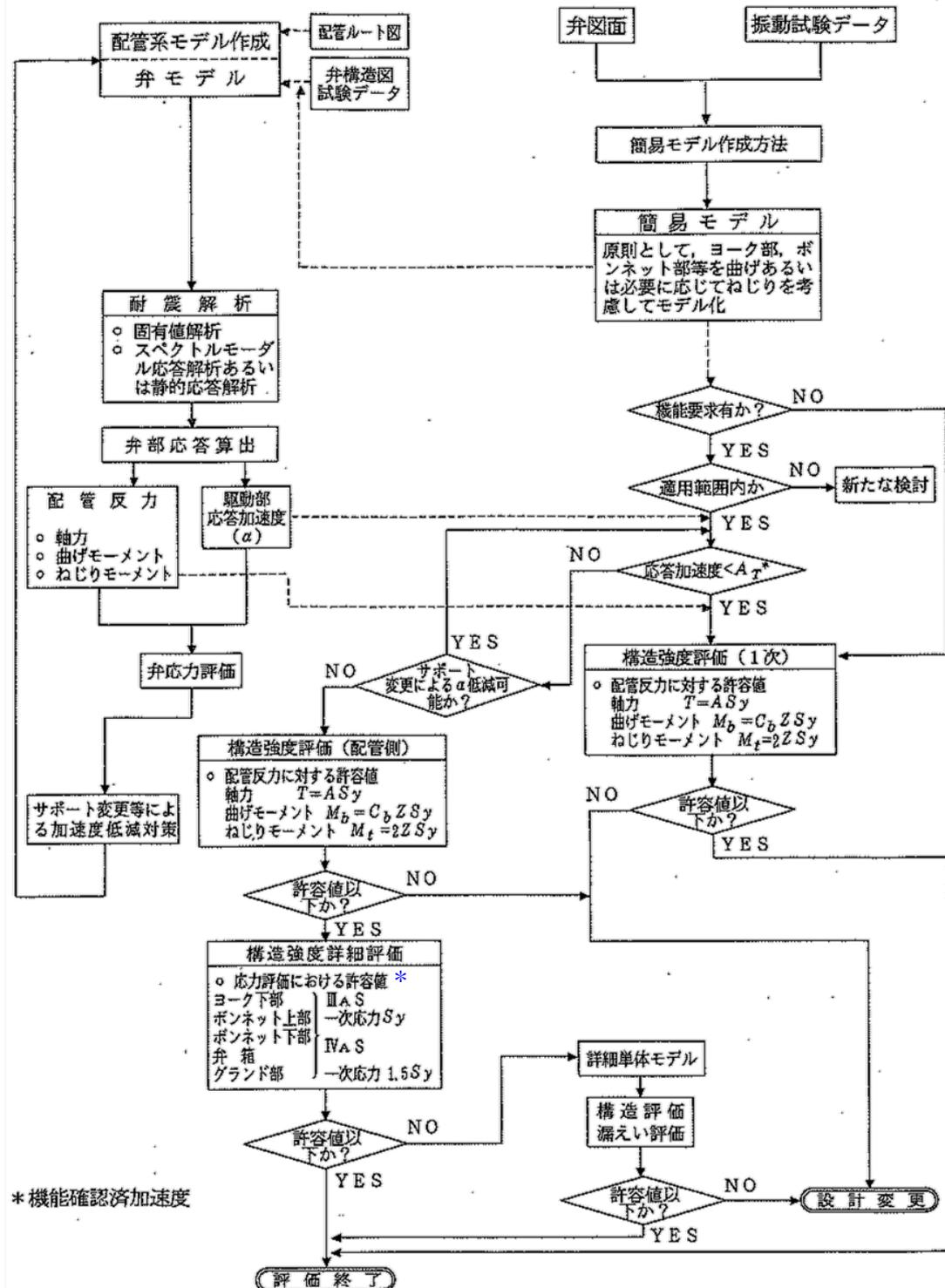
注記*：基準地震動S₁に対しては許容応力状態ⅢAS，基準地震動S₂に対しては許容応力状態ⅣASを適用する。

別紙2-5-1図 JEAG4601に記載された主蒸気隔離弁の評価手順
(JEAG4601の記載に青字で追記)



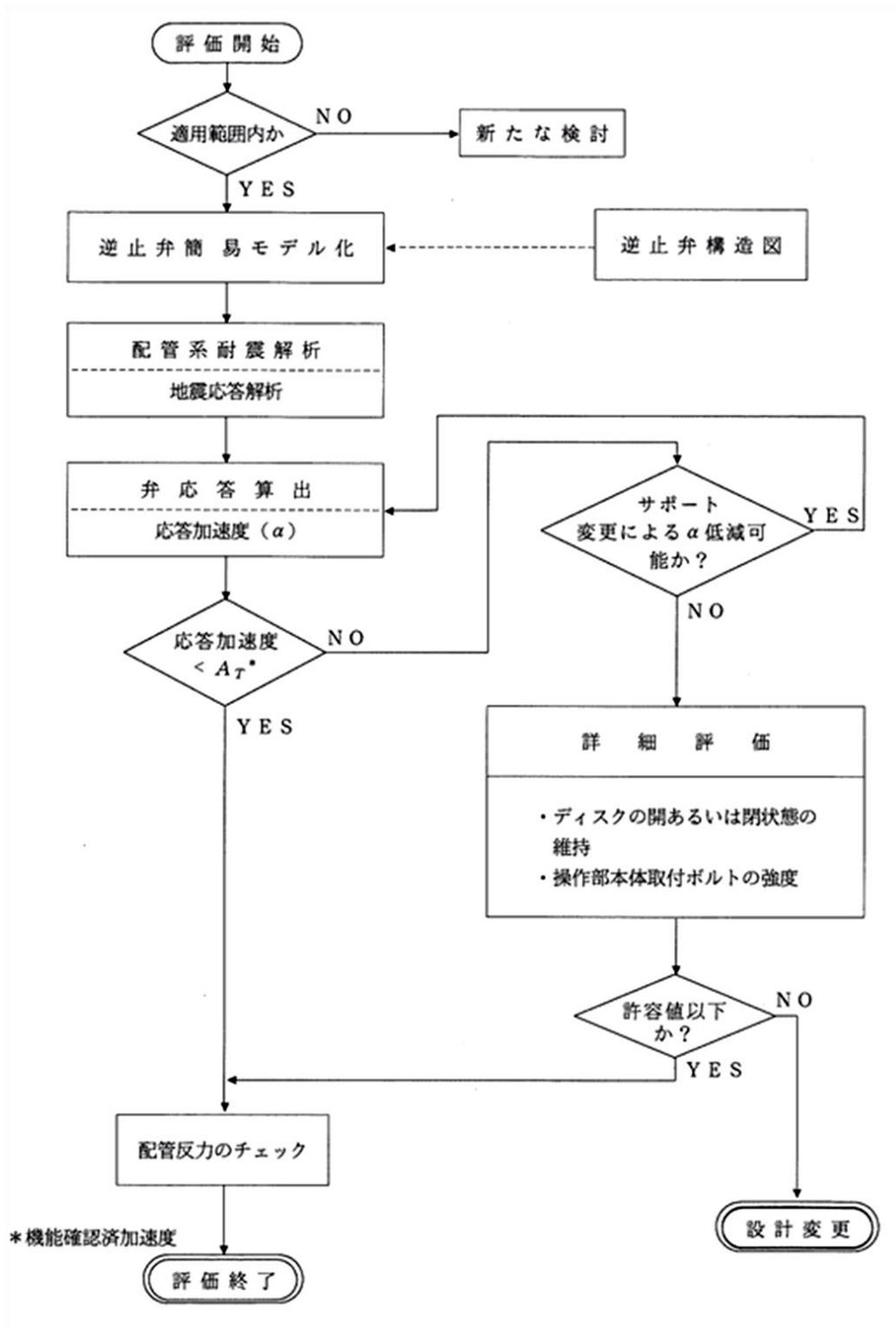
注記*：基準地震動 S_1 に対しては許容応力状態ⅢAS，基準地震動 S_2 に対しては許容応力状態ⅣASを適用する。

別紙 2-5-2 図 JEAG 4601 に記載された主蒸気逃がし安全弁の評価手順
(JEAG 4601 の記載に青字で追記)



注記* : 基準地震動 S_1 に対しては許容応力状態 III A S, 基準地震動 S_2 に対しては許容応力状態 IV A S を適用する。

別紙 2-5-3 図 J E A G 4 6 0 1 に記載された一般弁
(グローブ弁, ゲート弁, バタフライ弁) の評価手順
(J E A G 4 6 0 1 の記載に青字で追記)



別紙 2-5-4 図 J E A G 4 6 0 1 に記載された一般弁（逆止弁）の評価手順

3. 特殊弁及び一般弁の詳細検討方針

機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える弁に対して詳細検討を行う。

J E A G 4 6 0 1において、駆動部応答加速度（機能維持評価用加速度）が機能確認済加速度を超える場合の対処方法として、以下の記載がある。

- ①弁の要求機能のうち構造強度及び漏えいに関しては、弁最弱部の強度評価に含めて検討できる。
- ②作動機能に関し、弁駆動装置は解析的な評価が困難であるため、駆動装置単体の機能確認済加速度を許容値とする。

これらの記載に基づき、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えた弁に適用する詳細検討として、以下の項目について評価を実施する。

3.1 主蒸気隔離弁、主蒸気逃がし安全弁及び一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁）の詳細評価

3.1.1 構造強度評価（弁最弱部）

弁の構造強度の詳細評価として、弁最弱部の強度評価を行う。

弁の最弱部として、主蒸気隔離弁においてはヨークロッド付根のアンダーカット部、主蒸気逃がし安全弁においてはクーリングスプール、一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁）においてはヨーク下部、ボンネット上部及びボンネット下部のいずれかを評価部位とする。

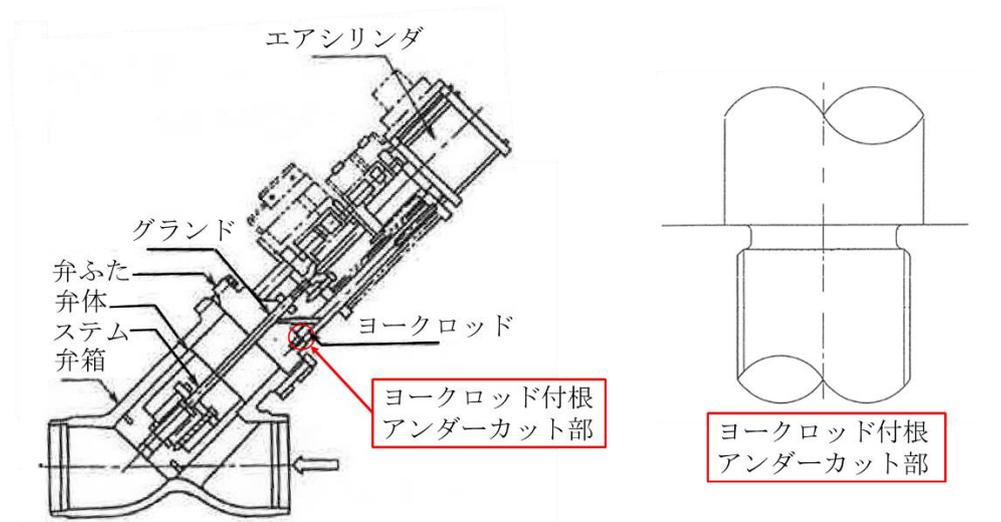
各評価部位を別紙 2-5-5 図、別紙 2-5-6 図及び別紙 2-5-7 図に示す。

また、弁最弱部の評価式の例を以下に示す。

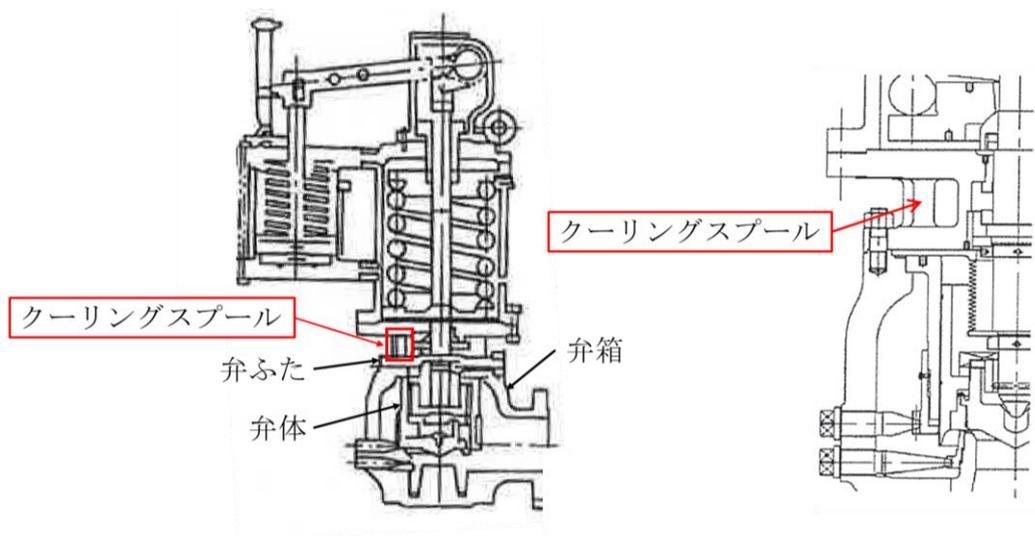
（弁最弱部の評価式の例）

$$\text{弁最弱部に発生する曲げ応力} : \sigma = (m_1 \cdot \alpha \cdot h) / Z$$

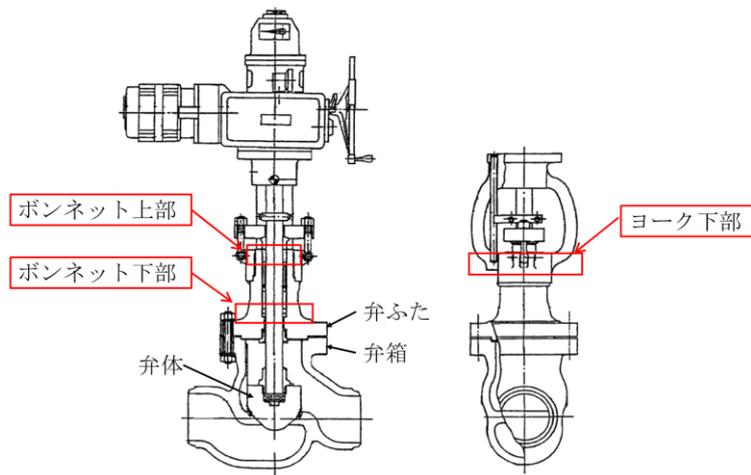
記号	記号の説明	単位
σ	最弱部に発生する一次応力	MPa
m_1	弁駆動部及びヨーク部の質量	kg
α	弁駆動部応答加速度	m/s ²
h	最弱部に作用するモーメント長さ	mm
Z	最弱部の断面係数	mm ³



別紙 2-5-5 図 主蒸気隔離弁の構造強度評価部位



別紙 2-5-6 図 主蒸気逃がし安全弁の構造強度評価部位



別紙 2-5-7 図 一般弁の構造強度評価部位（電動グローブ弁の例）

3.1.2 弁駆動部の動作機能確認済加速度を用いた加速度評価

弁の作動機能の評価として、弁駆動部の応答加速度に対して駆動部の動作機能確認済加速度を用いた評価を行う。

駆動部の動作機能確認済加速度とは、例えば電動弁のモータ部のような弁駆動部単体の動作を確認した加速度であり、弁全体の機能維持を担保する機能確認済加速度とは異なる。

駆動部の動作機能確認済加速度は、電力共通研究*1~*4(以下「電共研」という。)において実施された弁駆動部の加振試験の知見を適用する。

電共研の詳細については、別紙 2-5-1 に示す。

また、電共研の成果を発表した公開文献を、5. 参考文献に示す。

3.1.1 の構造強度評価及び 3.1.2 の弁駆動部の加速度評価の両方を満足することにより、当該弁が動的機能維持評価を満足することを確認する。

なお、逆止弁については、駆動部単体の応答加速度評価は不要のため、開機能の維持又は閉機能の維持の評価により、動的機能維持を確認する。

注記*1: 電動弁駆動部の動作機能確認済加速度向上に関する研究 (2013 年 2 月～2016 年 12 月)

*2: 空気作動弁駆動部の動作機能確認済加速度向上に関する研究 (2017 年 3 月～2021 年 3 月)

*3: 主蒸気逃がし安全弁の機能維持確認済加速度向上に関する研究 (2012 年 12 月～2016 年 3 月)

*4: 主蒸気隔離弁の機能維持確認済加速度向上に関する研究 (2017 年 2 月～2021 年 3 月)

3.1.3 島根2号機の今回工認における弁の動的機能維持評価手順

島根2号機の今回工認における弁の動的機能維持評価については、J E A G 4 6 0 1-1991 の評価手順を基本とし、その後の加振試験結果を照査し、その知見を反映した評価を行う。

島根2号機の今回工認における主蒸気隔離弁、主蒸気逃がし安全弁、一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁）の動的機能維持評価の手順を、別紙2-5-8図、別紙2-5-9図及び別紙2-5-10図に示す。

島根2号機の今回工認における評価手順とJ E A G 4 6 0 1に記載の評価手順の相違点について、以下に示す。

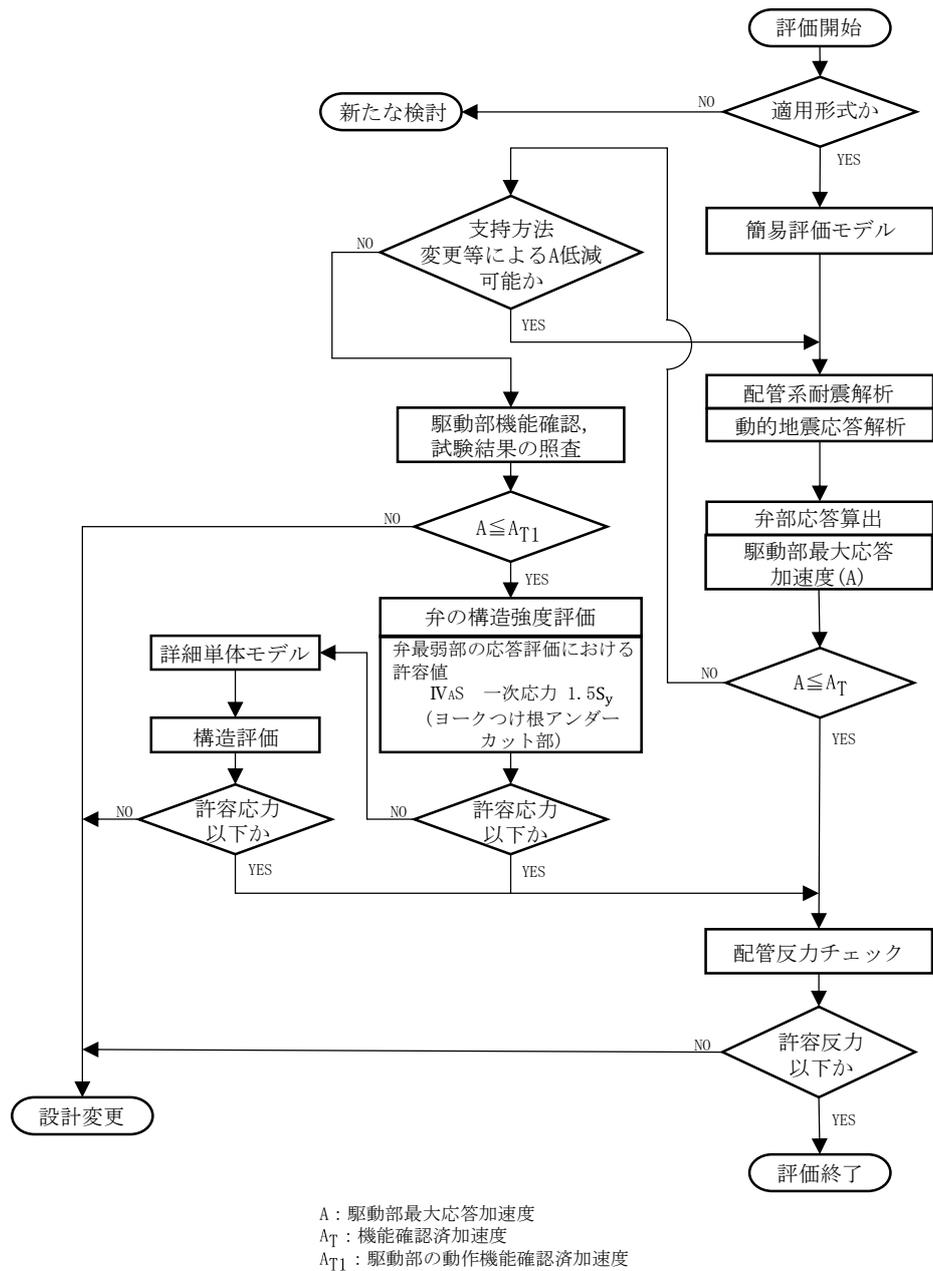
- J E A G 4 6 0 1では、一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁）の構造強度評価部位として、ヨーク下部、ボンネット上部、ボンネット下部に加え、弁箱及びグランド部が挙げられている。弁箱及びグランド部は、評価項目のうち、漏えいに対する評価部位であり、強度評価により健全性を確認する部位であるため、弁最弱部の強度評価に含めて評価することにより、漏えいに対する健全性は確認できる。既往研究により、一般弁の最弱部はヨーク下部、ボンネット上部及びボンネット下部のいずれかであることが確認されているため、島根2号機の今回工認においては、弁箱及びグランド部の評価は省略する。
- J E A G 4 6 0 1では、固有値解析結果より剛としない安全弁は、弁座漏えいに対する検討が必要とされており、弁体と弁座の摺動により生じるシート面の傷からの漏えいに対する評価として、弁体のすべりの有無を確認しているが、主蒸気逃がし安全弁の機能確認済加速度 A_T である水平方向 $9.6 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 、鉛直方向 $6.1 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ による振動試験の結果、弁体のすべりに起因する漏えい量が安全上問題ない量であったため、発生加速度が機能確認済加速度 A_T 以下の弁については、弁体のすべりの有無の確認は不要とした。発生加速度が機能確認済加速度 A_T を超える弁についても、電共研にて弁体のすべりに対する机上評価（振動試験（水平方向 $9.6 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 、鉛直方向 $6.1 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ ）時におけるに弁体に作用するすべり力と弁体と弁座の摩擦力との比較）を行い、約12倍の裕度があることを確認しており、主蒸気逃がし安全弁の動作機能に有意な影響を与えないと判断できること、電共研におけるスリーブ試験の結果、主蒸気逃がし安全弁は剛であったことから、弁体のすべりの有無の確認は不要とした。
- 別紙2-5-8図～別紙2-5-10図中の配管反力チェックについて、J E A G 4 6 0 1では、配管反力に対し接続配管の許容値が上回っていることを確認することを記載しているが、配管反力に対する接続配管の許容値は十分大きいことを確認していることから、評価を省略する。ただし、参考として、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度 A_T を超過する弁を対象に、配管反力チェックの結果を参考資料1に示す。

なお、J E A G 4 6 0 1 -1984 において、動的機能維持評価に適用する地震動が S_1 又は S_2 と区別して記載されており、以下の設備については S_1 での評価が要求されている。

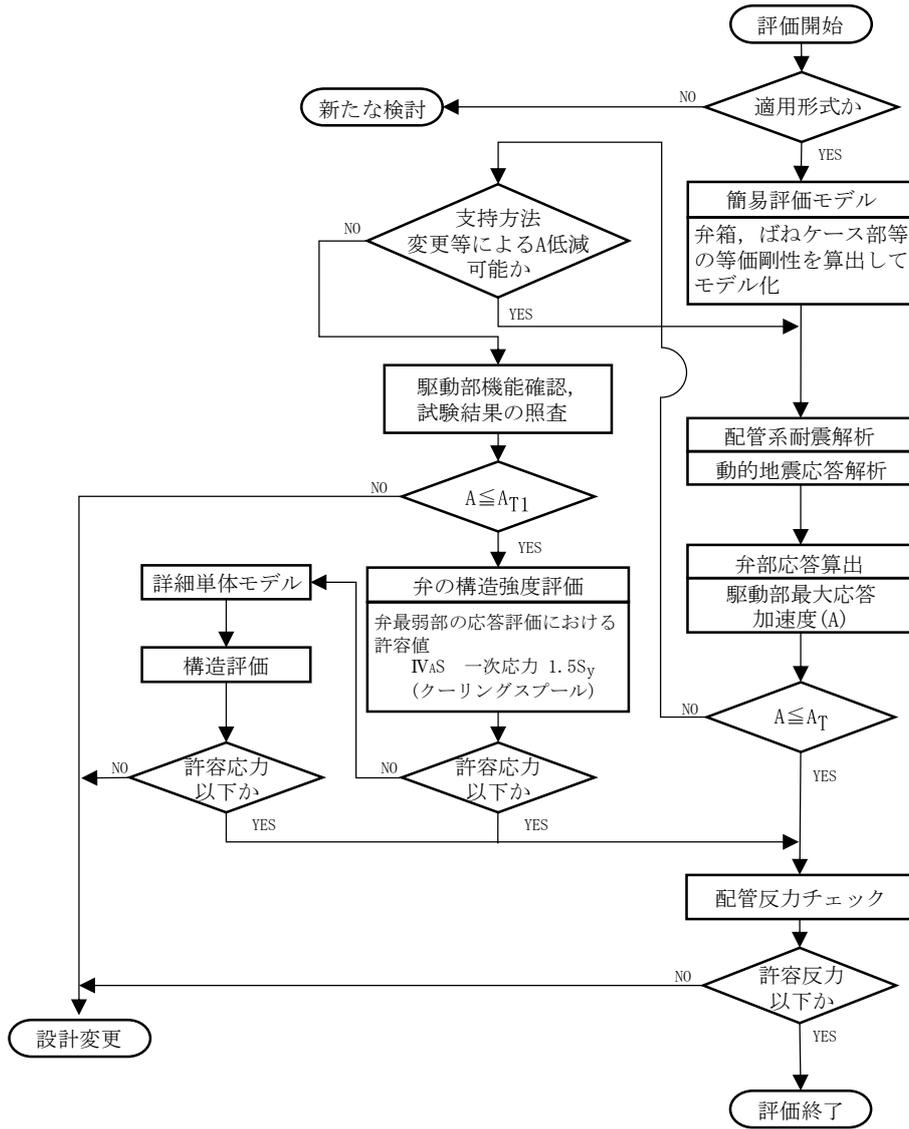
- (a) A s クラスの「(iv)原子炉格納容器バウンダリを構成する弁のうち、原子炉冷却材圧力バウンダリ破損の一定時間後に閉止が必要なもの」のうち、LOCA 後、ECCS 等の停止に伴う原子炉格納容器バウンダリ閉止に必要な弁
- (b) A クラスに分類される弁

上記のうち、(a)の考え方は、島根原子力発電所第2号機の今回工認における設計方針と整合していることから、(a)に該当する弁は弾性設計用地震動 S_d (J E A G 4 6 0 1 の S_1 を S_d に読み替え) に対する評価要求があるものの、設計の保守性及び簡便性を考慮して基準地震動 S_s に対して評価を行う方針としている。

一方、上記の(b)に該当する弁については、規制基準の改正により、A s クラスと A クラスが統合し S クラスとなり、基準地震動 S_s に対する評価が要求されたことから、動的機能維持評価においても基準地震動 S_s で評価する必要がある。したがって、島根原子力発電所第2号機の今回工認において、弾性設計用地震動 S_d (J E A G 4 6 0 1 -1984 の S_1 を S_d に読み替え) ではなく基準地震動 S_s に対して動的機能維持評価を実施する方針としていることから、弁の構造強度評価は基準地震動 S_s に対する許容応力状態 IV_{AS} の評価を行う。

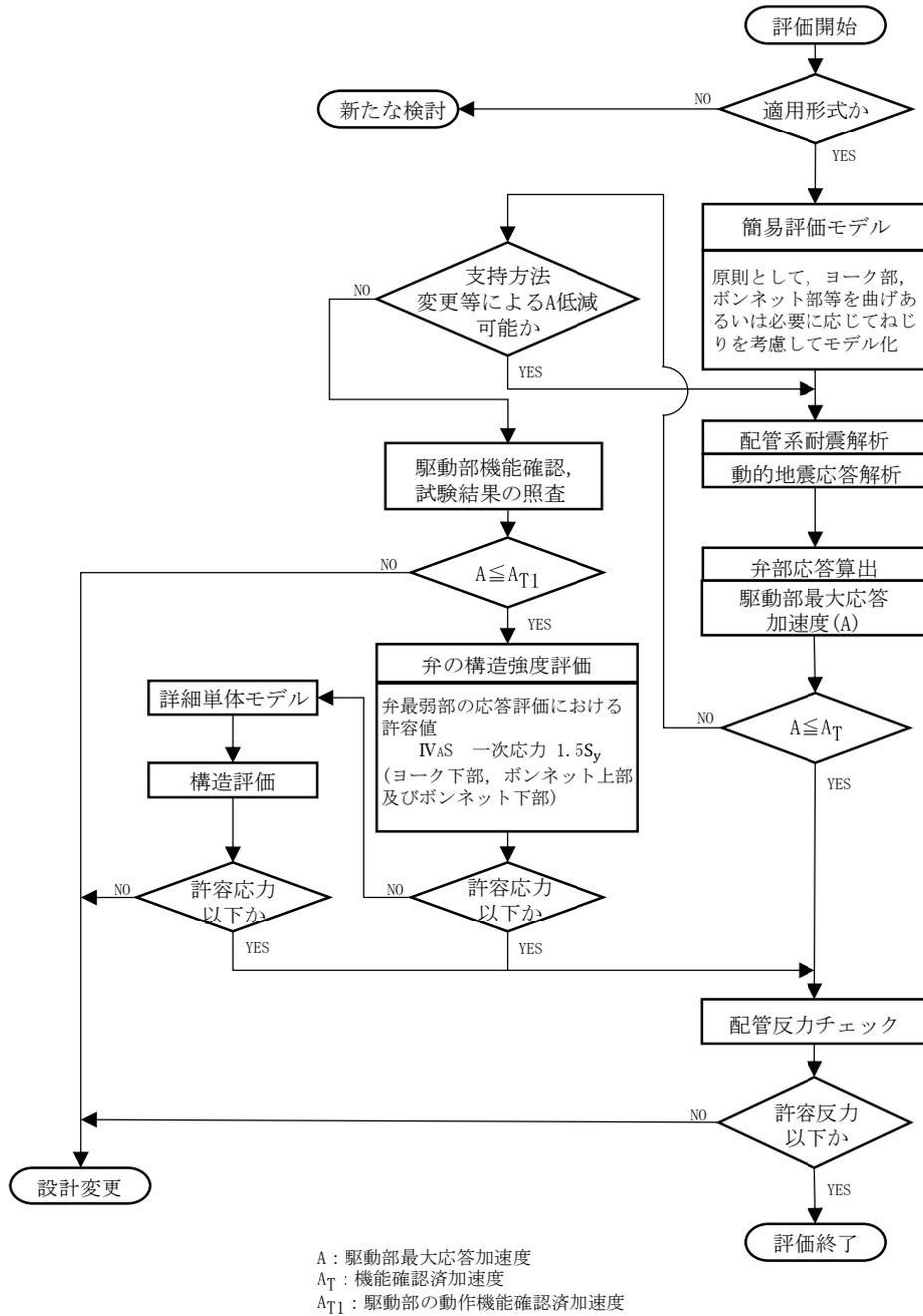


別紙 2-5-8 図 島根 2 号機の今回工認における主蒸気隔離弁の評価手順



A : 駆動部最大応答加速度
 A_T : 機能確認済加速度
 A_{T1} : 駆動部の動作機能確認済加速度

別紙 2-5-9 図 島根 2 号機の今回工認における主蒸気逃がし安全弁の評価手順



別紙 2-5-10 図 島根 2 号機の今回工認における一般弁
 (グローブ弁, ゲート弁及びバタフライ弁) の評価手順

3.2 一般弁（逆止弁）の詳細評価

逆止弁については、駆動部単体の応答加速度評価は不要のため、開機能の維持又は閉機能の維持の評価により、動的機能維持を確認する。また、逆止弁は、地震中*に動的機能が要求されるものと地震後に動的機能が要求されるものに区分され、動的機能要求の分類に応じて以下の詳細評価を実施する（詳細は参考資料2に示す日本電気協会 原子力規格委員会 耐震設計分科会及び機器・配管系検討会資料参照）。

注記*：J E A G 4 6 0 1において、動的機能が要求される設備は「地震時に動的機能が要求されるもの」（地震時機能維持 α ）と「地震後に動的機能が要求されるもの」（地震後機能維持 β ）に分類されるが、本資料においては、 α と β の両方を含む意味での「地震時」との差異を明確にするため、地震時機能維持 α の意味で使用する場合は、「地震時」を「地震中」と読み替える。

(1) 地震中に動的機能が要求される弁

弁体挙動評価（「閉」⇒「開」動作後の開機能の維持又は「開」⇒「閉」動作後の閉機能の維持の評価）及び構造強度評価を実施する。なお、島根2号機においては、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える動的機能維持要求弁のうち、地震中に動的機能が要求される弁はない。

(2) 地震後に動的機能が要求される弁

弁体挙動評価の要求がないことから、構造強度評価のみを実施する。なお、他の機器においては地震後に動的機能が要求されるものについても運転状態を考慮して動的機能維持評価を実施している場合もあるが、地震後に動的機能が要求される一般弁（逆止弁）については、地震中は動的機能維持評価の対象となる開動作に寄与する荷重（系統圧力）又は閉動作に寄与する荷重（弁前後の差圧）がないため、動作方向の荷重と動作を妨げる方向の地震荷重との比較による弁体挙動評価は実施できない。ただし、参考として、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過する逆止弁を対象に、弁の動作方向に荷重が生じた状態で地震荷重が負荷される場合の弁体挙動評価結果を参考資料4に示す。

弁の構造強度評価における評価部位を以下に示す。なお、島根2号機の操作装置付逆止弁はシャフトドッグとディスクアームのクラッチ機構により、強制開操作時のみディスクアームと操作部動力伝達機構がかみ合う構造となっており、通常運転時はディスクアームと操作部動力伝達機構が分離されているため、操作部動力伝達機構の評価は不要である。

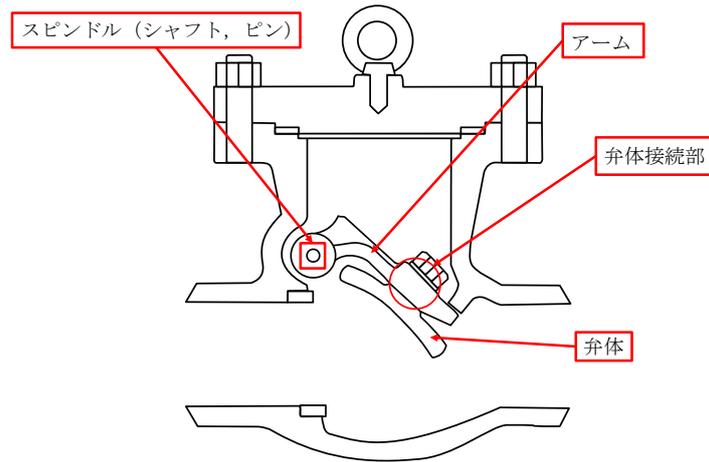
- ・スピンドル（シャフト、ピン）、アーム、弁体接続部、弁体
- ・操作部本体取付ボルト（操作装置付逆止弁の場合）

評価部位を別紙2-5-11図及び別紙2-5-12図に示す。また、操作部動力伝達機構の構造を別紙2-5-13図に示す。

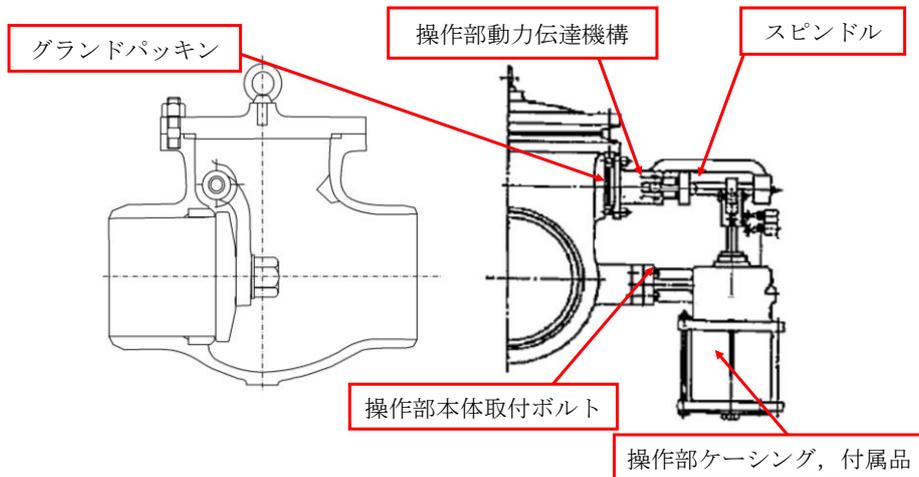
島根2号機の今回工認における一般弁（逆止弁）の詳細評価を含めた評価手順を別紙2

－5－14 図に示す。

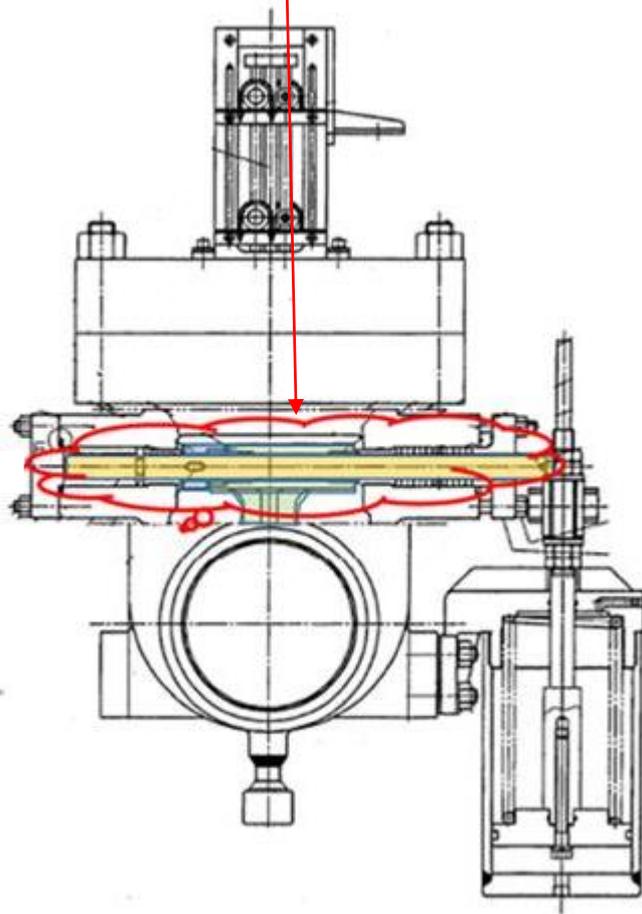
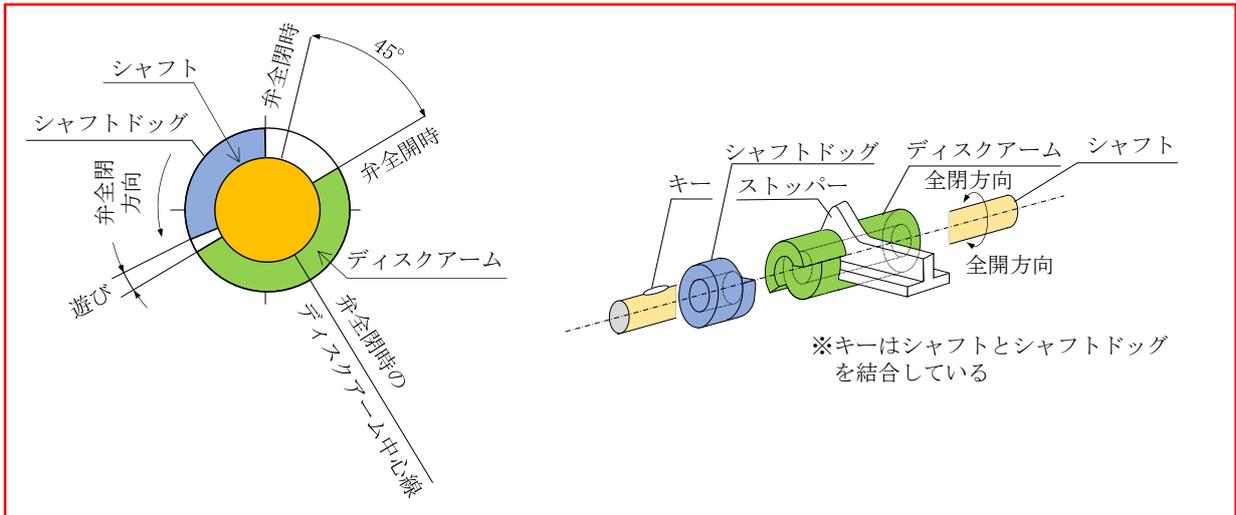
また、別紙 2－5－14 図中の配管反力チェックについて、J E A G 4 6 0 1 では、配管反力に対し接続配管の許容値が上回っていることを記載しているが、配管反力に対する接続配管の許容値は十分大きいことを確認しており、評価は省略する(3.1.3 項と同様)。



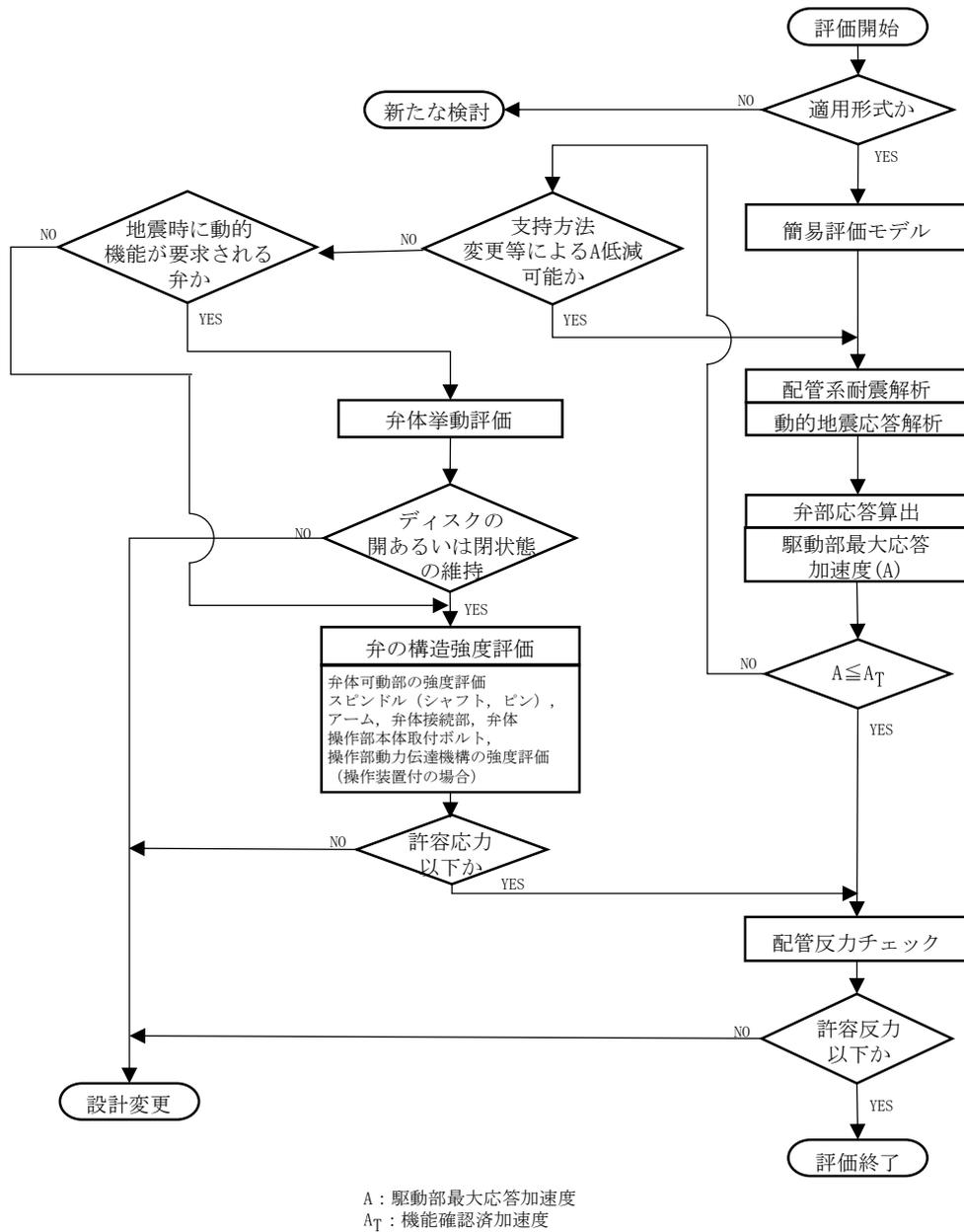
別紙 2－5－11 図 一般弁（逆止弁）の構造強度評価部位



別紙 2－5－12 図 一般弁（逆止弁）の構造強度評価部位（操作装置付きの場合）



別紙 2-5-13 図 操作部動力伝達機構の構造



別紙 2-5-14 図 島根 2 号機の今回工認における一般弁（逆止弁）の評価手順

4. 特殊弁及び一般弁の詳細検討に適用する駆動部の動作機能確認済加速度の設定
- 特殊弁及び一般弁（逆止弁を除く）の動的機能維持評価の詳細検討に適用する駆動部の動作機能確認済加速度を別紙 2-5-1 表に示す。
- これらの加速度は、別紙 2-5-1 に示す電共研の成果により得られた値である。
- 詳細検討対象の特殊弁及び一般弁の機能維持評価用加速度が駆動部の動作機能確認済加速度以下となることで、駆動部の動的機能が維持されることを確認する。

別紙 2-5-1 表 特殊弁及び一般弁の詳細検討に適用する加速度

	型式	方向	駆動部の動作機能 確認済加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)
一般弁	電動弁	水平	20.0
		鉛直	20.0
	空気作動グローブ弁シリンダ型	水平	20.0
		鉛直	20.0
	空気作動バタフライ弁シリンダ型	水平	15.0
		鉛直	20.0
特殊弁	主蒸気逃がし安全弁	水平	20.0
		鉛直	20.0
	主蒸気隔離弁	水平	15.0
		鉛直	15.0

5. 参考文献

- Nishino, K. et al., “Seismic Test Results of The Main Steam Safety Relief Valve for Japanese Boiling Water Reactor Nuclear Power Plants” ,PVP2017-65602, American Society of Mechanical Engineers, 2017
- Kojima, N. et al., “Seismic Test Result of Motor-Operated Valve Actuators for Nuclear Power Plant” ,PVP2017-65600, American Society of Mechanical Engineers, 2017
- Kojima, N. et al., “Seismic Test Result of Motor-Operated Butterfly Valve Actuators for Nuclear Power Plant” ,PVP2018-84219, American Society of Mechanical Engineers, 2018
- Kojima, N. et al., “Seismic Test Analysis Evaluation of Motor-Operated Valve Actuators for Nuclear Power Plant” ,PVP2018-84223, American Society of Mechanical Engineers, 2018
- Kojima, N. et al., “Selection of The Test Specimens for Seismic Tests of Air-Operated Valve Actuators for Nuclear Power Plants” ,PVP2019-93168, American Society of Mechanical Engineers, 2019
- Matsubara, Y. et al., “Seismic Test Results of Air-Operated Valve Actuators for Nuclear Power Plants (Air-Operated Butterfly Valve (Direct-Coupled Type))” ,PVP2019-93194, American Society of Mechanical Engineers, 2019
- Kubota, R. et al., “Seismic Test Results of Air-Operated Valve Actuators for Nuclear Power Plants (Air-Operated Globe Valve (Cylinder Type))” ,PVP2019-93485, American Society of Mechanical Engineers, 2019
- Itabashi, H. et al., “Seismic Test Results of The Main Steam Isolation Valve for Japanese Boiling Water Reactor Nuclear Power Plants” ,PVP2020-21362, American Society of Mechanical Engineers, 2020
- Fuji, M. et al., “Seismic Test Results of Air-Operated Valve Actuators for Nuclear Power Plants (Air-Operated Globe Valve (Diaphragm Type) and Air Operated Butterfly Valve (Lever Type))” ,PVP2020-21125, American Society of Mechanical Engineers, 2020

機能維持評価用加速度が機能確認済加速度 A_T を超過する弁に対する
配管反力チェックについて

島根 2 号機の今回工認における主蒸気隔離弁，主蒸気逃がし安全弁，一般弁（グローブ弁，ゲート弁，バタフライ弁）及び一般弁（逆止弁）の動的機能維持評価の項目うち，配管反力チェックについて，配管反力に対する接続配管の許容値は十分大きいことを確認していることから，評価を省略することとしているが，参考として，機能維持評価用加速度が機能確認済加速度 A_T を超える弁のうち，耐震計算書における代表弁について，配管反力が許容値以下であることを確認する。

配管反力に対する許容値を表 1 に示す。許容値については，J E A G 4 6 0 1 に記載のものではなく，より安全側の値となる J E A C 4 6 0 1 -2021（詳細は図 2 に示す日本電気協会 原子力規格委員会 耐震設計分科会及び機器・配管系検討会資料参照）のものを使用する。

機能維持評価用加速度が機能確認済加速度 A_T を超える弁の配管反力チェックに使用する諸元を表 2 に，評価結果を表 3 に示す。表 3 より，配管反力に対し，許容値が上回っていることを確認した。

表 1 配管反力に対する許容値

荷重	許容値 (J E A G 4 6 0 1)	許容値 (J E A C 4 6 0 1 -2021)
軸力	$A_a S_y$	$A_a S_y$
曲げモーメント	$C_b Z S_y$	$Z S_y$
ねじりモーメント	$2 Z S_y$	$Z S_y$

A_a : 接続配管断面積の 1/2

Z : 接続配管断面係数

C_b : 応力係数で，次の計算式により計算した値又は 1.0 のいずれか大きい方の値

$$C_b = 0.335 \left(\frac{r}{t_e} \right)^{\frac{2}{3}}$$

t_e : 図 1 に示す AA 断面における金属部の厚さ

r : 図 1 に示す AA 断面における平均半径

表 2 配管反力チェックの諸元

評価対象弁*	A_a (mm ²)	Z (mm ³)	C_b	t_e (mm)	r (mm)	S_y (MPa)
RV202-1F	5.984×10^3	7.148×10^5	1.0	15.10	126.15	154
RV202-1H	8.319×10^3	6.960×10^5	1.0	28.15	94.075	200
MV229-1B	1.020×10^3	5.253×10^4	1.0	6.00	54.15	154
AV222-3B	7.124×10^3	8.317×10^5	1.0	18.20	124.6	194

注記* : 入口側，出口側の配管のうち，裕度が最小となる配管の諸元を示す。

表3 配管反力チェック結果

評価対象 弁*	軸力(N)		曲げモーメント(N・mm)		ねじりモーメント(N・mm)	
	発生値	許容値	発生値	許容値	発生値	許容値
RV202-1F	1.248×10^5	9.215×10^5	7.714×10^7	1.101×10^8	1.586×10^7	1.101×10^8
RV202-1H	8.396×10^4	1.664×10^6	9.881×10^7	1.392×10^8	5.608×10^7	1.392×10^8
MV229-1B	2.527×10^4	1.571×10^5	3.636×10^6	8.090×10^6	1.257×10^6	8.090×10^6
AV222-3B	2.195×10^4	1.382×10^6	3.174×10^7	1.613×10^8	1.810×10^7	1.613×10^8

注記*：入口側，出口側の配管のうち，裕度が最小となる配管の結果を示す。

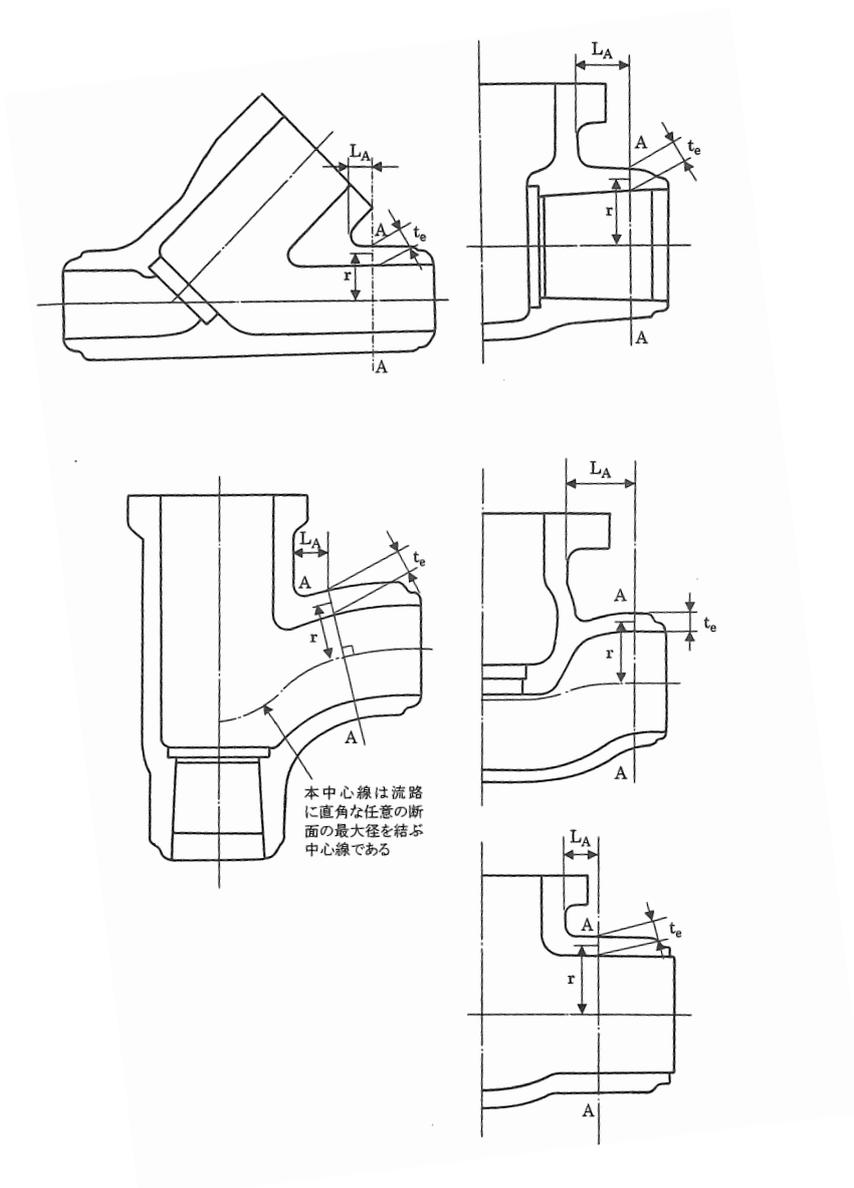


図1 配管反力チェックにおける金属部の厚さ等

弁の構造強度評価に関する適正化

1. 弁の耐震評価手順における構造強度評価について

JEAC の附属書 4.4 の 10 項に示されている弁の地震時機能維持評価法のうち、駆動部最大応答加速度 (A) が機能維持確認済加速度 (A_T) を超えた場合に実施する弁の構造強度評価について、改定方針を以下に示す。

(1) 供用状態の記載の適正化

弁の動的機能維持評価では、地震応答解析により得られる弁駆動部応答加速度が機能確認済加速度を超える場合、弁の構造上の最弱部（一般弁の例：ヨーク下部，ボンネット上部及びボンネット下部のいずれか）の強度評価を行うこととなっており，一般弁の例を添付-1 に示すが評価フローではその許容値は以下とされている。

供用状態 C s : 一次応力 Sy

供用状態 D s : 一次応力 1.5 Sy

一方で弁の構造強度評価に関する JEAC4601-2015 の規定では、評価フロー以外には供用状態に関する記載はない。

JEAC4601-2008 以降の耐震重要度 S クラスは「発電用原子炉施設に関する耐震設計審査指針」(2006) の改定を受け、それ以前の下表に示す耐震重要度 A s クラスと A クラスが統合されたものであり、評価フローにおける供用状態の記載はその思想が残ったものと考えられる。

耐震重要度	基準地震動	許容応力状態
A s	S1	Ⅲ _A S
	S2	Ⅳ _A S
A	S1	Ⅲ _A S

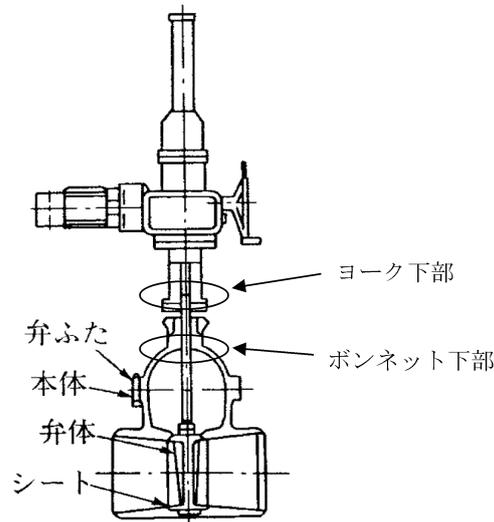
一方で、動的機能維持に関わる許容応力は、供用状態に関わらず動的機器の性能により一律に定まるものであることから、評価フロー図等から供用状態に関する記載を削除する方針とする。

(2) 一次応力の応力種別について

弁の動的機能維持評価では、地震応答解析により得られる弁駆動部応答加速度が機能確認済加速度を超える場合、弁の構造上の最弱部（一般弁の例：ヨーク下部、ボンネット上部及びボンネット下部のいずれか）の強度評価を行うこととなっており、一部の弁の評価手順（一般弁の例：附図 4.4.10-2）ではその一次応力に対する許容値が定められている。評価手順のフロー図の抜粋を添付-1に示す。

評価箇所的一般弁の例はヨークとボンネットであり、駆動部の応答加速度による慣性荷重で下図に示すヨーク下部に加わる曲げ応力を評価していることが一般的である。

しかしながら JEAC4601 の要求は、「弁のヨーク下部、ボンネット上部及びボンネット下部のいずれかの構造上の最弱部に着目して強度検討を行う」ことであり、弁によってはヨーク下部以外の箇所が最弱部となる可能性も考えられ、ボンネット下部となる場合は内圧による膜応力との組合せとなるため、曲げ応力に限定していない。



(2/9)

図 2 日本電気協会 原子力規格委員会 耐震設計分科会及び機器・配管系検討会資料抜粋

(2/9)

2. 弁の動的機能維持評価における配管反力の許容値の適正化について

(1) 規格の内容

弁の動的機能維持評価における配管反力の許容値は、JSME S NC1 の配管反力による弁箱の二次応力評価 (VVB-3330) の規定を元に行っている (解説に記載あり)。

両者の規定内容を以下に示す。

【JSME S NC1 VVB-3330 配管反力による弁箱の二次応力評価】

次の3つの計算式により計算した二次応力は、260°Cの温度における付録材料図表 Part5 表 1 に定める値 S_m の1.5倍の値を超えないこと。

$$P_d = \frac{A_1 \cdot S_y}{A_2}$$

P_d, P_b および P_t : 応力

A_1 : 接続管の断面積の2分の1 (mm^2)

$$P_b = \frac{C_b \cdot Z_1 \cdot S_y}{Z_2}$$

S_y : 接続管の260°Cの温度における規定する材料の設計降伏点 (MPa)

A_2 : 図 VVB-3330-1 に示す AA 断面における金属部の断面積 (mm^2)

$$P_t = \frac{2 \cdot Z_1 \cdot S_y}{Z_p}$$

C_b : 応力係数で、次の計算式により計算した値または1.0の何れかの大きいほうの値

$$C_b = 0.335 \cdot \left(\frac{r}{t_e}\right)^{\frac{2}{3}}$$

t_e : 図 VVB-3330-1 に示す AA 断面における金属部の厚さ (mm)

r : 図 VVB-3330-1 に示す AA 断面における平均半径 (mm)

Z_1 : 接続管の断面係数 (mm^3)

Z_2 : 図 VVB-3330-1 に示す AA 断面における断面係数 (mm^3)

Z_p : 図 VVB-3330-1 に示す AA 断面における極断面係数 (mm^3)

【JEAC4601-2015 (附表 4.4.10-1) による配管反力に対する許容値】

荷重	許容値
軸力	$A_a \cdot S_y$
曲げモーメント	$C_b \cdot Z \cdot S_y$
ねじりモーメント	$2 \cdot Z \cdot S_y$

A_a : 接続配管断面積の1/2

Z : 接続配管断面係数

C_b : 設計・建設規格 VVB-3330 に規定する応力係数

(3/9)

図2 日本電気協会 原子力規格委員会 耐震設計分科会及び機器・配管系検討会資料抜粋

(3/9)

(2) 規格の考え方と問題点他

JSME VVB-3330 の式 (VVB-8.1~8.3) を変形すると以下となる。

$$Pd : A_1 \cdot Sy \leq 1.5 \cdot Sm \cdot A_2 \quad (\text{VVB-8.1 式の変形}) \dots\dots\dots (1)$$

$$Pb : Z_1 \cdot Sy \leq 1.5 \cdot Sm \cdot Z_2 / Cb \quad (\text{VVB-8.2 式の変形}) \dots\dots\dots (2)$$

$$Pt : Z_1 \cdot Sy \leq 1.5 \cdot Sm \cdot Zp / 2 \quad (\text{VVB-8.3 式の変形}) \dots\dots\dots (3)$$

上記の3つの不等式は、左辺が「接続配管」に許容される軸力、(曲げ, ねじり) モーメント, 右辺が「弁」に許容される軸力、(曲げ, ねじり) モーメントを表しており、同一温度 (260℃) における弁の許容荷重が、接続配管の降伏応力相当の許容荷重以上であることを確認する規定となっている。つまり、この規定を満足しておけば、配管の許容応力が降伏応力の供用状態において、弁は $1.5Sm$ の許容応力を満足するとともに、供用状態 Ds のように配管の許容応力が降伏応力を超えるような供用状態においても、弁はその供用状態に見合った応力状態となり問題ないとの考え方である。なお、JEAC4601 の「4.2.3.1 Sクラス施設の許容応力」のうち「(4) 弁の許容応力」の解説においても VVB-3330 を満足している場合、地震を考慮した特別の評価は不要とされている。(添付-2を参照)

一方、JEAC4601 の附表 4.4.10-1 に規定された弁の動的機能維持評価における配管反力に対する規定は以下のとおり。

$$\text{解析による配管反力 (軸力)} \leq Aa \cdot Sy \dots\dots\dots (4)$$

$$\text{解析による配管反力 (曲げモーメント)} \leq Cb \cdot Z \cdot Sy \dots\dots\dots (5)$$

$$\text{解析による配管反力 (ねじりモーメント)} \leq 2 \cdot Z \cdot Sy \dots\dots\dots (6)$$

動的機能維持評価における配管反力の確認は、配管反力による弁の発生応力が $1.5Sm$ 以下となることを確認する規定となるよう意図したものと想定される。

1) 曲げモーメントについて

(2)式と(5)式を比較すると、(2)式では「接続配管」の許容荷重が「 $Z_1 \cdot Sy$ 」となっているのに対し、(5)式では「 $Cb \cdot Z \cdot Sy$ 」と相違している ($Z=Z_1$)。

ここで、 Cb は弁の形状により求まる応力係数であり、接続配管の許容荷重を弁箱の許容荷重に換算するためのものであり、接続配管の許容荷重としては Cb を乗じない(2)式の左辺を用いることがより適切と考えられる。

(なお、応力係数 Cb は弁箱厚さが薄いほど大きくなるため、(5)式の規定内容では弁箱厚さが薄いほど配管反力に対する許容値が大きくなるという状態となっている。)

図2 日本電気協会 原子力規格委員会 耐震設計分科会及び機器・配管系検討会資料抜粋
(4/9)

2) ねじりモーメントについて

JSME VVB-3330 で規定された配管反力による弁の二次応力評価では、式 (VVB-8.1~8.3) で算出された Pd (軸力), Pb (曲げ), Pt (ねじり) の各応力が許容値である 1.5Sm 以下に収まっていることを確認している。

各応力算出式と許容値の関係を式で記載すると以下の通りとなる。

$$Pd : A_1 \cdot S_y / A_2 \leq 1.5 \cdot S_m \dots\dots\dots (7)$$

$$Pb : C_b \cdot Z_1 \cdot S_y / Z_2 \leq 1.5 \cdot S_m \dots\dots\dots (8)$$

$$Pt : 2 \cdot Z_1 \cdot S_y / Z_p \leq 1.5 \cdot S_m \dots\dots\dots (9)$$

ここで、Pd (軸力), Pb (曲げ) は引張応力に対する評価をしているが、Pt (ねじり) はせん断応力に対する評価をする必要がある。

一般的にせん断応力の許容応力は、引張応力の許容応力に比べて $1/\sqrt{3}$ 倍 (ひずみエネルギー説: ミーゼスの降伏理論) または 1/2 倍 (最大せん断応力説: トレスカの降伏理論) となる。ねじりのせん断応力を評価する(9)式の右辺の許容応力が引張応力を評価する(7)式と(8)式の右辺の許容応力と同じ値となっているのは、(9)式の右辺でトレスカの降伏理論に従い許容応力を 1/2 倍する代替に、(9)式の左辺で (発生) 応力を 2 倍しているからと解釈される。したがって、(9)式の左辺において、配管からのねじりモーメントを $Z_1 S_y$ とみなしており、許容値の評価式としては(10)式を意図していると考えられる。

$$Pt : Z_1 \cdot S_y / Z_p \leq 1.5 \cdot S_m / 2 \dots\dots\dots (10)$$

よって、配管からのねじりモーメントの許容荷重は $Z_1 S_y$ とし、(3)式の左辺を用いることがより適切と考えられる。

(なお、JSME 設計建設規格の解説 GNR-2130 にも JSME は最大せん断応力説を採用している、との記載がある。)

<JSME 設計建設規格 解説 GNR-2130 抜粋>

(解説 GNR-2130) 応力解析に関する用語

1. 応力強さの考え方は、次のとおりである。

材料の破壊理論としては、一般に最大主応力説、最大せん断応力説およびひずみエネルギー説があるが、靱性に優れた材料については、降伏や疲労破壊に関して最大せん断応力説またはひずみエネルギー説のほうが最大主応力説より実際の現象に適合しているのはよく知られているところである。最大せん断応力説とひずみエネルギー説の比較については、後者のほうが実際の現象により近いとされているが、前者のほうがわずかではあるが安全側にあること、しかも比較的簡単に実設計に応用できることから、最大せん断応力説を採用している。

図 2 日本電気協会 原子力規格委員会 耐震設計分科会及び機器・配管系検討会資料抜粋 (5/9)

(3) 見直し案

見直し案を以下に示す。

曲げモーメントに対する許容値を「 $C_b \cdot Z \cdot S_y$ 」から「 $Z \cdot S_y$ 」にする。

ねじりモーメントに対する許容値を「 $2 \cdot Z \cdot S_y$ 」から「 $Z \cdot S_y$ 」にする。

また、 S_y について JSME VVB-3330 では「接続管の 260℃の温度における規定する材料の設計降伏点」とされているが、ここでは配管解析による反力と比較するので、解析に使用している温度と合わせることを明らかにするため、記号の説明に下記を追加する。

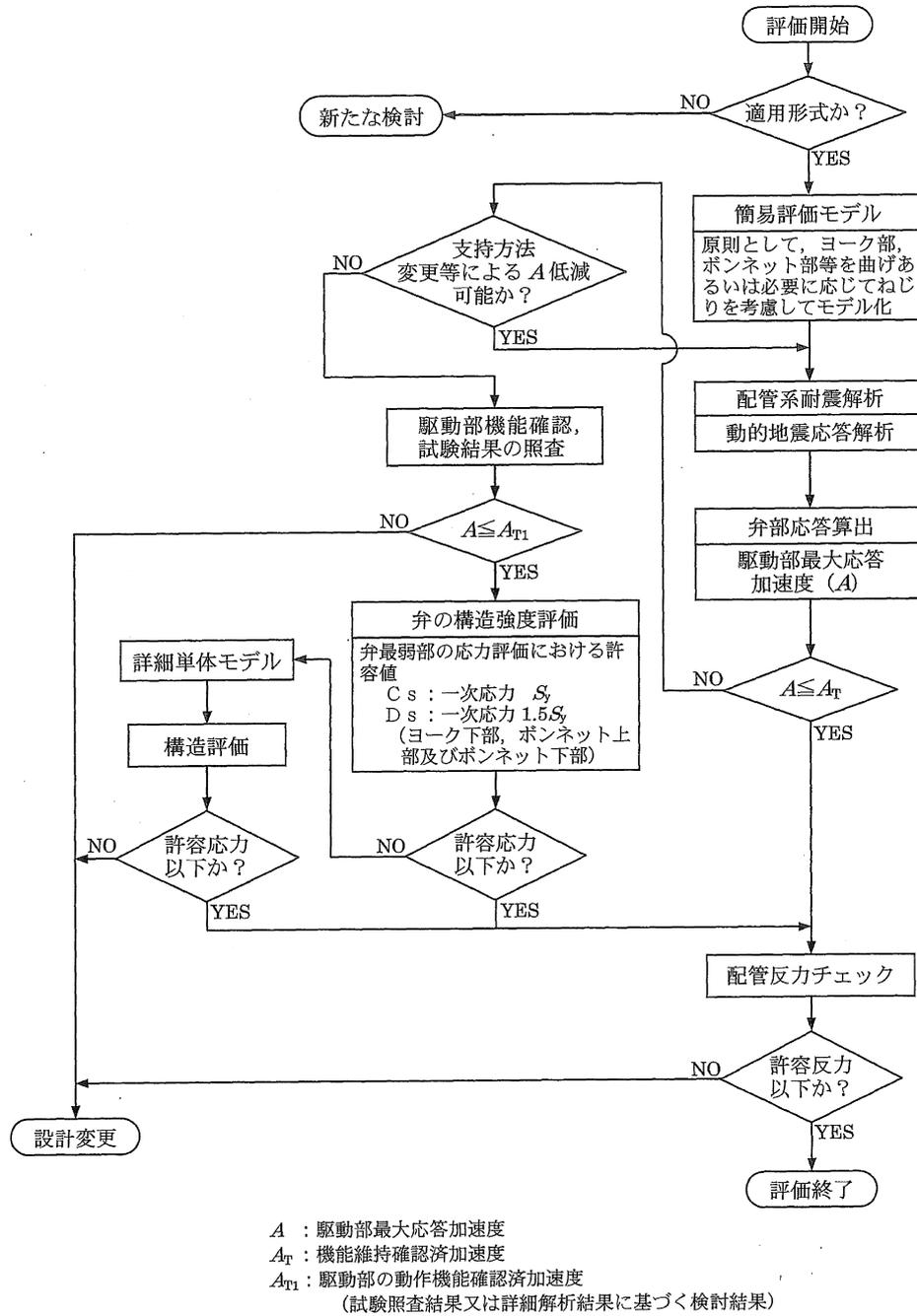
S_y : 接続配管の設計温度における規定する材料の設計降伏点

なお、 C_b は 1 以上の値となることから、本変更案はいずれも保守的な変更となる。

以 上

(6/9)

図 2 日本電気協会 原子力規格委員会 耐震設計分科会及び機器・配管系検討会資料抜粋
(6/9)



附図 4.4.10-2 一般弁(グローブ弁, ゲート弁及びバタフライ弁)の評価手順

図 2 日本電気協会 原子力規格委員会 耐震設計分科会及び機器・配管系検討会資料抜粋 (7/9)

c. クラス3ポンプ及びその他のポンプの許容応力（耐圧機能維持の評価）

クラス3ポンプ及びその他のポンプの許容応力は表4.2.3.1-8のとおりとする。

なお、地震時機能維持の評価は4.6節による。

表4.2.3.1-8 Sクラス施設のクラス3ポンプ及びその他のポンプの許容応力

応力分類 供用状態	一次一般膜応力	一次膜+ 一次曲げ応力	一次+二次 ⁽¹⁾ 応力範囲	一次+二次+ ピーク応力 ⁽²⁾
Cs	$\min[S_y, 0.6S_d]$ 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、 $1.2S$ とすることができる。	左欄の1.5倍	$\leq 2S_y^{(3)}$	疲労累積係数 $\leq 1.0^{(4)}$
Ds	$0.6S_d$	左欄の1.5倍		

注(1)：基準地震動 S_s 又は弾性設計用地震動 S_d のみによる応力範囲について評価する。

注(2)：基準地震動 S_s 又は弾性設計用地震動 S_d のみによる疲労解析を行う。地震動のみによる一次+二次応力の変動幅が $2S_y$ 以下の場合、疲労解析を行うことを要しない。

注(3)： $2S_y$ を超える場合、弾塑性解析を行うこと。この場合、設計・建設規格 PVB-3300（同 PVB-3313 を除く。）の簡易弾塑性解析を用いることができる。ただし、 S_m は $(2/3)S_y$ と読み替える。

注(4)：疲労累積係数は地震動のみによる疲労累積係数とする。

(4) 弁の許容応力

a. クラス1弁の許容応力（耐圧機能維持の評価（弁箱））

外径が 115mm 以下の管に接続される弁のうち、特に大きな駆動部を有する電動弁、空気作動弁については、設計・建設規格 VVB-3330 の評価を満足しなければならない。ただし、地震時に過大な応力の発生を防ぐ適切な処置が講じられているものは、この限りでない。

なお、地震時の動作機能維持評価は4.6節による。

【解説】

(1) 地震時に要求される弁の機能は耐圧機能と動作機能に分類される。すなわち地震時に接続配管等により加わる反力に対し、弁箱の圧力バウンダリとしての機能が保持される必要があること及び弁の種類によっては、地震時又は地震後に開閉動作を必要とするものがあることである。そこで弁の許容応力の設定にはこれらを考慮した。

(2) 設計・建設規格 VVB-3300 の評価を行えば、地震を含む外力に対しては、弁の構造不連続による応力集中効果を考慮に入れても、配管接続部よりも強度（疲労強度を含む）が高いことになり、配管として応力評価が満足されていれば、自ずと弁の応

力評価は満足されていることになる。したがって地震を考慮した特別の評価は不要である。

- (3) 外径が115mm以下の管に接続される弁については、設計・建設規格では評価不要としているが、地震時に過大な応力が発生する可能性のある弁（特に大きな駆動部を有する電動弁、空気作動弁）については設計・建設規格 VVB-3330 の評価を行い地震時の健全性の確認を行うものとした。ただし、過大な応力の発生を防ぐ適切な処置（例えば、支持装置による振動防止対策）が講じられているものは、この限りではないとした。
- (4) 弁についてはその形状から、軸力が働く場合、厳しい応力が発生する可能性があるが、地震時に軸力により発生する応力は小さいので評価不要とした。また、実プラントにおいて常時作用している軸力（熱膨張による）と同等なのでさしつかえない。

b. クラス2弁の許容応力〔耐圧機能維持の評価（弁箱）〕

弁の肉厚が接続配管と同等の場合で、特に大きな駆動部を有する電動弁、空気作動弁については、設計・建設規格 VVB-3330 の評価を満足しなければならない。ただし、地震時に過大な応力の発生を防ぐ適切な処置が講じられているものは、この限りでない。

なお、地震時の動作機能維持評価は4.6節による。

【解説】

- (1) 弁は、接続配管に比べ厚肉構造であり、接続する配管を評価すると、断面2次モーメントが大きいため評価不要とする。

ただし、弁の肉厚が接続配管と同等の場合で、地震時に過大な応力が発生する可能性のある弁（特に大きな駆動部を有する電動弁、空気作動弁）については、設計・建設規格 VVB-3330 の評価を行い、地震時の健全性の確認を行うものとした。ただし、過大な応力を防ぐ適切な処置（例えば、支持装置による振動防止対策）が講じられているものは、この限りではないとした。

c. クラス3弁及びその他の弁の許容応力〔耐圧機能維持の評価（弁箱）〕

クラス2弁に準ずる。

逆止弁における詳細評価法の明確化 (No.19)

第 73 回機器・配管系検討会
2019 年 9 月 27 日
資料 No.73-3-11 (3)

(資料 No.71-2-4 (5) 改訂)

・資料 No.71-2-4(5)からの変更を下線青記で示す。

逆止弁の地震時機能維持評価における詳細評価の明確化について

1. はじめに

JEAC4601-2015 において、地震時機能維持要求がある逆止弁は、弁駆動部の応答加速度が機能維持確認済加速度を超える場合に、詳細評価を実施する手順となっている。

ここで、逆止弁は、動的機能が地震時に要求されるものと地震後に要求されるものとに区分され、詳細評価の内容は異なる。

そこで、地震時機能維持要求がある逆止弁の詳細評価の内容を整理し、改定案を提案する。

2. 逆止弁の詳細評価の内容

詳細評価の内容を整理するにあたり、地震時の異常要因分析を実施し、評価対象部位を整理した。異常要因モード図を添付資料-1 に示す。

詳細評価においては、地震時に機能維持が要求されるか否かにより、弁体(ディスク)の開状態あるいは閉状態の維持の確認(弁体挙動評価)の要否が決まる。

以降に、弁体挙動評価及び対象部位の強度評価について、検討内容を示す。

1) 弁体挙動の維持について (JEAC4601-2015 記載の評価手法)

JEAC4601-1991 補に記載の「評価ポイント」には、「ディスクの作動の確認は開状態あるいは閉状態の維持の確認で代表できる」とある。これは、地震応答による開／閉モーメントによって弁の開状態あるいは閉状態の維持または作動が阻害されないことを示すものである。よって、この開閉評価は地震時に機能維持が要求される弁を対象は絞られ、地震後に機能維持が要求される弁については、地震力によって弁体可動部の破損がないことにより評価できる。

また、対象となる逆止弁の出入口の差圧がない場合、ディスクは地震力によって自由に動くために閉状態は維持しない(図-1 参照)。

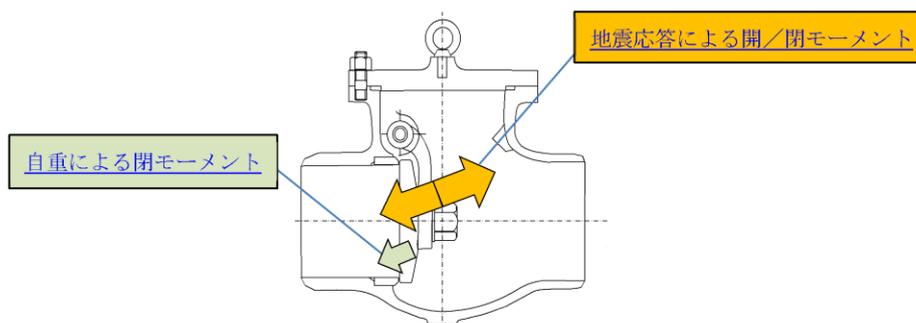


図-1: 逆止弁に作用する荷重

2) 操作部の強度評価について (JEAC4601-2015 記載の評価手法)

操作装置付逆止弁のうち PWR の主蒸気隔離弁は、通常運転中は操作装置に空気を供給し強制的に開操作をしており、地震時または地震後は操作装置内の空気を解放することで自重により閉操作をしている。このように操作装置で通常運転中に開作動を補助するものは、PWR の主蒸気隔離弁のみである。その他の操作装置付逆止弁は地震時又は地震後に操作部に対する作動の要求はないが、操作部の損傷によるディスクの作動を阻害しないことの確認を行うために、JEAC4601-2015 の規定は、操作部本体取付ボルトの評価を実施することとしている(図-2、図-7参照)。

PWR における主蒸気隔離弁の評価については、「平成 19 年度 原子力施設等の耐震性評価技術に関する試験及び調査 機器耐力その 4(弁)に係る報告書」(原子力安全基盤機構)を基にする。その他の操作装置付逆止弁は、構造上操作部動力伝達機構が分離してあるため、評価は操作部本体取付ボルトのみを評価すればよい。

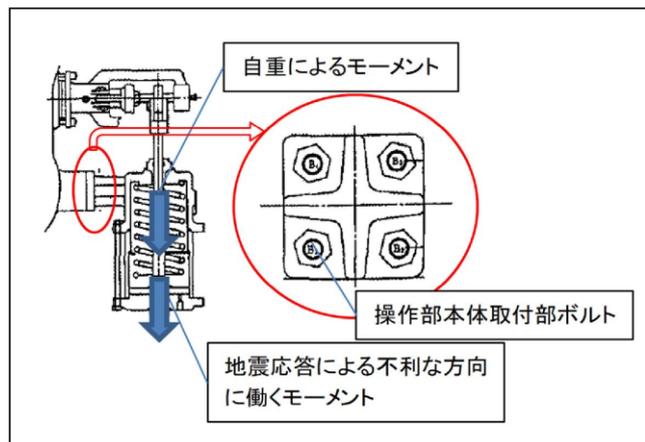


図-2: 操作装置付逆止弁
操作部本体取付ボルトの評価

3) 弁体可動部の強度評価について

逆止弁の弁体可動部は、受動的に作動する(配管内部流体の流れがあれば「開」し、流れが無ければ「閉」する)構造であるため、評価加速度に対して弁体可動部の強度が健全であれば動的機能が維持され则认为される(弁体可動部:スピンドル*, アーム, 弁体接続部, 弁体など)。

逆止弁の型式は、リフト式、スイング式と2種類あり、それぞれの構造により、以下に示す手法にて、弁体可動部の健全性確認を実施する(図-3～図-6を参照)。

また、弁体の衝突による弁座の変形からの弁座漏えい及び弁ふたの変形については、加振試験により十分小さく無視できると考えられる。

*:スピンドルは、弁メーカーによりロッド、シャフト、ピンと称する場合がある。

- ① 口径50A以下に採用されているリフト式の場合は可動部を固定していないことから、ディスクの強度評価を実施する。
- ② 口径65A以上に採用されているスイング式の場合はスピンドルを軸にスイングするため、可動部(弁体)を吊下げる構成部品である、弁体可動部(スピンドル、アーム、弁体接続部、ディスク)の強度評価を実施する。

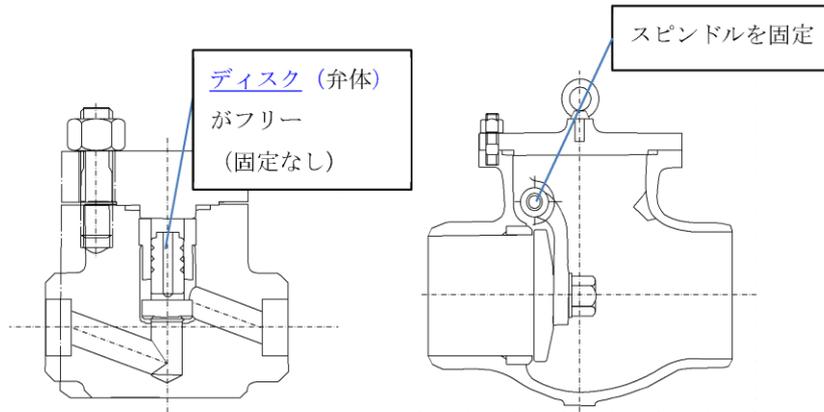


図-3: リフト式逆止弁

図-4: スイング式逆止弁

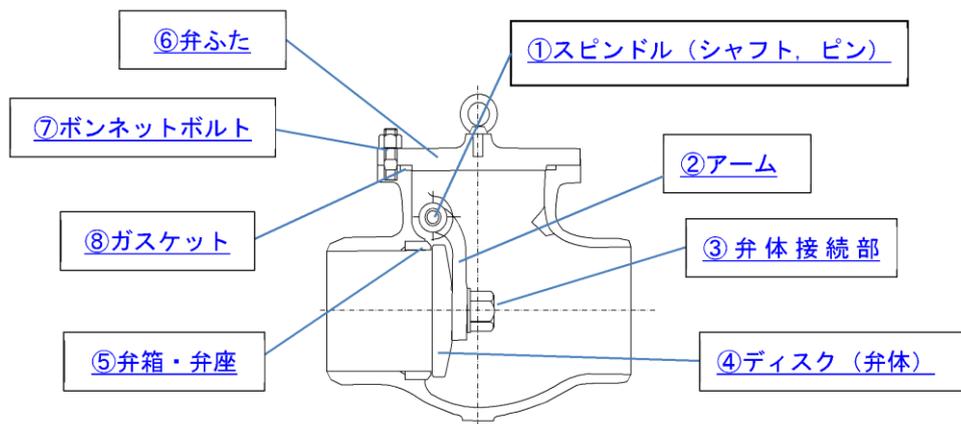


図-5: スイング逆止弁の可動部の評価部位

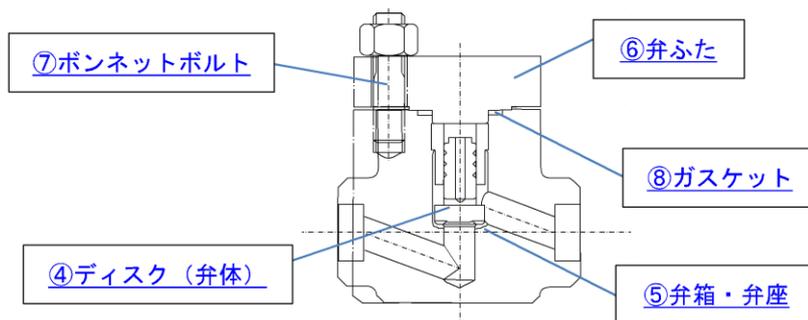


図-6: リフト逆止弁の可動部の評価部位

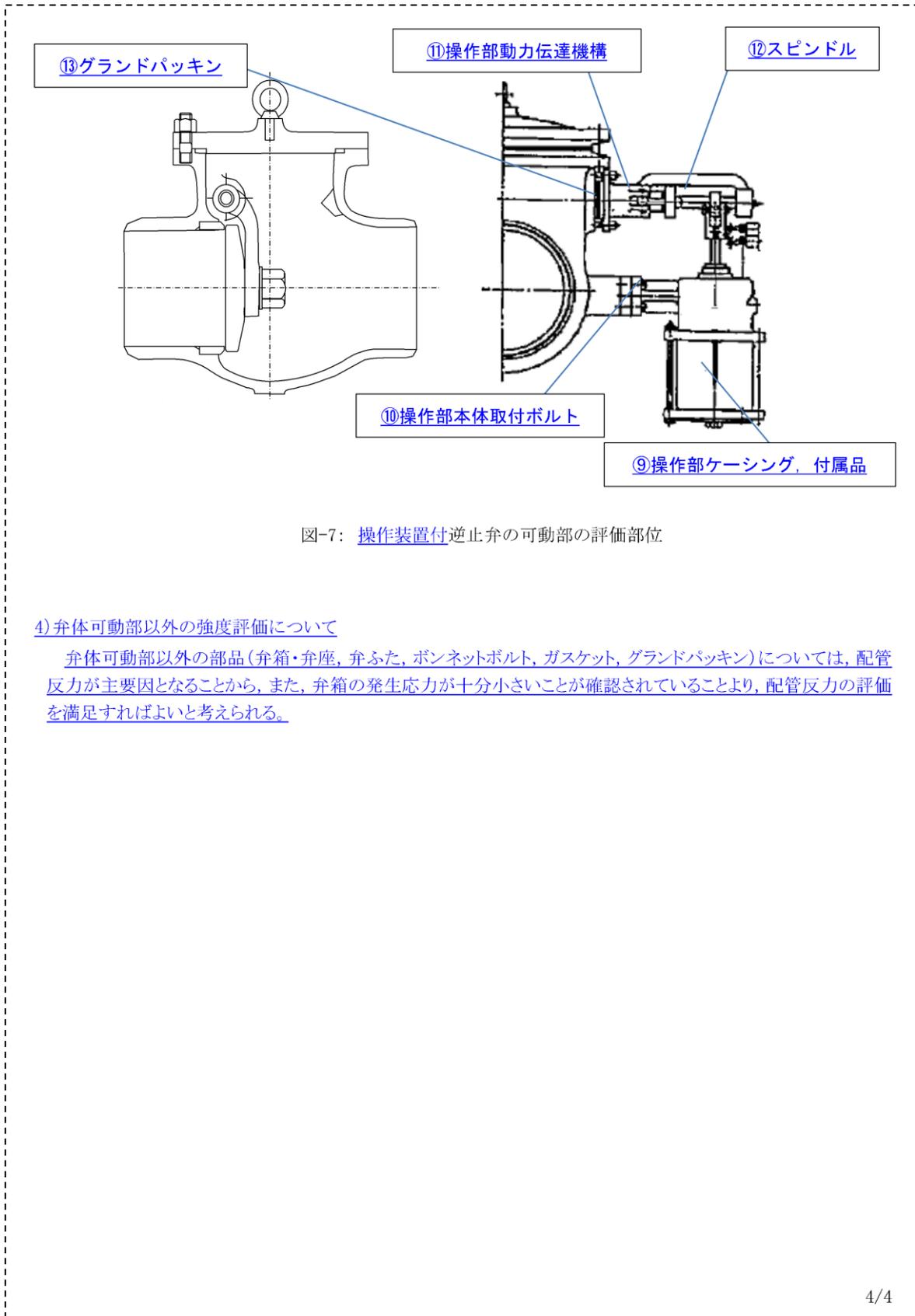
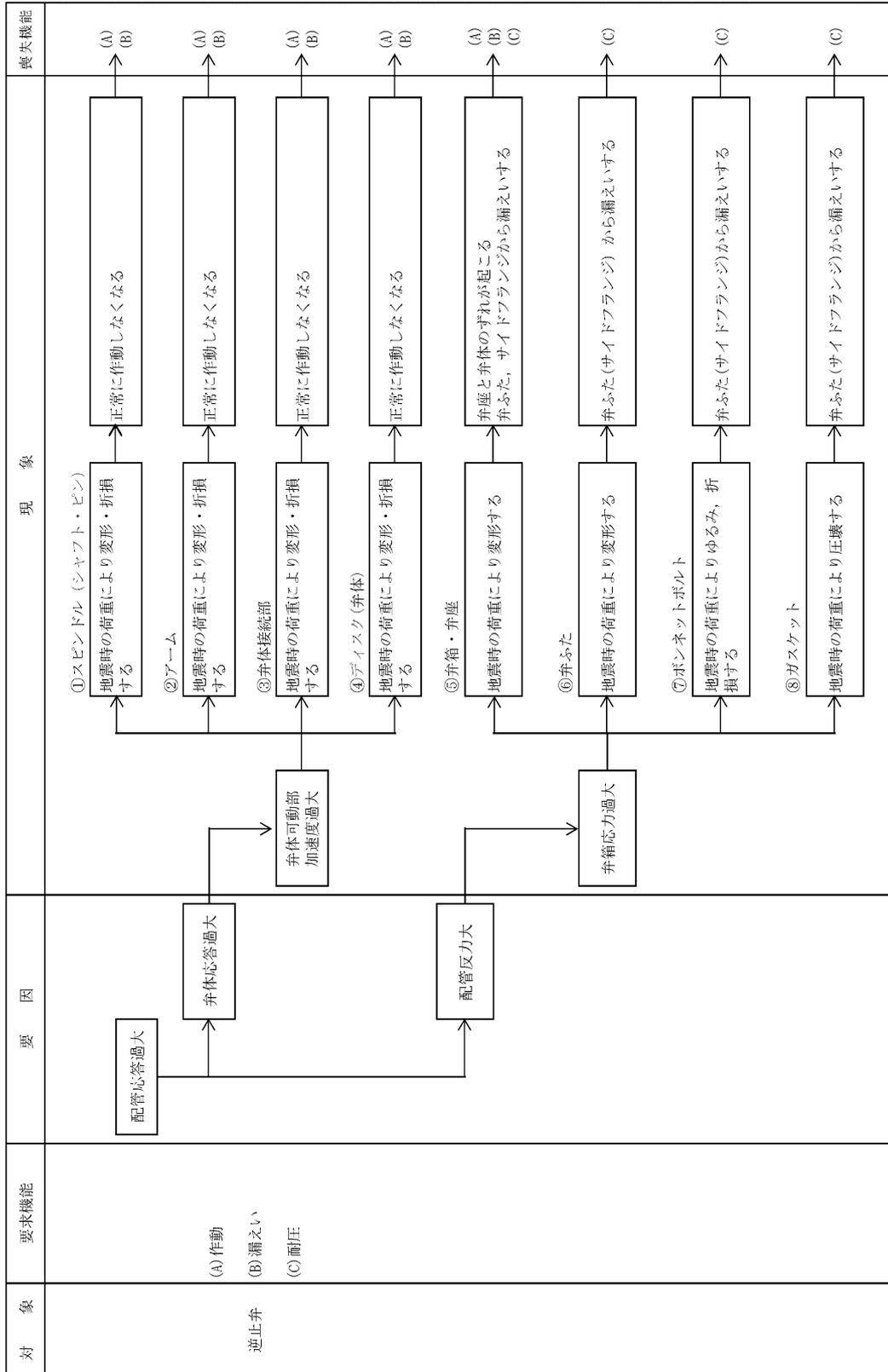
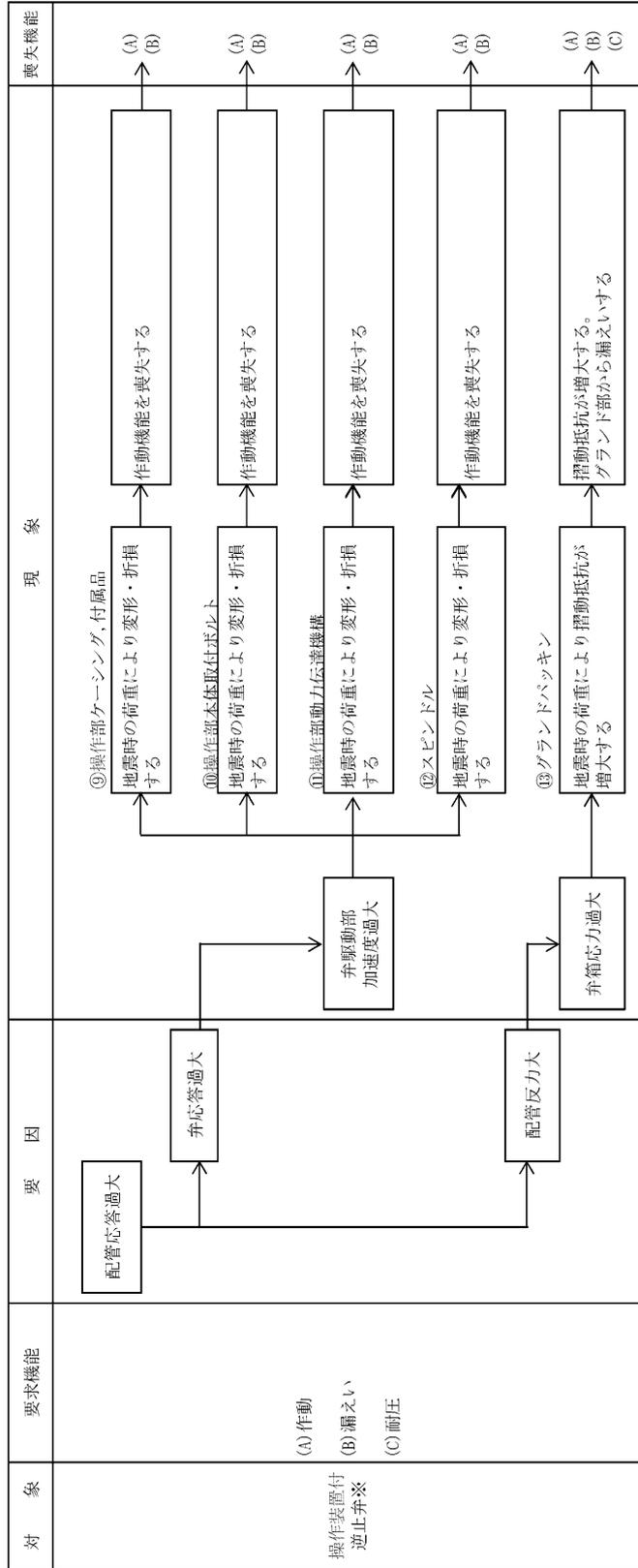


図-7: 操作装置付逆止弁の可動部の評価部位

4) 弁体可動部以外の強度評価について

弁体可動部以外の部品(弁箱・弁座, 弁ふた, ボンネットボルト, ガasket, グランドパッキン)については, 配管反力が主要因となることから, また, 弁箱の発生応力が十分小さいことが確認されていることより, 配管反力の評価を満足すればよいと考えられる。





※弁本体部はグラウンドバッキング以外は逆止弁と同様。

・前回資料からの変更を下線赤字で示す。*

c. 一般弁（逆止弁）

a) 代表評価項目

駆動部における応答加速度が機能維持確認済加速度以下の場合、地震時機能維持の評価項目は以下とする。

① 配管反力

b) 評価手順

評価手順は、附図 4.4.10-3 に示すとおりである。

(a) 配管系モデルに逆止弁の簡易モデルを組み込み、地震応答解析を実施する。

(b) (a)項の解析結果より得られる弁部応答加速度が機能維持確認済加速度以下であることを確認する。

(c) 弁駆動部の応答加速度が機能維持確認済加速度を超える場合、配管系のサポート変更等により応答の低減を図るか、又は、動的機能要求（閉維持、開維持を含む）の分類に応じて以下の詳細評価を実施する。

i) 地震時に動的機能が要求される弁

① 弁体挙動評価

・ディスクの開あるいは閉状態の維持が可能か評価する。

② 弁の構造強度評価

・弁体可動部（スピンドル(シャフト、ピン)、アーム、弁体接続部、弁体)

・操作装置付逆止弁は操作部本体取付ボルト、操作部動力伝達機構

ii) 地震後に動的機能が要求される弁

① 弁の構造強度評価

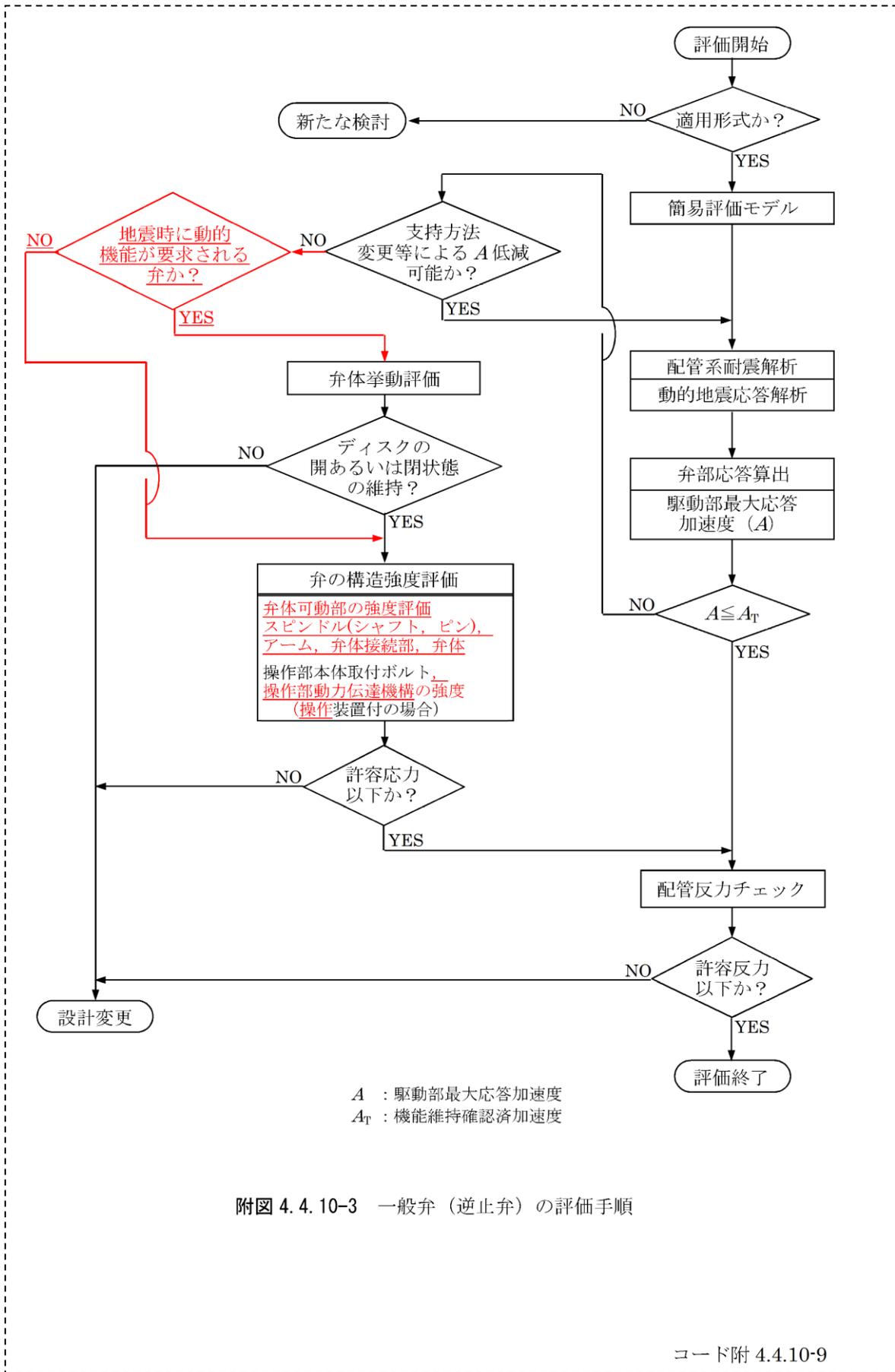
・弁体可動部（スピンドル(シャフト、ピン)、アーム、弁体接続部、弁体)

・操作装置付逆止弁は操作部本体取付ボルト、操作部動力伝達機構

(d) 配管反力に関しては、配管反力が許容値以下であることを確認する。

コード附 4.4.10-8

* 第 79 回耐震設計分科会の資料に追記



附図 4.4.10-3 一般弁（逆止弁）の評価手順

コード附 4.4.10-9

逆止弁の開機能維持又は閉機能維持のための加速度の算出方法

1. 開機能維持評価

逆止弁の地震時の開機能維持評価に用いる加速度は以下の式により算出される。

配管系の地震応答解析により算出される逆止弁の応答加速度が、以下の式により算出される加速度を下回ることを確認し、開機能維持を評価する。

開機能維持評価に考慮する荷重を図-1 に示す。

流体による開方向荷重

$$W_u = \frac{\pi}{4} \times d_m^2 \times P_b$$

弁体自重による閉方向荷重

$$W_d = W \times g \times \sin \theta$$

地震加速度によって生じる閉方向荷重

$$W_s = W \times g \times \sqrt{\alpha_h^2 + \alpha_v^2}$$

流体による開方向の荷重との関係から、以下の式を満足することで開機能が維持される。

$$W_u > W_s + W_d$$

開機能が維持される地震加速度を α_a とすると、

$$W_u = W \times g \times \alpha_a + W_d$$

以上より、 α_a は以下の式にて表される。

$$\alpha_a = \frac{W_u - W_d}{W \times g}$$

なお、式中の記号は以下を示す。

W_u : 流体による開方向荷重 (N)

W_d : 弁体自重による閉方向荷重 (N)

W_s : 地震加速度による閉方向荷重 (N)

W : 弁体質量 (kg)

g : 重力加速度 (m/s^2)

θ : 弁開度 ($^\circ$)

α_h : 水平方向地震加速度 (配管系の地震応答解析により算出)

α_v : 鉛直方向地震加速度 (配管系の地震応答解析により算出)

d_m : シート平均径 (mm)

P_b : 流体による圧力 (MPa)

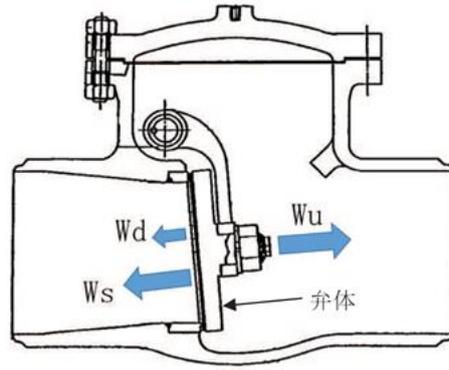


図-1 逆止弁の開機能維持評価に考慮する荷重

2. 閉機能維持評価

逆止弁の地震時の閉機能維持評価に用いる加速度は以下の式により算出される。

配管系の地震応答解析により算出される逆止弁の応答加速度が、以下の式により算出される加速度を下回ることを確認し、閉機能維持を評価する。

閉機能維持評価に考慮する荷重を図-2 に示す。

背圧による閉止力

$$W_s = \frac{\pi}{4} \times d_m^2 \times P_b$$

地震応答加速度により弁体を開く方向の力と弁体自重による閉方向の関係は以下のとおり。

$$W_o = W \times g \times \sqrt{\alpha_h^2 + \alpha_v^2} - W \times g \times \sin \theta_o$$

弁の閉機能が維持される条件は、以下の式で表される。

$$\frac{W_s - W_o}{A_s} > P_s$$

閉機能が維持される地震加速度を α_a とすると、

$$\frac{W_s - W \times g \times (\alpha_a - \sin \theta_o)}{A_s} = P_s$$

以上より、 α_a は以下の式にて表される。

$$\alpha_a = \frac{\left(\frac{\pi}{4} \times d_m^2 \times P_b\right) - P_s \times A_s}{W \times g} + \sin \theta_o$$

なお、式中の記号は以下を示す。

W_s : 背圧による閉止力 (N)

W_o : 地震加速度により弁体を開く方向の力 (自重による閉方向の力を含む) (N)

d_m : シート平均径 (mm)

P_b : 背圧 (MPa)

A_s : シート面積 (m^2)

P_s : シールに必要な最小面圧 (MPa)

W : 弁体質量 (kg)

g : 重力加速度 (m/s^2)

θ_o : 弁閉時における弁体とアームの重心とロッドを結ぶ線分が鉛直軸となす角度 ($^\circ$)

α_h : 水平方向地震加速度 (配管系の地震応答解析により算出)

α_v : 鉛直方向地震加速度 (配管系の地震応答解析により算出)

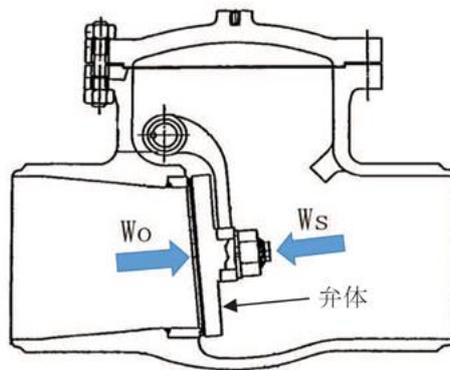


図-2 逆止弁の閉機能維持評価に考慮する荷重

地震後に動的機能が要求される逆止弁の弁体挙動評価

1. 島根 2 号機における地震後に動的機能が要求される逆止弁

島根 2 号機における地震後に動的機能が要求される逆止弁のうち、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過する弁は、残留熱除去系の逆止弁である。この逆止弁は、定格出力運転中（以下「通常運転中」という。）は閉状態で、原子炉停止後又は原子炉冷却材圧力バウンダリ破損後、炉心から崩壊熱を除去するための冷却水の流路となるため、地震後に「閉」⇒「開」動作が可能であることが要求される。残留熱除去系の系統図を図 1 に示す。

残留熱除去系は、通常運転中は残留熱除去ポンプが停止しており、逆止弁の上流側の隔離弁が「閉」状態であるため、下流側の逆止弁に系統圧力が生じることはない。冷却材喪失事故時又は原子炉停止時に残留熱除去ポンプを起動する場合、逆止弁の上流側の隔離弁を「開」状態とすることにより、逆止弁にポンプ運転による圧力が作用し「開」状態となる。

以上より、地震後に「開」動作が可能であることが要求される逆止弁に対して、地震中はポンプ運転による圧力が作用しないため「閉」状態であることから、流体による開方向荷重と地震による閉方向荷重を比較する開機能の維持評価は実施できないが、ポンプ運転中に地震が発生したと仮定した弁体挙動評価を実施する。

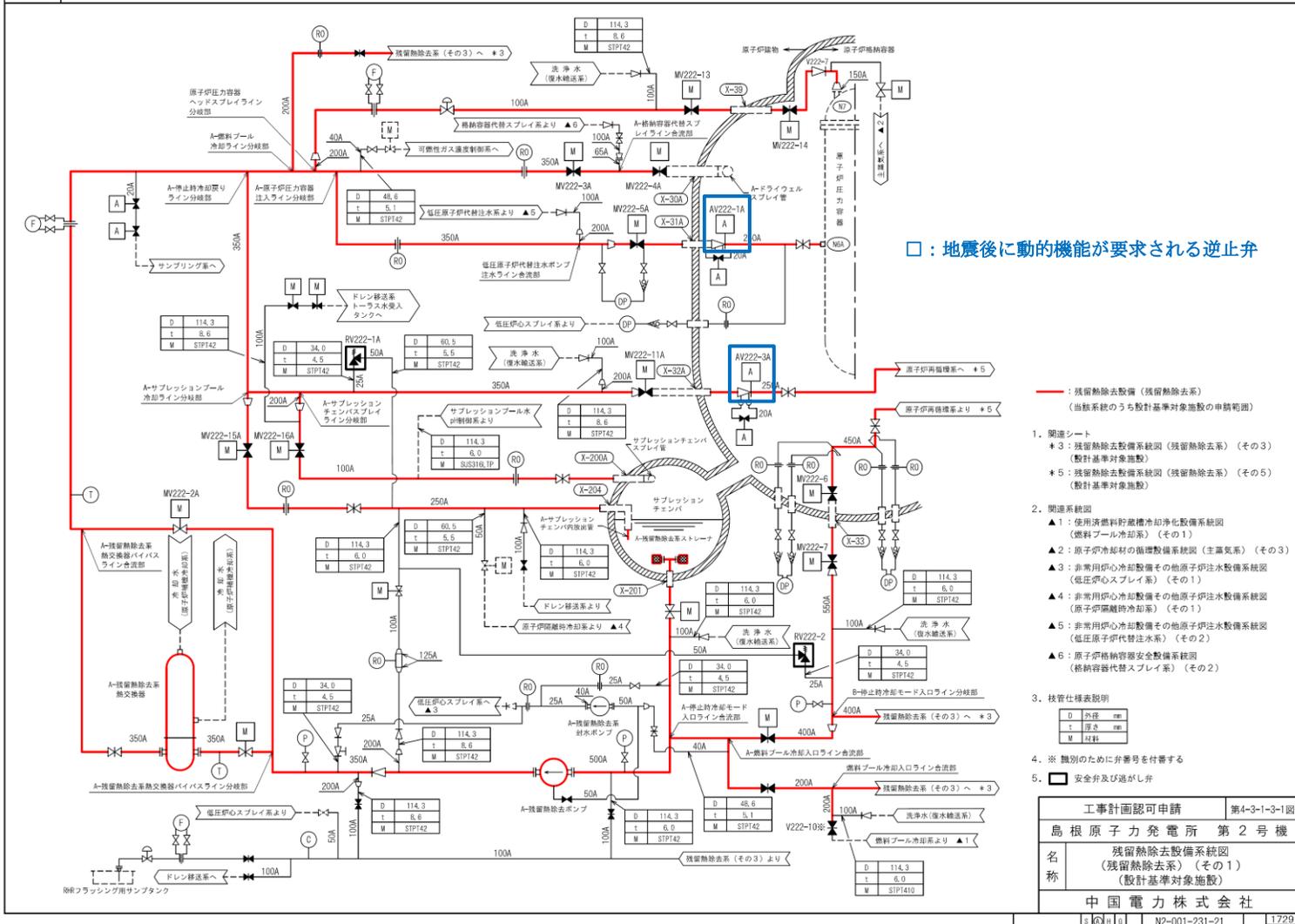
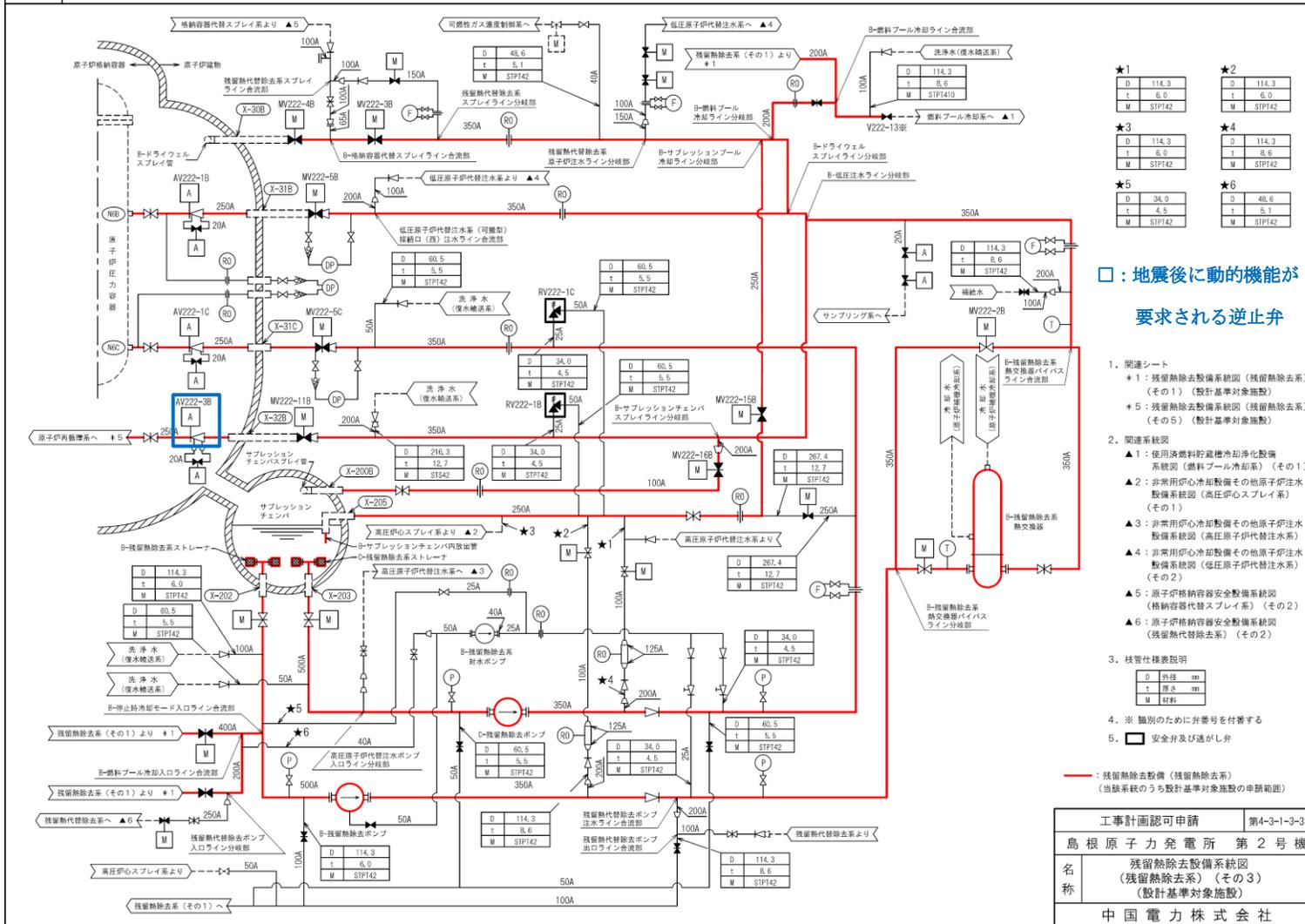


図1 残留熱除去系系統図 (1/2)



★1	D 114.3 t 6.0 M STPT42
★2	D 114.3 t 6.0 M STPT42
★3	D 114.3 t 6.0 M STPT42
★4	D 114.3 t 8.6 M STPT42
★5	D 34.0 t 4.5 M STPT42
★6	D 48.6 t 5.1 M STPT42

□ : 地震後に動的機能が要求される逆止弁

- 関連シート
 - ★1: 残熱除去設備系統図 (残熱除去系) (その1) (設計基準対象施設)
 - ★5: 残熱除去設備系統図 (残熱除去系) (その5) (設計基準対象施設)
 - 関連系統図
 - ▲1: 使用済燃料貯蔵槽冷却浄化設備系統図 (燃料プール冷却系) (その1)
 - ▲2: 非常用炉心冷却設備その他原子炉注水設備系統図 (高压炉心スレイ系) (その1)
 - ▲3: 非常用炉心冷却設備その他原子炉注水設備系統図 (高压炉心注水系)
 - ▲4: 非常用炉心冷却設備その他原子炉注水設備系統図 (低压炉心注水系) (その2)
 - ▲5: 原子炉格納容器安全設備系統図 (格納容器代替スレイ系) (その2)
 - ▲6: 原子炉格納容器安全設備系統図 (残熱除去系) (その2)
 - 枝管仕様表説明

D	外径	mm
t	管厚	mm
M	材料	
 - ※ 鑛別のために弁番号を付番する
 - 安全弁及び逆止弁
- : 残熱除去設備 (残熱除去系)
(当該系統のうち設計基準対象施設の申請範囲)

工事計画認可申請	第4-3-1-3-3図
島根原子力発電所 第2号機	
名称	残熱除去設備系統図 (残熱除去系) (その3) (設計基準対象施設)
中国電力株式会社	
図番	N2-001-226-21
頁数	1/29

図1 残熱除去系系統図 (2/2)

2. 弁体挙動評価結果

逆止弁について、地震中にポンプ運転による圧力が作用すると仮定し、参考資料2「逆止弁の開機能維持又は閉機能維持のための加速度の算出方法」に示す評価方法に基づき、弁体挙動評価（開機能の維持）を実施した。逆止弁の諸元を表1に、評価結果を表2に示す。流体による系統圧力Pbは、ポンプ流量、配管圧損、弁設置高さ及び注水先の高さを考慮して算出しており、弁設置位置の高低差を考慮すると、AV222-1Aが最も低くなるが、安全側の評価として、AV222-3A及びAV222-3BについてもAV222-1Aと同様の値を設定している。

弁体自重による閉方向荷重Wdと流体による開方向荷重Wuより算出した開機能が維持される地震加速度 α_a が水平方向地震加速度 α_h と鉛直方向地震加速度 α_v を組み合わせた加速度を上回っており、逆止弁の開機能は維持される。

表1 逆止弁の諸元

No.	弁番号	要求機能	地震後の開閉状態	弁体質量W (kg)	弁開度 θ (°)	シート平均径d mm (mm)
1	AV222-1A	β (Ss)	開			
2	AV222-3A	β (Ss)	開			
3	AV222-3B	β (Ss)	開			

表2 逆止弁の弁体挙動評価結果

No.	弁番号	弁体自重による閉方向荷重Wd (N)	流体による系統圧力Pb (MPa)	流体による開方向荷重Wu (N)	開機能が維持される地震加速度 α_a ($\times 9.8\text{m/s}^2$)	水平方向地震加速度 α_h ($\times 9.8\text{m/s}^2$)	鉛直方向地震加速度 α_v ($\times 9.8\text{m/s}^2$)	$\sqrt{\alpha_h^2 + \alpha_v^2}$ ($\times 9.8\text{m/s}^2$)	評価結果 ($\alpha_a > \sqrt{\alpha_h^2 + \alpha_v^2}$: OK)
1	AV222-1A	263.5	0.30	16359.6	43.2	6.28	4.80	7.90	OK
2	AV222-3A	263.5	0.30	16359.6	43.2	6.23	2.35	6.66	OK
3	AV222-3B	263.5	0.30	16359.6	43.2	8.60	3.90	9.44	OK

弁の動的機能維持評価の「詳細検討」に適用する試験結果

1. はじめに

弁の動的機能維持評価に用いる機能確認済加速度は、複数の実機弁を用いた既往の加振試験の結果に基づいて策定されているが、近年の基準地震動の増大により弁の応答加速度も増大していることから、応答加速度が従来評価手法の機能確認済加速度を超過した場合の評価手法について検討が行われていた。

現状の機能確認済加速度の元となった加振試験は、試験装置の加振能力により制約されたものであり、実機の機能維持限界はさらに高い実力を有していると考えられる。

このため（一財）電力中央研究所において、原子力機器・建屋の耐震限界性能評価に資する 20×9.8m/s² 共振振動台の開発が行われ、2014 年度に重要機器の動的機能確認試験が実施できるレベルにまで整備された。

この共振振動台を活用し、電共研により以下の弁を対象として高加速度の加振試験を実施してきている。

- ・電動弁駆動部（一般弁：グローブ弁，ゲート弁，バタフライ弁）
- ・空気作動弁駆動部（一般弁：グローブ弁，バタフライ弁）
- ・主蒸気逃がし安全弁（BWR）
- ・主蒸気隔離弁（BWR）

これら研究成果で得られた知見を、新たに一般弁，主蒸気逃がし安全弁及び主蒸気隔離弁の駆動部の動作機能確認済加速度として反映するものである。

なお、本資料には、電共研の内容に加え、島根 2 号機の当該弁の電共研との同等性に係る情報も併せて記載する。

2. 弁の高加速度加振試験概要

電動弁駆動部，空気作動弁駆動部，主蒸気隔離弁（BWR）及び主蒸気逃がし安全弁（BWR）の高加速度加振試験の概要を以下に示す。

2.1 加振装置

加振に使用した共振振動台は、大型振動台と共振振動台で構成され、加振機によって大型振動台に発生する加速度と共振振動台に設置されたばねによる応答増幅により高加速度を実現するものである。

加振装置の仕様を表 2.1-1 に、概要図及び外観を図 2.1-1 及び図 2.1-2 に示す。

また、共振振動台に関する公開文献を 4. 参考文献に示す。

表 2.1-1 加振装置の仕様

項目	大型振動台	共振振動台
振動テーブル	5m×5m	2m×2m
加振方向	水平 1 軸正弦波	水平 1 軸正弦波
駆動方式	電気・油圧サーボ方式	大型振動台直結
搭載質量	定格：60,000kg	定格：10,000kg
最大加速度	2.0×9.8m/s ²	20×9.8m/s ²
加振振動数	0.5～40Hz	10Hz

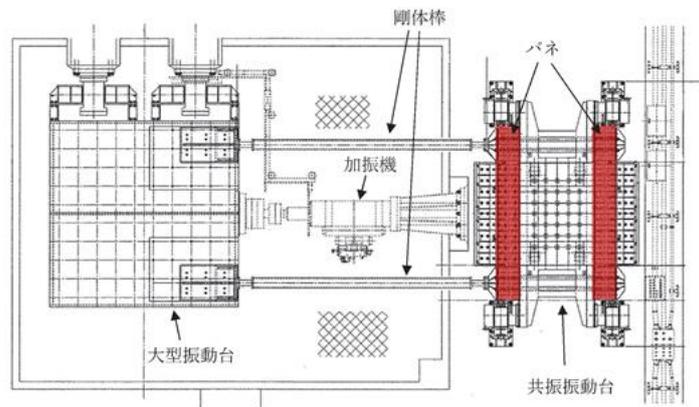


図 2.1-1 加振装置概要図（平面図）

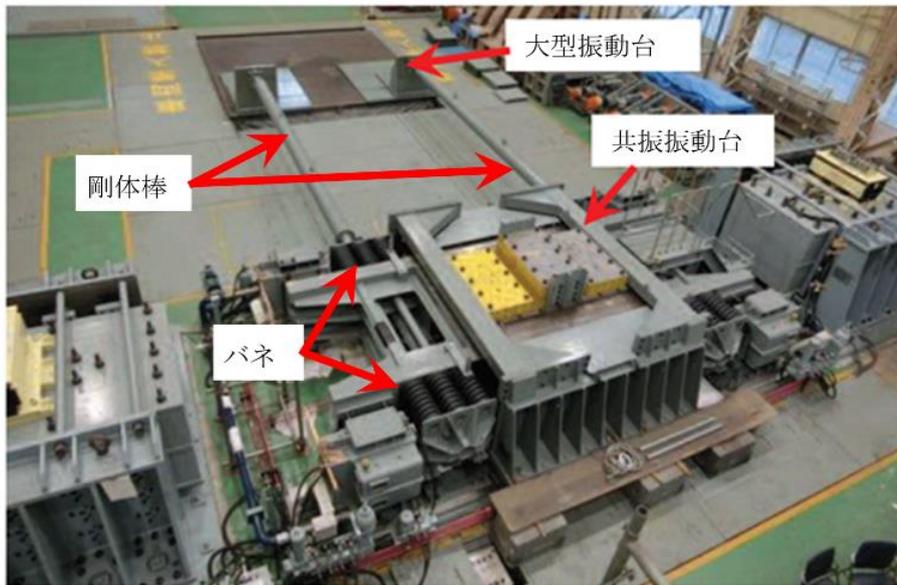


図 2.1-2 加振装置外観

2.2 基本条件

加振試験の基本条件を以下に示す。

なお、J E A G 4 6 0 1 -1991 及び先行プラントの評価にて適用されている機能確認済加速度の根拠となった既往研究の加振試験における基本条件との比較を、参考資料に記載した。

入力波の種類	正弦波
加振振動数	約 10Hz
加振継続時間	15 秒以上
加振方向	水平 (2 方向), 鉛直の 3 方向単軸
目標加速度	電動弁駆動部, 空気作動弁駆動部及び主蒸気逃がし安全弁 (BWR) は各方向 $20 \times 9.8\text{m/s}^2$ 以上 主蒸気隔離弁 (BWR) は各方向 $15 \times 9.8\text{m/s}^2$ 以上

2.3 加振波について

使用する共振振動台の特性上, 加振波は正弦波となるが, 連続正弦波の場合は最大加速度が繰り返し発生するため, 地震波に比べ試験体にとっては厳しい条件である。

また, 加振振動数は, 試験体の固有振動数と弁が設置される配管系の固有振動数及び共振振動台の仕様を考慮して設定した。

弁が設置される配管系の固有振動数は約 10Hz~20Hz であり, これらの振動数成分が弁駆動部に作用する。

加振入力波の振動数が試験体の固有振動数に比べ小さい場合には, 全体に慣性力が加わることになり, 機能喪失モードに対して慣性力の影響が支配的と考えられる弁駆動部に対しては適切である。以上を勘案して, 加振振動数は約 10Hz とした。

また, 加振時間については, 実機プラントの設計用地震波においては, 最大加速度の 0.8 倍以上となる加速度の発生回数は 40 回以下であることに対し, 10Hz の連続正弦波で 15 秒加振した場合における最大加速度の発生回数は 300 回であることから, 実機条件を上回る試験条件である。

2.4 電動弁駆動部の加振試験

(1) 電動弁駆動部の試験体選定の考え方

電動弁駆動部はモータ出力を各種ギアを介して弁棒に伝達し, 弁を開閉させるものである。

国内原子力発電所で使用される電動弁駆動部はメーカー 2 社があり, 要求されるトルクに応じた型式が使用されているが, 動作機構の基本構造は同じである。

電動弁の概要図を図 2.4-1, 電動弁駆動機構の構造例を図 2.4-2 に示す。

動的機能維持要求のある電動弁駆動部として使用されている型式を調査し, 最終的に IEEE382* に規定される主要パラメータに従ってグルーピングする手法を用いて全体を網羅するような選定を行い, メーカー 2 社, 計 7 体を試験体とした。

島根 2 号機の電動弁で使用している駆動部は全て [] 製であり、基本仕様の SMB 型と、基本構造は同じであるが着座時の衝撃緩和等の目的で緩衝用皿ばねを組み込んだ SB-D 型がある。

また、電源種が交流モータと直流モータ、さらにバタフライ弁等は二次減速機を組み合わせたものがあり、これら全体を網羅するように試験体を選定している。

[] 製の場合、IEEE382 に基づくパラメータによるグルーピングを行うと 4 グループに分類され、各グループより選定した代表 4 体に緩衝用皿ばね有無、電源種を振り分け、さらに二次減速機付きの 1 体を加えた 5 体の試験体が算定されている。

[] 製の駆動部に係る試験体を表 2.4-1 に示す。

注記* : IEEE382” Standard for Qualification of Safety-Related Actuators for Nuclear Power Generating Stations” は米国の原子力発電所向け弁駆動部の型式認定試験を定めた規格であり、耐震試験などの要求が規定されている。また、試験体の選定については本規格に基づき許容トルク、許容スラスト、許容ステム径、質量の観点で分類し、各分類から代表機種を選定した。

また、J E A G 4 6 0 1 に規定されている機能確認済加速度の設定根拠となった加振試験（「動的機器の地震時機能維持に関する研究」*1）で用いた試験体との比較について、表 2.4-2 に示す。

今回試験は駆動部単体に対する試験であるが、実機プラントの型式全体を網羅するような試験体を選定しており、島根 2 号機の駆動部についても含まれているため、駆動部の試験体選定の考え方は「動的機器の地震時機能維持に関する研究」と同等である。

なお、電動弁駆動部の機能維持評価については（社）日本電気協会 原子力発電耐震設計専門部会（以下「耐専」という。）においても検討されており、鉛直方向の機能確認済加速度の設定に係る報告書*2 がまとめられている。

耐専の報告書では、電動弁の駆動部について水平及び鉛直方向で 10G に対して機能維持が確認された駆動部メーカーによる加振試験の知見を引用している。

このメーカー試験における試験体は、IEEE382 に基づいて駆動部の型式をグルーピングしグループごとに代表弁を選定しており、今回試験と試験体選定の考え方は同等である。

注記*1 : 原子力発電耐震設計特別調査委員会報告書「動的機器の地震時機能維持評価に関する調査報告書（昭和 62 年 2 月）」（以下「耐特委」という。）にて審議され、J E A G 4 6 0 1 に反映されている。

*2 : （社）日本電気協会 原子力発電耐震設計専門部会「水平・上下地震動に対する機器の機能維持評価法の検討に関する調査報告書（平成 13 年 3 月）」



図 2.4-1 電動弁概要図

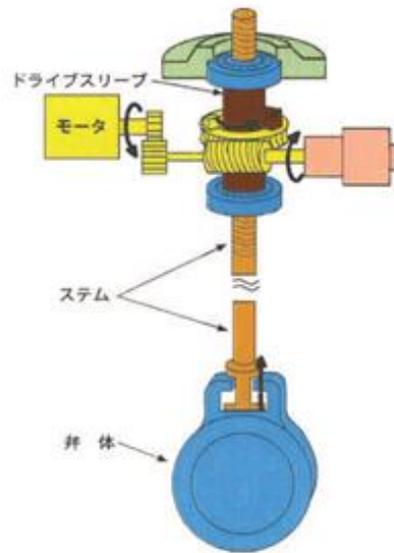


図 2.4-2 電動弁駆動機構の構造例

表 2.4-1 製の電動弁駆動部の加振試験体

試験体 No.	型式番号	出力 (N-m)	総質量 (kg)	外観	標準的な口径*
1	SB-00D	360	210		50A~250A
2	SMB-0	1,000	245		80A~550A
3	SMB-2	2,700	457		250A~550A
4	SMB-4	11,500	1,292		450A
5	SMB-0/HB- 3	1,000	372	 二次減速機付き	300A~600A

注記*：電動弁駆動部の型式は、主に弁体重量・弁体に作用する圧力によって定まる駆動トルクと弁開閉時間の要求によって定まるが、参考として、各型式における標準的な口径を示す。

表 2.4-2 試験体の比較（電動弁）

項目	島根 2 号機	今回試験	動的機器の地震時機能維持に関する研究				同等性
駆動方法・弁種	電気弁 グローブ弁, ゲート弁, バタフライ弁	電動弁 駆動部単位	電動 グローブ 弁	電動 ゲート弁	電動 ゲート弁	電動 バタフラ イ弁	今回試験及び耐特委での試験体 (駆動部)は実機プラントに適用 している形式全体を網羅するよう に選定しており考え方は同等
呼び径	表2.4-1参照	—*	350A	75A	600A	500A	

注記*：駆動部のみを対象として試験を実施。適用した駆動部の型式は表 2.4-1 参照

(2) 電動弁駆動部の試験方法

前項で選定したそれぞれの試験体について水平 2 方向、鉛直方向の 3 方向について駆動部重心の応答加速度が $20 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 以上となる加振試験を実施した。

試験は、試験体に設置した加速度センサーの応答加速度を監視しながら加振力を上げていき、応答加速度が目標加速度に到達したところで加振力を 15 秒以上保持し、その間に電動弁駆動部を作動させて状態確認を実施した。

試験時の確認項目を表 2.4-3 に示す。

電動弁の作動要求は地震中、地震後の両方があることから、加振中及び加振後ともに作動状態の確認を行った。

また、J E A G 4 6 0 1 に規定されている機能確認済加速度の設定根拠となった「動的機器の地震時機能維持に関する研究」との試験方法の比較を表 2.4-4 に示す。

今回の試験方法が「動的機器の地震時機能維持に関する研究」と同等であることを確認した。

なお、耐専の報告書*では、電動弁の駆動部について水平及び鉛直方向で 10G に対して機能維持が確認された駆動部メーカーによる加振試験の知見を引用し、水平・鉛直ともに機能確認済加速度として 6G の設定が可能であると結論付けている。

*：(社)日本電気協会 原子力発電耐震設計専門部会「水平・上下地震動に対する機器の機能維持評価法の検討に関する調査報告書（平成 13 年 3 月）」

表 2.4-3 電動弁駆動部加振試験時の確認項目

状態	確認項目
加振前	据付状態目視点検 作動状態確認（作動信号計測）
加振中	作動状態確認（作動信号計測）
加振後	作動状態確認（作動信号計測） 各部目視点検

表 2.4-4 試験方法の比較（電動弁）

項目	今回試験	動的機器の地震時機能維持に関する研究				同等性	
		電動グローブ弁	電動ゲート弁 (75A)	電動ゲート弁 (600A)	電動バタフライ弁		
加振前試験	作動試験	作動状態に問題なし	同左				同等
	弁座漏えい試験	—	規定値以下				—(今回試験は駆動部のみのため対象外の項目)
加振試験	加振方法	連続正弦波	連続正弦波				今回試験では動的機器の地震時機能維持に関する研究より高い加速度で加振
	加振加速度 (駆動部応答)	20G	約5G*	約5G*	約5G*	約3G*	
	作動試験	作動状態に問題なし	同左				同等
加振後試験	作動試験	作動状態に問題なし	同左				同等
	弁座漏えい試験	—	規定値以下				—(今回試験は駆動部のみのため対象外の項目)

注記*：耐特委の検討では、PWRプラントの電動弁に対する試験も実施しており、駆動部について7.3Gの試験結果が得られている。弁駆動部については各供試体ともに同種のものが使われているため、本結果を弁全体に適用することとしている。これに加えて、弁の構造最弱部の机上検討結果で6Gに対して健全性が確認できたことから、弁全体として機能確認済加速度6Gを設定している。

(3) 電動弁駆動部の試験結果

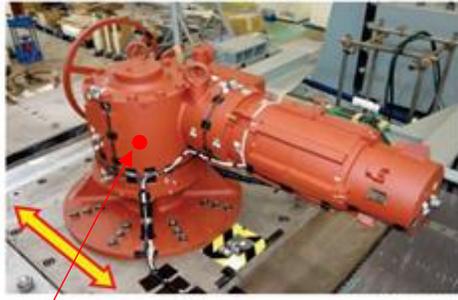
駆動部単体の試験体 No. 1~4 については、いずれも加振による有意な損傷はみられず、加振中及び加振前後で開閉信号から計測した作動時間に有意な変動はなく、良好な作動状態であった。

動作機能維持を確認できた加振試験で計測された最大応答加速度を表 2.4-5 に示す。

また、試験体 No. 2 (SMB-0) の試験体据付状況を図 2.4-3 に、加振時の駆動部応答加速度波形を図 2.4-4 に作動信号の計測結果の例を図 2.4-5 に示す。

表 2.4-5 電動弁駆動部加振試験で計測された最大応答加速度（試験体 No. 1~4）

試験体 No.	型式	最大応答加速度 (×9.8m/s ²)		
		X 方向	Y 方向	Z 方向
1	SB-00D	21.9	21.4	20.9
2	SMB-0	20.9	21.6	22.0
3	SMB-2	21.5	21.3	23.4
4	SMB-4	22.7	21.3	23.4

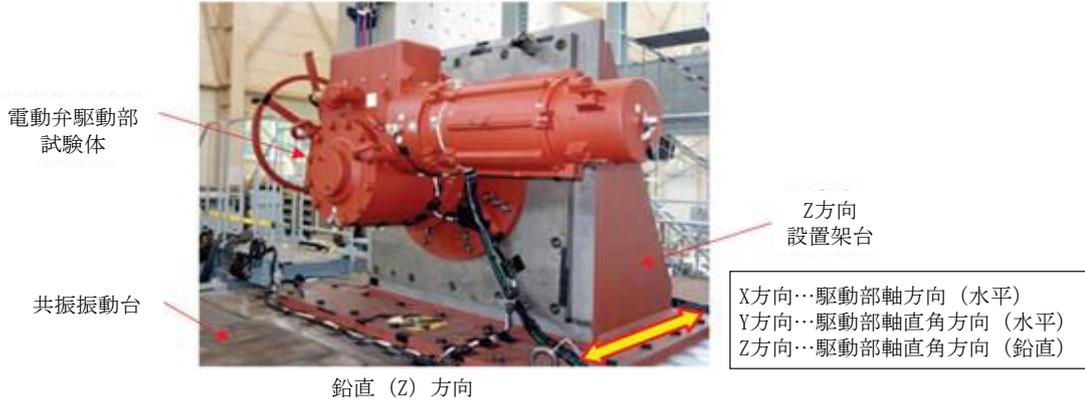


水平 (X) 方向

加速度計
取付位置



水平 (Y) 方向



鉛直 (Z) 方向

図 2.4-3 電動弁駆動部試験体据付状況

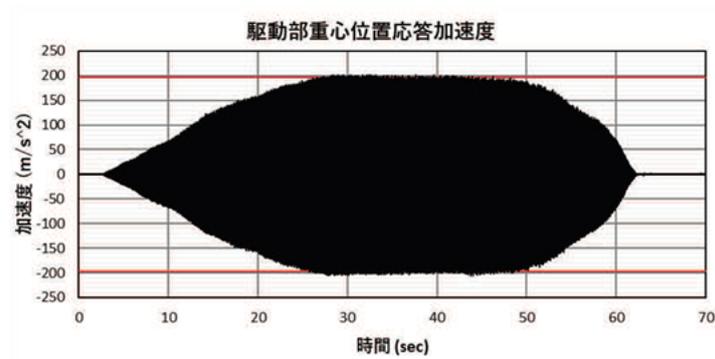


図 2.4-4 X 方向 $20 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振時の駆動部応答加速度波形

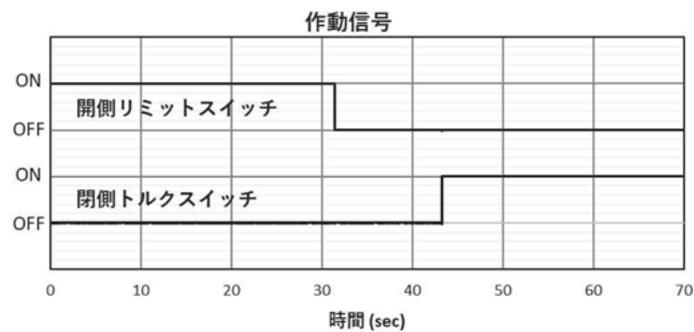


図 2.4-5 X 方向 $20 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振中の作動信号

また、バタフライ弁等で使用される二次減速機*を持つ駆動部である試験体 No.5 についても加振試験を実施した。

駆動部単体の試験体と同様に電動機の軸方向を水平 X 方向とし、直交する Y 方向、鉛直 Z 方向を含む 3 方向それぞれで実施した。

3×9.8m/s²加振では、3 方向とも良好な結果であり、その後 Y 方向では 20×9.8m/s²加振まで良好な結果であったが、続けて実施した X 方向 15×9.8m/s²加振において、駆動部本体と二次減速機を連結するマウンティングアダプタと呼ばれる部品の二次減速機との締結フランジ部で締結ボルトが折損し、駆動部本体が脱落する事象を確認した。

試験体の構造及び折損箇所を図 2.4-6 に示す。

注記*：電動弁駆動部は、電動機が発生する回転トルクを内部のギア等を介して弁棒に伝達する。ゲート弁やグローブ弁の場合は、弁棒に設けられた台形ねじを介して回転トルクを弁棒の直線運動に変換することで弁の開閉を行う型式であり、駆動部本体を直接搭載する形が一般的である。一方でバタフライ弁やボール弁のような弁棒を約 90 度回転させて弁の開閉を行う型式の弁は、必要な回転速度は低いが必要トルクは大きくなるため、駆動部出力そのままでは適さない場合が多い。そこで駆動部出力トルクを、ギアを介して適切な速度、トルクに変換する機構を持つ二次減速機を組み合わせる形が一般的である。

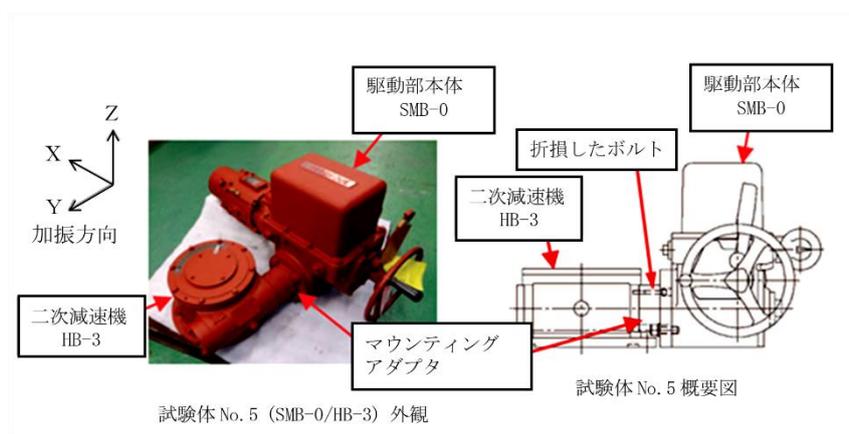


図 2.4-6 二次減速機付き試験体構造

駆動部本体のねじりを抑えるため駆動部本体と二次減速機を補強固定する耐震ブラケットと呼ばれる追加部品があり、本事象の対策として有効と考えられたことから、試験結果を基に 20×9.8m/s²加振に耐えうる耐震ブラケットの設計を行った。

耐震ブラケットのイメージ図を図 2.4-7 に示す。

また、設計した耐震ブラケットを装備した試験体外観を図 2.4-8 に示す。

耐震ブラケットを装備した試験体について水平 2 方向、鉛直方向の 3 方向について駆動部重心の応答加速度が 20×9.8m/s²以上となる加振試験を実施した結果、加振中及び加振前後で開閉信号から計測した作動時間に有意な変動はなく、良好な作動状態であり、動作機能維持を確認した。

二次減速機付きの電動弁駆動部について、試験で確認した最大応答加速度を表 2.4-6 に示す。

なお、耐震ブラケットを装備した二次減速機付き電動弁駆動部に対して、加振試験を実施した試験体は 1 種類のみであるが、試験結果を踏まえて異なるサイズの駆動部ごとに耐震ブラケットの設計を行っていることから、駆動部サイズに合わせて設計した耐震ブラケットを装備することにより、試験を実施していない型式の二次減速機付き電動弁駆動部についても、 $20 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 以上の加速度に対して動作機能は維持される。

以上より、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える動的機能維持要求弁のうち、二次減速機付きの電動弁については耐震ブラケットを装備する必要があるが、島根 2 号機においては該当する弁はない。

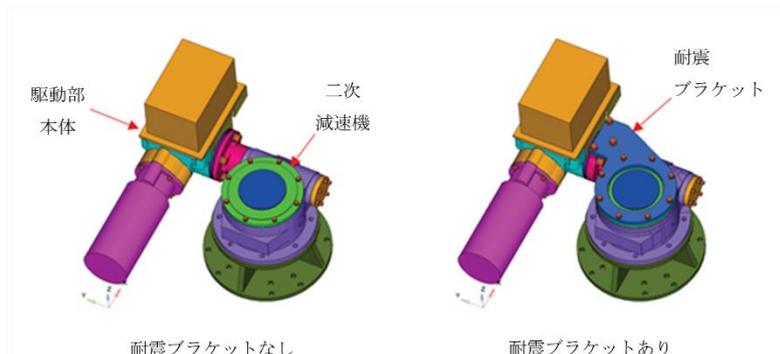


図 2.4-7 耐震ブラケットイメージ図



図 2.4-8 二次減速機付き電動弁駆動部（補強後）

表 2.4-6 電動弁駆動部加振試験で計測された最大応答加速度（試験体 No. 5）

試験体 No.	型式	最大応答加速度 ($\times 9.8 \text{m/s}^2$)		
		X 方向	Y 方向	Z 方向
5	SMB-0/HB-3 耐震ブラケット無	8.7	22.6	8.1
5	SMB-0/HB-3 耐震ブラケット付	23.9	23.4	22.7

2.5 空気作動弁駆動部の加振試験

(1) 空気作動弁駆動部の試験体選定の考え方

国内原子力発電所で使用される空気作動弁のうち動的機能維持が求められる弁を調査した結果、表 2.5-1 に示す型式に分類される。

表 2.5-1 空気作動弁の分類

分類	弁型式	駆動部型式	弁棒への伝達方式	弁メーカー	使用口径
1	グローブ弁	シリンダ	直結式		15A~50A
					25A~50A
					20A~25A
2	グローブ弁	ダイヤフラム	直結式		75A~150A
					65A~150A
					80A~125A
3	バタフライ弁	シリンダ	直結式		250A~600A
4	バタフライ弁	シリンダ	レバー式		200A~700A
					700A
					550A, 600A
					200A~700A
5	バタフライ弁	ダイヤフラム	レバー式		450A
				75A~500A	

分類ごとの基本構造は同じであることから、分類ごとにヨーク部等の耐震上最弱と考えられる部位について、弁メーカーと使用口径の範囲について裕度評価を行い、裕度の少ないものに加え、プラントでの使用状況、試験装置の制約を考慮し、表 2.5-2 に示す 4 体を試験体を選定した。

表 2.5-2 試験体概要（空気作動弁）

試験体 No.	弁型式	駆動部型式	弁棒への伝達方式	弁メーカー	口径
1	グローブ弁	シリンダ	直結式		50A
2	グローブ弁	ダイヤフラム	直結式		150A
3	バタフライ弁	シリンダ	直結式		400A
4	バタフライ弁	シリンダ	レバー式		300A

なお、今回島根2号機の動的機能維持評価において試験成果を適用する弁種は以下の2種類である。

それぞれの構造を図2.5-1、及び図2.5-2に示す。今回試験は、駆動部単体の動作機能確認済加速度の確認が目的であるものの、空気作動弁については、電動弁のように駆動部と弁型式の組合せが多数存在するわけではなく、駆動部と弁型式の組合せが決まっていることから、弁本体も含めた試験体を準備し試験に適用している。

ただし、試験では漏えい試験等の弁本体側に関する確認は実施しておらず、駆動部の機能維持及び最弱部の強度の健全性に着目した試験を実施している。

また、J E A G 4 6 0 1に規定されている機能確認済加速度の設定根拠となった「動的機器の地震時機能維持に関する研究」で用いた試験体との比較について、表2.5-3に示す。

島根2号機、今回試験及び「動的機器の地震時機能維持に関する研究」で使用している駆動部型式が同等であることを確認した。

弁型式	駆動部型式	製造メーカー	呼び径
グローブ弁	シリンダ		20A~50A
バタフライ弁	シリンダ		250A~600A

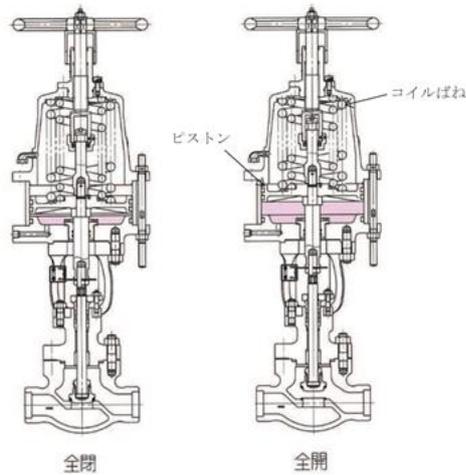


図2.5-1 空気作動グローブ弁シリンダ型試験体 (50A)

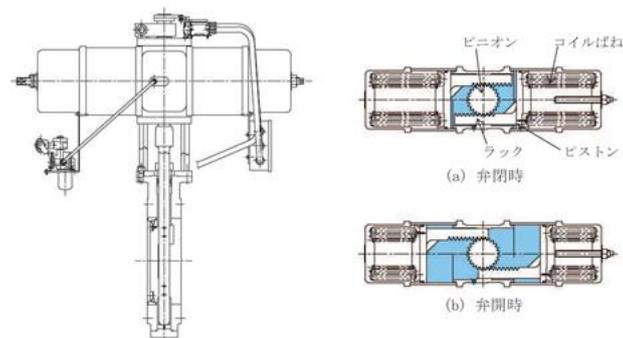


図2.5-2 空気作動バタフライ弁シリンダ型試験体 (400A)

表 2.5-3 試験体の比較（空気作動弁）

項目	島根 2 号機		今回試験		動的機器の地震時機能維持に関する研究		同等性
	空気作動グローブ弁	空気作動バタフライ弁	空気作動グローブ弁	空気作動バタフライ弁	空気作動グローブ弁	空気作動バタフライ弁	
駆動方式	空気作動グローブ弁	空気作動バタフライ弁	空気作動グローブ弁	空気作動バタフライ弁	空気作動グローブ弁	空気作動バタフライ弁	口径に差異はあるが、作動原理、基本構造は全て同等。
呼び径	20A~50A	250A~600A	50A	400A	75A, 150A	600A	

(2) 空気作動弁駆動部の試験方法

4 体の試験体それぞれについて水平 2 方向、鉛直方向の 3 方向について加振試験を実施した。

島根 2 号機で使用している空気作動グローブ弁シリンダ型直結式、バタフライ弁シリンダ型直結式の試験結果を以降に示す。

試験は、試験体の駆動部に設置した加速度センサーの応答加速度を監視しながら加振力を上げていき、応答加速度が目標加速度に到達したところで 15 秒以上保持した。

空気作動弁の作動要求は全て地震後の作動となることから、加振後に作動試験を実施し、機能を確認した。

また、試験目的は駆動部の動作機能確認であるため、事前の机上評価にて目標加速度に耐えることが困難と評価された駆動部外の部位であるヨークや、駆動部内の付属品取付板等については、あらかじめ補強した試験体にて加振試験を実施した。

なお、弁の動的機能維持評価の詳細評価においては、ヨーク及び付属部品取付板等の駆動部外の部位の健全性は構造強度評価にて担保できることから、これらの部位については補強型を用いて試験を行うことで問題はない。

参考として、加振中に作動を行う加振中作動試験、駆動空気源喪失によるフェイルセーフ動作を確認するための加振中エアレス閉試験を実施した。

試験時の確認項目を表 2.5-4 に示す。

また、J E A G 4 6 0 1 に規定されている機能確認済加速度の設定根拠となった「動的機器の地震時機能維持に関する研究」との試験方法の比較を表 2.5-5 に示す。

今回の試験方法が「動的機器の地震時機能維持に関する研究」と同等であることを確認した。

表 2.5-4 空気作動弁駆動部加振試験時の確認項目

状態	確認項目
加振前	据付状態目視点検 作動状態確認（作動信号計測）
加振中	作動状態確認（作動信号計測）*
加振後	作動状態確認（作動信号計測） 各部目視点検

注記*：加振中の作動状態確認は参考として実施

表 2.5-5 試験方法の比較（空気作動弁）

項目	今回試験		動的機器の地震時機能維持に関する研究		同等性	
	グローブ弁	バタフライ弁	グローブ弁	バタフライ弁		
加振前 試験	作動試験	作業状態に問題なし		同左		同等
	弁座漏えい試験	—		規定値以下		—（今回試験は駆動部のみのため対象外の項目）
加振 試験	加振方法	連続正弦波		連続正弦波		今回試験では動的機器の地震時機能維持に関する研究よりも高い加速度で加振
	加振加速度 （駆動部応答）	20G	水平 15G 鉛直 20G	約6G, 約8G	約5G	
加振後 試験	作動試験	作業状態に問題なし		同左		同等
	弁座漏えい試験	—		規定値以下		—（今回試験は駆動部のみのため対象外の項目）

(3) 空気作動弁駆動部の試験結果

a. 空気作動グローブ弁シリンダ型直結式の試験結果

試験体 No. 1~4 について、いずれも加振による有意な損傷はみられず、加振前後の作動時間に有意な変動はなく、良好な作動状態であり、それぞれ $20 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 以上で動作機能に問題ないことが確認できた。

試験体外観及び試験体据付状況を図 2.5-3 及び図 2.5-4 に、加振時の駆動部応答加速度波形を図 2.5-5 に、作動信号の計測結果の例を図 2.5-6 に示す。

また試験結果まとめを表 2.5-6 に示す。

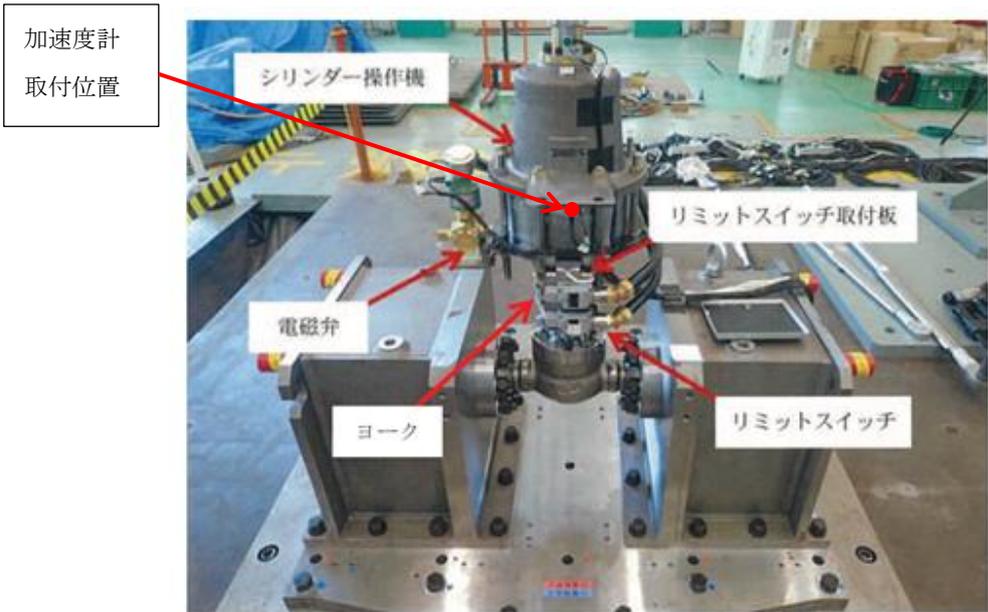


図 2.5-3 空気作動グローブ弁シリンダ型直結式試験体外観

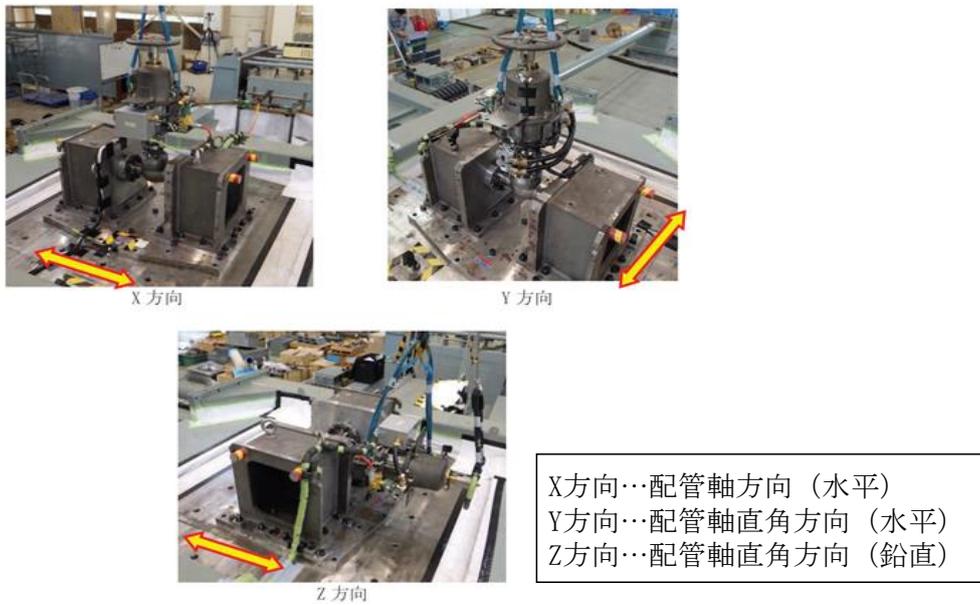


図 2.5-4 空気作動グローブ弁シリンダ型直結式試験体据付状況

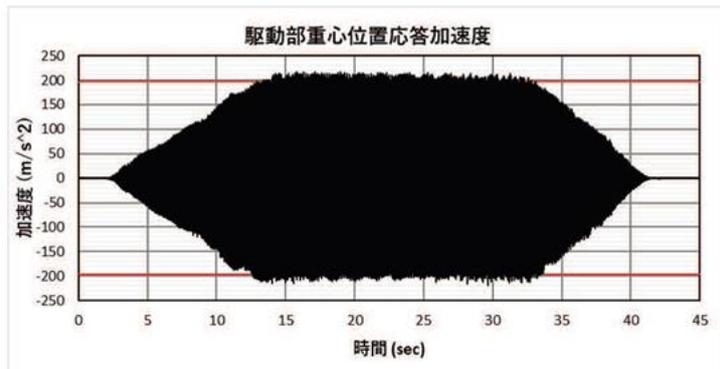


図 2.5-5 X 方向 $20 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振時の駆動部応答加速度波形

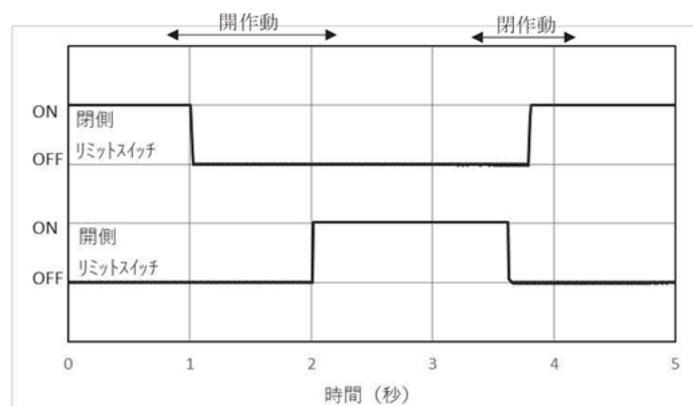


図 2.5-6 X 方向 $20 \times 9.8\text{m/s}^2$ 加振後の作動信号

表 2.5-6 空気作動グローブ弁シリンダ型直結式試験結果まとめ

試験項目	加振方向	駆動部の最大応答加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)	作動状態
加振試験	X	22.2	良好
	Y	22.2	良好
	Z	23.6	良好
加振中作動試験*	Y	22.8	良好
加振中エアレス閉試験*	Y	22.9	良好

注記* : 加振中の試験は参考として実施

b. 空気作動バタフライ弁シリンダ型直結式の試験結果

空気作動バタフライ弁も空気作動グローブ弁と同様に補強型ヨークを用いて試験を行った。

また、電磁弁取付板についても折損が想定されたことから補強型取付板を用いて試験を行った。

その結果、水平方向 (X, Y 方向) は $15 \times 9.8\text{m/s}^2$ 以上、鉛直方向 (Z 方向) は $20 \times 9.8\text{m/s}^2$ 以上で動作機能に問題ないことを確認した。

試験体外観を図 2.5-7 に、電磁弁取付板の取付位置及び構造を図 2.5-8 に、試験体据付状態を図 2.5-9 に、加振時の駆動部応答加速度波形を図 2.5-10 に、作動信号の計測結果の例を図 2.5-11 に示す。

また、試験結果まとめを表 2.5-7 に示す。

島根 2 号機において、動的機能維持要求のある空気作動バタフライ弁を表 2.5-8 に示す。

これらのうち、耐震評価の結果、弁駆動部の応答加速度が $6.0 \times 9.8\text{m/s}^2$ を超過する弁に対しては、電磁弁取付板を補強し、本試験結果を適用する。

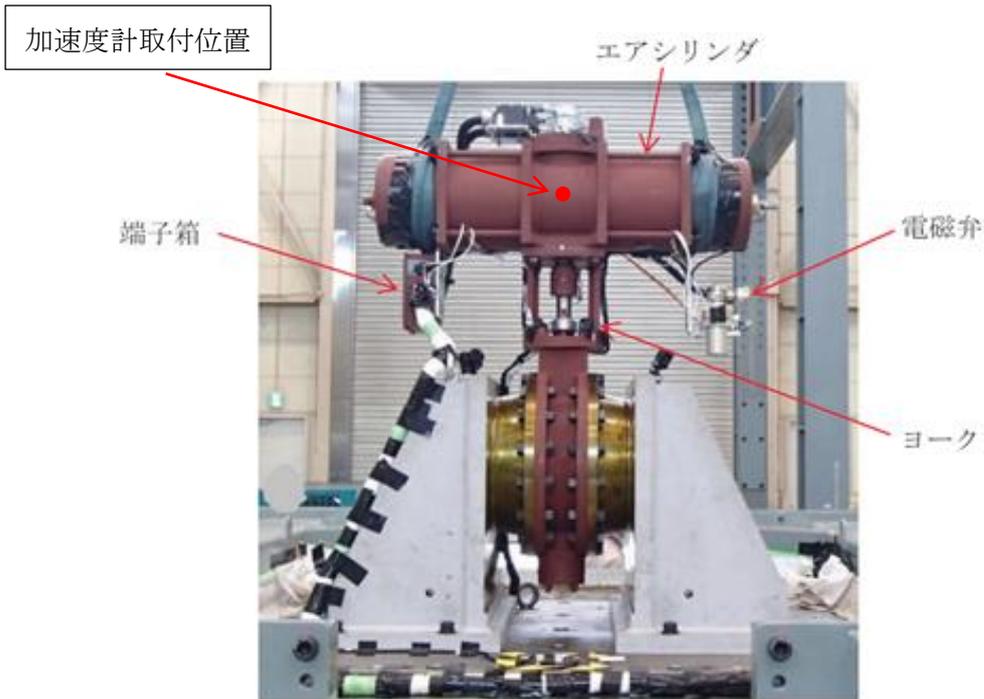


図 2.5-7 空気作動バタフライ弁シリンダ型直結式試験体外観

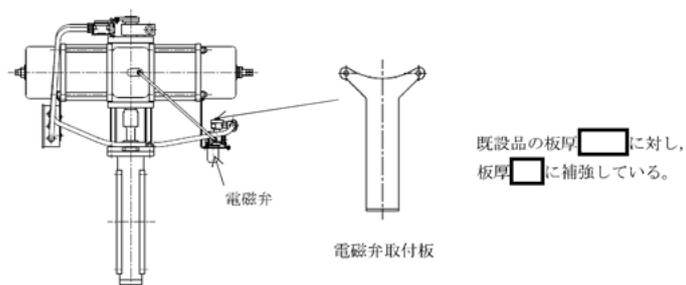


図 2.5-8 空気作動バタフライ弁シリンダ型直結式 電磁弁取付板の取付位置及び構造

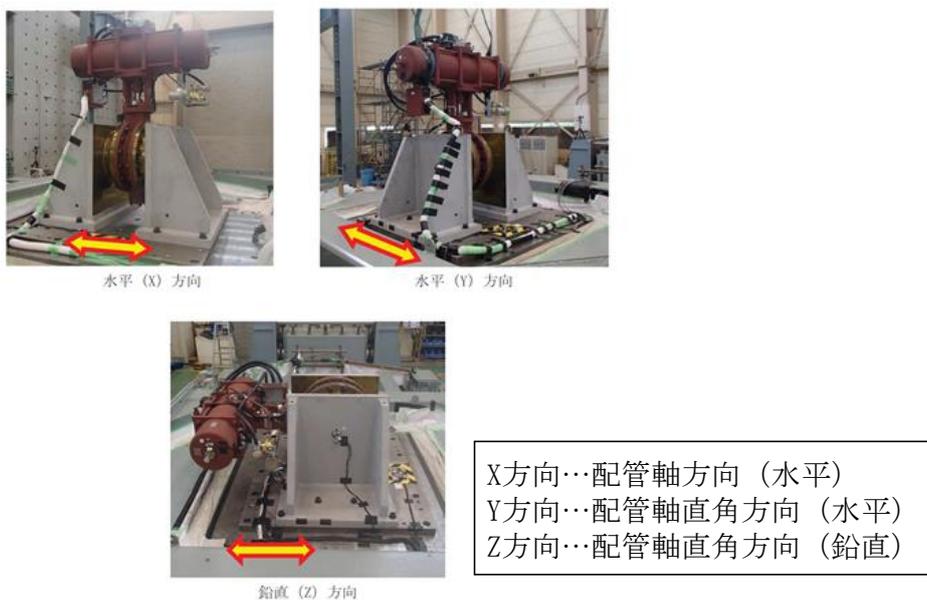


図 2.5-9 空気作動バタフライ弁シリンダ型直結式試験体据付状態

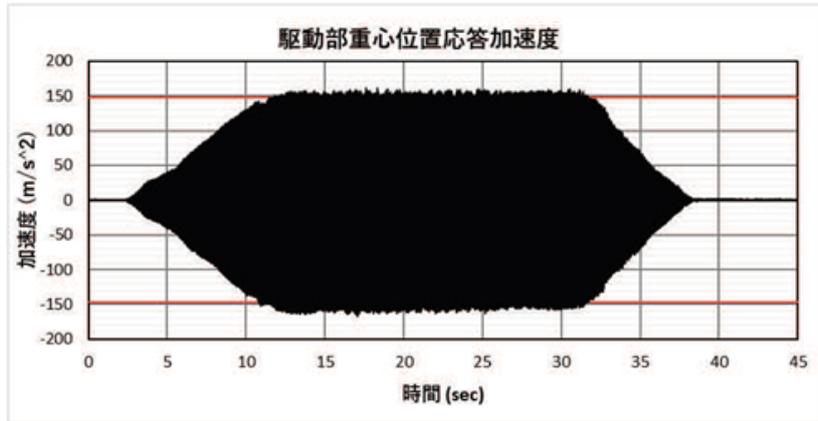


図 2.5-10 X 方向 $15 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振時の駆動部応答加速度波形

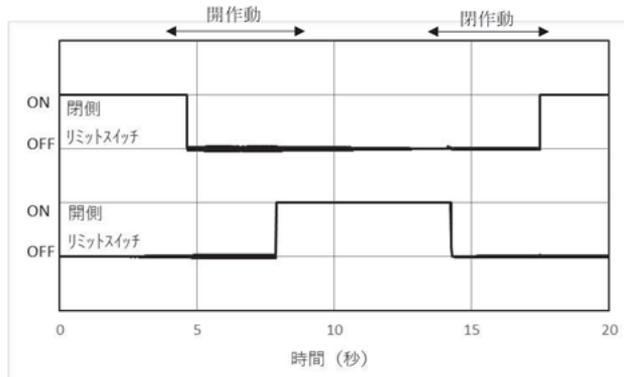


図 2.5-11 X 方向 $15 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振後の作動信号

表 2.5-7 空気作動バタフライ弁シリンダ型直結式試験結果まとめ

試験項目	加振方向	最大応答 加速度 ($\times 9.8 \text{ m/s}^2$)	作動状態
加振後作動試験	X	17.6	良好
	Y	18.8	良好
	Z	22.1	良好
加振中作動試験*	X	17.2	良好
加振中エアレス* 閉試験	X	16.6	良好

注記* : 加振中の試験は参考として実施

表 2.5-8 島根 2 号機における動的機能維持要求のある空気作動バタフライ弁

系統	弁番号	呼び径
窒素ガス制御系	AV217-10A	600A
	AV217-10B	600A
非常用ガス処理系	AV226-1A	400A
	AV226-1B	400A

(4) 空気作動弁駆動部の試験結果まとめ

前述の 2 機種以外も含めて、空気作動弁駆動部において加振試験により動作機能を確認した最大応答加速度に基づく駆動部の動作機能確認済加速度を表 2.5-9 に示す。

表 2.5-9 空気作動弁駆動部加振試験結果まとめ

試験体 No.	弁型式	駆動部型式	弁棒への伝達方式	加振試験の最大応答加速度に基づく駆動部の動作機能確認済加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)		
				X 方向	Y 方向	Z 方向
1	グローブ弁	シリンダ	直結式	20.0	20.0	20.0
2	グローブ弁	ダイヤフラム	直結式	20.0	20.0	20.0
3	バタフライ弁	シリンダ	直結式	15.0	15.0	20.0
4	バタフライ弁	シリンダ	レバー式	20.0	20.0	20.0

2.6 主蒸気逃がし安全弁の加振試験

(1) 主蒸気逃がし安全弁の試験体選定の考え方

国内 BWR 原子力発電所で使用される主蒸気逃がし安全弁は、同一メーカー製であり製作年代及び吹出容量により 3 型式が使用されているが、強制作動装置を有するばね安全弁としての基本構造は同じである。

机上評価による耐震裕度も同等であったことから、最も使用台数が多く、小型で共振振動台の積載質量制限を満足する型式（改良小型）を試験体とした。

試験体型式は、島根 2 号機で使用しているものと同一であり、概略仕様を表 2.6-1 に、構造を図 2.6-1 に示す。主蒸気逃がし安全弁については、弁全体の機能確認済加速度の確認を目的として試験を実施しているため、駆動部単体のみではなく弁全体まで含めた試験体を用いて加振試験を実施している。

試験で得られた加速度は、弁全体の機能確認済加速度として適用可能だが、島根 2 号機の評価においては駆動部の動作機能確認済加速度として適用している。

また、J E A G 4 6 0 1 に規定されている機能確認済加速度の設定根拠となった「動的機器の地震時機能維持に関する研究」で用いた試験体との比較についても、表 2.6-1 に示す。

島根 2 号機、今回試験及び「動的機器の地震時機能維持に関する研究」で使用している主蒸気逃がし安全弁が同等であることを確認した。

表 2.6-1 主蒸気逃がし安全弁試験体（改良小型）概略仕様

	島根 2 号機	今回試験	動的機器の地震時機能維持に関する研究	同等性
駆動方式	強制作動装置付き ばね安全弁	同左	同左	今回試験の試験体仕様は動的機器の地震時機能維持に関する研究及び島根 2 号機と同等
呼び径	150A/250A	同左	同左	
材質（弁箱）	SCPH2	同左	同左	
全高	約 1,750mm	同左	同左	
質量	約 1,600kg	同左	同左	
定格吹出し量	約 370,000kg/h	同左	同左	

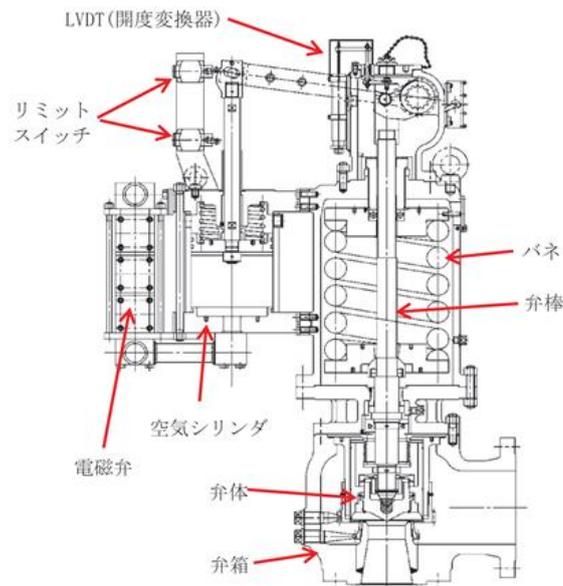


図 2.6-1 主蒸気逃がし安全弁試験体（改良小型）

(2) 主蒸気逃がし安全弁の試験方法

試験体について、水平 2 方向、鉛直方向の 3 方向で駆動部（エアシリンダ）の応答加速度が $20 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 以上となる加振試験を実施した。

主蒸気逃がし安全弁は、駆動部（エアシリンダ）により強制作動させる逃がし弁機能と、本体側ばね安全弁として所定の入口圧力に達した場合に受動的に作動する安全弁機能の 2 種類の機能を有しており、それぞれ加振中に作動させて機能維持を確認した。

試験設備として、逃がし弁作動用に駆動部付属電磁弁に接続する窒素ガス供給ラインと、ライン途中に実機の自動減圧機能用アキュムレータと同じ容量である 200L のアキュムレータ、安全弁機能作動用に弁本体入口側に接続する窒素ガス供給ラインを設け、それぞれ

に供給可能な窒素ガスポンベを設置した。

逃がし弁機能，安全弁機能それぞれの試験手順を以下に示す。

<加振時逃がし弁機能試験>

- ・アキュムレータを実機の窒素ガス最低供給圧力である 1.13MPa[gage]まで加圧し，アキュムレータ上流の止め弁を閉止する（アキュムレータ圧力のみで作動させる）。
- ・弁本体入口側は大気開放状態とする（弁入口側は加圧せず，シリンダのみで全開させる）。
- ・加振を開始し，駆動部応答が目標加速度に到達した状態で電磁弁を作動させ，逃がし弁機能による開閉作動を行う。
- ・目標加速度到達から加振継続時間（15 秒）経過，若しくは弁全閉を確認し，加振を終了する。

<加振時安全弁機能試験>

- ・弁入口側を窒素ガスにて 7MPa[gage]*以上に加圧し，窒素ガス供給を停止し，圧力保持状態とする。
- ・加振を開始し，駆動部応答が目標加速度に到達した状態で窒素ガスをさらに供給し，吹出し圧力まで昇圧させ，安全弁機能による開閉作動を行う。
- ・目標加速度到達から加振継続時間（15 秒）経過を確認し，加振を終了する。

注記*：加振時の安全弁作動までの時間短縮の目的と，通常運転状態模擬の観点で，吹出し圧力より低い圧力にてあらかじめ加圧した。

試験時の確認項目を表 2.6-2 に，試験体の外観及び据付状態を図 2.6-2 及び図 2.6-3 に示す。

また，J E A G 4 6 0 1 に規定されている機能確認済加速度の設定根拠となった「動的機器の地震時機能維持に関する研究」との試験方法の比較を表 2.6-3 に示す。

今回の試験方法が「動的機器の地震時機能維持に関する研究」と同等であることを確認した。

表 2.6-2 主蒸気逃がし安全弁加振試験時の確認項目

状態	確認項目
加振前	弁座漏えい試験 安全弁作動試験（入口圧力計測） 逃がし弁作動試験（作動信号計測） 据付状態目視点検
加振中（試験 1）	加振中安全弁作動（入口圧力計測）
加振中（試験 2）	加振中逃がし弁作動（作動信号計測）
加振後	各部目視点検 逃がし弁作動試験（作動信号計測） 安全弁作動試験（入口圧力計測）

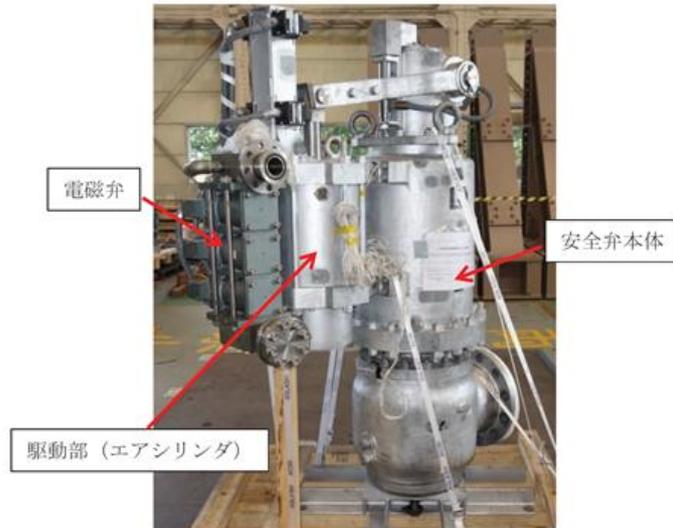


図 2.6-2 主蒸気逃がし安全弁試験体外観

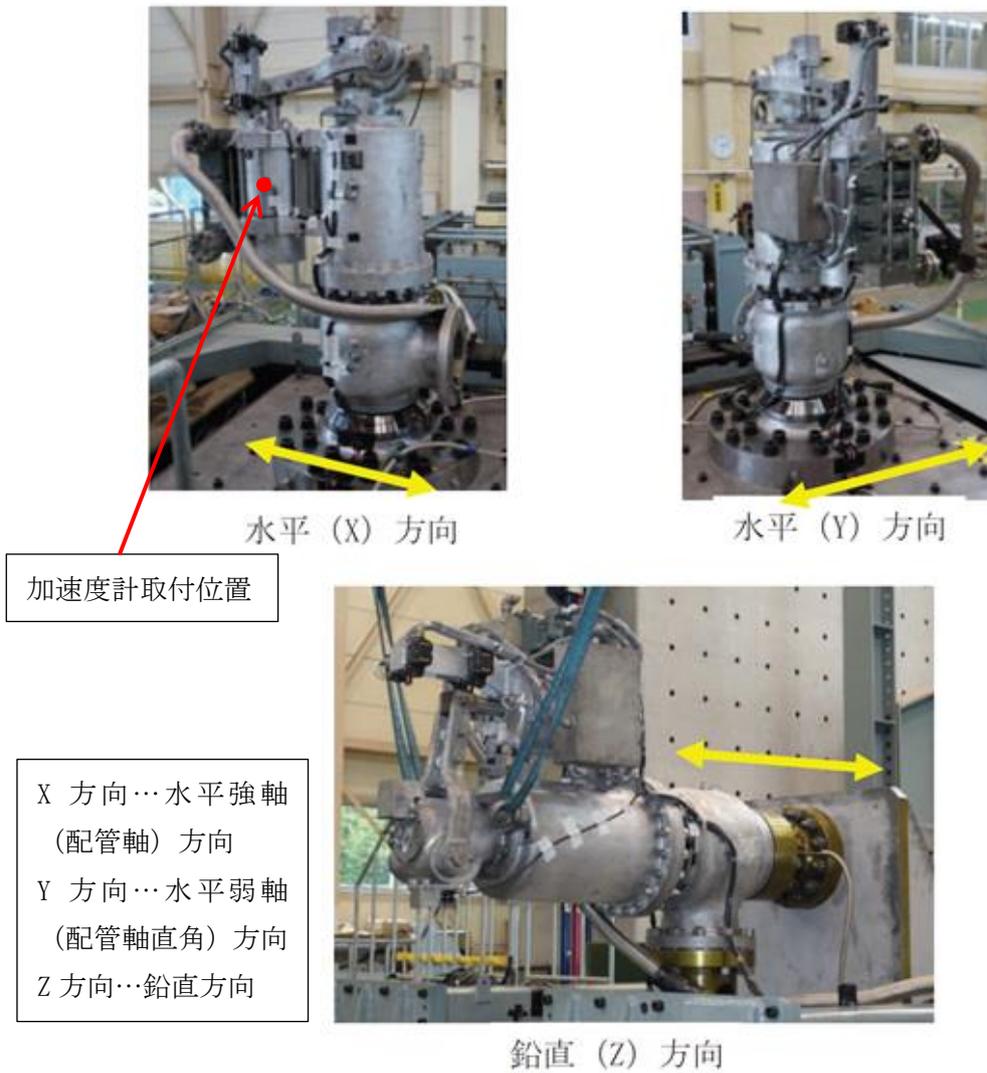


図 2.6-3 主蒸気逃がし安全弁の据付状況

表 2.6-3 試験方法の比較（主蒸気逃がし安全弁）

項目		今回試験	動的機器の地震時機能維持に関する研究	同等性
加振前 試験	弁座漏えい試験	規定値以下	同左	同等
	作動試験	作動状態に問題なし	同左	
加振 試験	加振方法	連続正弦波	連続正弦波	今回試験では動的機器の地震時機能維持に関する研究よりも高い加速度で加振
	加振加速度 (駆動部応答)	20G	水平9.6G, 鉛直6.1G	
	作動試験	逃し弁作動は異常なし 安全弁作動は実施できず	作動状態に問題なし	
加振後 試験	作動試験	作動状態に問題なし	同左	同等
	弁座漏えい試験	規定値以下	同左	同等

(3) 主蒸気逃がし安全弁の試験結果

a. 逃がし弁機能試験結果

いずれも加振による有意な損傷はみられず、加振中及び加振後で作動時間に有意な変動はなく、良好な作動状態であり、動作機能維持を確認した。

加振試験（逃がし弁機能試験）で確認した最大応答加速度を表 2.6-4、駆動部の応答加速度の例を図 2.6-4 に示す。

また作動信号の計測結果の例を図 2.6-5 に示す。

表 2.6-4 加振試験（逃がし弁機能試験）で計測された最大応答加速度

最大応答加速度（ $\times 9.8\text{m/s}^2$ ）*			作動状態
X 方向	Y 方向	Z 方向	
20.0	20.0	20.0	良好

注記*：最大応答加速度の値は目標応答に達した期間中における振幅の上下頂点の平均的で妥当と考えられる値を、応答波形を見て判断した結果とする。

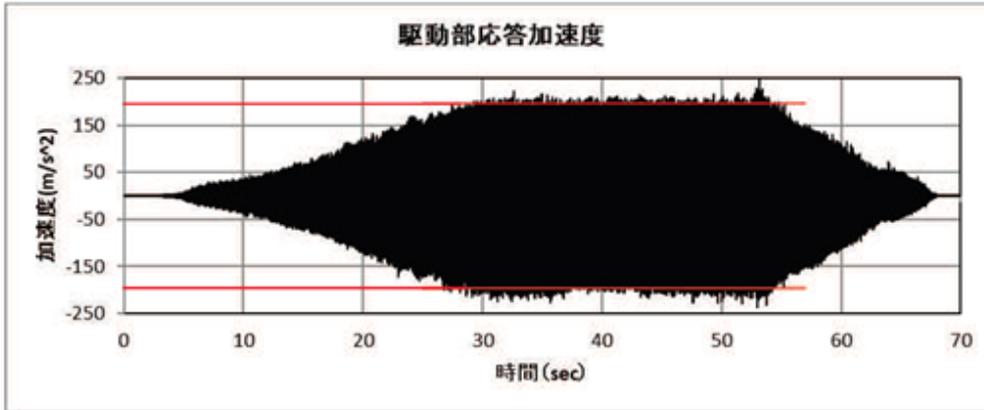


図 2.6-4 Y 方向 $20 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 加振時の駆動部応答加速度波形

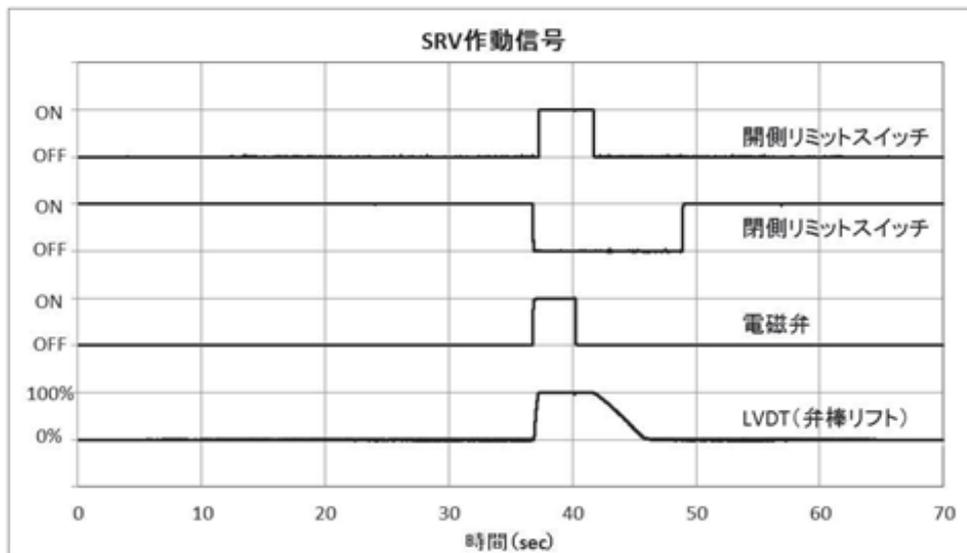


図 2.6-5 Y 方向 $20 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 加振時の作動信号

b. 安全弁機能試験結果

ばね安全弁として、加振中に窒素ガス（47L ボンベ 1 本）からの加圧による模擬作動を実施したが、高加振状態で発生した弁座漏えいにより入口側圧力が昇圧できず、吹出し作動自体は確認できなかった。加振時の駆動部応答加速度波形及び弁入口圧力状況を図 2.6-7、図 2.6-8 に示す。

安全弁機能による吹出し作動を確認するには、安全弁を全開させるために必要な容量を確保する必要がある。駆動部の加速度が約 12G に到達した時点（計測開始前）から、弁座漏えいによる入口圧力の低下がみられ、昇圧開始まで入口圧力の低下は継続した（図 2.6-8 中 A）。駆動部の加速度が 15G に到達後に昇圧を開始したが（図 2.6-8 中 B）、7.7MPa 付近で漏えい量が増大し（図中 2.6-8 C），試験設備における窒素ボンベからの供給量（約 $0.032 \text{m}^3/\text{s}$ ）と漏えい量が均衡状態になったことから、約 7.8MPa までしか昇圧できず（図 2.6-8 中 C），吹き出し作動に至らなかった。試験では吹出し作動を確認できなかったが、弁座漏えいは高加振中の一時的なものであり加振終了後に漏え

いは停止していること、加振試験後の安全弁作動試験にて吹出し作動を確認しており、安全弁機能が維持されていること、前述の逃がし弁機能の確認試験において、加振試験中、加振試験後も弁が問題なく全開することを確認していること、試験後の分解点検において弁自体に有意な損傷は確認されていないことから、実機のような十分な蒸気量（原子炉定格出力運転時蒸気流量（参考）：8.95m³/s）が供給される条件であれば所定の圧力で動作していたと判断できるため、弁の機能維持に問題はないことを確認した。

安全弁機能試験で確認した最大応答加速度を表 2.6-5、駆動部の応答加速度の例を図 2.6-6 に示す。

また、安全弁作動試験で確認した吹出し圧力を表 2.6-6 に示す。

表 2.6-6 に示すとおり、加振中及び加振後において、吹き出し圧力の規定値の判定基準（規定圧力 8.56MPa の±1%*）から逸脱しているものが確認されているが、いずれも吹き出し圧力が設定より低下する傾向を示すものとなっている。安全評価上、安全弁機能によって逃がし安全弁が規定圧力より早期に開放することは、原子炉冷却材圧力バウンダリにかかる圧力の最大値が緩和される方向に作用することから影響はなく、試験結果ではプラント通常運転圧力（約 7MPa）以下まで下がるような顕著な低下も見られていないことから、安全弁機能は維持されていたと判断した。

高加速度による加振時においては弁座漏えいが発生したが、安全弁機能が維持されていたと判断した根拠について、表 2.6-7 に整理した。

注記*：メーカーにより設定した安全弁性能試験の判断基準であり、地震後の吹き出し圧力の判断基準として定めているものではないが、共研においては本判断基準を採用した。

表 2.6-5 加振試験（安全弁作動）で計測された最大応答加速度

最大応答加速度（×9.8m/s ² ）*			作動状態
X 方向	Y 方向	Z 方向	
20.0	20.0	20.0	良好

注記*：最大応答加速度の値は目標応答に達した期間中における振幅の上下頂点の平均的で妥当と考えられる値を、応答波形を見て判断した結果とする。

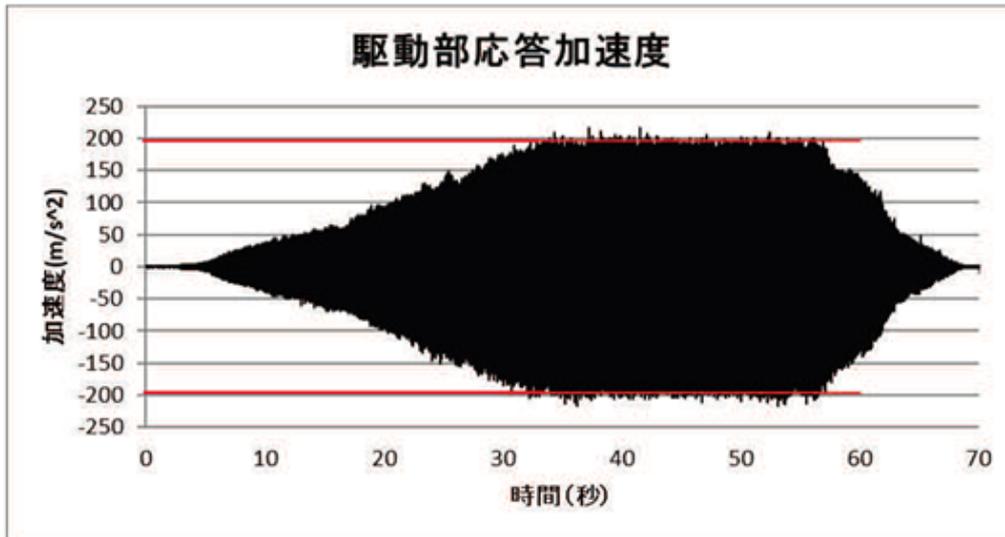


図 2.6-6 Y 方向 $20 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 加振時の駆動部応答加速度波形

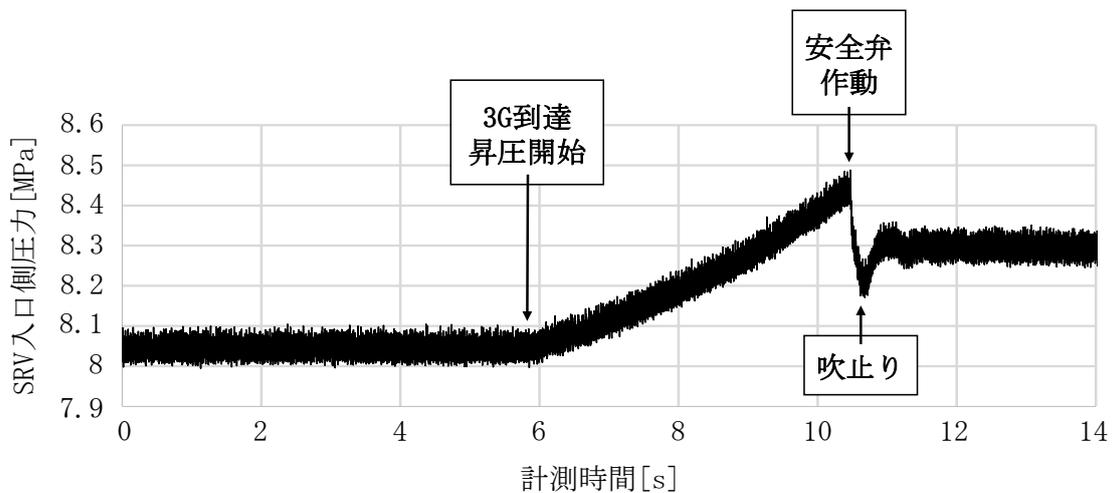
表 2.6-6 安全弁吹出し圧力

加振方向及び加速度	加振中 吹出し圧力 (MPa [gage])	加振後 吹出し圧力 (MPa [gage])
X 方向 $3 \times 9.8 \text{m/s}^2$	8.45	8.62
X 方向 $15 \times 9.8 \text{m/s}^2$	—*	8.20
X 方向 $20 \times 9.8 \text{m/s}^2$	—*	8.52
Y 方向 $3 \times 9.8 \text{m/s}^2$	8.35	8.55
Y 方向 $15 \times 9.8 \text{m/s}^2$	—*	8.18
Y 方向 $20 \times 9.8 \text{m/s}^2$	—*	8.30
Z 方向 $3 \times 9.8 \text{m/s}^2$	7.85	8.31
Z 方向 $10 \times 9.8 \text{m/s}^2$	—*	8.29
Z 方向 $20 \times 9.8 \text{m/s}^2$	—*	8.30

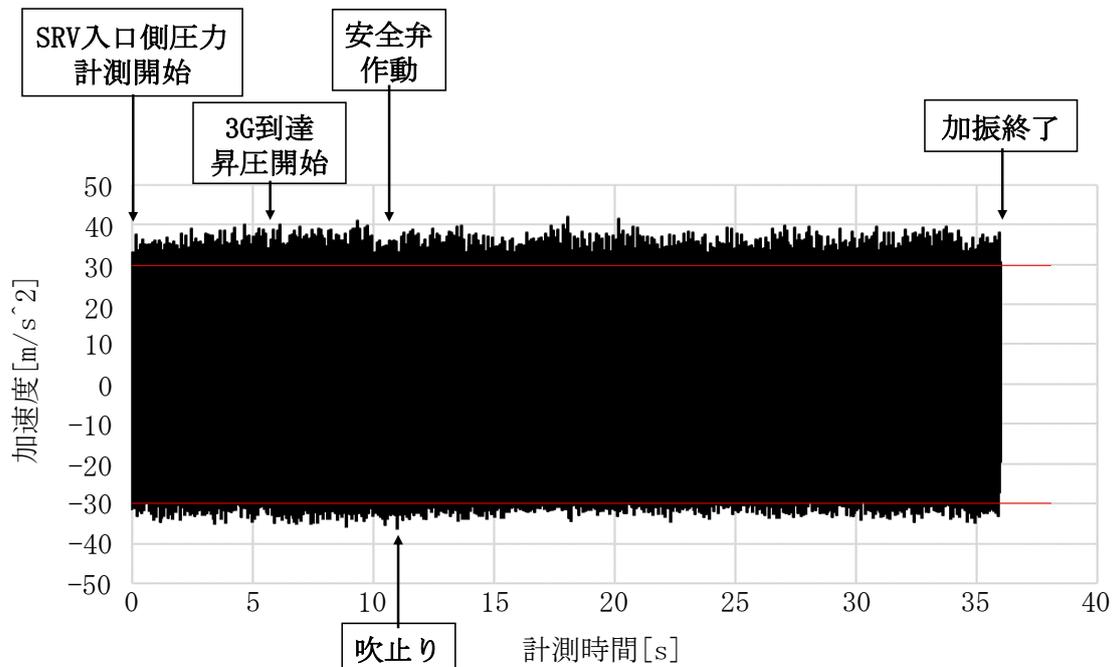
注記* : 弁座漏えいにより入口側圧力が昇圧できず、試験設備の窒素ガス供給量の限界から、吹出し作動自体は確認できなかった。加振時の弁入口圧力の状況を図 2.6-7 に示す。

表 2.6-7 高加速度加振時（弁座漏えい発生時）における安全弁機能維持の判断根拠

確認事項	要求事項	機能維持の根拠
安全弁としての機能が維持されていること	規定圧力 8.56MP にて吹き出すこと	加振後の安全弁作動試験にて吹出し作動を確認しており、安全弁機能は維持されている。
弁の開作動が可能なこと（逃がし機能維持）	弁開作動が問題なく可能なこと	逃し弁機能の確認試験において、高加速度加振中、加振後も弁が問題なく全開可能であることを確認している。
損傷の有無	高加速度加振時に有意な損傷を受けていないこと	目視点検において有意な損傷は確認されていない。

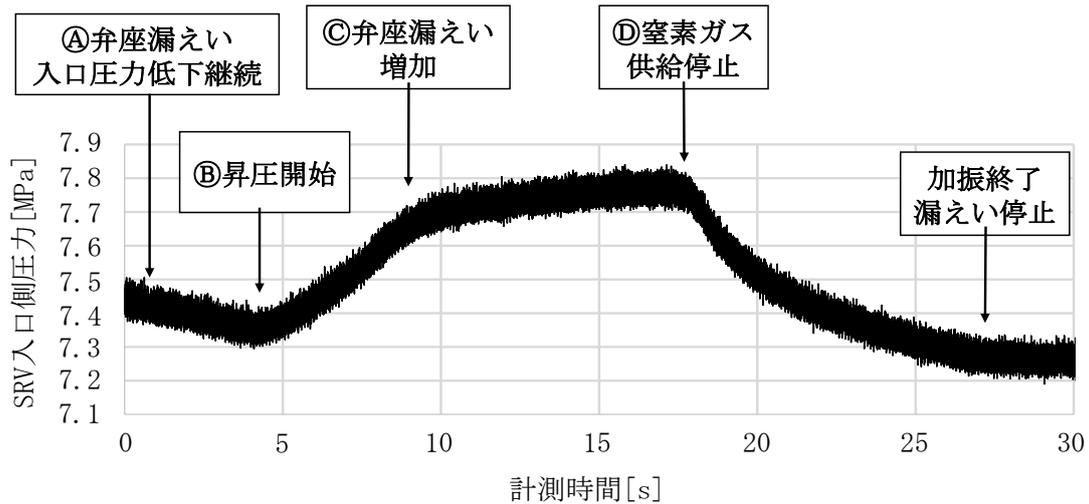


安全弁作動に至った場合：X方向 $3 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振時のSRV入口圧力

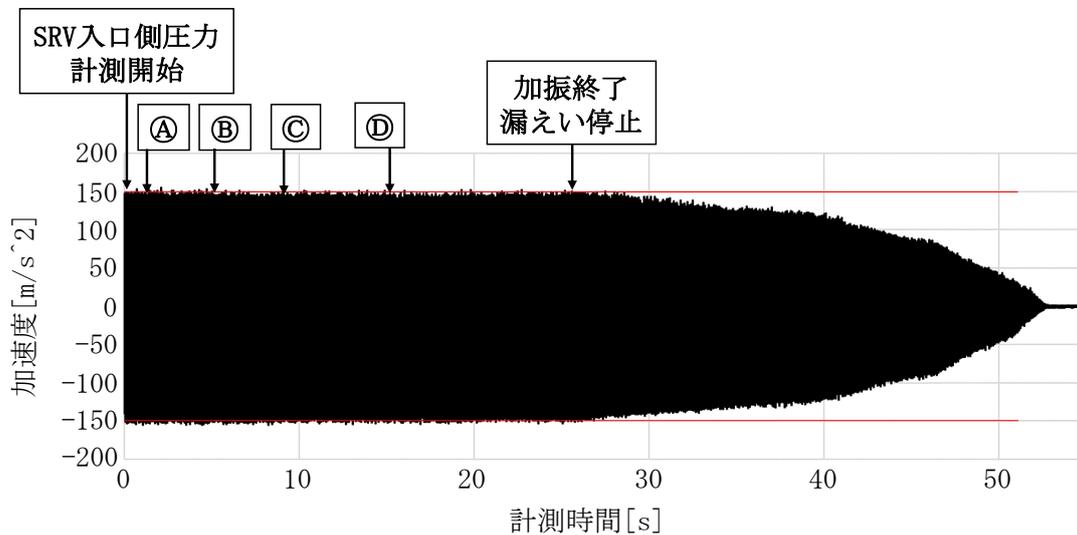


安全弁作動に至った場合：X方向 $3 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振時の応答加速度

図 2.6-7 3G 加振時の弁入口圧力状況



安全弁作動に至らなかった場合：X方向 $15 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振時のSRV入口圧力



安全弁作動に至らなかった場合：X方向 $15 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振時の応答加速度

図 2.6-8 15G 加振時の弁入口圧力状況

2.7 主蒸気隔離弁の加振試験

(1) 主蒸気隔離弁の試験体選定の考え方

国内 BWR 原子力発電所で使用される主蒸気隔離弁は、プラント出力に応じて呼び径が異なり、400A～700A まで使用されているが、基本構造は全て空気シリンダとスプリング駆動による Y 型グローブ弁であり同一である。

机上評価による耐震裕度も同等であったことから、小型で共振振動台の積載質量制限を満足する 500A を試験体とした。

試験体の概略仕様を表 2.7-1 に、概略構造を図 2.7-1 に示す。

島根 2 号機で使用している主蒸気隔離弁は呼び径 600A であるが、駆動部には弁本体の呼び径によって相違はなく、試験結果より得られた駆動部の動作機能確認済加速度は共通で適用可能である。

弁本体の呼び径の違いについては、弁本体の構造強度評価側にて影響を考慮する。

主蒸気隔離弁については、弁全体の機能確認済加速度の確認を目的として試験を実施しているため、駆動部単体のみではなく弁全体まで含めた試験体を用いて加振試験を実施している。

試験で得られた加速度は、弁全体の機能確認済加速度として適用可能だが、島根2号機の評価においては駆動部の動作機能確認済加速度として適用している。

表2.7-1に、J E A G 4 6 0 1に規定されている機能確認済加速度の設定根拠となった「動的機器の地震時機能維持に関する研究」で用いた試験体との比較を示す。

島根2号機、今回試験及び「動的機器の地震時機能維持に関する研究」に使用している主蒸気隔離弁が同等であることを確認した。

表 2.7-1 主蒸気隔離弁試験体概略仕様

項目	島根2号機	今回試験	動的機器の地震時機能維持に関する研究	同等性
駆動方式	空気及びスプリング駆動	同左	同左	作動原理、基本構造は同等。 今回試験では、加振台の制限により、実機、動的機器の地震時機能維持に関する研究及び島根2号機よりも小さい径を使用したが、構造最弱部の強度は同等。
弁型式	Y型グローブ弁	同左	同左	
呼び径	600A	500A	650A	
最高使用圧力	8.62MPa[gage]	同左	同左	
材質(弁箱)	JIS SCPH2	同左	ASME SA216 Gr. WCB (JIS SCPH2 相当)	
弁高さ	約 3,090mm	約 2,810mm	約 3,400mm	
質量	約 5,400kg	約 4,100kg	約 6,000kg	

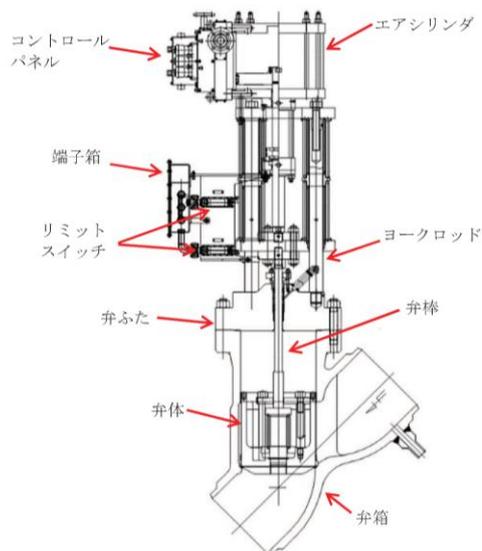


図 2.7-1 主蒸気隔離弁試験体 (500A)

(2) 主蒸気隔離弁の試験方法

製作した試験体について、水平2方向、鉛直方向の3方向について駆動部（エアシリンダ）の応答加速度が $15 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 以上となる加振試験を実施した。

加振中及び加振後に急速閉作動を実施し、作動状態に問題はなく、作動時間も安定していることを確認した。

また、加振前及び加振後に弁座漏えい試験を実施し、いずれも無漏えいであることを確認した。

以上より各方向とも $15 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 以上で良好な作動性能と、シール性を確認した。

試験時の確認項目を表 2.7-2 に、試験体の外観及び据付状態を図 2.7-2 及び図 2.7-3 に示す。

また、J E A G 4 6 0 1 に規定されている機能確認済加速度の設定根拠となった「動的機器の地震時機能維持に関する研究」との試験方法の比較を表 2.7-3 に示す。

今回の試験方法が「動的機器の地震時機能維持に関する研究」と同等であることを確認した。

表 2.7-2 主蒸気隔離弁加振試験時の確認項目

状態	確認項目
加振前	弁座漏えい試験 据付状態目視点検 作動試験（作動信号計測）
加振中	作動試験（作動信号計測）
加振後	各部目視点検 弁座漏えい試験

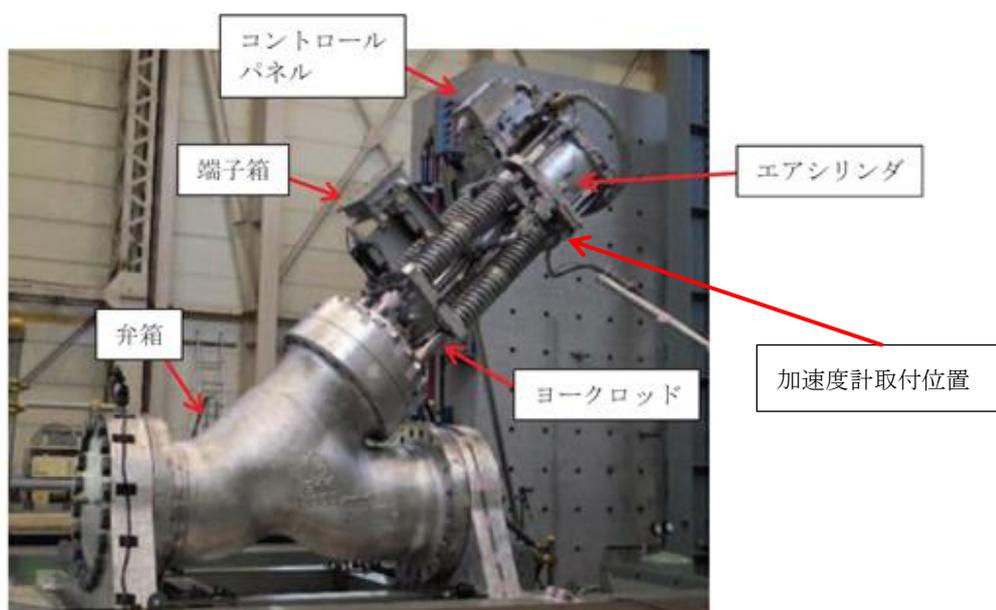


図 2.7-2 主蒸気隔離弁試験体外観

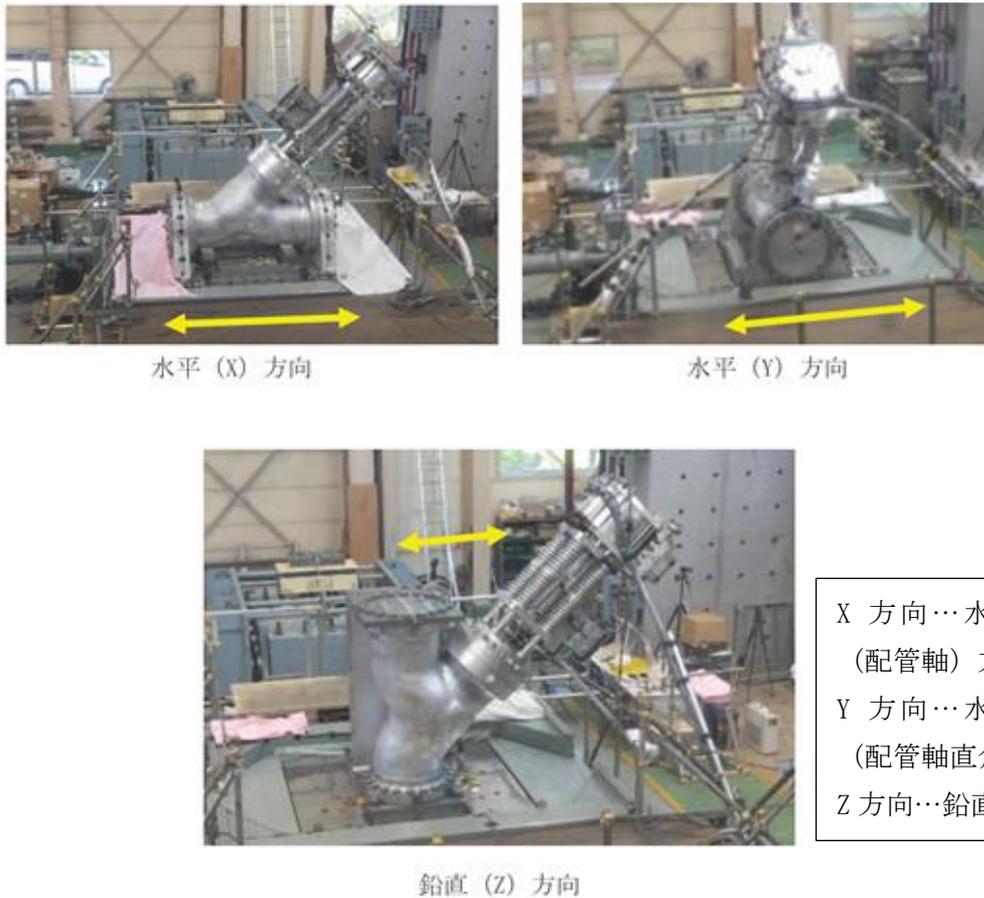


図 2.7-3 主蒸気隔離弁試験体据付状況

表 2.7-3 試験方法の比較（主蒸気隔離弁）

項目		今回試験	動的機器の地震時機能維持に関する研究	同等性
加振前 試験	弁座漏えい試験	漏えいなし	同左	同等
	作動試験	規定時間を満足	同左	
加振 試験	加振方法	連続正弦波	連続正弦波, 地震波	今回試験では動的機器の地震時機能維持に関する研究
	加振加速度（駆動部応答）	15G	最大約7G	より大きい加速度で加振
	加振中作動時間	規定時間を満足	作動状態に問題なし	同等
加振後 試験	弁座漏えい試験	漏えいなし	同左	同等

(3) 主蒸気隔離弁の試験結果

いずれの加振方向でも加振による有意な損傷はみられず、良好な作動状態であり、目標加速度での動作機能維持を確認した。

試験で確認した最大応答加速度を表 2.7-4 に、加振時の駆動部応答加速度波形を図 2.7-4 に、作動信号の計測結果の例を図 2.7-5 に示す。

表 2.7-4 主蒸気隔離弁加振試験で計測された駆動部の最大応答加速度

最大応答加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)			作動状態
X 方向	Y 方向	Z 方向	
18.6	16.5	18.8	良好

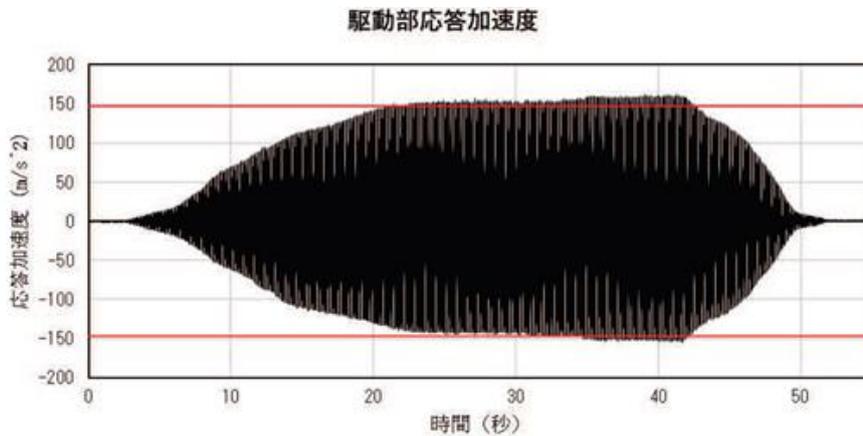


図 2.7-4 Y 方向目標加速度 $15 \times 9.8\text{m/s}^2$ 加振時の駆動部応答加速度波形

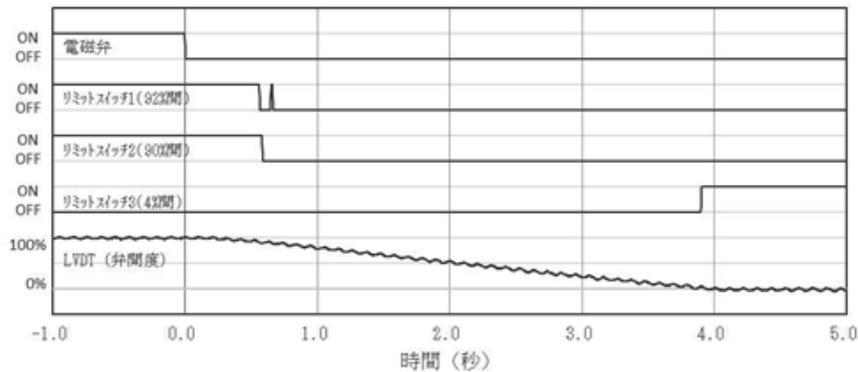


図 2.7-5 Y 方向目標 $15 \times 9.8\text{m/s}^2$ 加振時の作動信号*

注記*：リミットスイッチ 1 (92%開) の信号にノイズが確認されているが、以下 (4) にて説明を記載しているレバー折損時の事象と推定されており、弁作動上の問題は無い。

(4) 試験時に確認された有意な事象

水平 Y 方向の目標加速度 $15 \times 9.8\text{m/s}^2$ 加振において、開側リミットスイッチのレバーが折損する事象が確認された。

主蒸気隔離弁のリミットスイッチは開側 2 個 (90%開度, 92%開度)、閉側 1 個 (4%開度) 設置されており、開閉状態の検出のほか、開側は弁の閉動作時にスクラム信号を発する機能を有している。

一方地震時は、今回の試験のような高加速度に到達する前にスクラム信号が出ることから、高加速度加振時にレバーが折損しても影響はない。

従って、応答加速度 $15 \times 9.8\text{m/s}^2$ において主蒸気隔離弁の機能維持に問題はないと評価した。

3. 最新知見に基づく駆動部の動作機能確認済加速度

加振試験結果に基づく最新知見を踏まえ、以下の加速度を駆動部の動作機能確認済加速度として採用する。

なお、機能確認済加速度は従来どおりの値とし、駆動部の応答加速度がこれを超えた場合の詳細評価として、弁最弱部の構造強度評価及び駆動部の動作機能確認済加速度による評価を行う。

表 3-1 機能確認済加速度（従来評価値）及び駆動部の動作機能確認済加速度

	型式	方向	機能確認済加速度 (従来評価値) ($\times 9.8\text{m/s}^2$)	駆動部の動作機能 確認済加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)
一般弁	電動弁*1	水平	6.0	20.0
		鉛直	6.0	20.0
	空気作動グローブ弁シリンダ型	水平	6.0	20.0
		鉛直	6.0	20.0
	空気作動バタフライ弁シリンダ型*2	水平	6.0	15.0
		鉛直	6.0	20.0
特殊弁	主蒸気逃がし安全弁	水平	9.6	20.0
		鉛直	6.1	20.0
	主蒸気隔離弁	水平	10.0	15.0
		鉛直	6.2	15.0

注記*1：二次減速機との組合せの型式においては、耐震ブラケットにより補強した場合に限る。

*2：電磁弁取付板を補強した場合に限る。

4. 参考文献

- ・M. Sakai, et al., “Development of High Acceleration Shaking Table System Using Resonance Vibration”, PVP2016-63752, American Society of Mechanical Engineers, 2016

電共研と既往研究における加振試験の基本条件の相違

島根 2 号機の今回工認の弁の動的機能維持評価に適用する電共研の知見における加振試験と、既往研究における加振試験の基本条件の相違について、本資料に整理した。

比較対象とする既往研究は、J E A G 4 6 0 1 -1991 に取り込まれた「動的機器の地震時機能維持に関する研究（昭和 55 年度～昭和 57 年度）」と、その後実施された「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 6 年度～平成 13 年度）」とした。

島根 2 号機の今回工認に適用する電共研と既往研究の加振試験における試験方法、条件等の相違について、表-1 に整理した。

一部条件に若干の相違はあるが、今回工認に適用する電共研の知見における試験条件の妥当性は、本資料の 2.3 “加振波について” に記載のとおりであり、電共研の知見より得られた駆動部の動作機能確認済加速度の適用に問題はないと考えられる。

表-1 過去の研究と島根2号機の今回工認に適用する電共研の加振試験における試験条件等の比較

	J E A G 4 6 0 1 -1991 策定時 「動的機器の地震時機能維持に関する研究 (昭和55年度～昭和57年度)」	「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6年度～平成13年 度)」	島根2号機の今回工認に適用する電 共研の加振試験(平成24年度～令和 2年度)
入力波の種類	正弦波(一部, 模擬地震波でも実施)	正弦波	正弦波
加振振動数	20 Hz 若しくは弁の固有振動数	20 Hz 若しくは弁の固有振動数	約10 Hz
加振継続時間	40秒～90秒	20～30秒*, 30～60秒*	15秒以上
加振方向	水平2方向の単軸毎	水平2方向, 鉛直方向の3方向の単軸毎の 加振に加え, 水平・鉛直同時加振模擬条件 も実施	水平2方向, 鉛直方向の3方向の単 軸毎

注記*: 異なる試験設備を用いており, 試験設備によって条件が異なる。

先行審査プラントとの申請設備の動的機能維持詳細評価方法比較表

動的機能維持 評価方法	対象機種	設備分類	島根 2 号
「詳細検討」*1 (AT 値超過)	立形ポンプ	立形斜流式	—
		横形ポンプ	・燃料プール冷却ポンプ
		ポンプ駆動用タービン	—
	電動機	立形すべり軸受	—
		横形ころがり軸受	・燃料プール冷却ポンプ用原動機 ・ほう酸水注入ポンプ用原動機 ・非常用ガス処理系排風機用原動機 ・可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用原動機 ・非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ用原動機
	ファン	遠心直結型	・非常用ガス処理系排風機
		遠心直動型	・可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ
		軸流式	—
	非常用ディーゼル発電設備	中速形	—
		高速形	—
		往復動式ポンプ	・ほう酸水注入ポンプ
	一般弁	グローブ弁	・グローブ弁*4
		ゲート弁	・ゲート弁*4
		バタフライ弁	・バタフライ弁*4
逆止弁		・逆止弁	
特殊弁		・主蒸気隔離弁*4 ・主蒸気逃がし安全弁*4	
「新たな検討」*2	横形スクリー式ポンプ	・非常用ディーゼル発電設備 A-ディーゼル燃料移送ポンプ ・非常用ディーゼル発電設備 B-ディーゼル燃料移送ポンプ ・高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備ディーゼル燃料移送ポンプ ・ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ	
	ギヤ式ポンプ	—	
	ガスタービン発電機	機関本体	・ガスタービン機関
		燃料制御ユニット(調速装置)	・ガスタービン機関
加振試験*3	—	・高圧原子炉代替注水ポンプ	

注記*1: JEAG4601及び原子力発電耐震設計特別調査委員会の検討内容を踏まえた基本評価項目の評価

*2: JEAG4601の適用範囲外の機器に係る地震時要因分析に基づいた基本評価項目の評価

*3: JEAG4601の適用範囲外の機器において、解析による構造健全性の確認を実施しない場合、加振試験により動的機能の健全性を確認

*4: JEAG4601に基づく弱部の構造強度評価及び弁駆動部の加振試験(電力共通研究)による機能維持評価

*5: 弁駆動部の動作確認済み加速度は、(社)日本電気協会 原子力発電耐震設計特別調査委員会(耐特委)、原子力発電耐震設計専門部会(耐専)で確認された加速度を設定

*6: 加圧水型原子炉においては、主蒸気隔離弁を一般弁(逆止弁)、主蒸気隔離弁の開閉に必要な主蒸気隔離弁操作用電磁弁を特殊弁と整理し、それぞれ動的機能の評価している(ただし、主蒸気隔離弁操作用電磁弁は工認の要目表対象外)。