

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 13
提出年月日	2023年3月20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3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	

今回提出範囲：

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

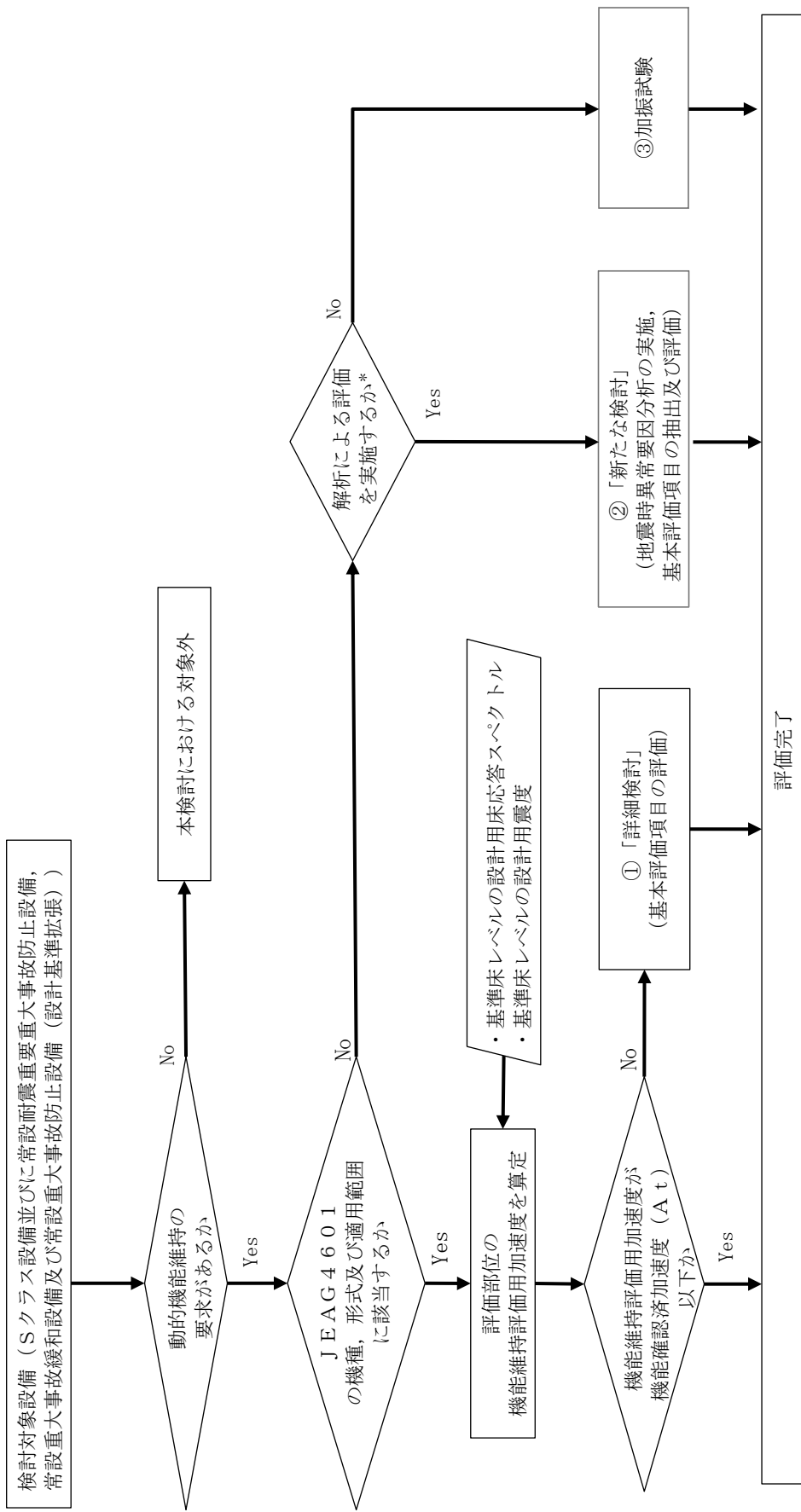
JEAG4601の適用範囲外の機器において, 解析による構造健全性の確認を実施しない場合, 加振試験を実施し動的機能の健全性を確認する。

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 (At) 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。

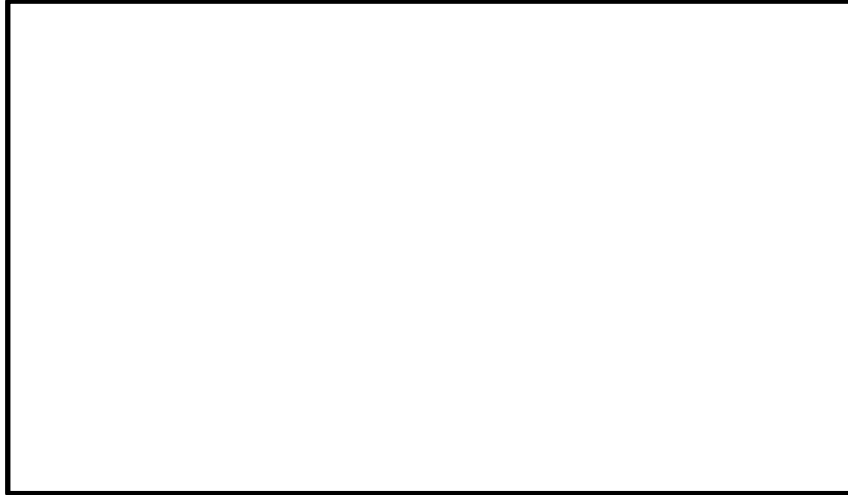


図 2 高圧原子炉代替注水ポンプ構造図

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	J E A G 4 6 0 1 通用性確認			機能維持評価用加速度が 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			機能維持評価用加速度 (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										
燃料プールの冷却系										
燃料プール冷却ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	機形ポンプ	単段遠心式	~2400m ³ /h (198m ³ /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。
			電動機	機形ころがり軸受	~950kW (110kW)	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	-	-	-	-	-	-	-	-	-
残留熱除去系										
残留熱除去ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	立形ポンプ	ピットバレル形	~1800m ³ /h (1218m ³ /h)	水平	1.17	10.0	○	
			電動機	立形すべり軸受	~2700kW (560kW)	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										
高圧炉心スプレイス系										
高圧炉心スプレイスポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	立形ポンプ	ピットバレル形	~1800m ³ /h (1074m ³ /h)	水平	1.17	10.0	○	
			電動機	立形すべり軸受	~2700kW (2380kW)	鉛直	0.87	1.0		
低圧炉心スプレイス系										
低圧炉心スプレイスポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	立形ポンプ	ピットバレル形	~1800m ³ /h (1074m ³ /h)	水平	1.17	10.0	○	
			電動機	立形すべり軸受	~2700kW (910kW)	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	-	J E A G 4 6 0 1 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	J E A G 4 6 0 1 による確認	機形ポンプ	多段遠心式	~700m ³ /h (230 m ³ /h)	水平	4.60	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	×	
			電動機	機形ころがり軸受	~950kW (210 kW)	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		機能維持評価用加速度 (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
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	多段速心式	~700m ³ /h (99 m ³ /h)	水平	1.17	3.2(軸直角方向)	○
			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。	鉛直	0.87	1.4(軸方向)	
原子炉補機海水ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	横形ポンプ	単段速心式	~2400m ³ /h (1680 m ³ /h)	水平	0.92	3.2(軸直角方向)	○
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (360 kW)	鉛直	0.97	1.0	
原子炉補機海水ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	立形ポンプ	立形斜流式	~7600m ³ /h (2040 m ³ /h)	水平	1.40	10.0	○
			電動機	立形ころがり軸受	~1300kW (410 kW)	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	単段速心式	~2400m ³ /h (240 m ³ /h)	水平	1.17	3.2(軸直角方向)	○
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (37 kW)	鉛直	0.87	1.4(軸方向)	
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	~7600m ³ /h (336 m ³ /h)	水平	1.32	10.0	○
			電動機	立形ころがり軸受	~1300kW (75 kW)	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	動的機能維持確認方法	J E A G 4 6 0 1 通用性確認			機能維持評価用加速度が At 以下の比較		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		機能維持評価用加速度 (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 m ³ /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。
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (45 kW)	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	~2900m ³ /min (2000m ³ /min)	水平	1.10	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。
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (180 kW)	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	~2900m ³ /min (534 m ³ /min)	水平	1.21	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。
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (30 kW)	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	単段速心式	~2400m ³ /h (150 m ³ /h)	水平	1.17	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。
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (75 kW)	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									
非常用ガス処理系非風機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	ファン	遠心直結型	~2900m ³ /min (74m ³ /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。
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (22 kW)	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ー	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	ファン	遠心直結型	~2500m ³ /min (4.25 m ³ /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。
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (15 kW)	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	動的機能維持確認方法	J E A G 4 6 0 1 通用性確認			機能維持評価用加速度 (At) との比較		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		機能維持評価用加速度が At 以下か ○：以下 ×：超過 -：対象外
その他発電用原子炉の附属施設									
非常用電源設備									
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	○
						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	横形オベリ軸受	~1400kW (-)	水平	0.81	2.6	○
						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	スクリュー式	- (4 m³/h)	水平	-	-	-
						鉛直	-	-	
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	スクリュー式	~950kW (2.2 kW)	水平	1.22	4.7	○
						鉛直	0.78	1.0	
高圧炉心スプレイス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	○
						鉛直	0.58	1.0	
高圧炉心スプレイス系 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	横形オベリ軸受	~1400kW (-)	水平	0.81	2.6	○
						鉛直	0.58	1.0	
高圧炉心スプレイス系ディーゼル 発電設備	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	-	-	-
						鉛直	-	-	
ディーゼル燃料移送ポンプ	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 (2.2 kW)	水平	2.81	4.7	×
						鉛直	3.57	1.0	
高圧炉心スプレイス系ディーゼル発電設備									
高圧炉心スプレイス系 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 (3480kW)	水平	0.81	1.1	○
						鉛直	0.58	1.0	
高圧炉心スプレイス系 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	横形オベリ軸受	~1400kW (-)	水平	0.81	2.6	○
						鉛直	0.58	1.0	
高圧炉心スプレイス系ディーゼル 発電設備	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	-	-	-
						鉛直	-	-	
ディーゼル燃料移送ポンプ	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 (2.2 kW)	水平	1.22	4.7	○
						鉛直	0.78	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	動的機能維持確認方法	J E A G 4 6 0 1 通用性確認			機能維持評価用加速度 (At) との比較		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	
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	ガスタービン機関	機関本体 燃料制御ユニット (駆逐装置)	- (4800kW)	水平 鉛直	- -	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。
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	楕円ころがり軸受	~950kW (-)	水平	4.7	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維持評価を適用する。
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	楕円ポンプ	スクリュュー式	(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。
弁		J E A G 4 6 0 1 による確認	電動機	楕円ころがり軸受	~950kW (3.7 kW)	水平 鉛直	4.7 1.0	
特殊弁								
主蒸気隔離弁	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	主蒸気隔離弁	~850A	水平 鉛直	10.0 6.2	
安全弁	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 鉛直	9.6 6.1	
制御駆動水圧系 スクラム弁	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	CRD スクラム弁	~50A	水平 鉛直	6.0 6.0	
一般弁								
グループ弁	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	グループ弁	~500A	水平 鉛直	6.0 6.0	
ゲート弁	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	ゲート弁	~650A	水平 鉛直	6.0 6.0	
バタフライ弁	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	バタフライ弁	~1800A	水平 鉛直	6.0 6.0	
逆止弁	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	逆止弁	~850A	水平 鉛直	6.0 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。

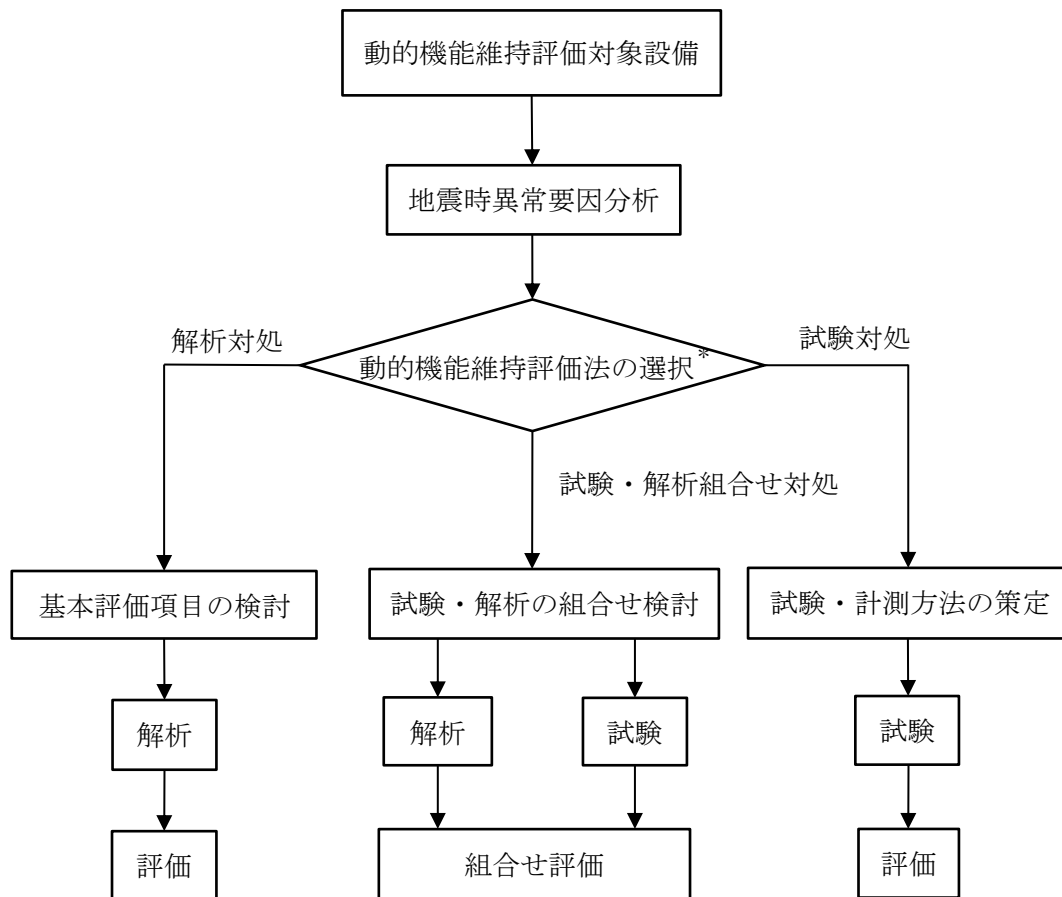
具体的には、耐特委では動的機能の評価においては、対象機種ごとに現実的な地震応答レベルでの異常のみならず、破壊に至るような過剰な状態を念頭に地震時に考え得る異常状態を抽出し、その分析により動的機能上の評価点を検討し、動的機能維持を評価する際に確認すべき事項として、基本評価項目を選定している。また、電共研の検討では、耐特委及び原子力発電技術機構（以下「NUPERC」という。）での検討を踏まえて、動的機能維持の基本評価項目を選定している。

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。

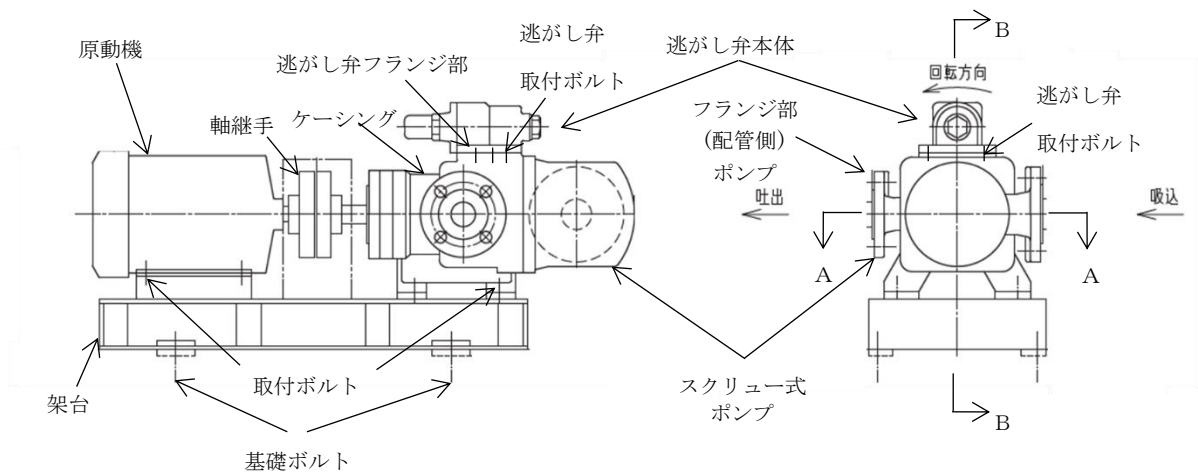
一方、遠心式ポンプはインペラの高速回転により液を吸込み、吐出するポンプであり、スクリー式と内部流体の吐出構造が異なるが、ケーシング内にて軸系が回転し内部流体を吐出する機構を有している。また、ギヤ式ポンプ及び遠心式ポンプは基礎ボルトで固定した共通の架台の上に取り付ボルトで設置し主軸及び軸受を介して荷重伝達する構造であることから、ポンプの基本構造は同じといえる。さらに、電動機からの動力は軸継手を介してポンプ側に伝達する方式であることから、作動原理についても同じといえる。以上のことから、スクリー式ポンプについては、ギヤ式ポンプ及び遠心式ポンプを参考として、地震時異常要因分析を実施する。別紙1-3図に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	4.0	4.0	4.0	4.0
吐出圧力	0.5	0.5	0.5	0.5
揚程	61	61	61	61
最高使用 圧力	0.98	0.98	0.98	0.98
最高使用 温度	40	40	40	66
原動機 出力	2.2	2.2	2.2	3.7

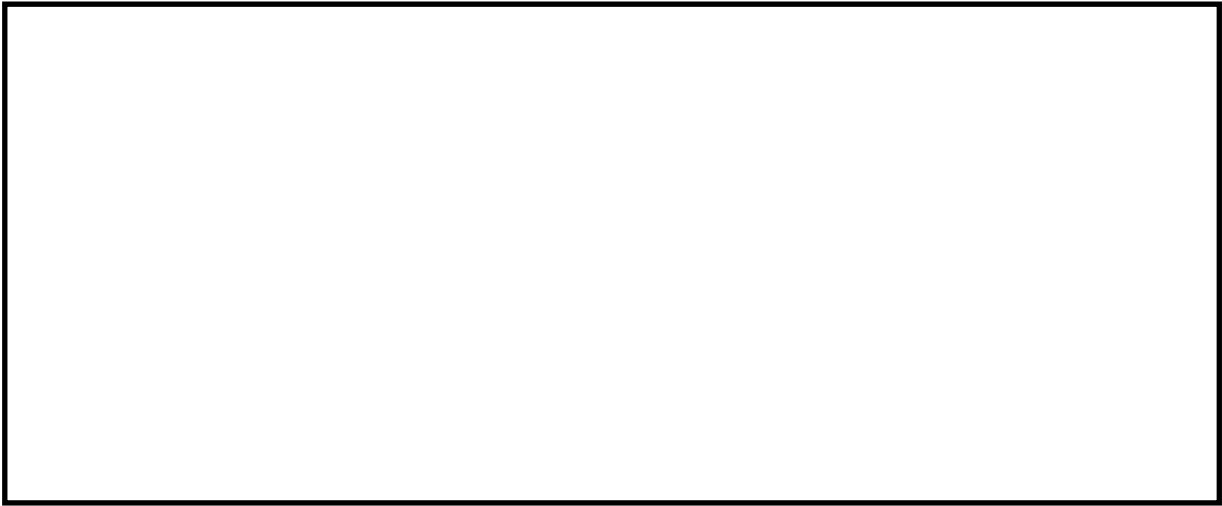
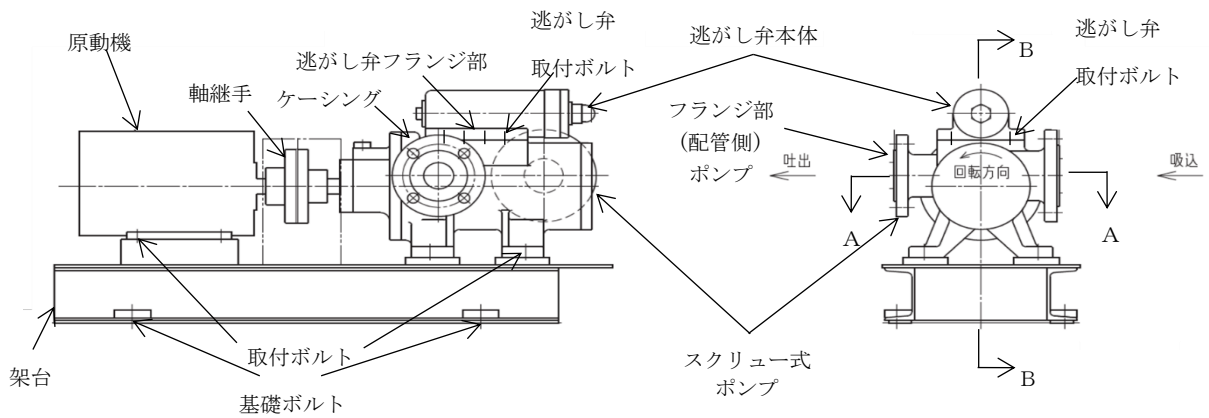


■ : 接液部

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)

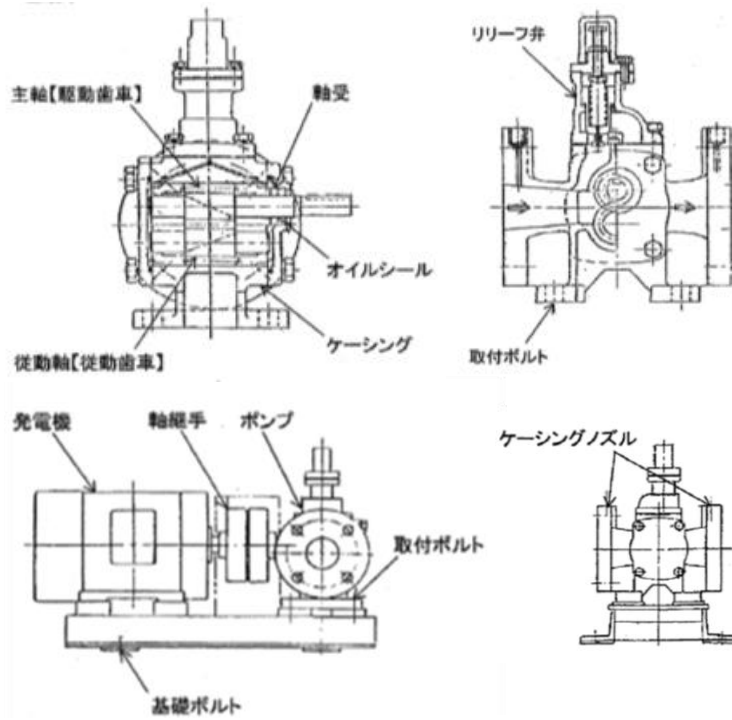


■ : 接液部

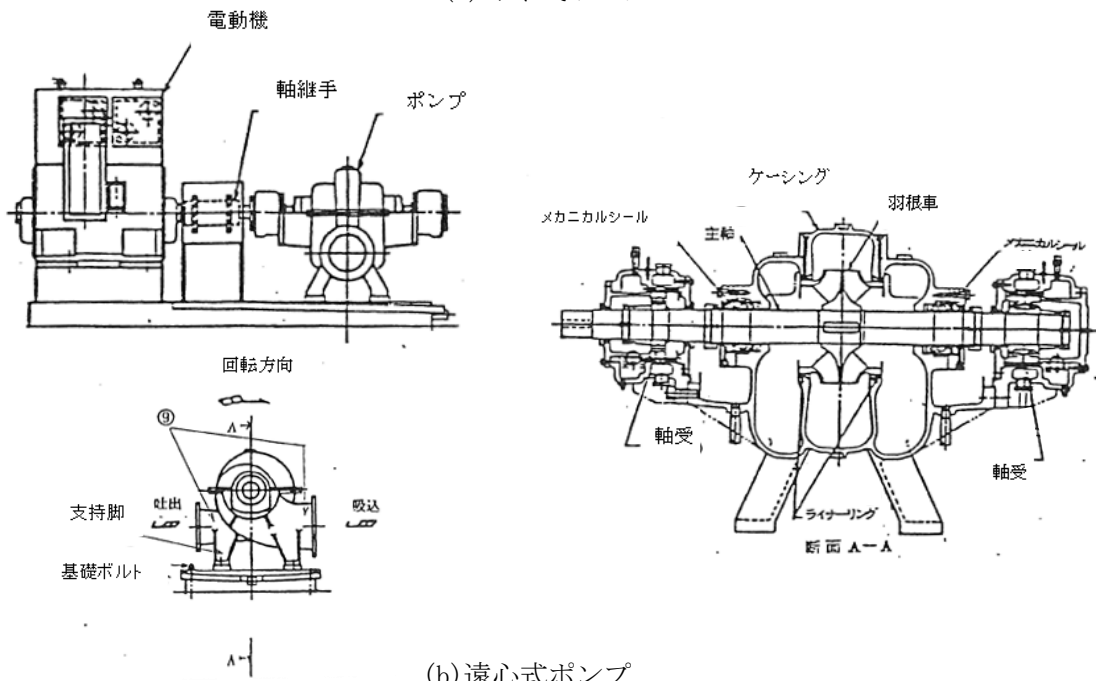
注：スリーブ内に納められた主ねじ（主軸）と従ねじはかみ合って回転しており、ねじの1リードごとに作られる密閉される空間に入った流体は、ねじ面に沿って吐出側へ移動する。

(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



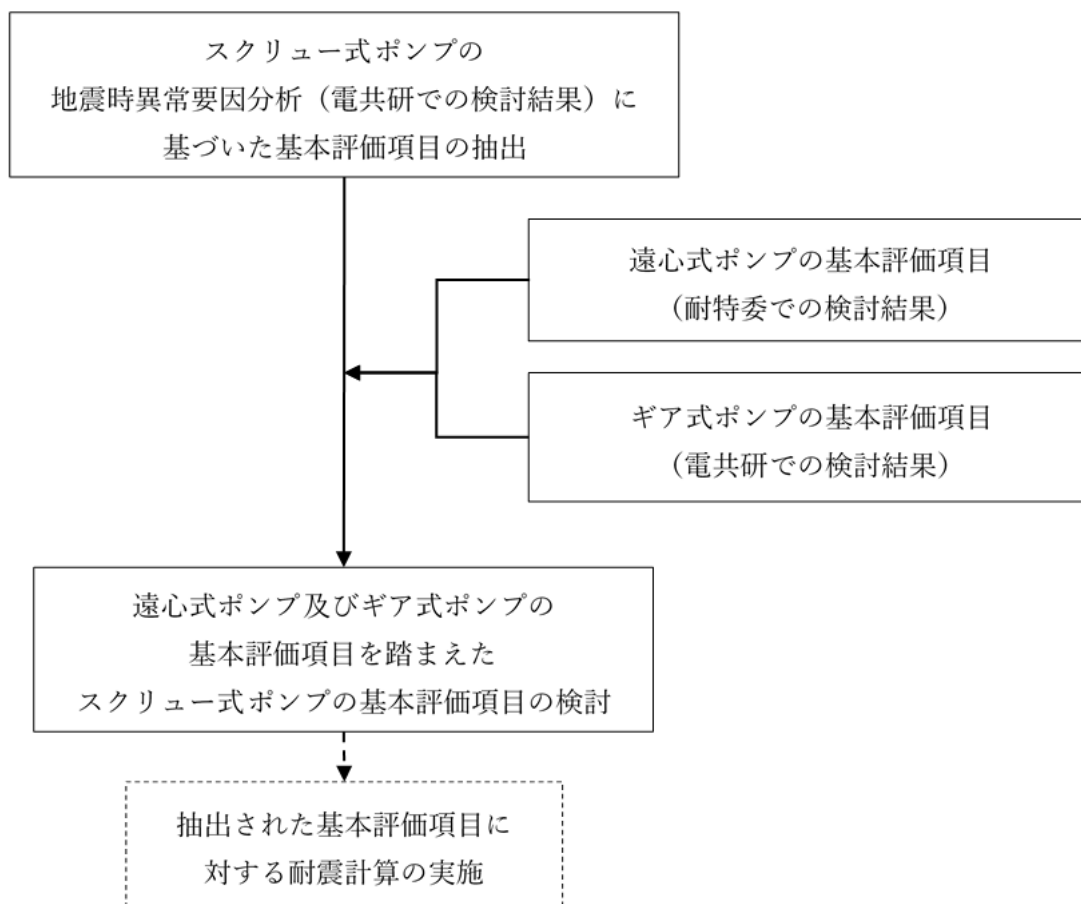
(b) 遠心式ポンプ

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。

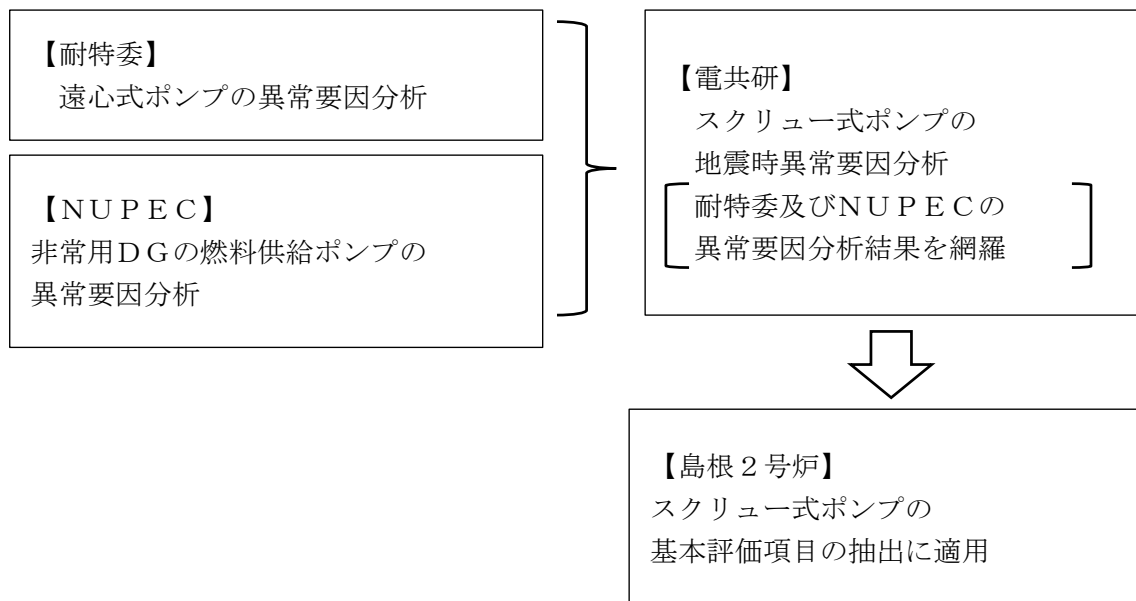


別紙1-4図 動的機能維持評価のための基本評価項目の抽出フロー

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	④ ⑤ ⑥
			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	逃し弁フランジ部変形 → 油の外部漏えい ⑥	④
			軸応力過大	軸(主ねじ)損傷 ④	④ ⑤
		電動機応答過大	軸変形過大	メカニカルシール損傷 ⑦	④ ⑤
			軸変形過大	軸受損傷 ⑧	④ ⑤
			軸変形過大	スリーブと主ねじ、従ねじの接触 → 摺動部の損傷	④ ⑤
		配管応答過大	電動機変形過大	電動機機能喪失 ⑨ 軸継手相対変位過大 → 軸継手損傷 ⑩	④ ⑤
			配管反力過大	ケーシングノズル部損傷 ⑪	④ ⑤

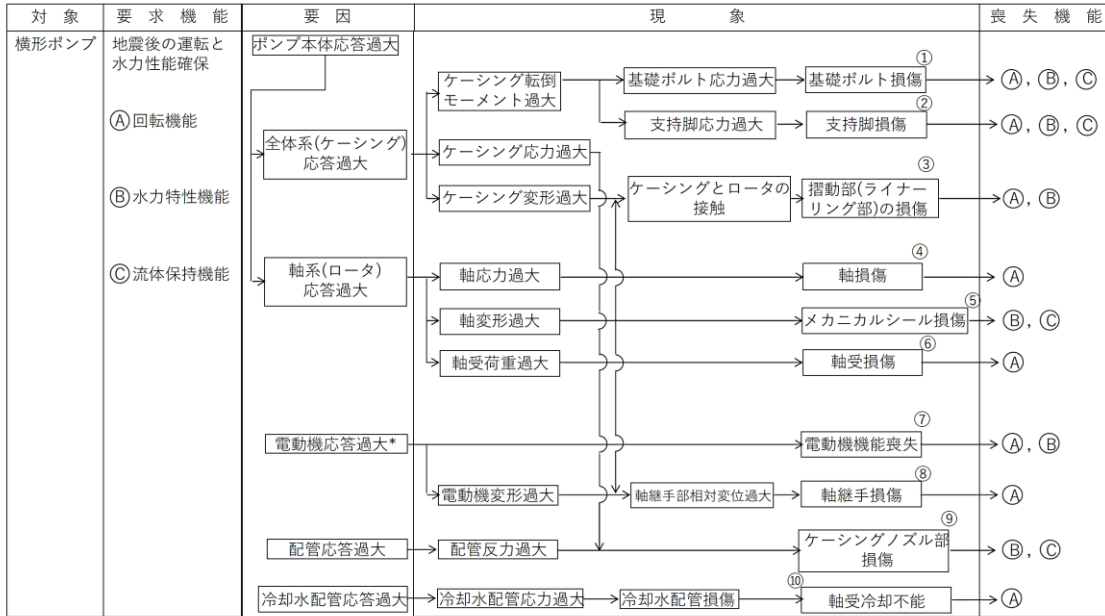
別紙 1-6 図 スクリー式ポンプの地震時異常要因分析図

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。



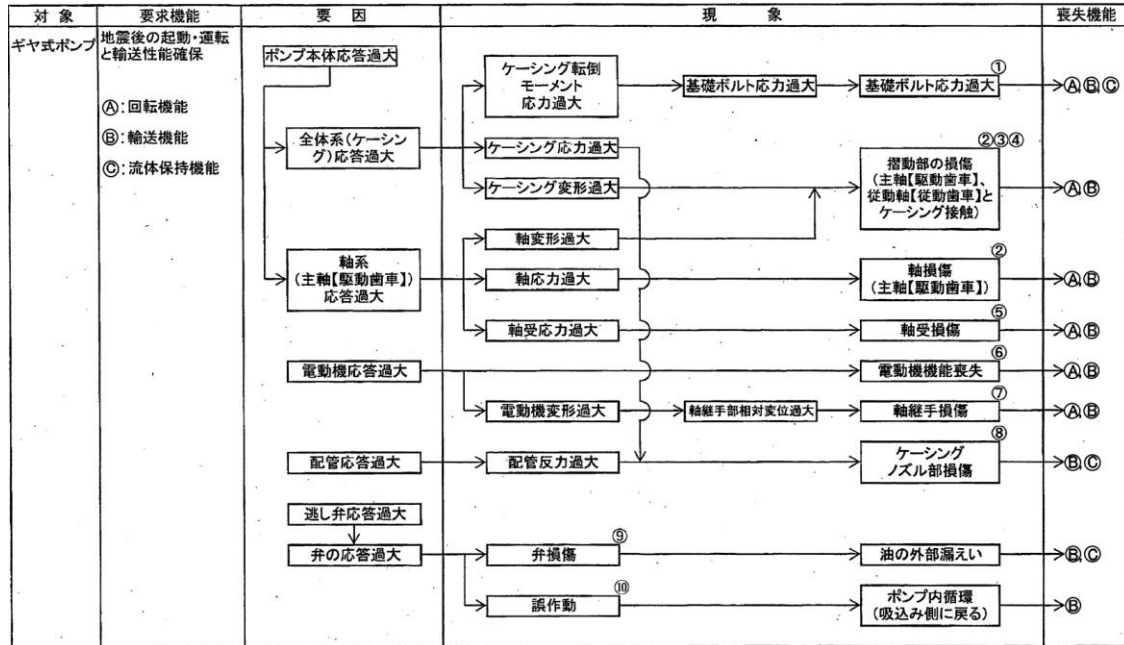
別紙1-7図 遠心式ポンプの地震時異常要因分析図

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(JEAG4601)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表のとおりに整理し、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	$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ $F_{b1} : \text{基礎ボルトに作用する引張力 (1 本当たり) (N)}$ $A_{b1} : \text{基礎ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	26 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}}$ $Q_{b1} : \text{基礎ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_1 : \text{基礎ボルトの本数}$ $A_{b1} : \text{基礎ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	13 (MPa)		
I-2 ポンプ取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ $F_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトに作用する引張力 (1 本当たり) (N)}$ $A_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	5 (MPa)		
		せん断応力	$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}}$ $Q_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_2 : \text{ポンプ取付ボルトの本数 (-)}$ $A_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	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 (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	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{A_{b3}}$ $F_{b3} : \text{原動機取付ボルトに作用する引張力 (1 本当たり) (N)}$ $A_{b3} : \text{原動機取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	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)	—	$\delta_1 = \frac{W_3 \cdot \theta_1^3}{48 \cdot E \cdot I_1} + \left[-\frac{x_1 - \theta_2}{6 \cdot E \cdot I_1 \cdot \theta_1} \cdot \{W_2 \cdot \theta_2 \cdot (x_1 - \theta_2)\}^2 \right. \\ \left. - 3 \cdot W_2 \cdot \theta_2 \cdot \theta_1 \cdot (x_1 - \theta_2) + 2 \cdot W_2 \cdot \theta_2 \cdot \theta_1^2 \right]$ E : 縦弾性係数 [MPa] I ₁ : 摺動部 (主ねじ部) 径での断面二次モーメント (mm ⁴) θ ₁ : 支点間距離 (mm) θ 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)	0.001 (mm)		○
IV 軸系*2	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$ 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)	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)	—	$\delta_2 = \frac{W_3 \cdot \theta_1^3}{48 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left(\frac{3 \cdot x_2}{\theta_1} - \frac{4 \cdot x_2^3}{\theta_1^3} \right) + \left(- \frac{x_2 - \theta_2}{6 \cdot E \cdot I_2 \cdot \theta_1} \right) \cdot \{ (W_2 \cdot \theta_2 \cdot (x_1 - \theta_2))^2 - 3 \cdot W_2 \cdot \theta_2 \cdot \theta_1 \cdot (x_2 - \theta_2) + 2 \cdot W_2 \cdot \theta_2 \cdot \theta_1^2 \}$ <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) θ₁ : 支点間距離 (mm) θ₂ : 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	—	$W_{OR} = \max (X_0 \cdot W_{RA} + Y_0 \cdot W_S, W_{RA})$ $W_{RA} : \text{軸受 A にかかる地震時のラジアル荷重 (N)}$ $W_S : \text{軸受にかかる地震時のスラスト荷重 (N)}$ $X_0 : \text{静ラジアル荷重係数 (-)}$ $Y_0 : \text{静アキシアル荷重係数 (-)}$	142.3 (N)		○
	負荷側	—	$P_{RB} = \frac{W_{RB}}{A_{RB}}$ $W_{RB} : \text{軸受 B にかかる地震時のラジアル荷重 (N)}$ $A_{RB} : \text{ラジアル荷重を受ける軸受 B の投影面積 (mm}^2\text{)}$	0.26 (MPa)		○
IX 原動機 (電動機)	水平加速度 ($\times 9.8 \text{ m/s}^2$)	—	—	1.22	4.7	○
	鉛直加速度 ($\times 9.8 \text{ m/s}^2$)	—	—	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-デュ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	$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ $F_{b1} : \text{基礎ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N)}$ $A_{b1} : \text{基礎ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	26 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}}$ $Q_{b1} : \text{基礎ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_1 : \text{基礎ボルトの本数 (-)}$ $A_{b1} : \text{基礎ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	9 (MPa)		○
I-2 ポンプ取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ $F_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N)}$ $A_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	11 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}}$ $Q_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_2 : \text{ポンプ取付ボルトの本数 (-)}$ $A_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	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 B-デュ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-デュ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	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{A_{b3}}$ $F_{b3} : \text{原動機取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N)}$ $A_{b3} : \text{原動機取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	13 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_3 \cdot A_{b3}}$ $Q_{b3} : \text{原動機取付ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_3 : \text{原動機取付ボルトの本数 (-)}$ $A_{b3} : \text{原動機取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	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-2-10-1-2-1-6 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)	—	$\delta_1 = \frac{W_3 \cdot \ell_1^3}{48 \cdot E \cdot I_1} + \left[-\frac{x_1 - \ell_2}{6 \cdot E \cdot I_1 \cdot \ell_1} \cdot \{W_2 \cdot \ell_2 \cdot (x_1 - \ell_2)\}^2 \right. \\ \left. - 3 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1 \cdot (x_1 - \ell_2) + 2 \cdot W_2 \cdot \ell_2 \cdot \ell_1^2 \right]$ <p> E：縦弾性係数 [MPa] I₁：揺動部（主ねじ部）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) W₂：地震力を考慮した軸継手端部荷重 (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>	0.017 (mm)		○
IV 軸系	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_t = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$ <p> 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) </p>	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-デュ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-デュ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-デュ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	$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ $F_{b1} : \text{基礎ボルトに作用する引張力 (1 本当たり) (N)}$ $A_{b1} : \text{基礎ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	26 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}}$ $Q_{b1} : \text{基礎ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_1 : \text{基礎ボルトの本数 (-)}$ $A_{b1} : \text{基礎ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	13 (MPa)		
I-2 ポンプ取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ $F_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトに作用する引張力 (1 本当たり) (N)}$ $A_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	5 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}}$ $Q_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_2 : \text{ポンプ取付ボルトの本数 (-)}$ $A_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	3 (MPa)		

注: I-1~3 は, 構造強度評価の対象部位でもあから, 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-2-10-1-2-2-5 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 高圧炉心スプレイス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	$\sigma_{b,3} = \frac{F_{b,3}}{A_{b,3}}$ $F_{b,3} : \text{原動機取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N)}$ $A_{b,3} : \text{原動機取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	6 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b,3} = \frac{Q_{b,3}}{n_3 \cdot A_{b,3}}$ $Q_{b,3} : \text{原動機取付ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_3 : \text{原動機取付ボルトの本数 (-)}$ $A_{b,3} : \text{原動機取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	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, 高圧炉心スプレイス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 高圧炉心スプレイス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 高圧炉心スプレイスレー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, 高圧炉心スプレイスレー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 高圧炉心スプレイス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)	—	$\delta_2 = \frac{W_3 \cdot \theta_1^3}{48 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left[\frac{3 \cdot x_2}{\theta_1} - \frac{4 \cdot x_2^3}{\theta_1^3} \right] + \left[- \frac{x_2 - \theta_2}{6 \cdot E \cdot I_2 \cdot \theta_1} \right]$ $\cdot \{ W_2 \cdot \theta_2 \cdot (x_1 - \theta_2)^2 - 3 \cdot W_2 \cdot \theta_2 \cdot \theta_1 \cdot (x_2 - \theta_2) + 2 \cdot W_2 \cdot \theta_2 \cdot \theta_1^2 \}$ <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) θ₁ : 支点間距離 (mm) θ₂ : 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 高圧炉心スプレイス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, 高圧炉心スプレイスレイ系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 高圧炉心スプレイス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	$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ $F_{b1} : \text{基礎ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N)}$ $A_{b1} : \text{基礎ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	12 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}}$ $Q_{b1} : \text{基礎ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_1 : \text{基礎ボルトの本数 (-)}$ $A_{b1} : \text{基礎ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	7 (MPa)		○
I-2 ポンプ取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ $F_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N)}$ $A_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	5 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}}$ $Q_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_2 : \text{ポンプ取付ボルトの本数 (-)}$ $A_{b2} : \text{ポンプ取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	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	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{A_{b3}}$ $F_{b3} : \text{原動機取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N)}$ $A_{b3} : \text{原動機取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	8 (MPa)		○
		せん断応力	$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_3 \cdot A_{b3}}$ $Q_{b3} : \text{原動機取付ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_3 : \text{原動機取付ボルトの本数 (-)}$ $A_{b3} : \text{原動機取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	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)	-	$\delta_1 = \frac{W_3 \cdot \theta_1^3}{48 \cdot E \cdot I_1} + \left[-\frac{x_1 - \theta_2}{6 \cdot E \cdot I_1 \cdot \theta_1} \cdot (W_2 \cdot \theta_2 \cdot (x_1 - \theta_2))^2 - 3 \cdot W_2 \cdot \theta_2 \cdot \theta_1 \cdot (x_1 - \theta_2) + 2 \cdot W_2 \cdot \theta_2 \cdot \theta_1^2 \right]$ <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) θ₁ : 支点間距離 (mm) θ₂ : 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)	—	$\delta_2 = \frac{W_4 \cdot \ell_2^3}{3 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left\{ \frac{(\ell_1 + \ell_2)}{\ell_2} \cdot \left[\frac{3}{2} + \frac{\ell_1}{\ell_2} \right] - \frac{x_2}{\ell_2} + \frac{x_2^3}{2 \cdot \ell_2} \right\}$ <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) 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 (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)		○
			$P_{RB} = \frac{W_{RB}}{A_{RB}}$ 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)		
	負荷側 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

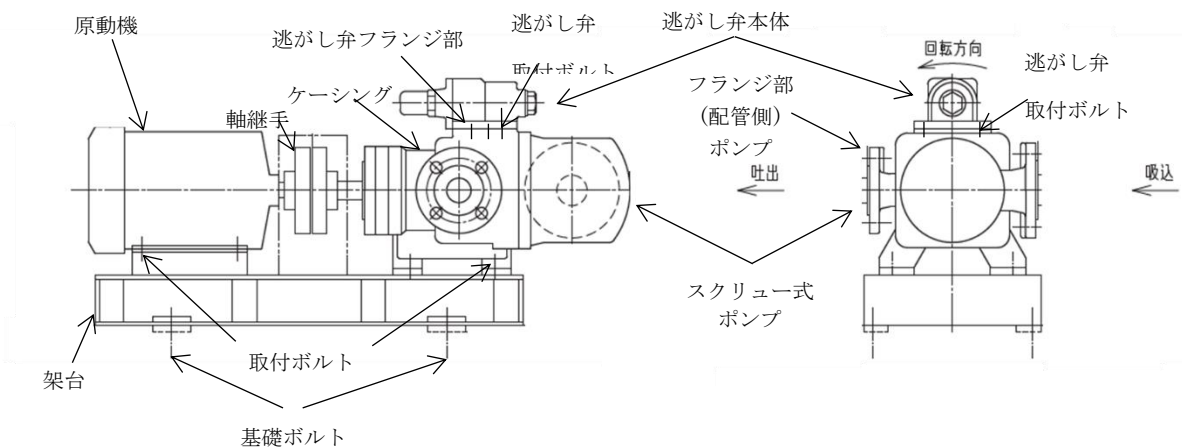
逃がし弁における動的機能維持評価項目は，地震時異常要因分析図から逃がし弁フランジ部の変形による油の外部漏えいが挙げられる。また，その他に地震慣性力により逃がし弁の誤作動が考えられるが，誤作動により弁が開いても油が漏れないこと，一時的に油が吐出側から吸込側へ流れるがポンプ内での循環であるためポンプは損傷しないこと，地震慣性力が無くなると弁が復旧し，通常運転状態へ戻ることから誤作動における動的機能維持評価は不要と考える。加えて，吐出圧力が上昇した場合に地震慣性力により一時的に弁が開かない誤作動が考えられるが，地震慣性力が無くなると弁が正常に作動し吐出圧力は通常運転状態に戻ることで，地震慣性力は交番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。

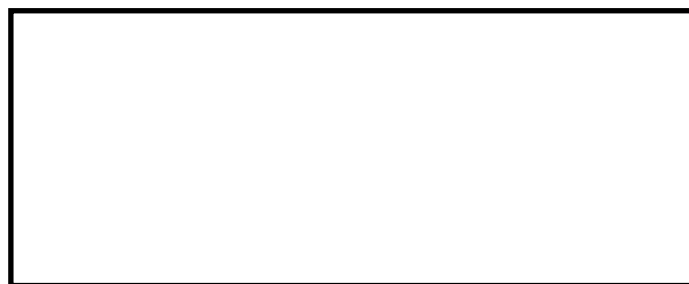
- ・逃がし弁フランジ部の変形による油の外部漏えいについて
- ・逃がし弁の地震慣性力による誤作動について

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。

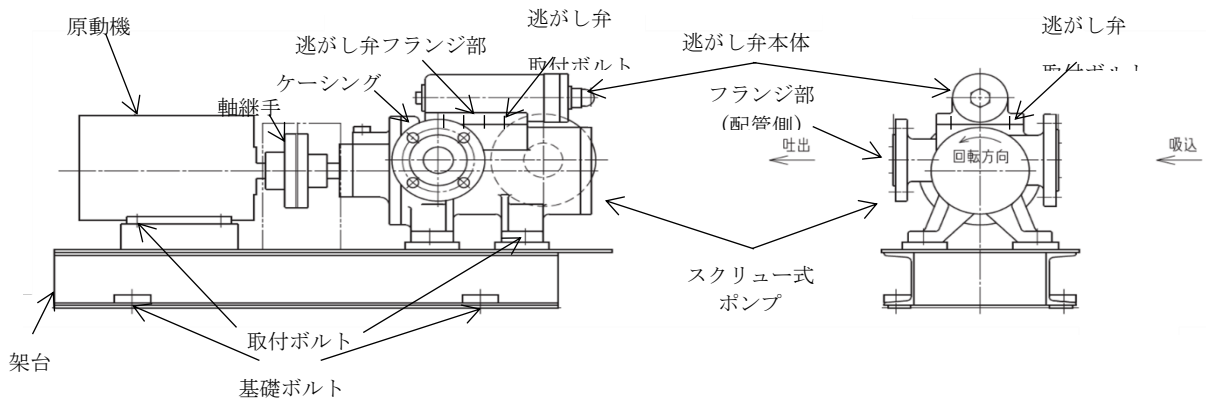


(a) 燃料移送ポンプ構造概略図



(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
 高压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

5.3 評価結果

5.1 項の評価結果を以下に示す。

- ディーゼル燃料移送ポンプ付逃がし弁

(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，
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)

$$K\delta_0 - PA = \boxed{} \\ mgC_H = \boxed{} \times 9.80665 \times 4.5 = 7.0607 = 7.061$$

- ディーゼル燃料移送ポンプ付逃がし弁

(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，
ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ)

$$K\delta_0 - PA = \boxed{} \\ mgC_H = \boxed{} \times 9.80665 \times 4.5 = 13.238 = 13.24$$

よって、 $K\delta_0 - PA > mgC_H$ であることから、逃がし弁が開くのに必要な力は、逃がし弁に作用する地震慣性力より大きいため、逃がし弁の構造強度に問題がなく、誤作動は起こらない。

5.2 項の評価結果を以下に示す。

- ディーゼル燃料移送ポンプ付逃がし弁

(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，
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)

$$P_{\max}A - K\delta_0 = \boxed{} \\ mgC_H = \boxed{} \times 9.80665 \times 4.5 = 7.0607 = 7.061$$

- ディーゼル燃料移送ポンプ付逃がし弁

(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，
ガスタービン発電機用燃料移送ポンプ)

$$P_{\max}A - K\delta_0 = \boxed{} \\ mgC_H = \boxed{} \times 9.80665 \times 4.5 = 13.238 = 13.24$$

よって、 $P_{\max}A - K\delta_0 > mgC_H$ であることから、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は、逃がし弁に作用する地震慣性力より大きいため、逃がし弁の構造強度に問題がなく、誤作動は起こらない。

6. 結論

4 項及び 5 項の結果から、逃がし弁は動的機能維持評価の対象外とすることは問題ない。

「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

今回提出範囲：

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 に基づく基本項目評価項目
 - 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

参考資料 1 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

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

参考資料 3 弁の動的機能維持の「詳細検討」に適用する試験結果

今回提出範囲：

別添 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
2. 弁の高加速度加振試験概要
 - 2.1 加振装置
 - 2.2 基本条件
 - 2.3 加振波について
 - 2.4 電動弁駆動部の加振試験
 - 2.5 空気作動弁駆動部の加振試験
 - 2.6 主蒸気逃がし安全弁の加振試験
 - 2.7 主蒸気隔離弁の加振試験
3. 最新知見に基づく駆動部の動作機能確認済加速度
4. 参考文献

参考資料 電共研と既往研究における加振試験の基本条件の相違

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

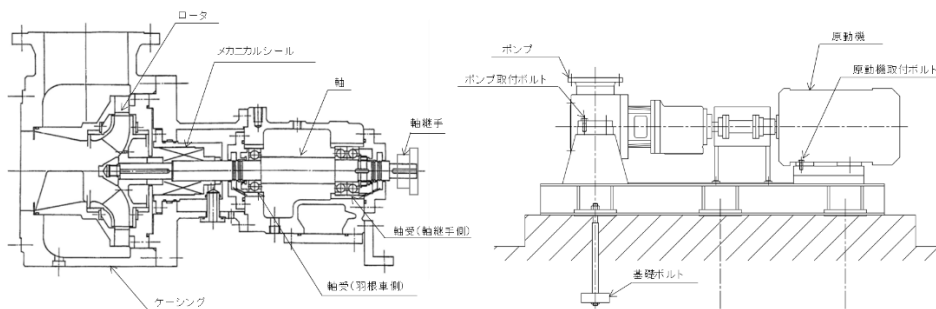
設備名称	形式	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済 加速度*1	超過の 有無*2
燃料プール 冷却ポンプ	単段遠心式	水平方向	2.63	1.4	×
		鉛直方向	2.08	1.0	×
低圧原子炉代替 注水ポンプ	多段遠心式	水平方向	4.60	1.4	×
		鉛直方向	3.50	1.0	×

注記*1:加速度の単位:×9.8m/s²

*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

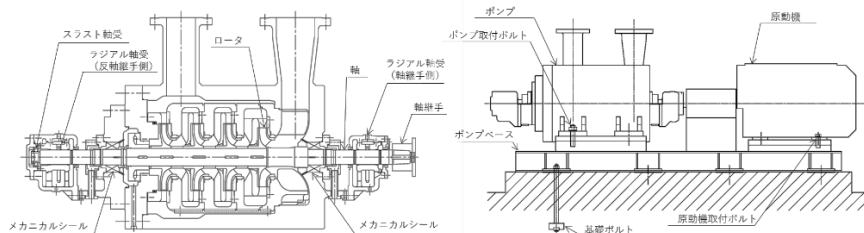
「詳細検討」が必要となった横形ポンプの構造概要を別紙 2-1-1 図に示す。横形ポンプは、既往研究により、軸系及び構造系ともに剛構造であることが確認されている。



(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。

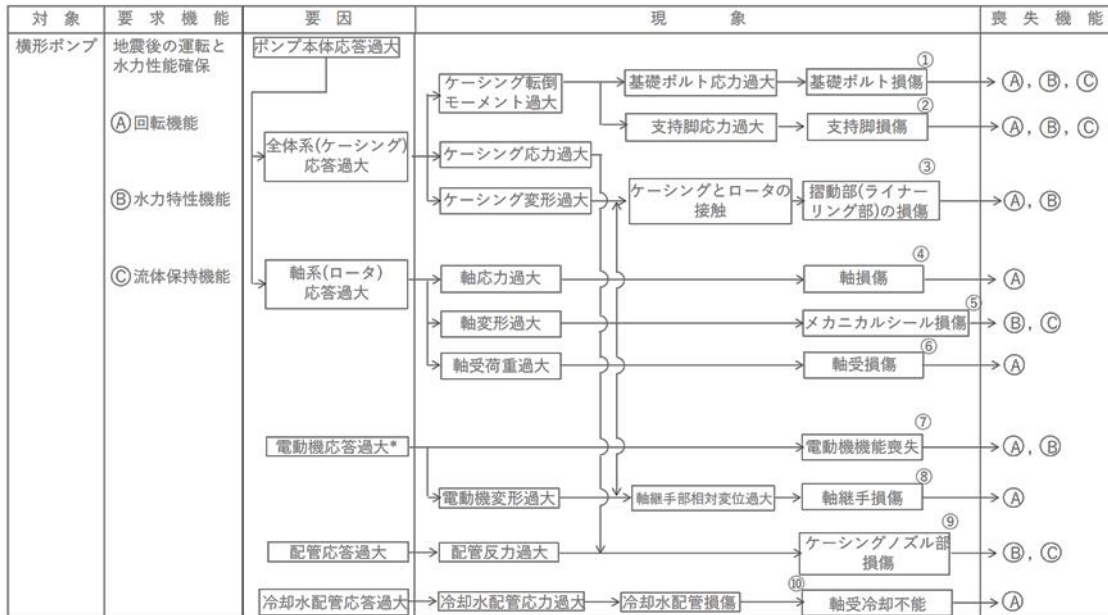
- ・軸の健全性
- ・軸受の健全性
- ・ロータとケーシングのクリアランスの確保
- ・ケーシングの健全性
- ・取付ボルトの健全性
- ・基礎ボルトの健全性
- ・メカニカルシールの健全性
- ・軸継手の健全性
- ・駆動用電動機の健全性

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、各評価結果が概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ⅢAS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ⅣAS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)	○
冷却水配管	応力 (MPa)	一次応力 一次+二次応力	$F_{PBI'} = \text{Max} (0.6 \cdot F_{PBI} + 0.5 \cdot Q, F_{PBI})$ $F_{PBI'}$: 軸継手側軸受の静等価荷重 (N) F_{PBI} : 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)	12 (MPa)	413 (MPa)	○
			解析による*5	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Ss)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Ss)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 燃料プールの冷却ポンプ「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) δ_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。

燃料プールの冷却ポンプは、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 燃料プールの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	$\sigma = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau^2}$ $\sigma : \text{軸に生じる組合せ応力 (MPa)}$ $\sigma_s : \text{軸に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa)}$ $\tau : \text{ポンプの回転モーメントにより発生するねじり応力 (MPa)}$	69 (MPa)	298 (MPa)	○
	ラジアル軸受 軸継手側	—	$P_{b1} = \frac{F_{b1}}{\ell_b \cdot \ell_d}$ $P_{b1} : \text{地震力を考慮した軸継手側ラジアル軸受の軸受面圧 (MPa)}$ $F_{b1} : \text{軸継手側軸受のラジアル荷重 (N)}$ $\ell_b : \text{軸受の長さ (mm)}$ $\ell_d : \text{軸受の内径 (mm)}$	1.71 (MPa)		○
軸受	ラジアル軸受 反軸継手側	—	$P_{b2} = \frac{F_{b2}}{\ell_b \cdot \ell_d}$ $P_{b2} : \text{地震力を考慮した反軸継手側ラジアル軸受の軸受面圧 (MPa)}$ $F_{b2} : \text{反軸継手側ラジアル軸受のラジアル荷重 (N)}$ $\ell_b : \text{軸受の長さ (mm)}$ $\ell_d : \text{軸受の内径 (mm)}$	1.71 (MPa)		○
	スラスト軸受	荷重 (N)	$F_t = \text{Max} (0.6 \cdot F_{rt} + 0.5 \cdot Q, F_{rt})$ $F_t : \text{スラスト軸受の静等価荷重 (N)}$ $F_{rt} : \text{スラスト軸受に作用するラジアル荷重 (N)}$ $Q : \text{スラスト軸受に作用するスラスト荷重 (N)}$	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-2-5-5-1 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-2-5-5-1 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±45°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。

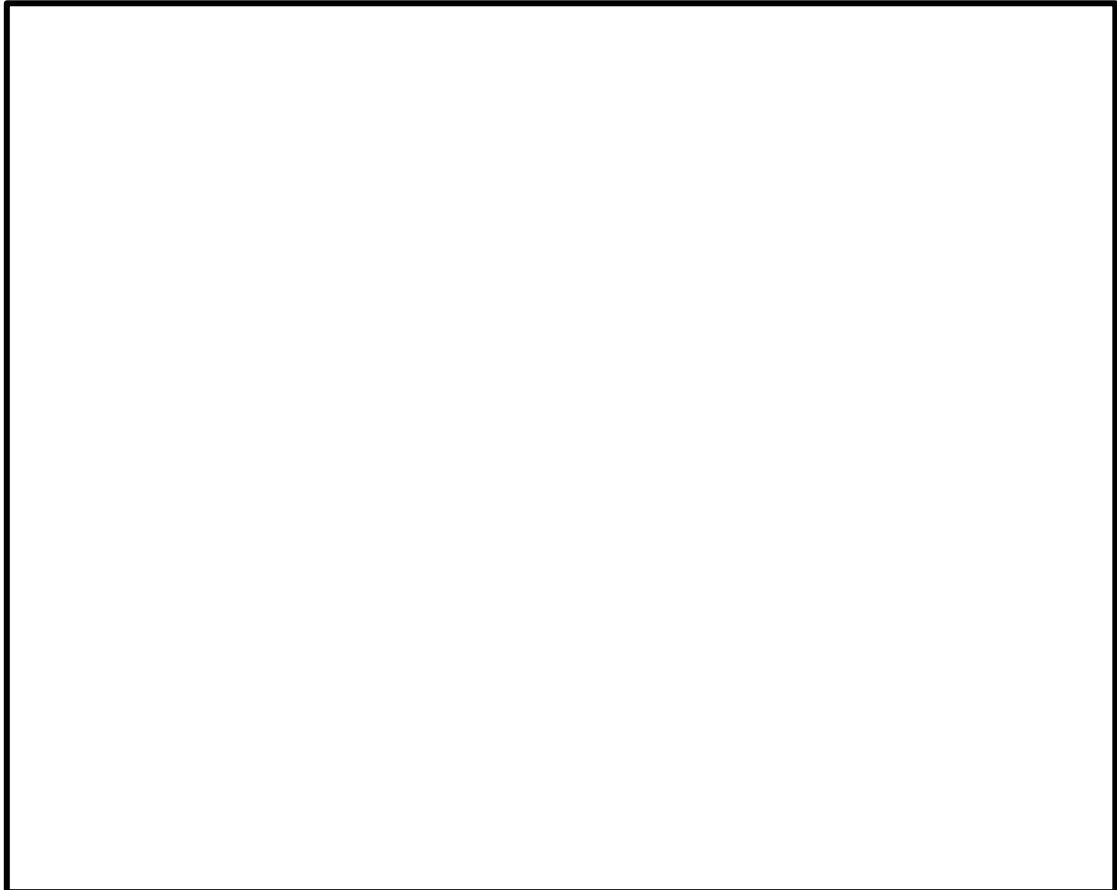
試験装置外観及び試験結果を別紙2-1-1図7に示す。

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。

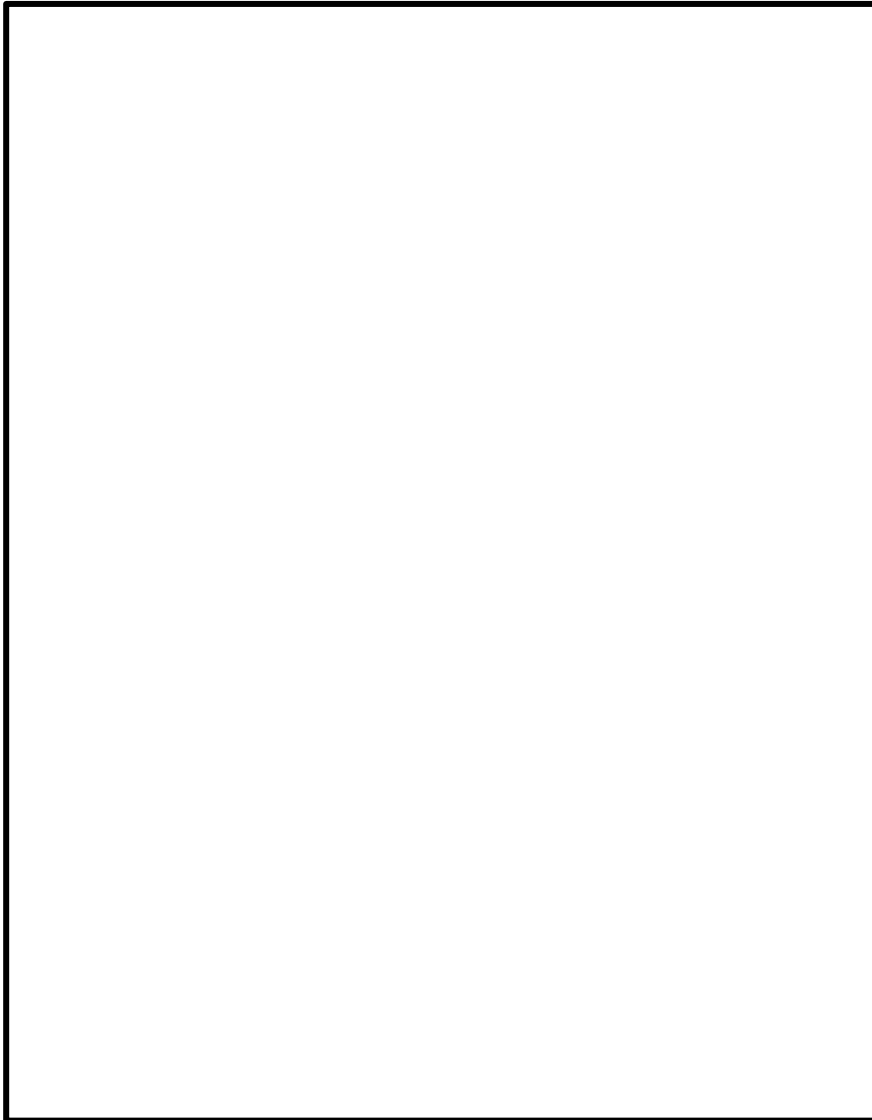
JNES機器耐力その1では安全側の評価として各試験体で機能確認されたPV値のうち最も小さい値を機能確認PV値として設定している。



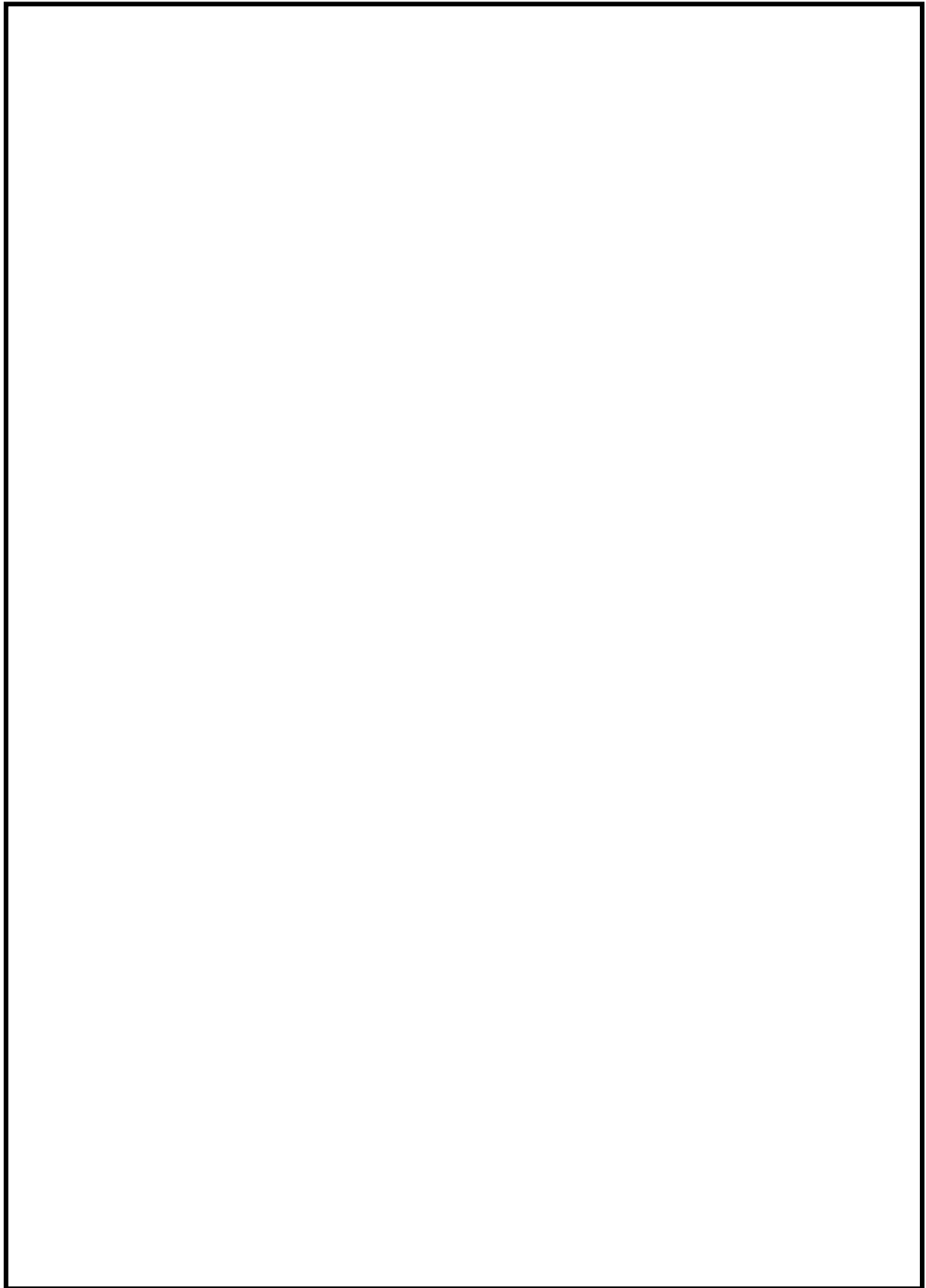
別紙2-1-1 図1 インペラとライナーリングのクリアランス部詳細図
(横形多段ポンプの例)



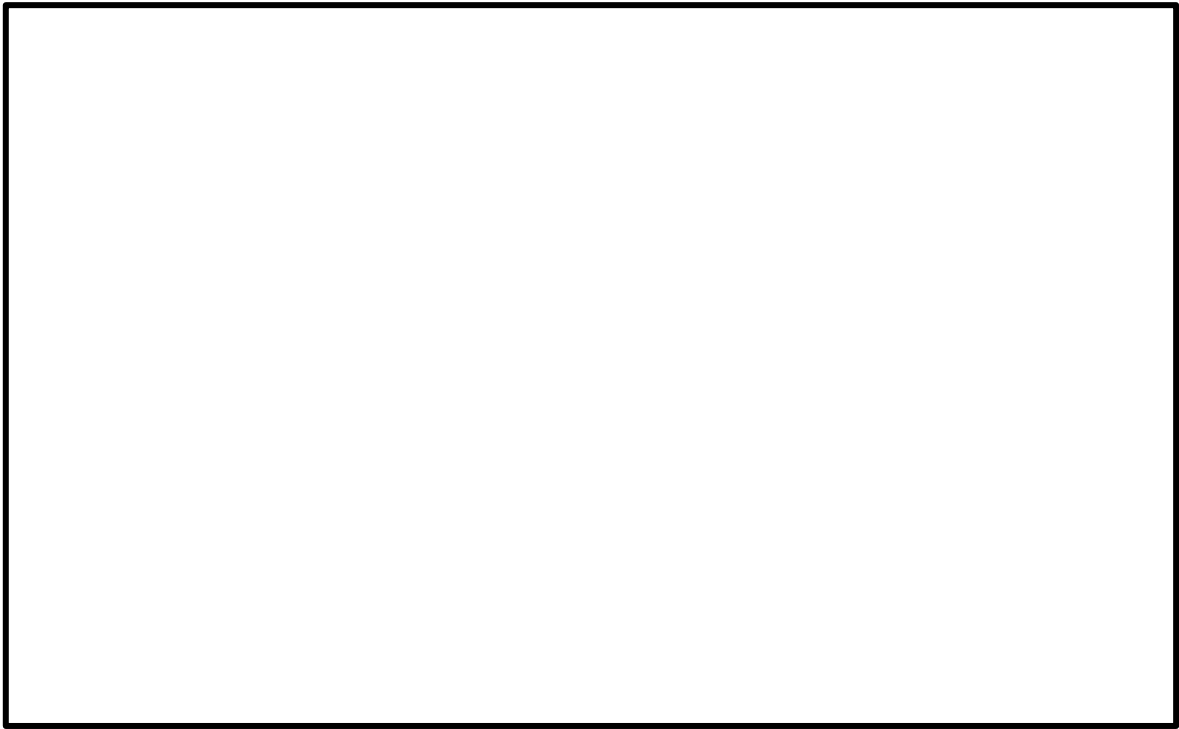
別紙 2-1-1 図 2 ライナーリングとインペラの直径隙間 (単段ポンプ)



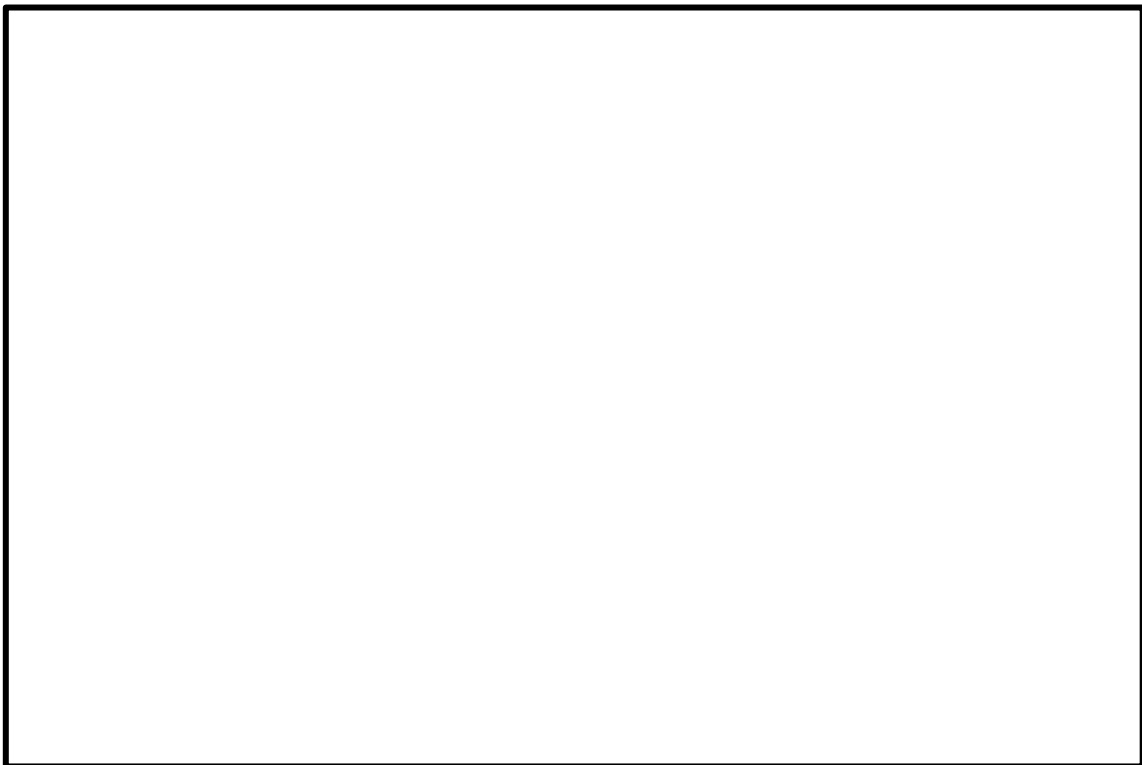
別紙 2-1-1 図 3 横形単段ポンプの部分試験 試験全体図



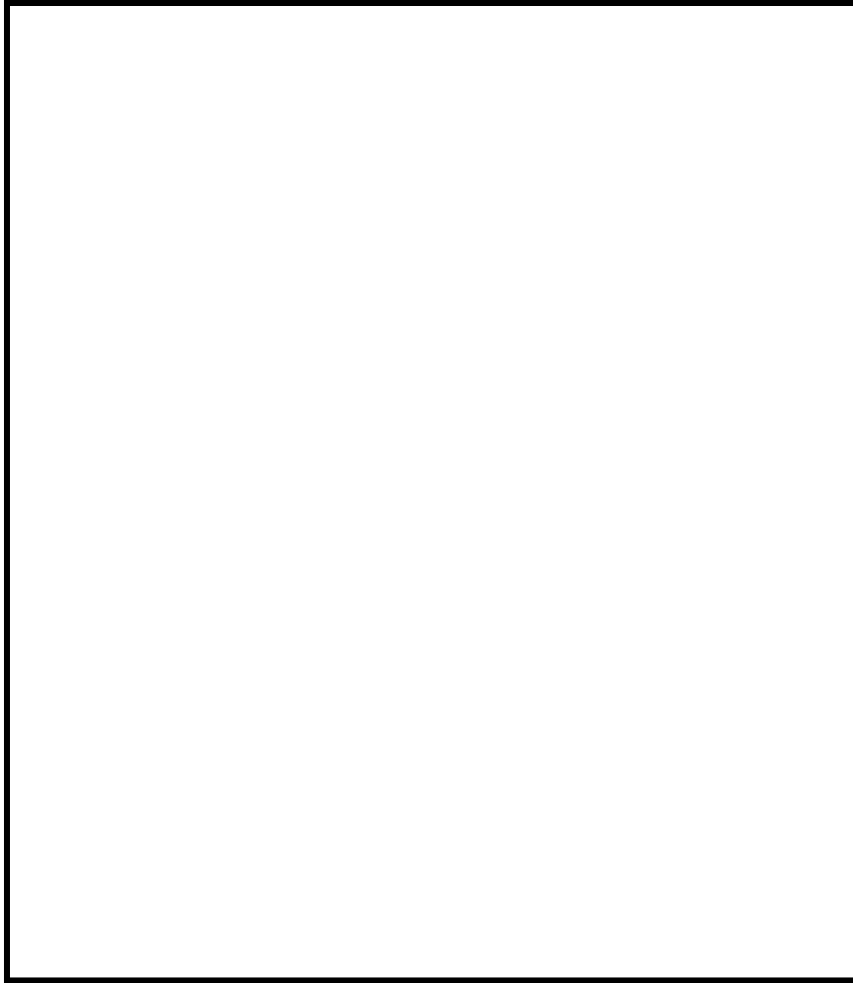
別紙 2-1-1 図 4 横形単段ポンプの部分試験 試験装置外観及び試験結果



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: $\times 9.8\text{m/s}^2$

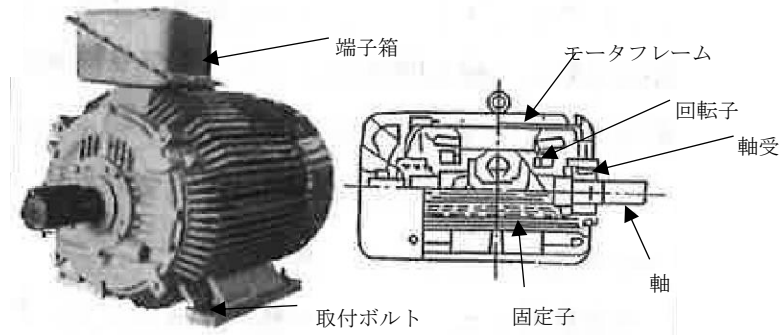
*2: 機能維持評価用加速度は各設備の耐震性についての計算書より引用している。

*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

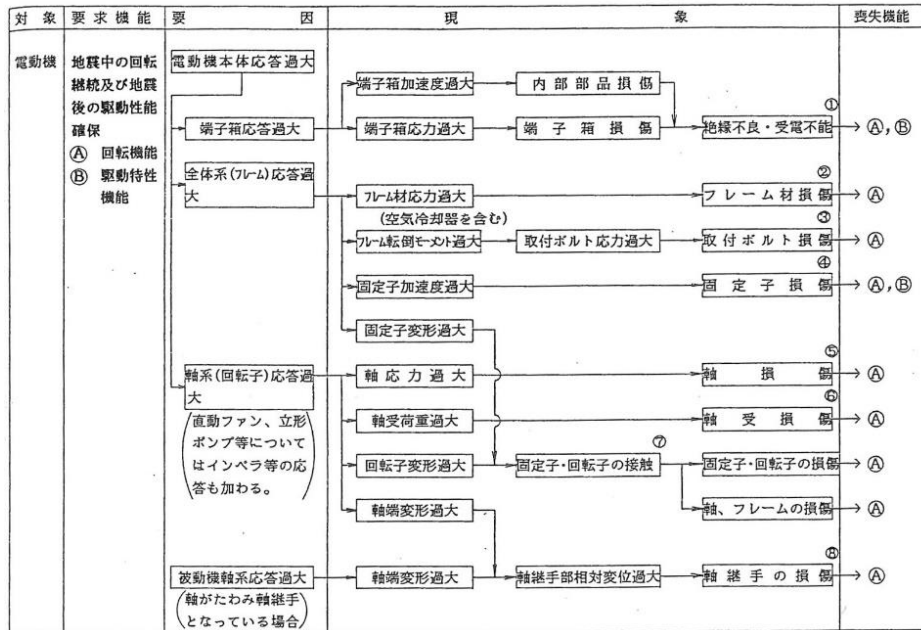
○冷却ファン，クーラユニットの健全性

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、①～⑪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①～⑪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、各評価結果が概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 燃料プールの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)	○

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「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。

燃料プールの冷却ポンプは、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 燃料プールの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。

燃料プールの冷却ポンプは、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 Ss) 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 燃料プールの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)	—	$F_{B1}' = \text{Max} (0.6 \cdot F_{B1} + 0.5 \cdot Q_B, F_{B1})$ $F_{B1}': \text{軸継手側軸受の静等価荷重 (N)}$ $F_{B1}: \text{軸継手側軸受のラジアル荷重 (N)}$ $Q_B: \text{スラスト荷重 (N)}$	1.090×10^4 (N)		○
	反軸継手側 荷重 (N)	—	$F_{B2}' = \text{Max} (0.6 \cdot F_{B2} + 0.5 \cdot Q_B, F_{B2})$ $F_{B2}': \text{反軸継手側軸受の静等価荷重 (N)}$ $F_{B2}: \text{反軸継手側軸受のラジアル荷重 (N)}$ $Q_B: \text{スラスト荷重 (N)}$	1.090×10^4 (N)		○
固定子と回転子間のクリアランス	変位 (mm)	—	$y = \frac{F_{ms} \cdot \ell_{ms1} \cdot (L_B^2 - \ell_{ms1}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E_{ms} \cdot I_{ms} \cdot L_B}$ $y: \text{軸 (回転子) の変位量 (mm)}$ $F_{ms}: \text{軸 (回転子) 質量によるラジアル荷重 (N)}$ $\ell_{ms1}: \text{反軸継手側軸受から軸受間距離の 1/2 までの距離 (mm)}$ $L_B: \text{軸受間の距離 (mm)}$ $E_{ms}: \text{軸の縦弾性係数 (MPa)}$ $I_{ms}: \text{軸 (回転子) の断面二次モーメント (mm}^4\text{)}$	1.77 (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。

燃料プールの冷却ポンプは、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 ま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	$\sigma_F = \sqrt{(\sigma_{F1} + \sigma_{F2} + \sigma_{F3})^2 + 3 \cdot \tau_{F2}^2}$ 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_{F2} : 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。

ま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-2-6-4-1-1 ま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)		○
			$\sigma_S = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$ 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	—	$F_{B1} = \max(X_{01} \cdot F_R + Y_{01} \cdot Q_B, F_R)$ $F_{B1} : \text{軸継手側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{01} : \text{軸継手側軸受の静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) 及び軸継手に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_{01} : \text{軸継手側軸受の静アキシアル荷重係数 (-)}$ $Q_B : \text{軸 (回転子) 及び軸継手に生じるスラスト荷重 (N)}$	5.579×10^3 (N)		○
	反軸継手側	—	$F_{B2} = \max(X_{02} \cdot F_R + Y_{02} \cdot Q_B, F_R)$ $F_{B2} : \text{反軸継手側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{02} : \text{反軸継手側軸受の静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) 及び軸継手に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_{02} : \text{反軸継手側軸受の静アキシアル荷重係数 (-)}$ $Q_B : \text{軸 (回転子) 及び軸継手に生じるスラスト荷重 (N)}$	5.579×10^3 (N)		○
固定子と回転子間の クリアランス	変位 (mm)	—	$y = \frac{F_R \cdot \ell_{r,c} \cdot (\ell_{b,L}^2 - \ell_{r,c}^2)^{0.2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot \ell_{b,L}}$ $y : \text{軸 (回転子) の変位量 (mm)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) 及び軸継手に生じるラジアル荷重 (N)}$ $\ell_{r,c} : \text{軸受間の距離の} 1/2 \text{ (mm)}$ $\ell_{b,L} : \text{軸受間の距離 (mm)}$ $E : \text{軸 (回転子) の縦弾性係数 (MPa)}$ $I : \text{軸 (回転子) の断面二次モーメント (mm}^4\text{)}$	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。

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 Ss) 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)		○

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)		○

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	—	$F_{B1} = \max (X_{01} \cdot F_R + Y_{01} \cdot Q_B, F_R)$ $F_{B1} : \text{軸継手側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{01} : \text{軸継手側軸受の静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_{01} : \text{軸継手側軸受の静アキシアル荷重係数 (-)}$ $Q_B : \text{軸 (回転子) に生じるスラスト荷重 (N)}$	2.851 × 10 ³ (N)		○
	反軸継手側	—	$F_{B2} = \max (X_{02} \cdot F_R + Y_{02} \cdot Q_B, F_R)$ $F_{B2} : \text{反軸継手側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{02} : \text{反軸継手側軸受の静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_{02} : \text{反軸継手側軸受の静アキシアル荷重係数 (-)}$ $Q_B : \text{軸 (回転子) に生じるスラスト荷重 (N)}$	2.851 × 10 ³ (N)		○
固定子と回転子間のクリアランス	変位 (mm)	—	$y = \frac{F_R \cdot \ell_{r,c} \cdot (\ell_{b,L}^2 - \ell_{r,c}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot \ell_{b,L}}$ $y : \text{軸 (回転子) の変位量 (mm)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N)}$ $\ell_{r,c} : \text{軸受間の距離の 1/2 (mm)}$ $\ell_{b,L} : \text{軸受間の距離 (mm)}$ $E : \text{軸 (回転子) の縦弾性係数 (MPa)}$ $I : \text{軸 (回転子) の断面二次モーメント (mm4)}$	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 2-2-7 表 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロフ用原動機 「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フは、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ー用原動機 「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	—	$F_{B1} = \max (X_{01} \cdot F_R + Y_{01} \cdot Q_B, F_R)$ $F_{B1} : \text{負荷側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{01} : \text{負荷側軸受の静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_{01} : \text{負荷側軸受の静アキシアル荷重係数 (-)}$ $Q_B : \text{軸 (回転子) に生じるスラスト荷重 (N)}$	3.459×10^3 (N)		○
	反負荷側	—	$F_{B2} = \max (X_{02} \cdot F_R + Y_{02} \cdot Q_B, F_R)$ $F_{B2} : \text{反負荷側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{02} : \text{反負荷側軸受の静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_R : \text{軸 (回転子) に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_{02} : \text{反負荷側軸受の静アキシアル荷重係数 (-)}$ $Q_B : \text{軸 (回転子) に生じるスラスト荷重 (N)}$	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「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ーは、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)			○

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-2-10-1-2-1-6 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	$\tau_p = \frac{F_p}{A_p}$ $\tau_p: \text{廻り止めピンに生じるせん断応力 (MPa)}$ $F_p: \text{ピンに生じるせん断力 (N)}$ $A_p: \text{廻り止めピンの断面積 (mm}^2\text{)}$			○
軸 (回転子) *2	応力 (MPa)	組合せ応力	$\sigma_t = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$ $\sigma_t: \text{軸 (回転子) に生じる組合せ応力 (MPa)}$ $\sigma_b: \text{軸 (回転子) に生じる引張応力及び曲げ応力 (MPa)}$ $\tau_t: \text{軸 (回転子) に生じるねじり応力 (MPa)}$			○

注: 動的機能維持評価における設計震度*4、*5で評価する。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} : 軸継手側軸受に生じる静等価荷重 (N) X_0 : 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_0 : アキシアル荷重係数 (-) Q_B : 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} : 反軸継手側軸受に生じる静等価荷重 (N) X_0 : 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_0 : アキシアル荷重係数 (-) Q_B : 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)	-	$y = \frac{F_R \cdot \ell_{r,c} \cdot (\ell_{b,l}^2 - \ell_{r,c}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E_b \cdot I \cdot \ell_{b,l}}$ <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_b : 軸 (回転子) の縦弾性係数 (MPa) </p>			○

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-2-10-1-2-1-6 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)		○

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「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Ss) 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。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-2-5-5-1 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)	—	$y = \frac{F_{ms} \cdot \ell_{ms1} \cdot (L_B^2 - \ell_{ms1}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E_{ms} \cdot I_{ms} \cdot L_B}$ 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_{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)		○

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-2-5-5-1 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 Ss) 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	×

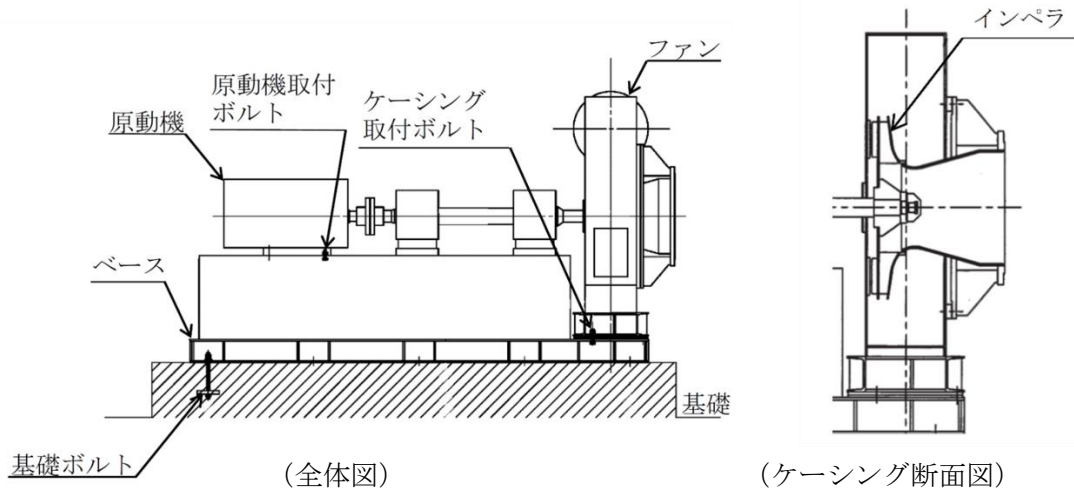
注記*1:加速度の単位: $\times 9.8\text{m/s}^2$

*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。

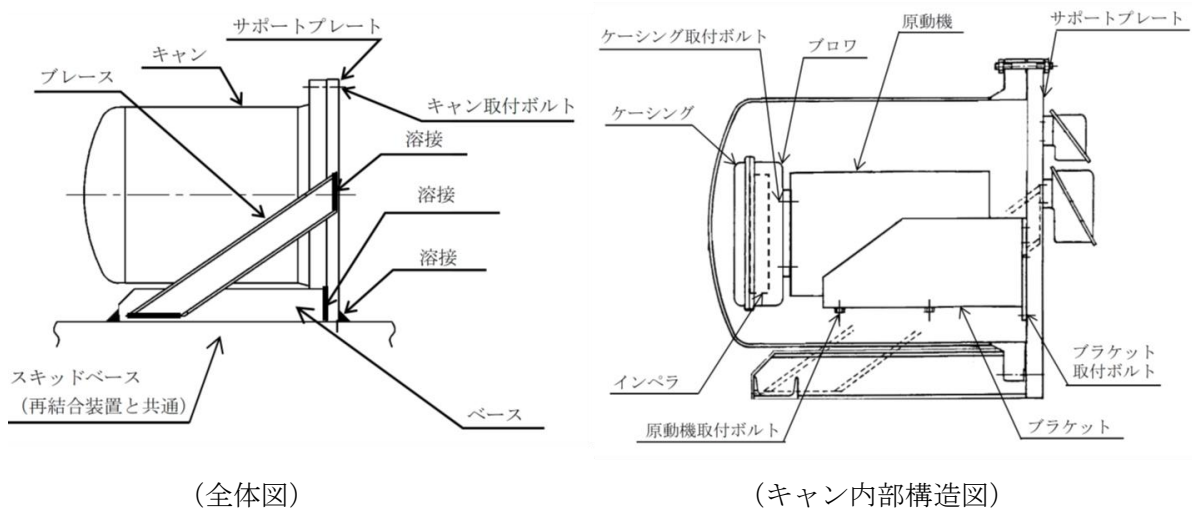
2. ファンの構造概要

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

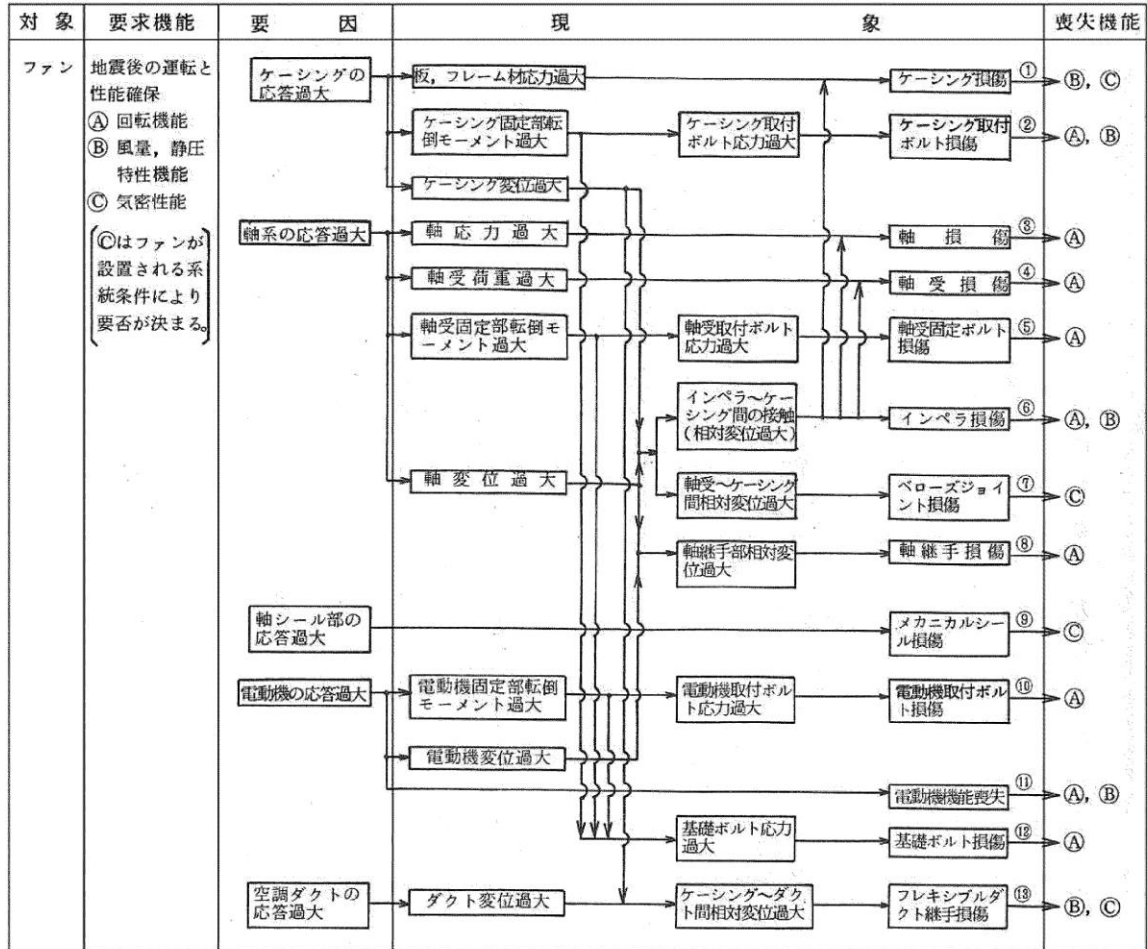
なお、上記の部位のうち、「解析等で剛であることが確認されたものや、軸流ファンのように形式的に剛であることが明白であるものについては適宜評価項目を省略することができる。」とされている。

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、各評価結果が概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「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	荷重 (N)	—	$F_{BB} = \max(X_{OB} \cdot F_{Sf} + Y_{OB} \cdot Q_{Sf}, F_{Sf})$ $F_{BB} : \text{反負荷側軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{OB} : \text{反負荷側軸受の静ラジアル荷重係数 (-)}$ $F_{Sf} : \text{軸に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Y_{OB} : \text{反負荷側軸受の静アキシャル荷重係数 (-)}$ $Q_{Sf} : \text{軸に生じるスラスト荷重 (N)}$	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Ss）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Ss）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	$\sigma_{b.4} = \frac{F_{b.4}}{A_{b.4}}$ $\sigma_{b.4} : \text{ケーシング取付ボルトに生じる引張応力 (MPa)}$ $F_{b.4} : \text{ケーシング取付ボルトに作用する引張力 (1 本当たり) (N)}$ $A_{b.4} : \text{ケーシング取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	28 (MPa)		○
	応力 (MPa)	せん断応力	$\tau_{b.4} = \frac{Q_{b.4}}{n_{b.4} \cdot A_{b.4}}$ $\tau_{b.4} : \text{ケーシング取付ボルトに生じるせん断応力 (MPa)}$ $Q_{b.4} : \text{ケーシング取付ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_{b.4} : \text{ケーシング取付ボルトの本数 (-)}$ $A_{b.4} : \text{ケーシング取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	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
キヤン取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{A_{b3}}$ $\sigma_{b3} : \text{キヤン取付ボルトに生じる引張応力 (MPa)}$ $F_{b3} : \text{キヤン取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり) (N)}$ $A_{b3} : \text{キヤン取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	19 (MPa)		○
	応力 (MPa)	せん断応力	$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_{b3} \cdot A_{b3}}$ $\tau_{b3} : \text{キヤン取付ボルトに生じるせん断応力 (MPa)}$ $Q_{b3} : \text{キヤン取付ボルトに作用するせん断力 (N)}$ $n_{b3} : \text{キヤン取付ボルトの本数 (-)}$ $A_{b3} : \text{キヤン取付ボルトの断面積 (mm}^2\text{)}$	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ー「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)		○
	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ 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)	せん断応力	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_{b1} \cdot A_{b1}}$ 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	×

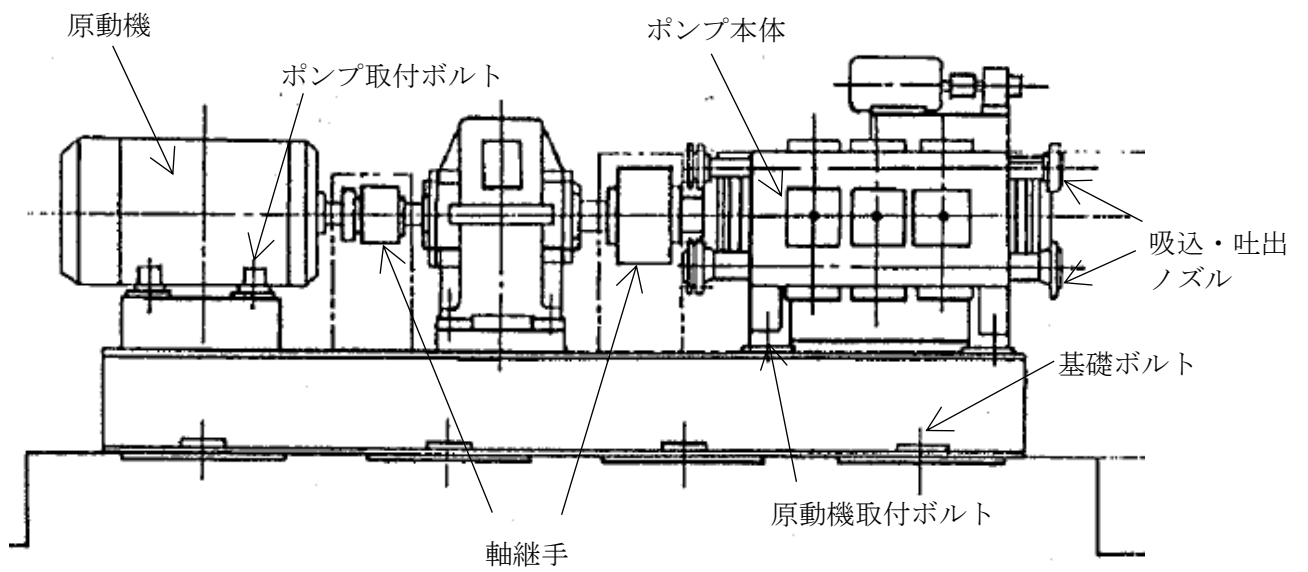
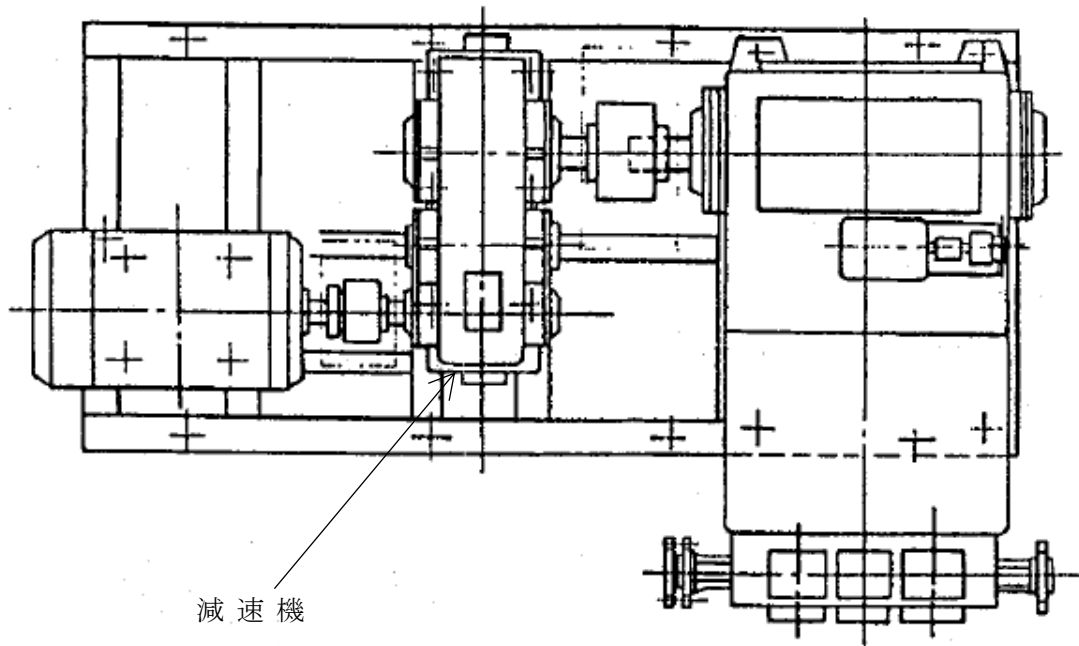
注記*1：加速度の単位： $\times 9.8\text{m/s}^2$

*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。

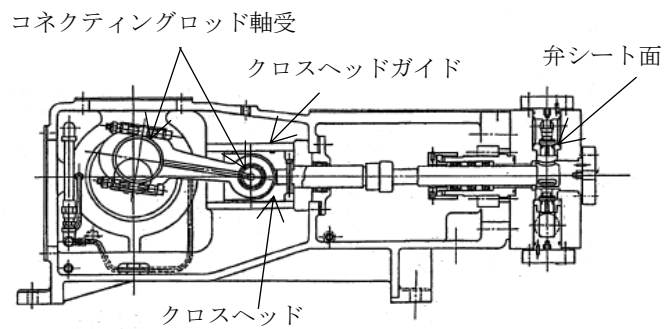
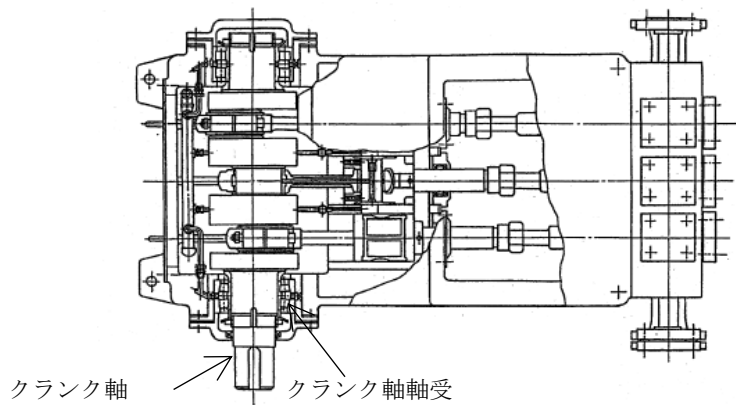
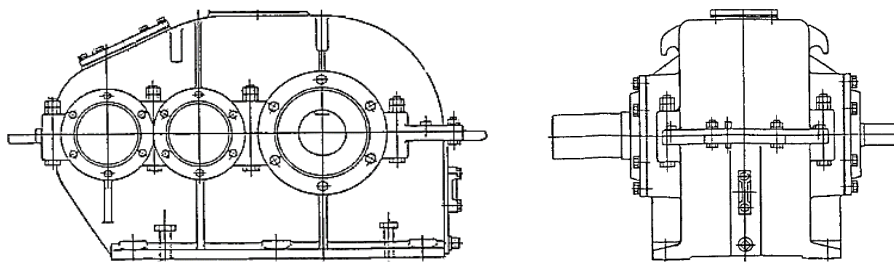
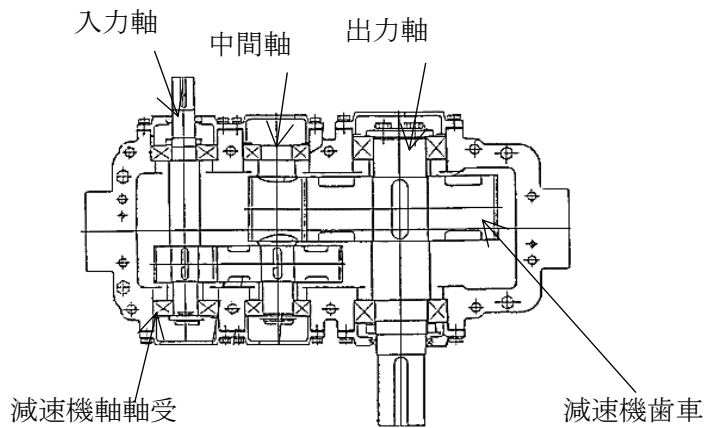
*3：機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合は「×」で示す。

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に基づく基本項目評価項目

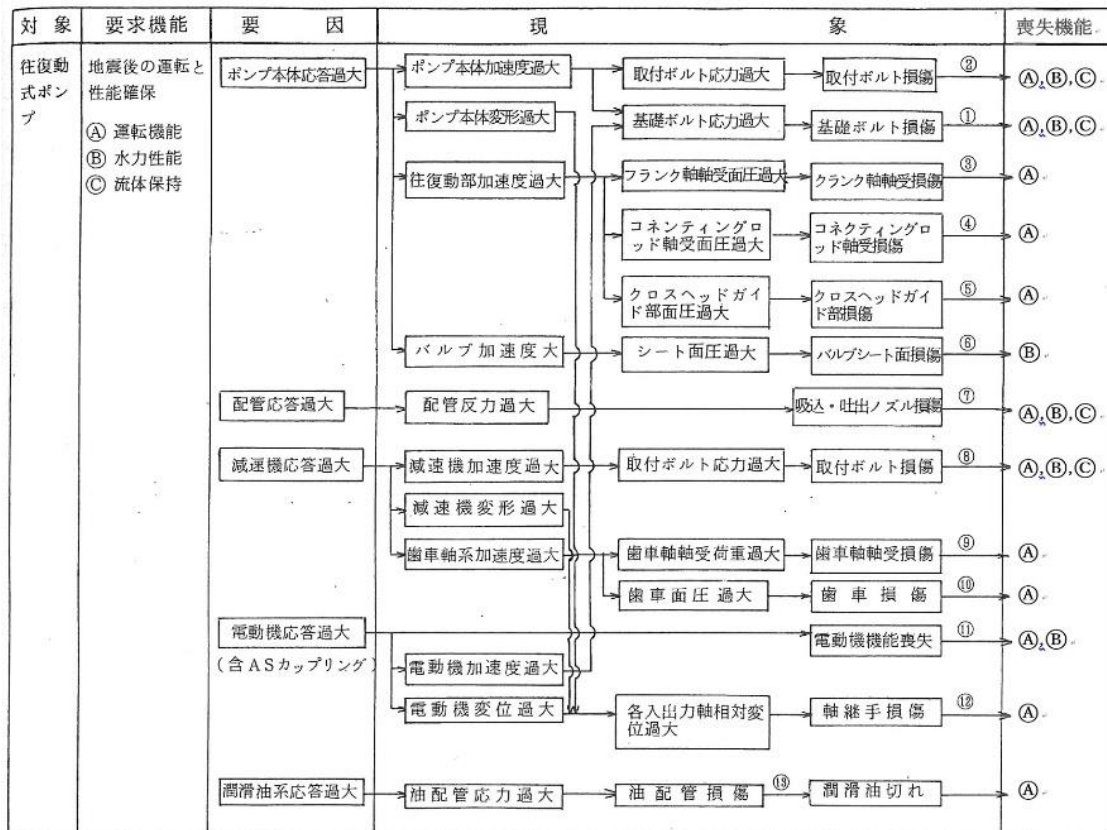
J E A G 4 6 0 1において基本評価項目として定義されている評価部位は以下のとおりである。

- ・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、各評価結果が概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)	—	$\delta_{11} = \delta_{11} + \delta_{21} + \delta_{31}$ δ_{11} : 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} : クラッ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} : クラッ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)	—	$\delta_{22} = \delta_{12} + \delta_{22} + \delta_{32}$ δ_{22} : 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Ss)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)	—	$\delta_{3} = \delta_{1.2} + \delta_{2.3} + \delta_{3.3}$ δ_{3} : 減速機－原動機間軸継手 (減速機側) の変位量 (mm) $\delta_{1.2}$: 地震による減速機の変位 (mm) $\delta_{2.3}$: 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) $\delta_{3.3}$: 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)	—	$\delta_{4} = \delta_{1.4} + \delta_{2.4} + \delta_{3.4}$ δ_{4} : 減速機－原動機間軸継手 (原動機側) の変位量 (mm) $\delta_{1.4}$: 地震による原動機の変位 (mm) $\delta_{2.4}$: 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) $\delta_{3.4}$: 原動機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Ss)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
クラック軸受*1	軸継手側	—	$F_{CB1} = \max(X_{01} \cdot F_C + Y_{01} \cdot Q_C, F_C)$ F_{CB1} : 軸継手側クラック軸受に生じる静等価荷重 (N) X_{01} : 軸継手側クラック軸受の静ラジアル荷重係数 Y_{01} : 軸継手側クラック軸受の静アキシアル荷重係数 F_C : クラック軸に生じるラジアル荷重 (N) Q_C : クラッ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} : 反軸継手側クラック軸受に生じる静等価荷重 (N) X_{02} : 反軸継手側クラック軸受の静ラジアル荷重係数 Y_{02} : 反軸継手側クラック軸受の静アキシアル荷重係数 F_C : クラック軸に生じるラジアル荷重 (N) Q_C : クラッ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Ss) 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	—	$P_{LB} = \frac{F_B}{A_{LB}}$ $P_{LB} : \text{コネクティングロッド大端部軸受に生じる面圧 (MPa)}$ $F_B : \text{大端部及び小端部の軸受に生じる荷重 (N)}$ $A_{LB} : \text{コネクティングロッド大端部軸受の投影面積 (mm}^2\text{)}$	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Ss）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)	—	$P_C = \frac{F_C}{A_C}$ $P_C: \text{クロスヘッドガイド部に生じる面圧 (MPa)}$ $F_C: \text{クロスヘッドガイド部に生じる荷重 (N)}$ $A_C: \text{クロスヘッドガイド部の投影面積 (mm}^2\text{)}$	0.02 (MPa)		○
弁シート面	面圧 (MPa)	—	$P_{Vs} = \frac{F_{Vs}}{A_{Vs}}$ $P_{Vs}: \text{弁シート面に生じる面圧 (MPa)}$ $F_{Vs}: \text{弁シート面に生じる荷重 (N)}$ $A_{Vs}: \text{弁シート面の投影面積 (mm}^2\text{)}$	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Ss）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 ほろ酸水注入ポンプ「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	—	$F_{JA} = \max(X_{0A} \cdot F_1 + Y_{0A} \cdot Q_1, F_1)$ 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ャル荷重係数 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	荷重 (N)	$F_{JB} = \max(X_{0B} \cdot F_1 + Y_{0B} \cdot Q_1, F_1)$ 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ャル荷重係数 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。

ほろ酸水注入ポンプは、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 ほろ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Ss) 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 ほろ酸水注入ポンプ「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	—	$F_{JE} = \max(X_{OE} \cdot F_2 + Y_{OE} \cdot Q_2, F_2)$ $F_{JE}: \text{原動機側減速機出力軸軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{OE}: \text{原動機側減速機出力軸軸受の静ラジアル荷重係数}$ $Y_{OE}: \text{原動機側減速機出力軸軸受の静アキシャル荷重係数}$ $F_2: \text{減速機出力軸に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Q_2: \text{減速機出力軸に生じるスラスト荷重 (N)}$	1.608×10 ⁴ (N)		○
	ポンプ側出力軸軸受	荷重 (N)	$F_{JF} = \max(X_{OF} \cdot F_2 + Y_{OF} \cdot Q_2, F_2)$ $F_{JF}: \text{ポンプ側減速機出力軸軸受に生じる静等価荷重 (N)}$ $X_{OF}: \text{ポンプ側減速機出力軸軸受の静ラジアル荷重係数}$ $Y_{OF}: \text{ポンプ側減速機出力軸軸受の静アキシャル荷重係数}$ $F_2: \text{減速機出力軸に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Q_2: \text{減速機出力軸に生じるスラスト荷重 (N)}$	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。

ほろ酸水注入ポンプは、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 ほろ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Ss)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 ほろ酸水注入ポンプ「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	—	$F_{JC} = \max(X_{OC} \cdot F_3 + Y_{OC} \cdot Q_3, F_3)$ 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_{OC} : 原動機側減速機中間軸軸受の静ラジアル荷重係数 Y_{OC} : 原動機側減速機中間軸軸受の静アシアル荷重係数 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	—	$F_{JD} = \max(X_{OD} \cdot F_3 + Y_{OD} \cdot Q_3, F_3)$ 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_{OD} : ポンプ側減速機中間軸軸受の静ラジアル荷重係数 Y_{OD} : ポンプ側減速機中間軸軸受の静アシアル荷重係数 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。

ほろ酸水注入ポンプは、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 ほろ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Ss) 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 ほろ酸水注入ポンプ「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	—	$F_{G1} = \sqrt{F_1^2 + Q_1^2} + \sqrt{F_3^2 + Q_3^2}$ $F_{G1} : \text{第一段歯車に生じる合成荷重 (N)}$ $F_1 : \text{減速機入力軸に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Q_1 : \text{減速機入力軸に生じるスラスト荷重 (N)}$ $F_3 : \text{減速機中間軸に生じるラジアル荷重 (N)}$ $Q_3 : \text{減速機中間軸に生じるスラスト荷重 (N)}$	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。

ほろ酸水注入ポンプは、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 ほろ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Ss)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			$\sigma_1 = \frac{a \cdot a}{Z_1 \cdot (a + a)} \cdot F_1 + \frac{Q_1}{A_1}$ 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Ss) 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	出力軸	$\sigma_2 = \frac{c \cdot c}{Z_2 \cdot (c + c)} \cdot F_2 + \frac{Q_2}{A_2}$ <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	中間軸	$\sigma_3 = \frac{b \cdot b}{Z_3 \cdot (b + b)} \cdot F_3 + \frac{Q_3}{A_3}$ <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Ss)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 ほまろ酸水注入ポンプ「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。

ほまろ酸水注入ポンプは、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 ほまろ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Ss) 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

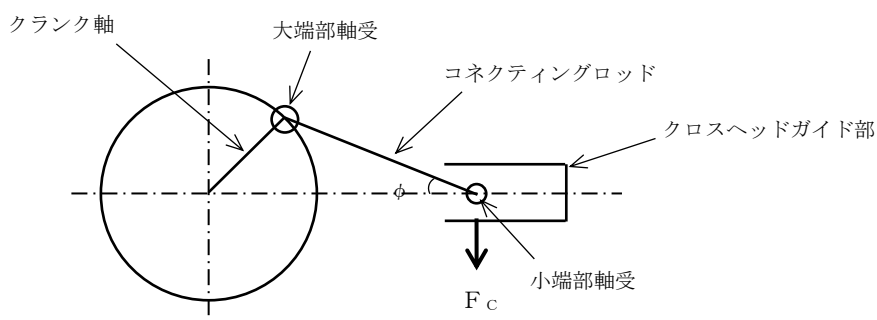
クロスヘッドガイド摺動部評価に使用する記号を参考 2-4-1 表に示す。

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