

本資料のうち、枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

女川原子力発電所第2号機 工事計画審査資料	
資料番号	02-補-E-19-0600-14-1_改1
提出年月日	2021年4月16日

補足-600-14-1 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)

## 目 次

1. はじめに .....	1
2. 動的機能維持のための新たな検討又は詳細検討が必要な設備の検討方針 .....	2
3. 動的機能維持のための新たな検討又は詳細検討が必要な設備の抽出 .....	2
3.1 検討対象設備の整理 .....	2
3.2 新たな検討又は詳細検討が必要な設備の抽出 .....	2
3.3 抽出結果 .....	5
4. 新たな検討又は詳細検討が必要な設備の動的機能維持の検討方針 .....	11

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

## 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（P18）

#### 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 の規定を参考に設定された機能確認済加速度を超える場合（評価方法が JEAG4601 に規定されている場合を除く。）については、既往の研究等を参考に異常要因分析を実施し、当該分析に基づき抽出した評価項目毎に評価を行い、評価基準値を超えていないこと。

また、当該分析結果に基づき抽出した評価部位について、構造強度評価等の解析のみにより行うことが困難な場合には、当該評価部位の地震応答解析結果の応答値が、加振試験（既往の研究等において実施されたものを含む。）により動的機能保持を確認した加速度を超えないこと。

## 2. 動的機能維持のための新たな検討又は詳細検討が必要な設備の検討方針

動的機器の耐震性評価法は原子力発電所耐震設計技術指針 J E A G 4 6 0 1 -1991（以下「J E A G 4 6 0 1」という。）に従い実施するものとするが、J E A G 4 6 0 1で定める機能確認済加速度（J E A G 4 6 0 1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範囲が定められている。

本資料では、J E A G 4 6 0 1に定められた機種、型式及び適用範囲から外れ新たな検討が必要な設備について、設備の抽出を行うとともに、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、評価基準値を超えていないことを確認する。また、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えるため詳細検討が必要な設備について、設備の抽出を行うとともに、J E A G 4 6 0 1の基本評価項目の評価を行い、評価基準値を超えていないことを確認する。

なお、上記にて抽出した設備、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、新たな加振試験により動的機能維持を確認した加速度を超えないことを確認している。

## 3. 動的機能維持のための新たな検討又は詳細検討が必要な設備の抽出

### 3.1 検討対象設備の整理

耐震 S クラス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、常設重大事故防止設備（設計基準拡張）（当該設備が属する耐震重要度分類が S クラスのもの）及び常設重大事故緩和設備（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。

### 3.2 新たな検討又は詳細検討が必要な設備の抽出

図 1 にて設備の抽出及び検討のフローを示す。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 ( $A_t$ ) 以内であることの確認を行い、機能確認済加速度を超える設備については詳細検討（基本評価項目の評価）が必要な設備として抽出する。なお、弁については J E A G 4 6 0 1 にて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，本手順に従って評価を実施するが，この評価の過程で新たな加振試験の知見を適用することとなるため，他の詳細検討が必要な設備と併せて抽出を行う。

また，検討対象設備について，J E A G 4 6 0 1 で定められた適用範囲と大きく異なる場合は，解析による評価を実施するか否かにより，新たな検討（地震時異常要因分析，基本評価項目の抽出及び評価）が必要な設備，又は加振試験を実施する設備として抽出する。

上記を整理するために検討対象設備及び，新たな検討又は詳細検討が必要な設備の抽出のための情報として J E A G 4 6 0 1 に該当する機種名等を別表 1 に整理した。

注記\*：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）」

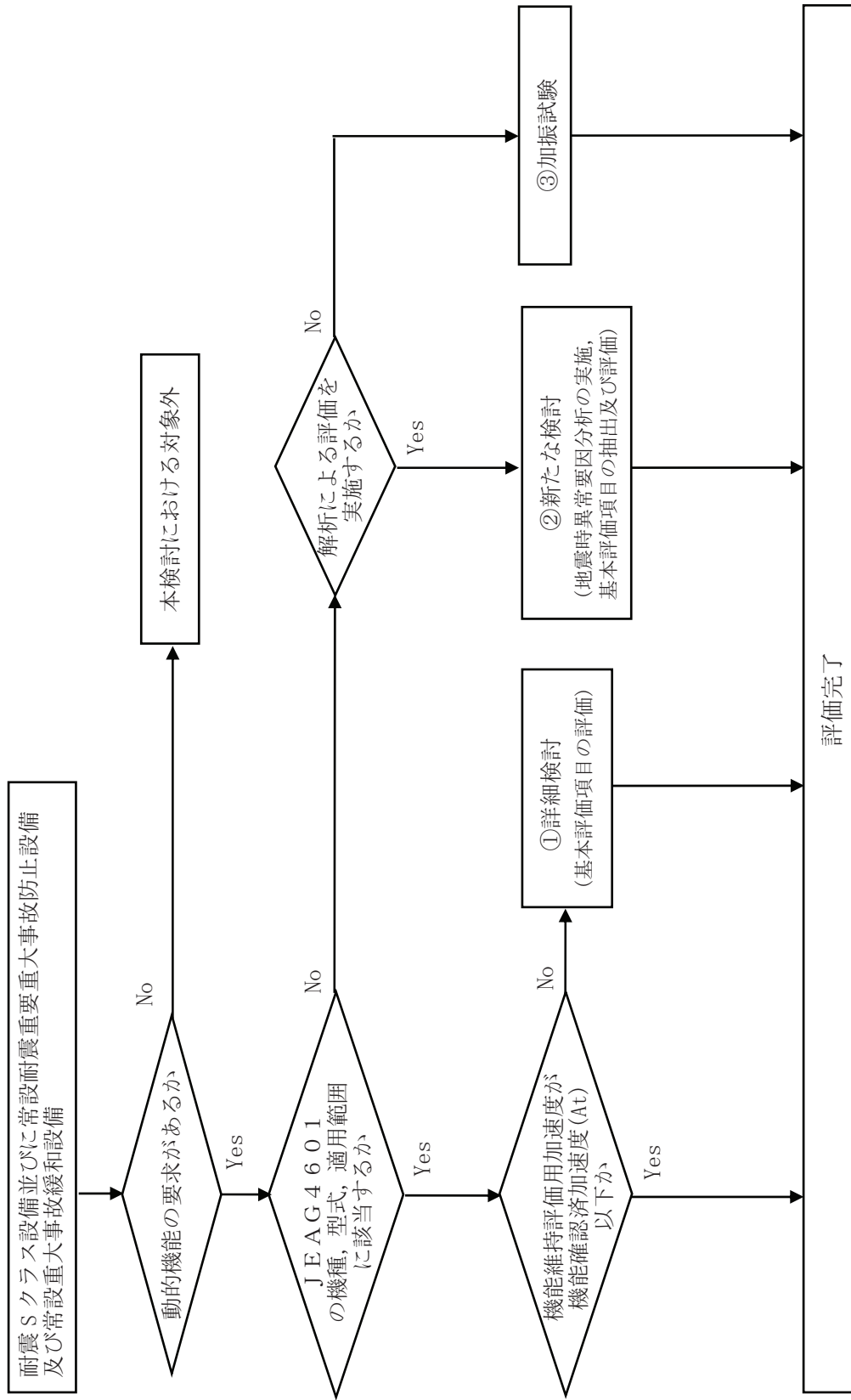


図1 動的機能維持評価の検討フロー

### 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、型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。

##### [立形ポンプ]

- ・原子炉補機冷却海水ポンプ
- ・高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ

##### [横形ポンプ]

- ・燃料プール冷却浄化系ポンプ

##### [電動機]

- ・高圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機
- ・低圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機
- ・原子炉補機冷却海水ポンプ用電動機
- ・高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ用電動機
- ・燃料プール冷却浄化系ポンプ用電動機
- ・ほう酸水注入系ポンプ用電動機
- ・非常用ガス処理系排風機用電動機
- ・可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用電動機

##### [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

##### [非常用ディーゼル発電設備]

- ・非常用ディーゼル機関及び発電機
- ・高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関及び発電機

##### [往復動式ポンプ]

- ・ほう酸水注入系ポンプ

##### [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，以下の設備が該当し，全て横形スクリー式ポンプ（以下「スクリー式ポンプ」という。）である。

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

スクリー式ポンプは，遠心式横形ポンプやギヤ式ポンプと類似であることから，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\*<sup>1</sup> や電力共通研究\*<sup>2</sup>（以下「電共研」という。）での検討結果を参考とする。また，同電共研においてスクリー式ポンプの地震時異常要因分析及び評価項目の抽出を行っており，それらの検討を用いることが可能である。

そのため，スクリー式ポンプは，新たな検討として，上記検討を参考に地震時異常要因分析，基本評価項目の抽出及び評価を実施する。

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。

- ・高圧代替注水系タービンポンプ

ポンプ型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設備であり（図2参照），J E A G 4 6 0 1の適用機種と構造が異なることから加振試験を実施。詳細は下記資料参照。

補足-600-22 高圧代替注水系タービン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

- ・ガスタービン発電設備 機関・発電機

車両型設備であり（図3参照），解析による評価が困難なことから加振試験を実施。詳細は下記資料参照。

補足-600-21 ガスタービン発電設備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 (1/3)

機種名	設備名称	J E A G 4 6 0 1 の機種, 型式, 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
立形ポンプ	残留熱除去系ポンプ	○	○
	高圧炉心スプレイ系ポンプ	○	○
	低圧炉心スプレイ系ポンプ	○	○
	原子炉補機冷却海水ポンプ	○	× (別紙 2 参照)
	高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ	○	× (別紙 2 参照)
横形ポンプ	高圧代替注水系タービンポンプ	× (加振試験による確認)	—
	原子炉隔離時冷却系ポンプ	○	○
	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	○	○
	復水移送ポンプ	○	○
	代替循環冷却ポンプ	○	○
	燃料プール冷却浄化系ポンプ	○	× (別紙 2 参照)
	直流駆動低圧注水ポンプ	○	○
	非常用ディーゼル発電設備 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 燃料移送ポンプ	× (別紙 1 参照)	—
ガスタービン発電設備 燃料移送ポンプ	× (別紙 1 参照)	—	
ポンプ駆動用タービン	原子炉隔離時冷却系ポンプ駆動用タービン	○	○
電動機	残留熱除去系ポンプ用原動機	○	○
	高圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機	○	× (別紙 2 参照)
	低圧炉心スプレイ系ポンプ用原動機	○	× (別紙 2 参照)
	原子炉補機冷却海水ポンプ用電動機	○	× (別紙 2 参照)
	高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ用電動機	○	× (別紙 2 参照)
	原子炉補機冷却水ポンプ用電動機	○	○
	高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ用電動機	○	○

表 1 新たな検討又は詳細検討が必要な設備の抽出結果 (2/3)

機種名	設備名称	J E A G 4 6 0 1 の機種, 型式, 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	復水移送ポンプ用電動機	○	○
	代替循環冷却ポンプ用電動機	○	○
	燃料プール冷却浄化系ポンプ用電動機	○	× (別紙 2 参照)
	ほう酸水注入系ポンプ用電動機	○	× (別紙 2 参照)
	中央制御室送風機用電動機	○	○
	中央制御室排風機用電動機	○	○
	中央制御室再循環送風機用電動機	○	○
	非常用ガス処理系排風機用電動機	○	× (別紙 2 参照)
	可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用電動機	○	× (別紙 2 参照)
	緊急時対策所非常用送風機用電動機	○	○
	ガスタービン発電設備 燃料移送ポンプ用電動機	○	○
	非常用ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプ用電動機	○	○
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプ用電動機	○	○
ファン	中央制御室送風機	○	○
	中央制御室排風機	○	○
	中央制御室再循環送風機	○	○
	非常用ガス処理系排風機	○	× (別紙 2 参照)
	可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ	○	× (別紙 2 参照)
	緊急時対策所非常用送風機	○	○
非常用ディーゼル発電設備	非常用ディーゼル機関	○	× (別紙 2 参照)
	非常用ディーゼル発電機	○	× (別紙 2 参照)
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関	○	× (別紙 2 参照)
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機	○	× (別紙 2 参照)
往復動式ポンプ	ほう酸水注入系ポンプ	○	× (別紙 2 参照)

表 1 新たな検討又は詳細検討が必要な設備の抽出結果 (3/3)

機種名	設備名称	J E A G 4 6 0 1 の機種, 型式, 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
制御棒	制御棒挿入性	○	○*1
特殊弁	主蒸気隔離弁	○	× (別紙 2 参照)
	主蒸気逃がし安全弁	○	× (別紙 2 参照)
	制御棒駆動系スクラム弁	○	○
一般弁	弁 (グローブ弁, ゲート弁, バタフライ弁, 逆止弁)	○	×*2 (別紙 2 参照)
ガスタービン発電設備	ガスタービン発電設備 機関・発電機	× (加振試験による確認)	—

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, 新たな加振試験により確認された制御棒挿入機能に支障を与えない変位に対して下回ることを確認。(詳細については, 補足-600-16 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 (At) を超過する一部の弁について詳細検討を実施する。

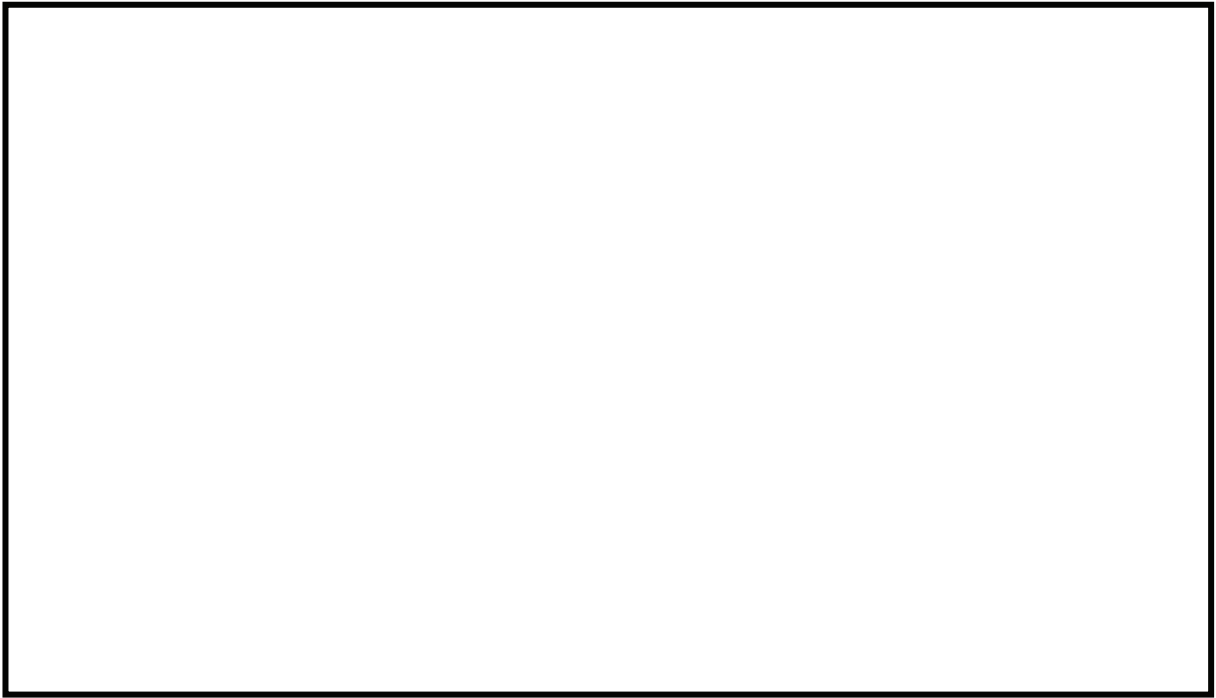


図 2 高圧代替注水系タービンポンプ構造図

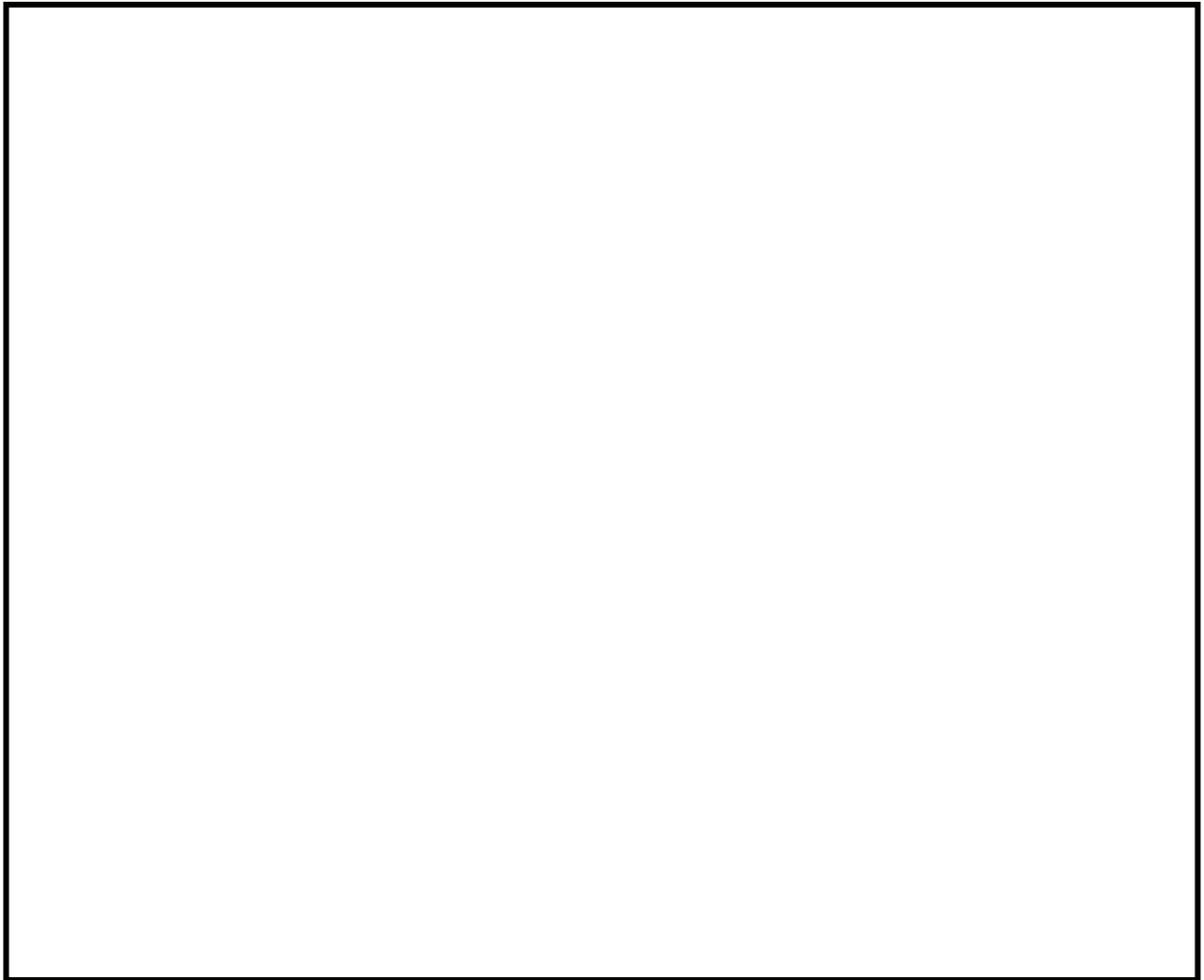


図 3 ガスタービン発電設備構造図



#### 4. 新たな検討又は詳細検討が必要な設備の動的機能維持の検討方針

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 (1/6)

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 機種/型式		容量 ( )内は当該設備の容量	方向	機能確認加速度 (At) 確認		機能維持評価用加速度がAt以下か、 ○ : At以下 × : At超過 - : 対象外	備考
			機種	型式			機能維持評価用加速度*	機能確認加速度 (At)		
核燃料物質の取扱施設及び貯蔵施設										
使用済燃料貯蔵槽冷却浄化設備										
燃料プール冷却浄化系										
燃料プール冷却浄化系ポンプ	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 <sup>3</sup> /h (160m <sup>3</sup> /h)	水平	1.65	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 (75kW)	鉛直	1.15	1	鉛直	
原子炉冷却系統施設										
原子炉冷却材再循環設備										
原子炉再循環ポンプ	無	-	-	-	-	-	-	-	-	動的機能維持の要求はないが、地震により軸固着を生じないことを確認する。
残留熱除去設備										
残留熱除去系										
残留熱除去系ポンプ	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 <sup>3</sup> /h (1160m <sup>3</sup> /h)	水平	0.82	10	○	
			電動機	立形ころがり軸受	~1300kW (540kW)	鉛直	0.57	1	鉛直	
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										
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 <sup>3</sup> /h (1074m <sup>3</sup> /h)	水平	0.82	10	○	
			電動機	立形すべり軸受	~2700kW (1900kW)	鉛直	0.57	1	鉛直	
低圧炉心スプレイス										
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 <sup>3</sup> /h (1074m <sup>3</sup> /h)	水平	0.82	10	○	
			電動機	立形ころがり軸受	~1300kW (1000kW)	鉛直	0.57	1	鉛直	
高圧代替注水系										
高圧代替注水タービンポンプ	有	加振試験による確認	-	-	-	水平	1.13		-	ポンプ型式はタービン駆動の機形多段遠心式だが、ポンプとタービンが一体となった設備であり、J E A G 4 6 0 1 の適用機種と構造が異なることから加振試験を実施する。
			-	-	-	鉛直	0.75			

注記\* : 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。

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(2/6)

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 機種/型式		容量 ()内は当該設備の容量	方向	機能維持評価用加速度がAt		備考
			機種	型式			機能維持評価用 加速度*	機能維持評価用加速度がAt 以下か、 ○: At以下 ×: At超過 -: 対象外	
低圧代替注水系									
直流駆動低圧注水ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	機形ポンプ	単段速心式	~2400m <sup>3</sup> /h (82m <sup>3</sup> /h)	水平	0.84	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	○
			電動機	機形ころがり軸受	~950kW (37kW)	鉛直	0.58	1	
原子炉隔離時冷却系									
原子炉隔離時冷却系ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	機形ポンプ	多段速心式	~700m <sup>3</sup> /h (96.5m <sup>3</sup> /h)	水平	0.87	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	○
			ポンプ駆動用タービン	RC(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	0.6	1	
補給水系									
復水移送ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	機形ポンプ	単段速心式	~2400m <sup>3</sup> /h (100m <sup>3</sup> /h)	水平	1.11	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	○
			電動機	機形ころがり軸受	~950kW (45kW)	鉛直	0.73	1	
原子炉補機冷却設備									
原子炉補機冷却水系及び原子炉補機冷却海水系	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	機形ポンプ	単段速心式	~2400m <sup>3</sup> /h (1400m <sup>3</sup> /h)	水平	0.82	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	○
			電動機	機形ころがり軸受	~950kW (235kW)	鉛直	0.57	1	
原子炉補機冷却海水ポンプ	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 <sup>3</sup> /h (1900m <sup>3</sup> /h)	水平	11.89	10.0	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	立形ころがり軸受	~1300kW (420kW)	鉛直	1.61	1.0	
原子炉補機冷却海水ポンプ	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 <sup>3</sup> /h (1900m <sup>3</sup> /h)	水平	17.35	2.5	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	立形ころがり軸受	~1300kW (420kW)	鉛直	1.61	1.0	

注記\* : 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。

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 (3/6)

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 機種/型式		機能確認追加加速度 (At) 確認		機能維持評価用加速度がAt以下か、 ○ : At以下 × : At超過 - : 対象外	備考	
			機種	型式	容量 ( )内は当該設備の容量	方向			機能維持評価用 加速度*
高圧炉心スプレイ補機冷却水系及び高圧炉心スプレイ補機冷却水系									
高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	横形ポンプ	単段遠心式	~2400m <sup>3</sup> /h (240m <sup>3</sup> /h)	水平	0.82	○	
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (40kW)	鉛直	0.57		
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	立形ポンプ	立形斜流式	~7600m <sup>3</sup> /h (250m <sup>3</sup> /h)	水平	3.18	○	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細 検査を実施する。■
			電動機	立形ころがり軸受	~1300kW (60kW)	鉛直	1.61		
計測制御系統施設									
制御材									
制御棒									
ほう酸水注入設備									
ほう酸水注入系									
ほう酸水注入系ポンプ	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 — (9.78m <sup>3</sup> /h)	水平	1.77	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細 検査を実施する。
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (37kW)	鉛直	1.3		
放射線管理施設									
換気設備									
中央制御室換気空調系									
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	遠心直結型ファン	~2900m <sup>3</sup> /min (133m <sup>3</sup> /min)	水平	1.13	○	
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (110kW)	鉛直	0.66		
中央制御室循環送風機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	ファン	遠心直結型ファン	~2900m <sup>3</sup> /min (133m <sup>3</sup> /min)	水平	1.13	○	
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (15kW)	鉛直	0.66		
中央制御室排風機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	ファン	遠心直動型ファン	~2500m <sup>3</sup> /min (83m <sup>3</sup> /min)	水平	1.13	○	
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (3.7kW)	鉛直	0.66		

注記\* : 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。

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 (4/6)

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 機種/型式		機能維持評価用加速度がAt以下か		備考		
			機種	型式	容量 ( )内は当該設備の容量	方向		機能維持評価用加速度* 機能維持評価用加速度 (At)	機能維持評価用加速度がAt以下か ○ : At以下 × : At超過 - : 対象外
緊急時対策系換気空調系									
緊急時対策系非常用送風機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	ファン	遠心直動型ファン	~2500m <sup>3</sup> /min (16.7m <sup>3</sup> /min)	水平 鉛直	1.4 0.93	2.6 1	○
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (3.7kW)	水平 鉛直	1.4 0.93	4.7 1	○
原子炉格納施設									
圧力低減設備その他の安全設備									
原子炉格納容器安全設備									
代替循環冷却系									
代替循環冷却ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	横形ポンプ	単段遠心式	~2400m <sup>3</sup> /h (150m <sup>3</sup> /h)	水平 鉛直	0.82 0.57	3.2(軸直方向) 1.4(軸方向)	○
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (90kW)	水平 鉛直	0.82 0.57	4.7 1	○
放射性物質濃度制御設備及び可燃性ガス濃度制御設備並びに格納容器再循環設備									
非常用ガス処理系									
非常用ガス処理系排風機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	ファン	遠心直結型ファン	~2900m <sup>3</sup> /min (41.7m <sup>3</sup> /min)	水平 鉛直	1.81 1.32	2.3 1	×
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (22kW)	水平 鉛直	1.81 1.32	4.7 1	×
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	遠心直動型ファン	~2500m <sup>3</sup> /min (4.3m <sup>3</sup> /min)	水平 鉛直	1.77 1.3	2.6 1	×
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (11kW)	水平 鉛直	1.77 1.3	4.7 1	×

注記\* : 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。

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 (5/6)

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 機種 / 型式		機能確認済加速度 (At) 確認		機能維持評価用加速度がAt以下か、 ○ : At以下 × : At超過 - : 対象外	備考	
			機種	型式	容量 ( )内は当該設備の容量	方向			機能維持評価用 加速度*
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 (6100kW)	水平	1.67	1.1	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細 検討を実施する。
						鉛直	1.17	1	
						水平	1.67	1.8	
						鉛直	1.17	1	
非常用ディーゼル発電機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	電動機	横形すべり軸受	~1400kW (-)	水平	1.65	2.6	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細 検討を実施する。
						鉛直	1.15	1	
非常用ディーゼル発電設備 燃料 移送ポンプ	有	新たな検討による 確認	横形ポンプ	スクリュー式	(4m <sup>3</sup> /h)	水平	1.1	-	設備の型式が 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。
						鉛直	0.77	-	
非常用ディーゼル発電設備	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 (2.2kW)	水平	1.1	4.7	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細 検討を実施する。
						鉛直	0.77	1	
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 (高速形)	機関本体	~1550kW (3000kW)	水平	1.67	1.1	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細 検討を実施する。
						鉛直	1.17	1	
						水平	1.67	1.8	
						鉛直	1.17	1	
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	横形すべり軸受	~1400kW (-)	水平	1.67	2.6	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細 検討を実施する。
						鉛直	1.18	1	
高圧炉心スプレイス系ディーゼル発 電設備 燃料移送ポンプ	有	新たな検討による 確認	横形ポンプ	スクリュー式	(4m <sup>3</sup> /h)	水平	1.1	-	設備の型式が 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。
						鉛直	0.77	-	
ガスタービン発電設備	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 (2.2kW)	水平	1.1	4.7	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細 検討を実施する。
						鉛直	0.77	1	
ガスタービン発電設備 機関・発 電機	有	加振試験による確 認	-	-	-	水平	1.19	2.32	車両設備であり解析による評価が困難なこと から加振試験を実施する。
						鉛直	0.65	0.82	
ガスタービン発電設備 燃料移送 ポンプ	有	新たな検討による 確認	横形ポンプ	スクリュー式	(3m <sup>3</sup> /h)	水平	1.23	-	設備の型式が 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。
						鉛直	0.61	-	
						水平	1.23	4.7	
						鉛直	0.61	1	

注記\* : 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。

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 (6/6)

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 機種/型式		容量 ()内は当該設備の容量	方向	機能確認加速度 (At) 確認		機能維持評価用加速度がAt以下か、 ○ : At以下 × : At超過 - : 対象外	備考
			機種	型式			機能維持評価用 加速度*	機能確認加速度 (At)		
弁										
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	13.67 5.13	10.0 6.2	×	機能維持評価用加速度がAtを超過する弁について詳細検討を実施する。(At以下の弁については、詳細評価不要とする。)
主蒸気遮がし安全弁	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	安全弁	~200A	水平 鉛直	14.31 5.21	9.6 6.1	×	機能維持評価用加速度がAtを超過する弁について詳細検討を実施する。(At以下の弁については、詳細評価不要とする。)
制御体駆動系スクラム弁	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	制御体スクラム弁	~50A	水平 鉛直	1.68 1.17	6.0 6.0	○	
一般弁										
グローブ弁	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	弁	グローブ弁	~500A	水平 鉛直	10.68 2.4	6.0 6.0	×	機能維持評価用加速度がAtを超過する弁について詳細検討を実施する。(At以下の弁については、詳細評価不要とする。)
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	8.98 3.09	6.0 6.0	×	機能維持評価用加速度がAtを超過する弁について詳細検討を実施する。(At以下の弁については、詳細評価不要とする。)
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	7.07 5.81	6.0 6.0	×	機能維持評価用加速度がAtを超過する弁について詳細検討を実施する。(At以下の弁については、詳細評価不要とする。)
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	10.8 4.17	6.0 6.0	×	機能維持評価用加速度がAtを超過する弁について詳細検討を実施する。(At以下の弁については、詳細評価不要とする。)

注記\* : 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、水平方向の機能維持評価用加速度が最大となった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 .....	1
2. 評価項目の抽出方針 .....	1
3. 動的機能維持評価の評価項目の抽出 .....	6
3.1 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 .....	8
3.2 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.....	11
3.3 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.....	13
3.4 スクリュー式ポンプの基本評価項目の検討 .....	15
4. まとめ .....	19

別紙 1-1 逃がし弁における動的機能維持評価対象外の考え方について

## 1. はじめに

非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ及びガスタービン発電設備燃料移送ポンプ（以下、3 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、燃料移送ポンプの動的機能維持の評価内容詳細を示す。

## 2. 評価項目の抽出方針

燃料移送ポンプはスクリー式ポンプであり、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<sup>\*1</sup>」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<sup>\*2</sup>（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。

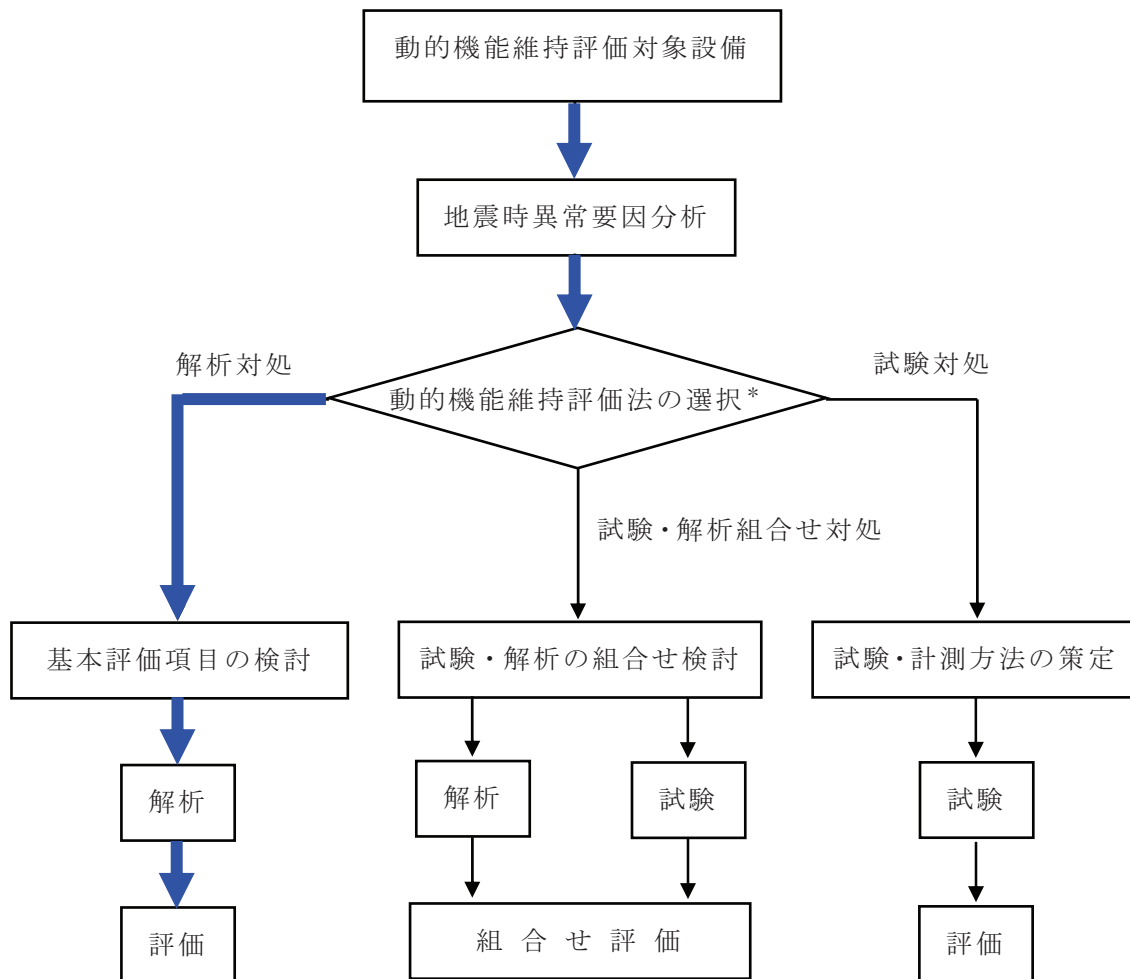
具体的には、耐特委では動的機能の評価においては、対象機種ごとに現実的な地震応答レベルでの異常のみならず、破壊に至るような過剰な状態を念頭に地震時に考え得る異常状態を抽出し、その分析により動的機能上の評価点を検討し、動的機能維持を評価する際に確認すべき事項として、基本評価項目を選定している。また、電共研の検討では、耐特委及び原子力発電技術機構（以下「NUPEC」という。）での検討を踏まえて、動的機能維持の基本評価項目を選定している。

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、基本的な構造が類似している機種／型式に対する耐特委及び電共研での検討を参考に、型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）」



\* 対象物の複雑さ等で選

— 本評価でのフロー

別紙 1-1 図 動的機能維持評価フロー

地震時異常要因分析を検討するに当たり、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／型式を示すとともに、別紙 1-2 図に今回工認において、新たな検討が必要な設備として抽出されたスクリー式ポンプを、別紙 1-3 図に参考とする耐特委で検討された遠心式ポンプ及び電共研で検討されたギヤ式ポンプの構造概要図を示す。また、主要仕様を別紙 1-2 表に示す。

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

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

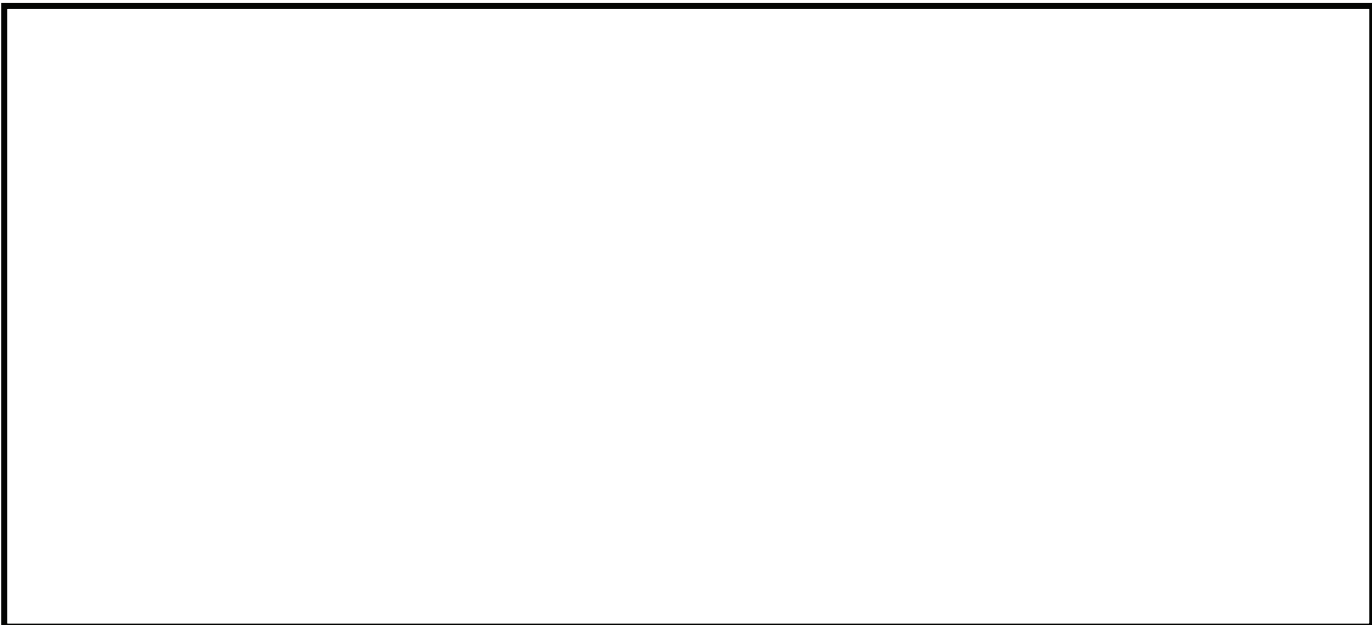
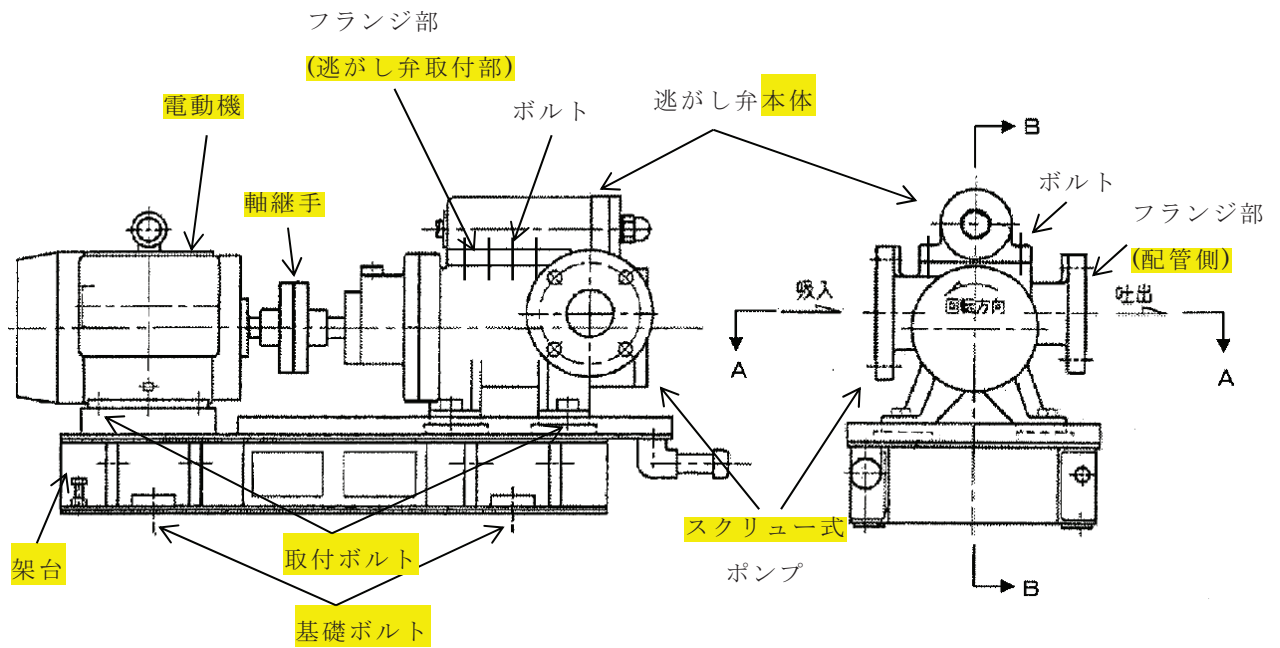
また、スクリー式ポンプの固定方法については、基礎ボルトで固定した共通の架台の上に、駆動機器である横形ころがり軸受の電動機とスクリー式ポンプが取付ボルトにより設置され、地震荷重は主ねじ（主軸）、軸受（電動機側、負荷側）を通してケーシングに伝達される。参考とするギヤ式及び遠心式ポンプについても、基礎ボルトで固定した共通の架台の上に取付ボルトで設置し主軸及び軸受を通して荷重伝達する構造であることから、ポンプの基本構造は同じと言える。さらに、電動機からの動力は軸継手を介してポンプ側に伝達する方式であることから、作動原理についても同じと言える。

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

なお、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、評価する設備となる。

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／型式

新たな検討が必要な設備		参考とする
設備名	機種／型式	機種／型式
<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 非常用ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプ</li> <li>・ 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプ</li> <li>・ ガスタービン発電設備 燃料移送ポンプ</li> </ul>	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

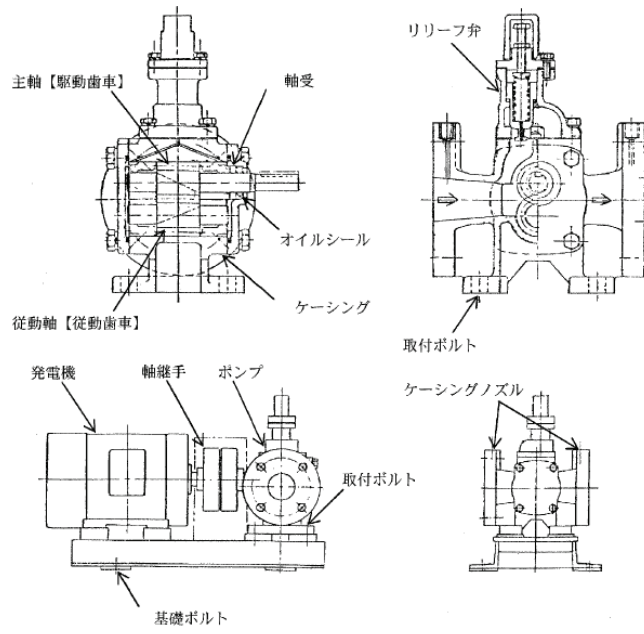


■ : 接液部

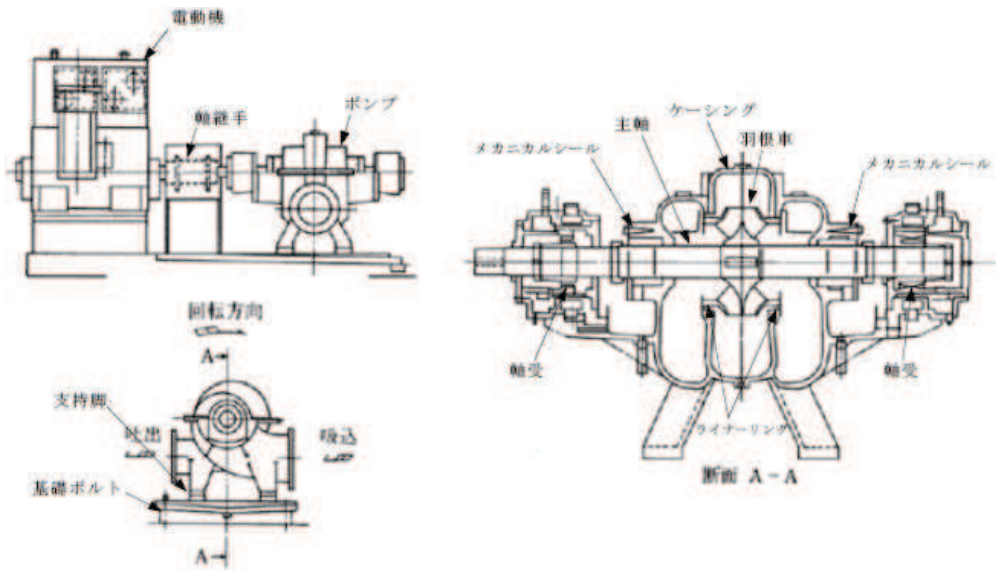
注記：スリーブ内に納められた主ねじ（主軸）と従ねじはかみ合って回転しており、ねじの1リードごとに作られる密閉される空間に入った流体は、ねじ面に沿って吐出側へ移動する。

別紙 1-2 図 燃料移送ポンプ構造概要図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



(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

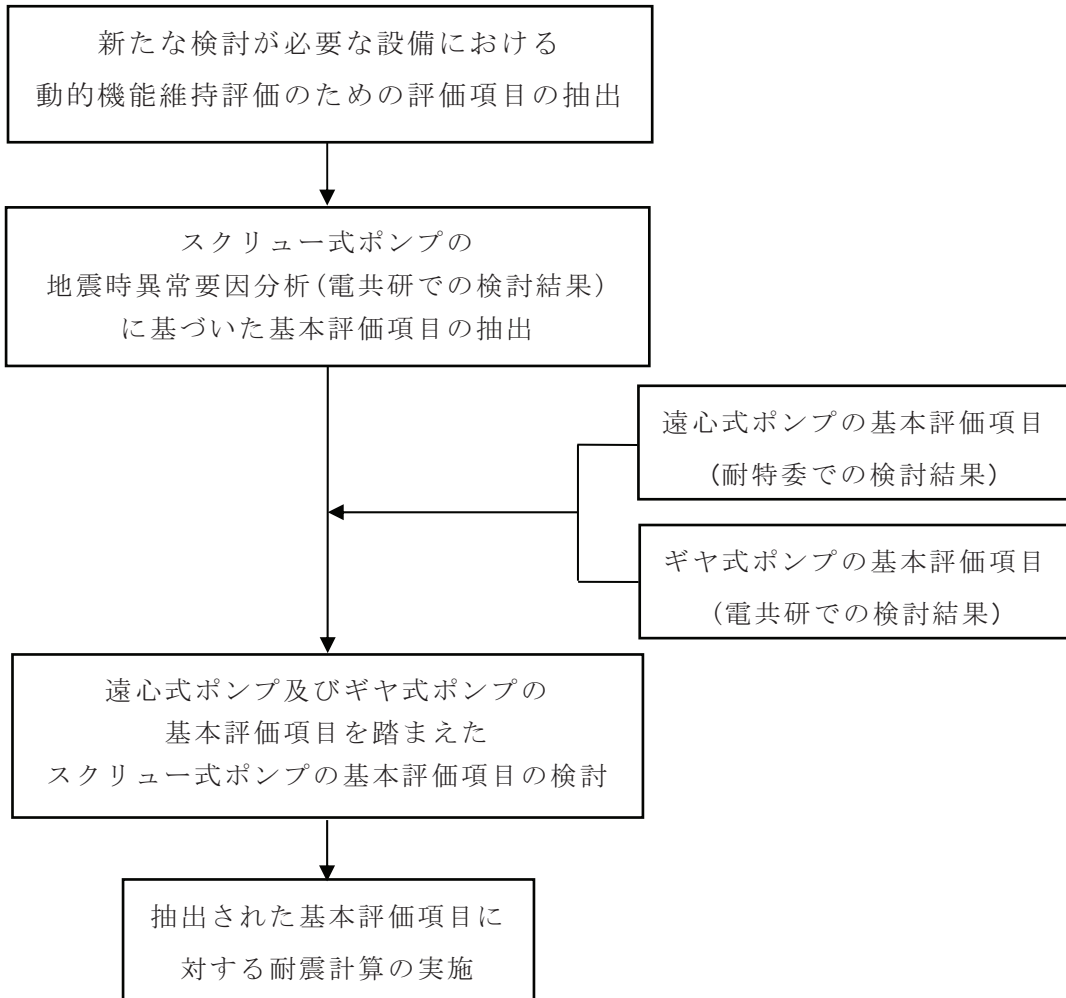
別紙 1-2 表 スクリュー式ポンプの主要仕様

		非常用ディーゼル 発電設備 燃料移送ポンプ	高圧炉心スプレイ系 ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプ	ガスタービン 発電機設備 燃料移送ポンプ
容量	m <sup>3</sup> /h/個	4.0	4.0	3.0
吐出圧力	MPa	0.49	0.49	0.5
揚程	m	60	60	61
最高使用 圧力	MPa	0.98	0.98	0.95
最高使用 温度	℃	66	66	50
原動機 出力	kw/個	2.2	2.2	1.5

### 3. 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ュー式ポンプの動的機能維持評価の評価項目については、電共研で検討されたスクリュー式ポンプに対する地震時異常要因分析を踏まえて基本評価項目を検討する。また、当該検討においては、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。

スクリュー式ポンプにおける動的機能維持評価のための基本評価項目の抽出フローを別紙 1-4 図に示す。



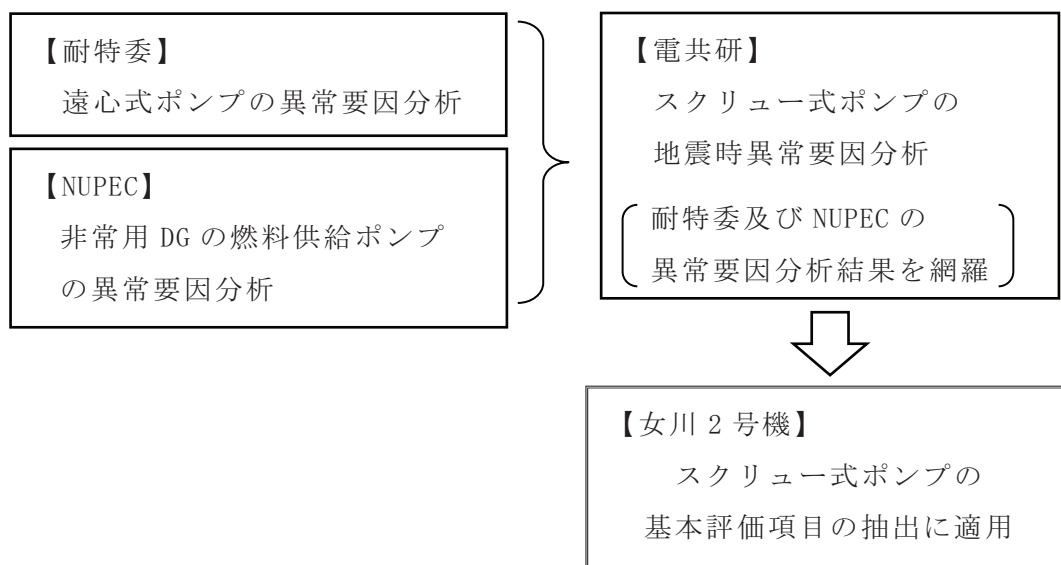
別紙 1-4 図 動的機能維持評価のための基本評価項目の抽出フロー



### 3.1 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

スクリュ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、スクリュ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ュ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ュ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 (スクリュー式ポンプ)

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  ①回転機能  ②移送機能  ③流体保持機能	ポンプ本体応答過大	ケーシング転倒 モーメント 応力過大	基礎ボルト応力過大 → 基礎ボルト損傷 ① 支持脚応力過大 → 支持脚損傷 ②	→ ①(A), ②(B), ③(C) → ①(A), ②(B), ③(C)	
		全体系(ケーシング) 応答過大	ケーシング応力過大 ケーシング変形過大	⑥ 逃し弁フランジ部 変形	油の外部漏えい	→ ③(C)
		軸系(主ねじ) 応答過大	軸応力過大 軸変形過大 軸変形過大 軸変形過大	軸(主ねじ)損傷 ④ メカニカルシール損傷 ⑦ 軸受損傷 ⑧ スリーブと主ねじ, 従ねじの接触 ③④⑤	軸(主ねじ)損傷 ④ メカニカルシール損傷 ⑦ 軸受損傷 ⑧ 摺動部の損傷	→ ④(A) → ⑦(B), ⑧(C) → ⑧(A) → ③④⑤(A), ⑤(B)
		電動機応答過大	電動機変形過大	軸継手相対変位過大	電動機機能喪失 ⑨ 軸継手損傷 ⑩	→ ⑨(A), ⑩(B) → ⑩(A)
		配管応答過大	配管反力過大		ケーシングノズル部 損傷 ⑪	→ ⑪(B), ⑪(C)

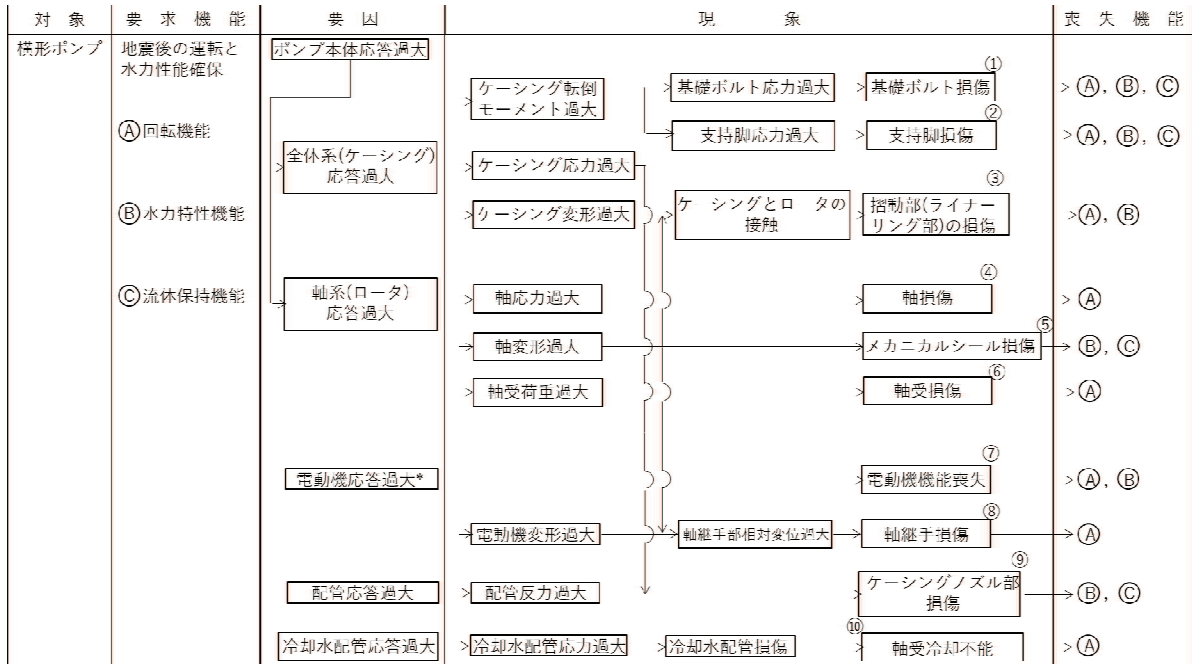
別紙 1-6 図 スクリー式ポンプの地震時異常要因分析図

別紙 1-3 表 スクリュー式ポンプの地震時異常要因分析図から抽出した基本評価項目

No	基本評価項目	異常要因の検討結果
①	基礎ボルト (取付ボルト含む)	ポンプ全体系の応答が過大となることで、転倒モーメントにより基礎ボルト(取付ボルトを含む)の応力が過大となり損傷に至り、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、回転機能及び移送機能が喪失する。
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、回転機能及び移送機能が喪失する。
⑨	電動機	電動機の応答が過大になり電動機の機能が喪失することで、回転機能及び移送機能が喪失する。
⑩	軸継手	電動機の変形過大により軸受部の相対変位が過大となり、軸継手が損傷することで回転機能が喪失する。
⑪	ケーシングノズル	接続配管の応答が過大となり、ケーシングノズルが損傷することで移送機能及び流体保持機能が喪失する。

3.2 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。



\*駆動用タービンの場合も同様。また、増速機も含む。

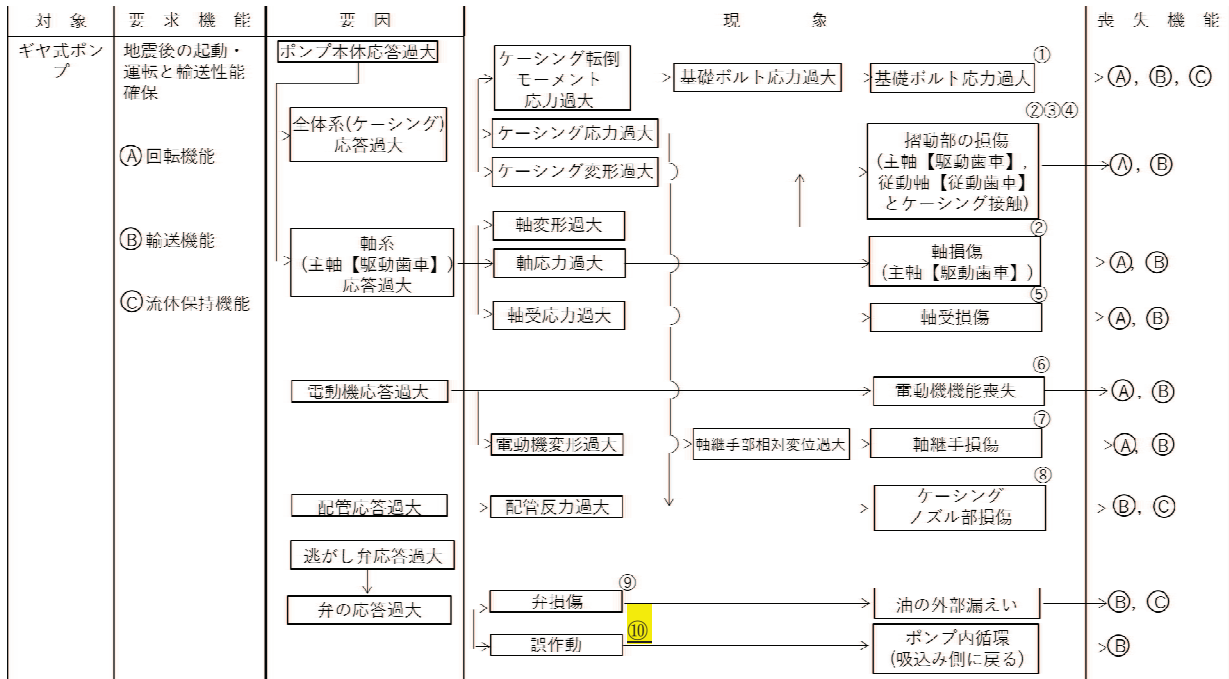
別紙 1-7 図 遠心式ポンプの地震時異常要因分析図

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。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り損傷に至り、ポンプが転倒することにより機能喪失する。
②	支持脚	
③	摺動部 (インペラとライナーリングのクリアランス)	軸変形が過大となり、インペラがライナーリングと接触することで損傷に至り、回転機能及び輸送機能が喪失する。
④	軸	軸応力が過大となり、軸が損傷することにより回転機能及び輸送機能が喪失する。
⑤	メカニカルシール	軸変形が過大となり、メカニカルシールが損傷することにより流体保持機能が喪失する。
⑥	軸受	軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで回転機能及び輸送機能が喪失する。
⑦	電動機	電動機の応答が過大になり電動機の機能が喪失することで、回転機能及び輸送機能が喪失する。
⑧	軸継手	被駆動器軸と電動機軸の相対変位が過大となり、軸継手が損傷することで回転機能及び輸送機能が喪失する。
⑨	ケーシングノズル	接続配管の応答が過大となり、ケーシングノズルが損傷することで輸送機能及び流体保持機能が喪失する。
⑩	軸冷却水配管	冷却水配管の応答が過大となり、損傷することで軸冷却不能に至り、回転機能が喪失する。

3.3 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。



(電共研の検討結果に下線部を一部加筆)

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)の応答が過大となり軸部の変形により、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、軸が損傷することにより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 (移送機能)	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、誤作動は殆ど起こらないとして、検討対象外としている。)

### 3.4 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	冷却水配管			○		試験体が大型ポンプ のため設置

注記\*：電共研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、誤作動は殆ど起こらないとして検討対象外としている。



(2) 女川原子力発電所第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

女川原子力発電所第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当たっては、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洩は生じない。また、逃がし弁本体については過度な地震慣性力による誤作動が起こっても、すぐに復旧可能であり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 1-1 に示す。

#### No. VII : メカニカルシール

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

#### No. VIII : 軸受

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

#### No. IX : 電動機

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

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

#### No. X : 軸継手

スクリー式ポンプは遠心式及びギヤ式ポンプと同様に、軸受でスラスト荷重を受け持つこと及びフレキシブルカップリングを採用しており、軸継手にはスラ

スト荷重による有意な応力が発生しない構造となっている。

よって、軸継手は動的機能維持評価の対象外とする。

No. XI：ケーシングノズル

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

よって、ケーシングノズルは動的機能維持評価の対象外とする。

No. XII：軸冷却水配管

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

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

#### 4. まとめ

女川原子力発電所第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、型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、女川原子力発電所第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、女川原子力発電所第2号機のスクリー式ポンプにおける動的機能維持評価の基本評価項目については、別紙1-7表のとおり整理し、抽出された基本評価項目に対して、耐震計算を実施する。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-2-10-1-2-1-4 非常用ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-10-1-2-2-4 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」及び「VI-2-10-1-2-3-2 ガスタービン発電設備 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 女川原子力発電所第 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（計算書対象），－：対象外

No	既往知見における 基本評価項目	スクリー式ポンプ における動的機能維持 評価の基本評価項目	主な理由
I	基礎ボルト (取付ボルト含む)	○	損傷によりポンプ機能喪失
II	支持脚	－	基礎ボルトにて代替評価
III	摺動部	○	損傷によりポンプ機能喪失
IV	軸系	○	損傷によりポンプ機能喪失
V	逃がし弁フランジ部 (漏えい防止)	－	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)	－	地震により誤動作してもすぐ 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 め対象外
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（許容値）の設定

評価項目	評価基準値（許容値）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（全体として弾性挙動となるような）値としてIV <sub>AS</sub> を許容値とした。
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許容値とした。
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留めるようIII <sub>AS</sub> を許容値とした。
VII メカニカルシール	液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を許容値とした。
VIII 軸受	回転機能の確保の観点から、メーカーが推奨する許容面圧を許容値とした。
IX 原動機	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] を許容値とした。

別紙 1-9 表 非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ評価結果

評価部位	項目	応力分類	発生値	許容値	評価
I-1 基礎ボルト	応力	引張 (MPa)			○
		せん断 (MPa)			○
I-2 ポンプ取付ボルト	応力	引張 (MPa)			○
		せん断 (MPa)			○
I-3 原動機取付ボルト	応力	引張 (MPa)			○
		せん断 (MPa)			○
III 主ねじ	変位	— (mm)			○
IV 軸系	応力	せん断 (MPa)			○
VII メカニカルシール	変位	— (mm)			○
VIII 軸受*	面圧	⑦-1 ラジアル (原動機側) (MPa)			○
		⑦-1 ラジアル (負荷側) (MPa)			○
		⑦-2 スラスト (MPa)			○
IX 原動機	加速度	水平 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )	1.10	4.7	○
		鉛直 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )	0.77	1.0	○

注：I-1～3は基準地震動S<sub>s</sub>により定まる設計用最大応答加速度(1.2ZPA)[水平：1.32( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )，鉛直 0.92 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )]で評価。III，IV，VII，VIII，IXは基準地震動S<sub>s</sub>により定まる設計用最大応答加速度(1.0ZPA)[水平：1.10 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )，鉛直 0.77 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )]で評価。設計用最大応答加速度はVI-2-1-7「設計用応答曲線の作成方針」に基づき定めたもの。

注記\*：軸受が受ける荷重のうちラジアル荷重は原動機側及び負荷側の各軸質量，スラスト荷重は軸系総質量を用いて算出。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 1-10 表 高圧炉心スプレィ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ評価結果

評価部位	項目	応力分類	発生値	許容値	評価
I-1 基礎ボルト	応力	引張 (MPa)			○
		せん断 (MPa)			○
I-2 ポンプ取付ボルト	応力	引張 (MPa)			○
		せん断 (MPa)			○
I-3 原動機取付ボルト	応力	引張 (MPa)			○
		せん断 (MPa)			○
III 主ねじ	変位	— (mm)			○
IV 軸系	応力	せん断 (MPa)			○
VII メカニカルシール	変位	— (mm)			○
VIII 軸受*	面圧	⑦-1 ラジアル (原動機側) (MPa)			○
		⑦-1 ラジアル (負荷側) (MPa)			○
		⑦-2 スラスト (MPa)			○
IX 原動機	加速度	水平 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )	1.10	4.7	○
		鉛直 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )	0.77	1.0	○

注：I-1～3は基準地震動S<sub>s</sub>により定まる設計用最大応答加速度(1.2ZPA)[水平：1.32( $\times 9.8\text{m/s}^2$ ), 鉛直 0.92 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )]で評価。III, IV, VII, VIII, IXは基準地震動S<sub>s</sub>により定まる設計用最大応答加速度(1.0ZPA)[水平：1.10 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ ), 鉛直 0.77 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )]で評価。設計用最大応答加速度はVI-2-1-7「設計用応答曲線の作成方針」に基づき定めたもの。

注記\*：軸受が受ける荷重のうちラジアル荷重は原動機側及び負荷側の各軸質量，スラスト荷重は軸系総質量を用いて算出。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



別紙 1-11 表 ガスタービン発電設備燃料移送ポンプ評価結果

評価部位	項目	応力分類	発生値	許容値	評価
I-1 基礎ボルト	応力	引張 (MPa)			○
		せん断 (MPa)			○
I-2 ポンプ取付ボルト	応力	引張 (MPa)			○
		せん断 (MPa)			○
I-3 原動機取付ボルト	応力	引張 (MPa)			○
		せん断 (MPa)			○
III 主ねじ	変位	— (mm)			○
IV 軸系	応力	せん断 (MPa)			○
VII メカニカルシール	変位	— (mm)			○
VIII 軸受*	面圧	㊦-1 ラジアル (原動機側) (MPa)			○
		㊦-1 ラジアル (負荷側) (MPa)			○
		㊦-2 スラスト (MPa)			○
IX 原動機	加速度	水平 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )	1.23	4.7	○
		鉛直 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )	0.61	1.0	○

注：I-1～3は基準地震動S<sub>s</sub>により定まる設計用最大応答加速度(1.2ZPA)[水平：1.47( $\times 9.8\text{m/s}^2$ ), 鉛直 0.74 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )]で評価。III, IV, VII, VIII, IXは基準地震動S<sub>s</sub>により定まる設計用最大応答加速度(1.0ZPA)[水平：1.23 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ ), 鉛直 0.61 ( $\times 9.8\text{m/s}^2$ )]で評価。設計用最大応答加速度はVI-2-1-7「設計用応答曲線の作成方針」に基づき定めたもの。

注記\*：軸受が受ける荷重のうちラジアル荷重は原動機側及び負荷側の各軸質量，スラスト荷重は軸系総質量を用いて算出。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

## 逃がし弁における動的機能維持評価対象外の考え方について

## 1. 概要

非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ及びガスタービン発電設備燃料移送ポンプの逃がし弁については、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

逃がし弁は、シート面に弁をばねで押付けており、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。また、逃がし弁はポンプ本体上部に横向きで取付けられている。

## 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上げられる。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への損傷はないこと、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の評価は不要と考える。

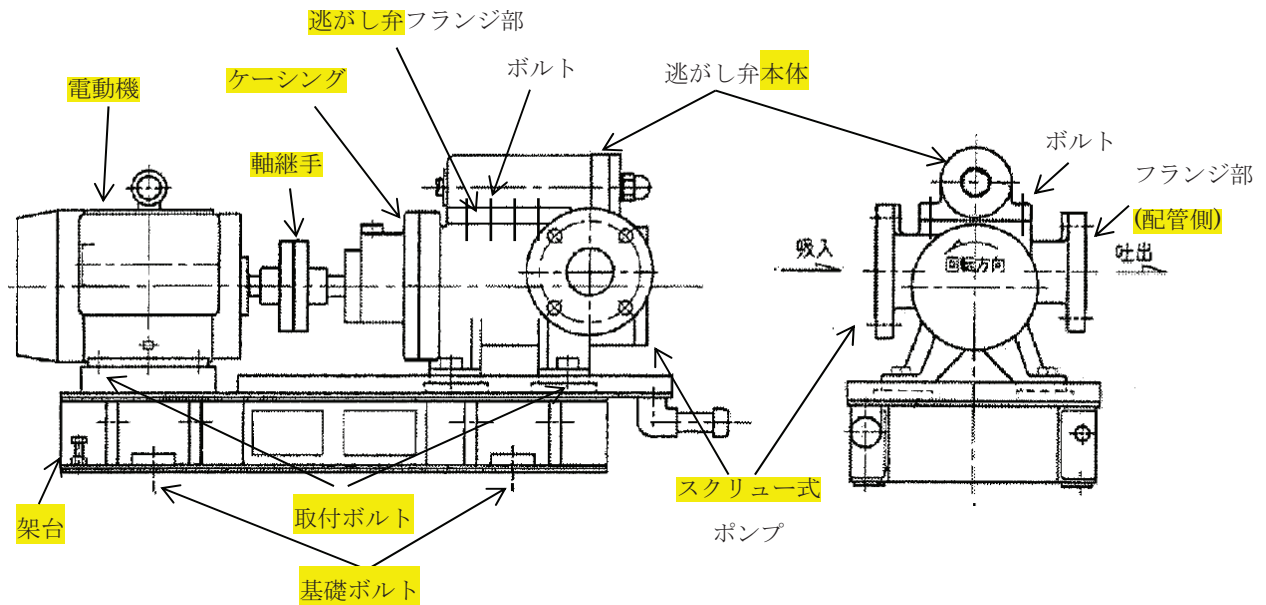
ただし、念のため地震慣性力による誤作動が起こり得るのか確認する。

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。燃料移送ポンプの構造概要を別紙 1-1-1 図に示す。



別紙 1-1-1 図 燃料移送ポンプ構造概要図

## 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 に記載されている標準的な弁は縦向きに取付けられており、評価に使用する機能確認済加速度を横向きに取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無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

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。

評価は、非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ及びガスタービン発電設備燃料移送ポンプのうち、水平方向地震力が大きいガスタービン発電設備燃料移送ポンプについて確認する。逃がし弁の構造図を別紙 1-1-2 図に示す。

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



詳細検討が必要な設備の評価

## 目 次

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

別紙 2-1 立形ポンプ

別紙 2-2 横形ポンプ

別紙 2-3 電動機

別紙 2-4 ファン

別紙 2-5 非常用ディーゼル発電設備（機関）

別紙 2-6 非常用ディーゼル発電設備（発電機）

別紙 2-7 往復動式ポンプ

別紙 2-8 特殊弁及び一般弁

: 今回提出範囲

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

女川原子力発電所第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 詳細検討対象設備

機種名	設備名称	型式	仕様 (流量, 出力等)	J E A G 適用範囲
立形ポンプ	原子炉補機冷却海水ポンプ	立形斜流式	1900m <sup>3</sup> /h	～7600m <sup>3</sup> /h
	高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ	立形斜流式	250m <sup>3</sup> /h	～7600m <sup>3</sup> /h
横形ポンプ	燃料プール冷却浄化系ポンプ	単段遠心式	160m <sup>3</sup> /h	～2400m <sup>3</sup> /h
電動機	高圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機	立形すべり軸受	1900kW	～2700kW
	低圧炉心スプレイ系ポンプ用原動機	立形ころがり軸受	1000kW	～1300kW
	原子炉補機冷却海水ポンプ用電動機	立形ころがり軸受	420kW	～1300kW
	高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ポンプ用電動機	立形ころがり軸受	60kW	～1300kW
	燃料プール冷却浄化系ポンプ用電動機	横形ころがり軸受	75kW	～950kW
	ほう酸水注入系ポンプ用電動機	横形ころがり軸受	37kW	～950kW
	非常用ガス処理系排風機用電動機	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電動機	横形ころがり軸受	11kW	～950kW
ファン	非常用ガス処理系排風機	遠心直結型ファン	41.7m <sup>3</sup> /h	～2900m <sup>3</sup> /h
	可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ	遠心直動型ファン	4.3m <sup>3</sup> /h	～2500m <sup>3</sup> /h
非常用 ディーゼル 発電設備	非常用ディーゼル機関	機関本体	6100kW	～15500kW
	非常用ディーゼル発電機	(電動機の評価手法に準じる)		
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関	機関本体	3000kW	～15500kW
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機	(電動機の評価手法に準じる)		
往復動式 ポンプ	ほう酸水注入系ポンプ	横形3連往復動式	9.78m <sup>3</sup> /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	～350A	～500A
	ゲート弁	ゲート弁	～400A	～650A
	バタフライ弁	バタフライ弁	～600A	～1800A
	逆止弁	逆止弁	～450A	～850A



### 3. 動的機能維持評価の詳細検討に係る対応方針

別 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、機能確認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 立形ポンプの詳細検討
- ・別紙 2-2 横形ポンプの詳細検討
- ・別紙 2-3 電動機の詳細検討
- ・別紙 2-4 ファンの詳細検討
- ・別紙 2-5 非常用ディーゼル発電設備の詳細検討（機関）
- ・別紙 2-6 非常用ディーゼル発電設備の詳細検討（発電機）
- ・別紙 2-7 往復動式ポンプの詳細検討
- ・別紙 2-8 特殊弁及び一般弁の詳細検討

## 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

今回説明	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
	高圧炉心スプレィ系 ポンプ用電動機	立形すべり 軸受	水平方向	4.7	2.5	×
			鉛直方向	0.57	1.0	○
	低圧炉心スプレィ系 ポンプ用電動機		水平方向	4.2	2.5	×
			鉛直方向	0.57	1.0	○
	原子炉補機冷却海水 ポンプ用電動機	立形ころがり 軸受	水平方向	17.35	2.5	×
			鉛直方向	1.61	1.0	×
	高圧炉心スプレィ 補機冷却海水 ポンプ用電動機		水平方向	1.40	2.5	○
			鉛直方向	1.61	1.0	×
	燃料プール冷却浄化系 ポンプ用電動機		水平方向	1.65	4.7	○
			鉛直方向	1.15	1.0	×
	ほう酸水注入系 ポンプ用電動機		水平方向	1.77	4.7	○
			鉛直方向	1.30	1.0	×
非常用ガス処理系 排風機用電動機	横形ころがり 軸受	水平方向	1.81	4.7	○	
		鉛直方向	1.32	1.0	×	
可燃性ガス濃度制御系 再結合装置ブロワ用 電動機		水平方向	1.77	4.7	○	
		鉛直方向	1.30	1.0	×	

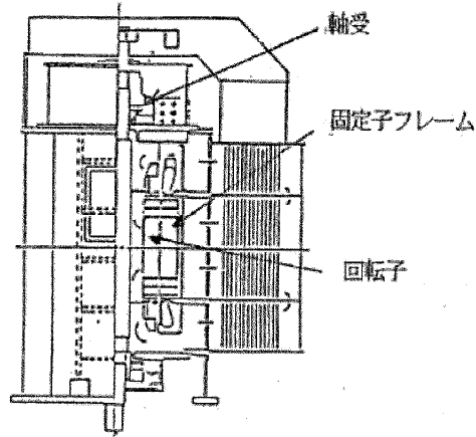
注記\*1：加速度の単位：×9.8m/s<sup>2</sup>

\*2：機能維持評価用加速度が機能維持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。

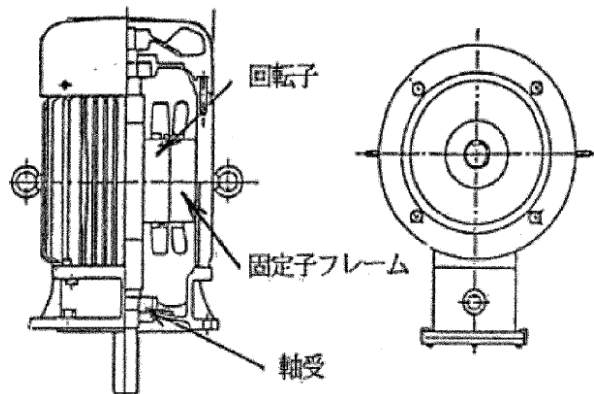
## 2. 電動機の構造概要

詳細評価が必要となった電動機の構造概要を別紙2-3-1図～別紙2-3-3図に示す。電動機は、機構的に単純であり、いずれも堅牢な固定子フレームと回転子とから構成される。

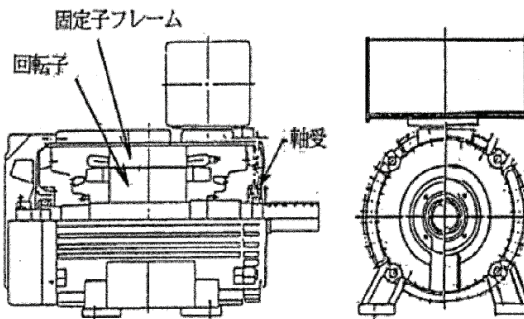
その型式は大別して軸受種類によってすべり軸受ところがり軸受とに分けられ、さらに設置方向により各々立形と横形に分類されるが、いずれも振動系としては類似のものであり、基本的な評価の考え方は全機種に共通なものとなる。



別紙 2-3-1 図 電動機（立形ころがり軸受）の構造概要図



別紙 2-3-2 図 電動機（立形すべり軸受）の構造概要図



別紙 2-3-3 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

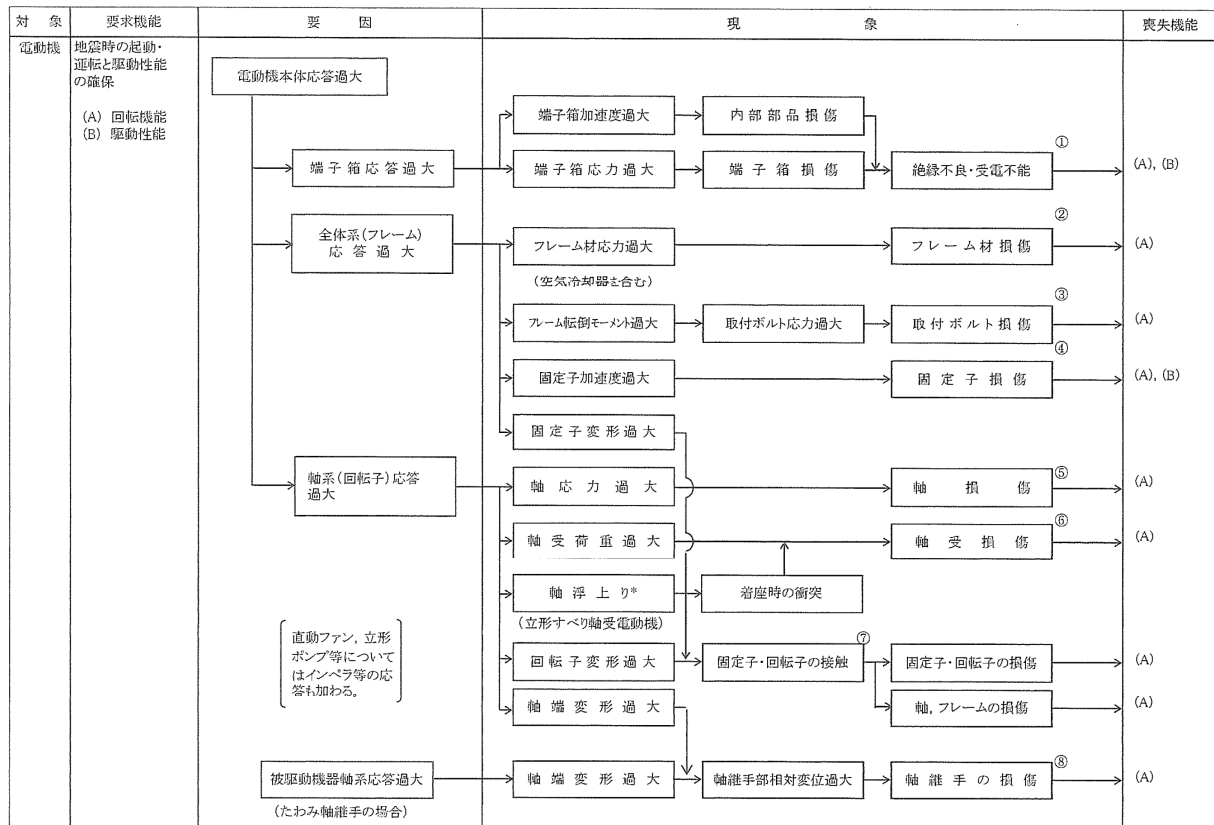
##### ○冷却ファン、クーラユニットの健全性

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、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 2-3-4 図に示す。



別紙 2-3-4 図 電動機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、①～⑧の基本評価項目が抽出されており、これらの基本評価項目について評価することで、回転機能及び駆動特性機能が確認できるとされており、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これら①～⑧の基本評価項目について、全て評価基準値以下に収まっていれば、動的機能は維持できると考えられる。

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。

なお、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が、各評価結果が概ね弾性域内に留まっていれば、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。

#### 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<sup>(注)</sup>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) 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（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フレーム材の応力が過大となり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（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器への回転運動の伝達が喪失する。

#### 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、女川原子力発電所第 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 表に示す。別紙 2-3-2 表に示すとおり、基本評価項目 No. 1～6 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。

別紙 2-3-2 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	計算書対象*
1	端子箱	○	○	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	フレーム	○	○	フレームは固定子、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フレームに有意な荷重が作用することから、フレームの発生応力を評価する。	○
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。	○
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。	○
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。	○
6	固定子・回転子	○	○	全体系（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、固定子のたわみを評価する。	○
7	軸継手	—	○	軸継手はポンプ軸とモータ軸をリジットに接続するタイプであり、相対変位が発生しないこと、および地震荷重については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。	—
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耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書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	○	—	高圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機、低圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機：原子炉補機冷却水系等から冷却水が供給される。原子炉補機冷却水系配管等は別途耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。	—（別設備の構造強度評価対象）

注記\*：動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「—」で示す。



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 2-3-3 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 2-3-3 表 電動機の評価基準値

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，受電機能の確保の観点から，運転状態Ⅳを基本として，通常材料の実降伏点が設計値に対し余裕があることを考慮し，概ね降伏点以下と同等とした値として許容応力状態Ⅳ <sub>A</sub> S を評価基準値とした。
2	フレーム	電動機本体の機能維持の観点から，運転状態Ⅲを基本として，フレームの発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ <sub>A</sub> S 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，運転状態Ⅲを基本として，固定子の発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ <sub>A</sub> S 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，運転状態Ⅲを基本として，軸（回転子）の発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ <sub>A</sub> S 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・回転子	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 2-3-4, 別紙 2-3-5 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、いずれも、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、耐震計算書「VI-2-5-5-1-1 高圧炉心スプレイ系ポンプの耐震性についての計算書」、  
「VI-2-5-5-2-1 低圧炉心スプレイ系ポンプの耐震性についての計算書」にて示す。

別紙 2-3-4 表 高圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機 詳細検討結果

評価部位	項目	応力分類	発生値	評価基準値	評価
端子箱	応力	引張り	175MPa	185MPa	○
	応力	せん断	1MPa	142MPa	○
フレーム	応力	組合せ	25MPa	309MPa	○
固定子	応力	せん断	5MPa	53MPa	○
軸 (回転子)	応力	組合せ	49MPa	354MPa	○
軸受	荷重	(上部軸受)	$5.715 \times 10^4 \text{N}$		○
	荷重	(下部軸受)	$5.360 \times 10^4 \text{N}$		○
固定子・回転子	変位	—	0.83mm	3mm	○

別紙 2-3-5 表 低圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機 詳細検討結果

評価部位	項目	応力分類	発生値	評価基準値	評価
端子箱	応力	引張り	100MPa	185MPa	○
	応力	せん断	1MPa	142MPa	○
フレーム	応力	組合せ	24MPa	309MPa	○
固定子	応力	せん断	4MPa	53MPa	○
軸 (回転子)	応力	組合せ	54MPa	430MPa	○
軸受	荷重	(上部軸受)	$2.449 \times 10^4 \text{N}$		○
	荷重	(下部軸受)	$2.983 \times 10^4 \text{N}$		○
固定子・回転子	変位	—	0.99mm	2.4mm	○

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

## 非常用ディーゼル発電設備（機関）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、非常用ディーゼル発電設備（機関）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 2-5-1 表のとおり。

別紙 2-5-1 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
非常用ディーゼル発電設備（機関）	非常用ディーゼル機関	機関本体	機関	水平方向	1.67	1.1	×
				鉛直方向	1.17	1.0	×
			ガバナ	水平方向	1.67	1.8	○
				鉛直方向	1.17	1.0	×
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関	機関本体	機関	水平方向	1.67	1.1	×
				鉛直方向	1.17	1.0	×
			ガバナ	水平方向	1.67	1.8	○
				鉛直方向	1.17	1.0	×

注記\*1：加速度の単位：×9.8m/s<sup>2</sup>

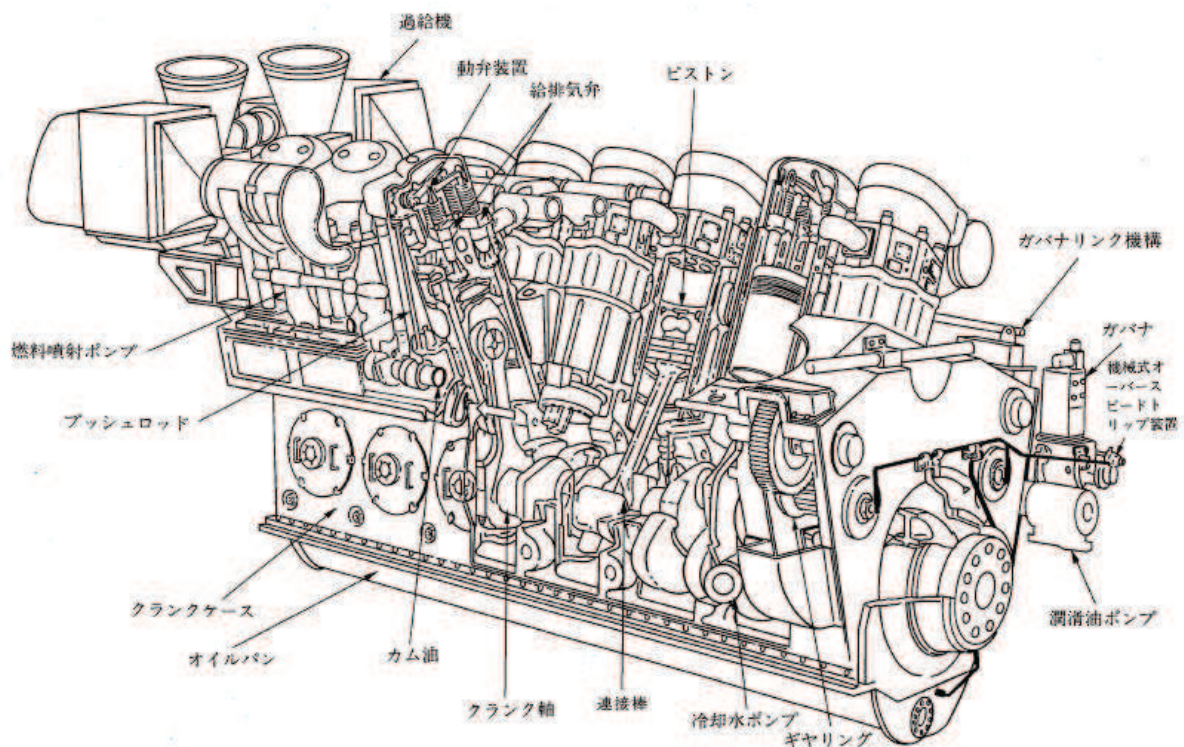
\*2：機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合を「×」で示す。

## 2. 非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の構造概要

詳細評価が必要となった非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の構造概要を別紙 2-5-1 図及び別紙 2-5-2 図に示す。

非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関は、ピストンの往復運動をクランク軸の回転運動に変え、発電機に回転力を与える機構である。そのクランクケースにはシリンダ、ピストン、連接棒、クランク軸シリンダ内への燃焼空気吸入用とシリンダ外への燃焼ガス排気用の吸排気弁、及びそれらの動弁機構、各機構へ回転を連結するギヤリング、燃焼用空気を圧縮する過給機等を付属又は内蔵している。また、出力制御のために、ガバナ、ガバナに接続するガバナリンク、燃料加減軸からなる機構及びオーバースピードトリップ機構が備えられている。

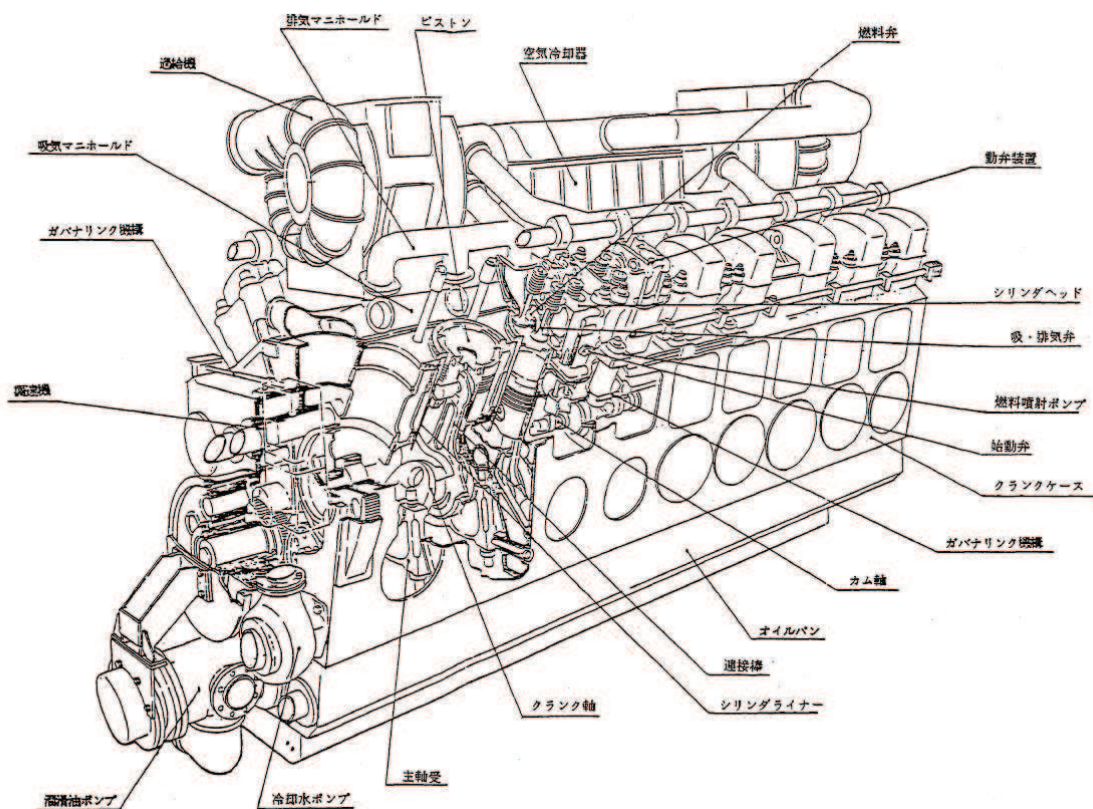
非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関は J E A G 4 6 0 1 や耐特委で検討されている非常用ディーゼル発電機と同様の機構、構造であり特有の形状や構成部品の違いはない。



出典： J E A G 4 6 0 1

(女川 2 号非常用ディーゼル機関は 18 気筒であるが、基本構造は同じ)

別紙 2-5-1 図 非常用ディーゼル機関の構造図



出典：(財) 原子力工学試験センター原子力発電施設耐震信頼性実証試験に関する調査報告書その6 非常用ディーゼル発電機システム耐震実証試験

別紙 2-5-2 図 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の構造図



### 3. 非常用ディーゼル発電設備（機関）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。

- ガバナリンクの健全性
- 機械式オーバースピードトリップ装置の健全性
- 始動弁，主始動弁の健全性
- 燃料噴射ポンプの健全性
- 冷却水ポンプの健全性
- 潤滑油ポンプの健全性
- 過給機の健全性
- 排気管ベローズの健全性
- ピストン，クランク軸，連結棒の健全性
- 基準軸受の健全性
- カム軸の健全性
- ギヤリングの健全性
- 動弁装置の健全性
- ディーゼル機関本体の健全性
- 潤滑油サンプタンクの波高
- ガバナの健全性

なお、上記の部位のうち、「ガバナリンク，機械式オーバースピードトリップ装置，始動弁・主始動弁，燃料噴射ポンプ，ピストン，クランク軸，連結棒，基準軸受，カム軸，ギヤリング，動弁装置」については、「高圧の爆発圧力による力，回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料，構造，強度を有しており，地震加速度による影響は非常に小さいこと（中略），評価を省略することができる。」とされている。また、「冷却水ポンプ，潤滑油ポンプ，過給機」については、「地震時においても取付ボルトの強度，回転部のクリアランスに十分な余裕があることが確認されており，評価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

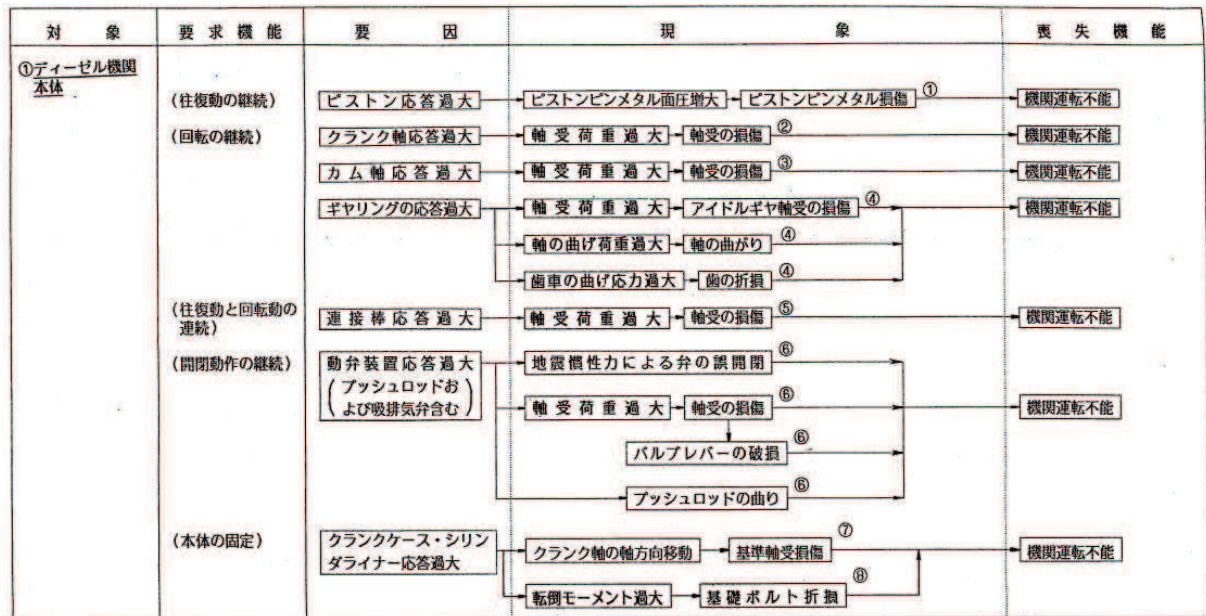
耐特委においては，以下の6項目に分類し検討を実施している。

- a. ディーゼル機関本体
- b. 出力制御系
- c. 始動空気系
- d. 燃料油系
- e. 冷却水系
- f. 潤滑油系

a. ディーゼル機関本体

(a) 地震時異常要因分析

耐特委における非常用ディーゼル発電機の地震時異常要因分析結果(ディーゼル機関本体)を別紙2-5-3図に示す。



別紙2-5-3図 非常用ディーゼル発電機(ディーゼル機関本体)の地震時異常要因分析図(耐特委)

(b) 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、以下の①～⑧の評価項目が抽出され、これらの項目について評価することで、往復動の継続、回転の継続、往復動と回転動作の連続、開閉動作の継続及び本体の固定を確認できるとされている。これは、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、これらの①～⑧について全て評価基準値以下に収まっていれば、動的機能が維持できると考えられる。本項では、上記考えに基づき、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。

なお、全評価項目の中で、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が、各評価結果が概ね弾性域内に留まっており、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ている。

① ピストンの健全性

ピストンの応答が過大となることにより、ピストンピンメタル面圧が増大し損傷に至り機関運転不能となる。

② クランク軸の健全性

クランク軸の応答が過大となることにより、軸受荷重が過大となり損傷に至り機関運転不能となる。

### ③ カム軸の健全性

カム軸の応答が過大となることにより、軸受荷重が過大となり損傷に至り機関運転不能となる。

### ④ ギヤリングの健全性

ギヤリングの応答が過大となることにより、以下の要因により機関運転不能となる。

- ・アイドルギヤ軸受荷重が過大となり軸受損傷。
- ・軸の曲げ荷重が過大となり軸の曲がり発生。
- ・歯車の曲げ応力が過大となり歯の折損。

### ⑤ 連接棒の健全性

連接棒の応答が過大となることにより、軸受荷重が過大となり損傷に至り機関運転不能となる。

### ⑥ 動弁装置の健全性

動弁装置の応答が過大となることにより、以下の要因により機関運転不能となる。

- ・地震慣性力による弁の誤開閉。
- ・バルブレバー軸受の荷重が過大となり軸受損傷。
- ・バルブレバー軸受の損傷に伴うバルブレバー損傷。
- ・プッシュロッドの曲がり発生。

### ⑦ 基準軸受の健全性

クランクケース及びシリンダーライナーの応答が過大となることにより、クランク軸の軸方向移動により基準軸受の損傷に至り機関運転不能となる。

### ⑧ 機関本体の健全性

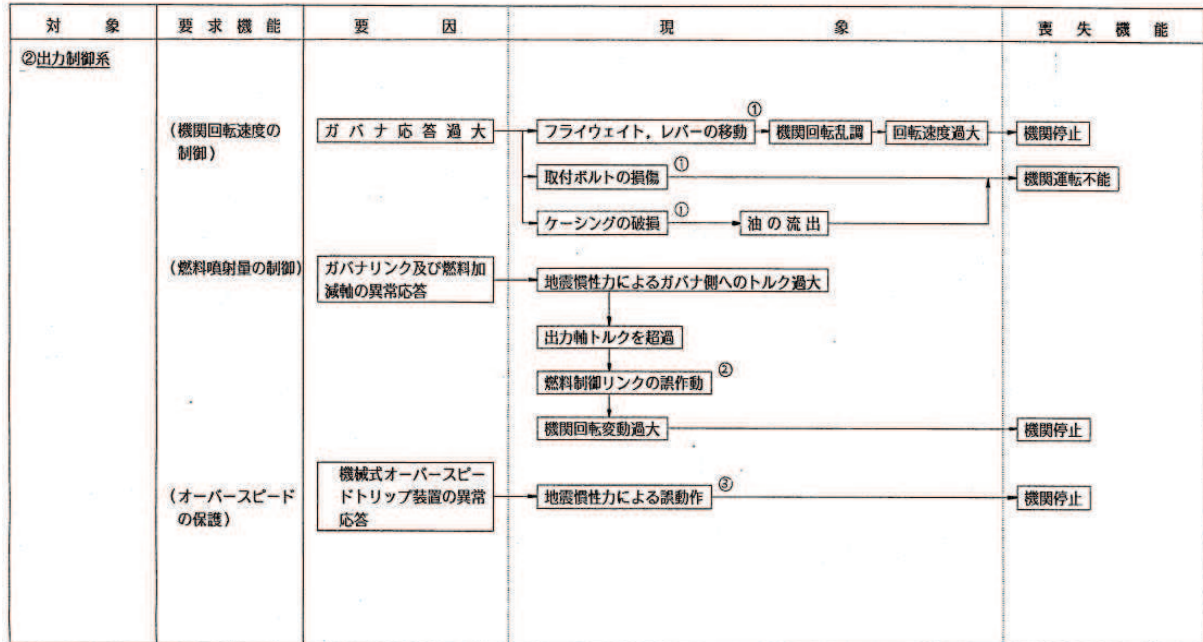
機関本体(クランクケース・シリンダライナー含む)の応答が過大となることにより、機関の転倒モーメントが過大となり基礎ボルト及び機関取付ボルトの折損に至り機関運転不能となる。



b. 出力制御系

(a) 地震時異常要因分析

耐特委における非常用ディーゼル発電機の地震時異常要因分析結果（出力制御系）を別紙2-5-4図に示す。



別紙2-5-4図 非常用ディーゼル発電機（出力制御系）の地震時異常要因分析図（耐特委）

(b) 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、①～③の評価項目が抽出され、これらの項目について評価することで、機関回転速度の制御、燃料噴射量の制御及びオーバースピードの保護を確認できるとされている。これは、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、これらの①～③について全て評価基準値以下に収まっていれば、動的機能が維持できると考えられる。本項では、上記考えに基づき、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。

なお、全評価項目の中で、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が、各評価結果が概ね弾性域内に留まっており、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ている。

① ガバナの健全性

ガバナの応答が過大となることにより、以下の要因により機関運転不能となる。

- ・フライウエイト、レバーが移動し、機関回転乱調による回転速度過大。
- ・取付ボルトの損傷。
- ・ケーシングの破損による油の流出。

② ガバナリンク及び燃料加減軸の健全性

ガバナリンク及び燃料加減軸の異常応答により，地震慣性力によるガバナ側へのトルクが過大となり出力軸トルクを超過するため，燃料制御リンクが誤作動し機関回転変動過大となり機関停止する。

③ オーバースピードトリップ装置の健全性

機械式オーバースピードトリップ装置の異常応答により，地震慣性力による誤動作が発生し機関停止する。

c. 始動空気系

(a) 地震時異常要因分析

耐特委における非常用ディーゼル発電機設備の地震時異常要因分析結果（始動空気系）を別紙2-5-5図に示す。

対象	要求機能	要因	現象	喪失機能	
③始動空気系	(始動機能)	空気だめ応答過大	アンカーボルト切損 <sup>⑤</sup> → 本体移動による配管破損	機関始動不能	
		始動電磁弁応答過大	地震慣性力による作動不能 <sup>①</sup>	機関始動不能	
		始動弁応答過大	地震慣性力による作動不能 <sup>②</sup>	機関始動不能	
		始動空気系配管応答過大	配管破損またはノズル破損 <sup>⑥</sup> → 制御用空気喪失	機関始動不能	
	(燃焼空気の供給)	過給機応答過大	取付ボルトの損傷 <sup>③</sup> 支持脚の損傷 <sup>③</sup>	↑	機関運転不能
		ロータの応答加速度過大	ロータの変位過大 → ケーシングとの接触 → ロータの損傷 <sup>③</sup> 軸受荷重過大 → 軸受損傷 <sup>③</sup>	↑	機関運転不能
		排気管パローズ応答過大	排気管パローズ破損 <sup>④</sup> → 機関室内排気ガス充満 → 室内温度上昇 → 燃焼空気不十分(室内吸気)	↑	機関正常運転不能
	(燃焼ガスの排出)				機関正常運転不能

別紙2-5-5図 非常用ディーゼル発電機（始動空気系）の地震時異常要因分析図（耐特委）

(b) 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、①～⑥の評価項目が抽出され、これらの項目について評価することで、始動機能、燃焼空気の供給及び燃焼ガスの排出を確認できるとされている。これは、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、これらの①～⑥について全て評価基準値以下に収まっていれば、動的機能が維持できると考えられる。本項では、上記考えに基づき、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。

なお、全評価項目の中で、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が、各評価結果が概ね弾性域内に留まっており、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ている。

① 始動電磁弁の健全性

始動電磁弁の応答が過大となることにより、地震慣性力による作動不能に至り機関始動不能となる。

② 始動弁の健全性

始動弁の応答が過大となることにより、地震慣性力による作動不能に至り機関始動不能となる。

### ③ 過給機の健全性

過給機（ロータ含む）の応答が過大となることにより，以下の要因により燃焼空気の供給機能の喪失に至り機関運転不能となる。

- ・ 取付ボルトの損傷。
- ・ 支持脚の損傷。
- ・ ロータ変位が過大となりケーシングと接触することによるロータ損傷。
- ・ 軸受荷重が過大となり軸受損傷。

### ④ 排気管ベローズの健全性

排気管ベローズの応答が過大となることにより，排気管ベローズが破損に至り機関室内に排気ガスが充満することで，室内温度上昇又は燃焼空気不十分（室内吸気の場合）となり機関の正常運転が不能となる。

### ⑤ 空気だめの健全性

空気だめの応答が過大となることにより，アンカーボルトが折損し本体が移動することで配管が破損に至り機関始動不能となる。

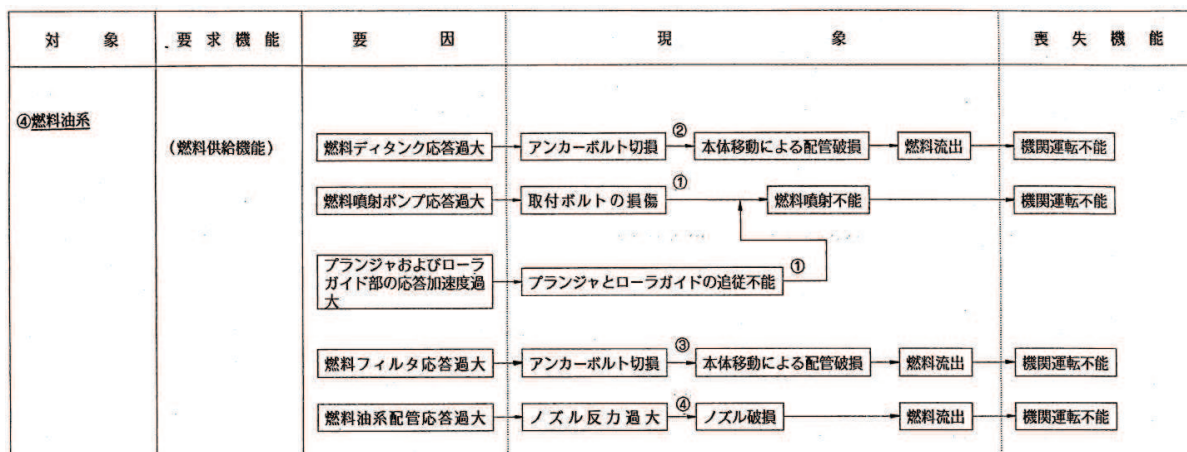
### ⑥ 始動空気系配管の健全性

始動空気系配管の応答が過大となることにより，配管又はノズルが破損し制御用空気を喪失することで機関始動不能となる。

d. 燃料油系

(a) 地震時異常要因分析

耐特委における非常用ディーゼル発電機設備の地震時異常要因分析結果（燃料油系）を別紙 2-5-6 図に示す。



別紙 2-5-6 図 非常用ディーゼル発電機（燃料油系）の地震時異常要因分析図（耐特委）

(b) 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、①～④の評価項目が抽出され、これらの項目について評価することで、燃料供給機能の維持が確認できるとされている。これは、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、これらの①～④について全て評価基準値以下に収まっていれば、動的機能が維持できると考えられる。本項では、上記考えに基づき、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。

なお、全評価項目の中で、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が、各評価結果が概ね弾性域内に留まっており、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ている。

① 燃料噴射ポンプの健全性

燃料噴射ポンプの応答が過大となることにより、取付ボルトが損傷し燃料噴射不能となり機関運転不能となる。また、プランジャ及びローラガイド部の応答が過大となることにより、プランジャ及びローラガイドが追従不能となり燃料噴射不能となり機関運転不能となる。

② 燃料ディタンクの健全性

燃料ディタンクの応答が過大となることにより、アンカーボルトが折損し本体が移動することで配管が破損し燃料流出が発生し機関運転不能となる。

③ 燃料フィルタの健全性

燃料フィルタの応答が過大となることにより、アンカーボルトが折損し本体が移動す

ることで配管が破損し燃料流出が発生し機関運転不能となる。

④ 燃料油系配管の健全性

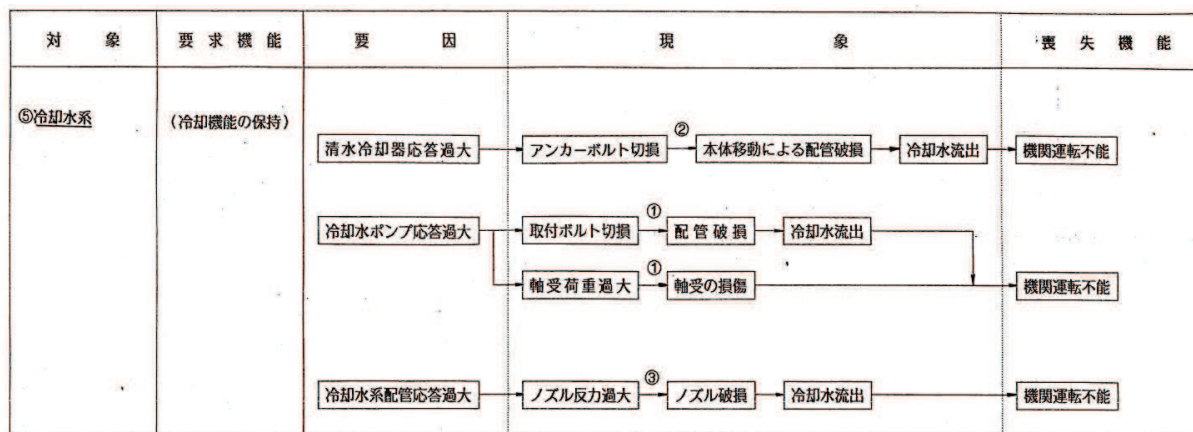
燃料油系配管の応答が過大となることにより、ノズル反力が過大となりノズルが破損することで燃料流出が発生し機関運転不能となる。



e. 冷却水系

(a) 地震時異常要因分析

耐特委における非常用ディーゼル発電機設備の地震時異常要因分析結果（冷却水系）を別紙 2-5-7 図に示す。



別紙 2-5-7 図 非常用ディーゼル発電機（冷却水系）の地震時異常要因分析図（耐特委）

(b) 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、①～③の評価項目が抽出され、これらの項目について評価することで、冷却機能の保持が確認できるとされている。これは、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、これらの①～③について全て評価基準値以下に収まっていれば、動的機能が維持できると考えられる。本項では、上記考えに基づき、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。

なお、全評価項目の中で、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が、各評価結果が概ね弾性域内に留まっており、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ている。

① 冷却水ポンプの健全性

冷却水ポンプの応答が過大となることにより、取付ボルトが折損し冷却水配管が破損することで冷却水流出が発生し機関運転不能となる。また、軸受荷重が過大になり軸受損傷に至り機関運転不能となる。

② 清水冷却器の健全性

清水冷却器の応答が過大となることにより、アンカーボルトが折損し本体が移動することで配管が破損し冷却水流出が発生し機関運転不能となる。

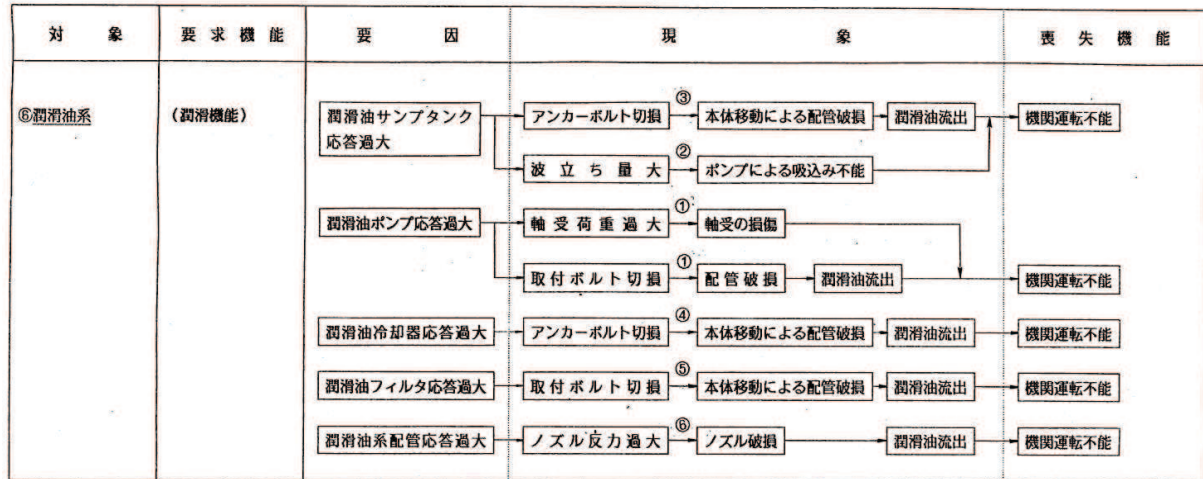
③ 冷却水系配管の健全性

冷却水系配管の応答が過大となることにより、ノズル反力が過大となりノズルが破損することで冷却水流出が発生し機関運転不能となる。

f. 潤滑油系

(a) 地震時異常要因分析

耐特委における非常用ディーゼル発電機設備の地震時異常要因分析結果（潤滑油系）を別紙 2-5-8 図に示す。



別紙 2-5-8 図 非常用ディーゼル発電機（潤滑油系）の地震時異常要因分析図（耐特委）

(b) 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、①～⑥の評価項目が抽出され、これらの項目について評価することで、潤滑機能の維持が確認できるとされている。これは、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、これらの①～⑥について全て評価基準値以下に収まっていれば、動的機能が維持できると考えられる。本項では、上記考えに基づき、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。

なお、全評価項目の中で、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が、各評価結果が概ね弾性域内に留まっており、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ている。

① 潤滑油ポンプの健全性

潤滑油ポンプの応答が過大となることにより、軸受荷重が過大となり軸受損傷に至り機関運転不能となる。また、取付ボルトが切損し本体が移動することで配管が破損し潤滑油流出が発生し機関運転不要となる。

② 潤滑油サンプタンク（スロッシング）の健全性

潤滑油サンプタンクの応答が過大となることにより、内包する潤滑油の波立ちが過大となりポンプ吸込み不能に至り機関運転不能となる。

③ 潤滑油サンプタンクの健全性

潤滑油サンプタンクの応答が過大となることにより、アンカーボルトが折損し本体が



移動することで配管が破損し潤滑油流出が発生し機関運転不能となる。

④ 潤滑油冷却器の健全性

潤滑油冷却器の応答が過大となることにより、アンカーボルトが折損し本体が移動することで配管が破損し潤滑油流出が発生し機関運転不能となる。

⑤ 潤滑油フィルタの健全性

潤滑油フィルタの応答が過大となることにより、取付ボルトが折損し本体が移動することで配管が破損し潤滑油流出が発生し機関運転不能となる。

⑥ 潤滑油系配管の健全性

潤滑油配管の応答が過大となることにより、ノズル反力が過大となりノズルが破損することで潤滑油流出が発生し機関運転不能となる。

#### 4. 非常用ディーゼル発電設備（機関）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、女川原子力発電所第2号機のディーゼル発電設備（機関）の動的機能維持評価に係る詳細検討方針について、3項で検討した6つの分類ごとに整理した結果を以下に示す。

なお、(財)原子力工学試験センターで実施された耐震信頼性実証試験\*（以下「耐震信頼性実証試験」という。）の結果を踏まえて評価対象外としている基本評価項目を別添-1に、ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として評価を実施している設備を別添-2に、潤滑油のスロッシング評価に関連する内容を別添-3にそれぞれ詳細を示す。

注記\*：「原子力発電施設耐震信頼性実証試験（平成4年3月）」（(財)原子力工学試験センター）

#### 4.1 ディーゼル機関本体

ディーゼル機関本体の詳細検討方針を別紙 2-5-2 表に示す。

別紙 2-5-2 表 ディーゼル機関本体の詳細検討方針

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	計算書 対象*
1	ピストン	○	○	ピストンピンメタルは、高圧の爆発力による力、回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料、構造、強度を有しており、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-1)。	- (別添-1)
2	クランク軸	○	○	主軸受は、高圧の爆発力による力、回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料、構造、強度を有しており、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-1)。	- (別添-1)
3	カム軸	○	○	主軸受は、高圧の爆発力による力、回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料、構造、強度を有しており、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-1)。	- (別添-1)
4	ギヤリング	○	○	アイドルギヤ軸受、軸及び歯車は、高圧の爆発力による力、回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料、構造、強度を有しており、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-1)。	- (別添-1)
5	連接棒	○	○	クランクピンメタルは、高圧の爆発力による力、回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料、構造、強度を有しており、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-1)。	- (別添-1)
6	動弁装置	○	○	バルブレバー軸受、プッシュロッド、バルブレバー及びプッシュロッドの追従性は、高圧の爆発力による力、回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料、構造、強度を有しており、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-1)。	- (別添-1)
7	基準軸受	○	○	基準軸受は、往復動の継続、回転の継続、往復動と回転道の連続、開閉動作の継続の観点から、隔壁が回転体のスラスト方向荷重を支持可能であること及びスラスト軸受機能が確保されることを確認するため、動的機能維持の評価項目として選定する。	○
8	機関本体	○	○	機関本体の健全性は固定部の取付ボルト及び基礎ボルトの構造強度を確認する。ボルト類については、ディーゼル発電設備の構造強度評価の評価対象として耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。	- (構造強度評価対象)

注記\* : 動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「-」で示す。

## 4.2 出力制御系

出力制御系の詳細検討方針を別紙 2-5-3 表に示す。

別紙 2-5-3 表 出力制御系の詳細検討方針

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	計算書 対象*
1	ガバナ	○	○	ディーゼル機関の回転速度の制御の観点から動的機能維持の評価項目として選定する。	○
2	ガバナリンク及び燃料加減軸	○	○	ガバナリンク及び燃料加減軸は、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-1）。	-（別添-1）
3	オーバースピードトリップ装置	○	○	機械式オーバースピードトリップ装置は、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-1）。	-（別添-1）

注記\*：動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「-」で示す。

#### 4.3 始動空気系

始動空気系の詳細検討方針を別紙 2-5-4 表に示す。

別紙 2-5-4 表 始動空気系の詳細検討方針

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	計算書 対象*
1	始動電磁弁	—	○	始動電磁弁の健全性は非常用ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として、始動空気系配管の一部として耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-2）。	—（別添-2）
2	始動弁	○	○	始動弁は、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-1）。	—（別添-1）
3	過給機	○	○	地震時においても取付ボルト、支持脚の強度、回転部のクリアランス及び軸受荷重に十分な余裕があることが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-1）。	—（別添-1）
4	排気管ペロ ーズ	○	○	燃焼ガスの排出の観点から動的機能維持の評価項目として選定する。	○
5	空気だめ	—	○	空気だめの健全性は非常用ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として、構造強度評価対象として耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。	—（別設備の 構造強度評 価対象）
6	始動空気系 配管	—	○	始動空気系配管の健全性は非常用ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-2）。	—（別添-2）

注記\*：動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「—」で示す。

#### 4.4 燃料油系

燃料油系の詳細検討方針を別紙 2-5-5 表に示す。

別紙 2-5-5 表 燃料油系の詳細検討方針

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	計算書 対象*
1	燃料噴射ポンプ	○	○	地震時においても取付ボルトの強度、ブランジャーとローラガイドの追従性に十分な余裕があることが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な余裕があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-1）。	－（別添-1）
2	燃料デイトンク	－	○	燃料デイトンクの健全性は非常用ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として、構造強度評価対象として耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。	－（別設備の構造強度評価対象）
3	燃料フィルタ	－	○	燃料フィルタの健全性は非常用ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-2）。	－（別添-2）
4	燃料油系配管	－	○	燃料油系配管の健全性は非常用ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-2）。	－（別添-2）

注記\*：動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「－」で示す。

#### 4.5 冷却水系

冷却水系の詳細検討方針を別紙 2-5-6 表に示す。

別紙 2-5-6 表 冷却水系の詳細検討方針

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	計算書 対象*
1	冷却水ポンプ	○	○	地震時においても取付ボルト，回転部のクリアランス及び軸受荷重に十分な余裕があることが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し，十分な余裕があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-1）。	－（別添-1）
2	清水冷却器	－	○	清水冷却器の健全性は非常用ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として，耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-2）。	－（別添-2）
3	冷却水系配管	－	○	冷却水系配管の健全性は非常用ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として，耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-2）。	－（別添-2）

注記\*：動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「－」で示す。

#### 4.6 潤滑油系

潤滑油系の詳細検討方針を別紙 2-5-7 表に示す。

別紙 2-5-7 表 潤滑油系の詳細検討方針

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	計算書 対象*
1	潤滑油ポンプ	○	○	地震時においても取付ボルト、支持脚の強度、回転部のクリアランス及び軸受荷重に十分な余裕があることが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な余裕があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-1)。	- (別添-1)
2	潤滑用サンプタンク (スロッシング)	○	○	潤滑機能維持の観点から動的機能維持の評価項目として選定する。	○
3	潤滑油サンプタンク	-	○	潤滑油サンプタンクの健全性は非常用ディーゼル発電設備 (機関) とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2)。	- (別添-2)
4	潤滑油冷却器	-	○	潤滑油冷却器の健全性は非常用ディーゼル発電設備 (機関) とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2)。	- (別添-2)
5	潤滑油フィルタ	-	○	潤滑油フィルタの健全性は非常用ディーゼル発電設備 (機関) とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2)。	- (別添-2)
6	潤滑油系配管	-	○	潤滑油系配管の健全性は非常用ディーゼル発電設備 (機関) とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2)。	- (別添-2)

注記\* : 動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「-」で示す。



5. 非常用ディーゼル発電設備（機関）の評価基準値の設定

非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレィディーゼル機関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 2-5-8 表に示す。

非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレィディーゼル機関の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、動的機能維持が確保されると判断する。

別紙 2-5-8 表 非常用ディーゼル発電設備（機関）の評価基準値

No	基本評価項目		評価基準値の設定
1	(ディーゼル機関本体) 非常用ディーゼル機関 基準軸受*1	隔壁強度	クランク軸の回転機能及び支持機能が阻害されるという観点から、隔壁の変形を弾性範囲内に留めるようⅢAS を準用し評価基準値としている。クランク軸及び発電機ロータによる発生応力を弾性範囲内に留めることで、地震時のスラスト方向荷重による隔壁損傷はなく、機関の回転機能は確保される。
		軸受面圧	クランク軸の回転機能及び支持機能が阻害されるという観点から、機能維持の観点で既往の研究で機能維持が確認されている軸受面圧*3を評価基準値とした。
	(ディーゼル機関本体) 高圧炉心スプレィディーゼル機関 基準軸受*1	スラスト方向加速度	高圧炉心スプレィ系ディーゼル発電機の据付位置における地震加速度が、当該ディーゼル機関の同一型式の機能確認済加速度以下であることを確認するため、耐震信頼性実証試験で得られている機能確認済加速度を評価基準値とした。
2	(出力制御系) ガバナ*2	ガバナ加速度	据付位置における地震加速度が、当該ガバナの機能確認済加速度以下であることを確認するため、既往の研究*4での機能確認済加速度を評価基準値とした。
3	(始動空気系) 排気管ベローズ*2	地震による伸び	J E A G 4 6 0 1 に従い、排気管ベローズの地震による伸びが運転状態の最大伸び量以下であればベローズの健全性が確保されるとの観点から、運転時の排気管ベローズの最大伸び量を評価基準値とした。
4	(潤滑油系) 潤滑油サンプタンク*2	スロッシング	地震時にディーゼル機関に潤滑油が供給可能であることを確認するため、運転時潤滑油液面レベルから潤滑油吸入口上端レベルまでの高さを評価基準値とした。

注記\*1：非常用ディーゼル機関の基準軸受は既往知見による加振試験データが無いいため構造強度評価を実施。高圧炉心スプレィディーゼル機関の基準軸受は既往知見による加振試験データがあることから試験結果との比較により評価を実施。

\*2：ガバナ、排気管ベローズ及び潤滑油サンプタンクについて、評価基準値の設定の考え方は非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレィ系ディーゼル機関に共通。

\*3：耐震信頼性実証試験から得られた限界面圧。

\*4：(独)原子力安全基盤機構 耐震安全部「平成 22 年度耐震機能限界試験（非常用ディーゼル発電機）ガバナ振動台加振試験」(JNES-SS レポート)に記載の機能確認済加速度

6. 非常用ディーゼル発電設備（機関）の評価検討結果

非常用ディーゼル発電設備（機関）の詳細検討結果を別紙2-5-9表及び別紙2-5-10表に示す。

各機関に対する詳細検討結果は、いずれも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、非常用ディーゼル機関の動的機能維持評価の詳細については、耐震計算書「VI-2-10-1-2-1-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震計算書」, 「VI-2-10-1-2-2-1 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震計算書」にて示す。

別紙 2-5-9 表 非常用ディーゼル機関 詳細評価結果

評価部位		項目	応力分類	発生値	評価基準値	評価
基準軸受	隔壁強度	応力	曲げ応力			○
	軸受面圧	荷重	荷重			○
ガバナ	加速度		水平方向			○
			鉛直方向			○
排気管ベローズ		変位	—			○
潤滑油サンプタンク		変位	—			○

別紙 2-5-10 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関 詳細評価結果

評価部位		項目	応力分類	発生値	評価基準値	評価
基準軸受		加速度	水平方向 (スラスト方向)			○
ガバナ	加速度		水平方向			○
			鉛直方向			○
排気管ベローズ		変位	—			○
潤滑油サンプタンク (潤滑油オイルパン)		変位	—			○

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

非常用ディーゼル発電設備（機関）の基本評価項目のうち既往知見より  
評価対象外としている設備の確認結果

1. はじめに

女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル発電設備（機関）の動的機能維持評価については、J E A G 4 6 0 1 及び耐特委で検討された基本評価項目について検討する。この基本評価項目のうち、女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル発電機設備（機関）と同型式の試験体を用いた加振試験を実施している耐震信頼性実証試験\*で裕度が十分と判断される部位については評価対象外とし耐震計算書の記載対象外としている。

本資料では女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル発電設備（機関）の基本評価項目のうち、耐震信頼性実証試験での知見を用いて評価対象外としている評価項目についてその確認内容をまとめるものである。

注記\*：「原子力発電施設耐震信頼性実証試験（平成4年3月）」（(財)原子力工学試験センター）

2. 評価対象外とする基本評価項目の選定方法

女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル発電設備（機関）の基本評価項目のうち、耐震信頼性実証試験の知見を適用して評価対象外とする評価部位の選定フローについて別添 1-1 図に示す。選定フローの各項目について考え方は以下のとおりである。

①耐震信頼性実証試験の対象部位確認

耐震信頼性実証試験で評価対象部位としているか確認する。

②構造，材料，作動原理が女川原子力発電所第2号機と同一か確認

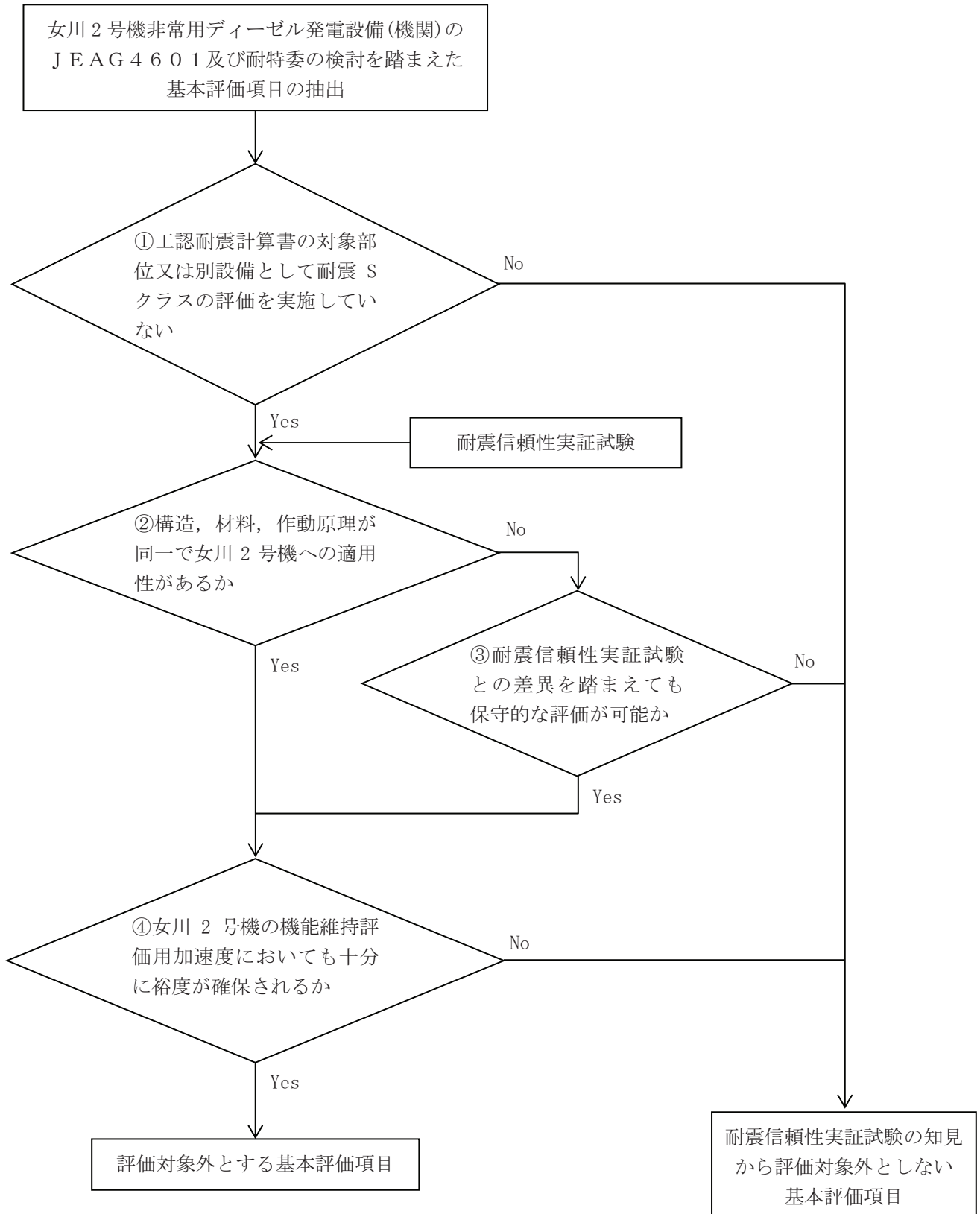
耐震信頼性実証試験の適用性を確認するため，構造，材料，作動原理の観点で耐震信頼性実証試験と女川原子力発電所第2号機の評価部位について比較を行い同一であるか確認する。

③耐震信頼性実証試験との差異を踏まえても保守的な評価となるか確認

耐震信頼性実証試験と差異がある場合でも，その差異は評価上非保守的な作用を及ぼすものではなく，保守的な評価が可能となるか確認する。

④女川原子力発電所第2号機での機能維持評価用加速度に対しての裕度確認

女川原子力発電所第2号機で設計に適用する機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証されている限界加速度を比較して十分な裕度が確保されるか確認する。



別添 1-1 図 評価対象外とする基本評価項目の選定フロー

### 3. 評価対象外とする基本評価項目の選定結果

評価対象外とする基本評価項目の選定について、非常用ディーゼル機関の結果を別添 1-1 表に、高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の結果を別添 1-2 表に示す。また、本表で示している各項目の結果の詳細は 4 項に示す。

別添 1-1 表 非常用ディーゼル機関において評価対象外とする基本評価項目の検討結果 (1/2)

分類	基本評価項目	①工認耐震計算書の評価対象部位又は別設備として耐震Sクラスの評価を実施していない	②構造, 材料, 作動原理が同一で女川2号機への適用性があるか	③耐震信頼性実証試験との差異を踏まえても保守的な評価が可能か	④女川2号機の機能維持評価用加速度においても十分に余裕が確保されるか	評価対象外とする基本評価項目
ディーゼル機関本体	ピストン	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	クランク軸	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	カム軸	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	ギヤリング	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	連接棒	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	動弁装置	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	基準軸受	Yes	Yes	⇒	No	-
	機関本体	No	-	-	-	-
	ガバナ	No	-	-	-	-
	ガバナリンク及び燃料加減軸	Yes	Yes	⇒	Yes	○
出力制御系	オーバースピードトリップ装置	Yes	No	Yes	Yes	○
	始動電磁弁	No	-	-	-	-
	始動弁	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	過給機	Yes	No	Yes	Yes	○
始動空気系	排気管バローズ	No	-	-	-	-
	空気だめ	No	-	-	-	-
	始動空気配管	No	-	-	-	-
	燃料噴射ポンプ	Yes	No	Yes	Yes	○
	燃料ダイヤタンク	No	-	-	-	-
燃料油系	燃料フィルタ	No	-	-	-	-
	燃料油系配管	No	-	-	-	-

別添 1-1 表 非常用ディーゼル機関において評価対象外とする基本評価項目の検討結果 (2/2)

分類	基本評価項目	①工認耐震計算書の評価対象部位又は別設備として耐震Sクラスの評価を実施していない	②構造, 材料, 作動原理が同一で女川2号機への適用性があるか	③耐震信頼性実証試験との差異を踏まえても保守的な評価が可能か	④女川2号機の機能維持評価用加速度においても十分に余裕が確保されるか	評価対象外とする基本評価項目
冷却水系	冷却水ポンプ	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	清水冷却器	No	-	-	-	-
	冷却水系配管	No	-	-	-	-
潤滑油	潤滑油ポンプ	Yes	No	Yes	Yes	○
	潤滑油サンプタンク (スロッシング)	No	-	-	-	-
	潤滑油サンプタンク	No	-	-	-	-
	潤滑油冷却器	No	-	-	-	-
	潤滑油フィルタ	No	-	-	-	-
	潤滑油系配管	No	-	-	-	-

別添 1-2 表 高圧炉心スプレイスライ系ディーゼル機関において評価対象外とする基本評価項目の検討結果 (1/2)

分類	基本評価項目	①工認耐震計算書の評価対象部位又は別設備として耐震Sクラスの評価を実施していない	②構造, 材料, 作動原理が同一で女川2号機への適用性があるか	③耐震信頼性実証試験との差異を踏まえても保守的な評価が可能か	④女川2号機の機能維持評価用加速度においても十分に余裕が確保されるか	評価対象外とする基本評価項目
ディーゼル機関本体	ピストン	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	クランク軸	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	カム軸	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	ギヤリング	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	連接棒	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	動弁装置	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	基準軸受	Yes	Yes	⇒	No	-
	機関本体	No	-	-	-	-
	ガバナ	No	-	-	-	-
	ガバナリンク及び燃料加減軸	Yes	Yes	⇒	Yes	○
出力制御系	オーバースピードトリップ装置	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	始動電磁弁	No	-	-	-	-
	始動弁	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	過給機	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	排気管ペローズ	No	-	-	-	-
	空気だめ	No	-	-	-	-
	始動空気系配管	No	-	-	-	-
	燃料噴射ポンプ	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	燃料ダイヤタンク	No	-	-	-	-
	燃料フィルタ	No	-	-	-	-
燃料油系	燃料油系配管	No	-	-	-	-



別添 1-2 表 高圧炉心スプレイスライ系デザイナー機能において評価対象外とする基本評価項目の検討結果 (2/2)

分類	基本評価項目	①工認耐震計算書の評価対象部位又は別設備として耐震スクラスの評価を実施していない	②構造, 材料, 作動原理が同一で女川 2 号機への適用性があるか	③耐震信頼性実証試験との差異を踏まえても保守的な評価が可能か	④女川 2 号機の機能維持評価用加速度においても十分に裕度が確保されるか	評価対象外とする基本評価項目
冷却水系	冷却水ポンプ	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	清水冷却器	No	-	-	-	-
	冷却水系配管	No	-	-	-	-
潤滑油	潤滑油ポンプ	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	潤滑油サブタ ンク (スロッシン グ)	No	-	-	-	-
	潤滑油サブタ ンク	No	-	-	-	-
	潤滑油冷却器	No	-	-	-	-
	潤滑油フィルタ	No	-	-	-	-
	潤滑油系配管	No	-	-	-	-

#### 4. 評価対象外選定方法の詳細について

- (1) 工認耐震計算書の評価対象部位又は別設備として耐震 S クラスの評価実施の有無  
(別添 1-1 表, 1-2 表の①)

別紙 2-5 本文「4. 非常用ディーゼル発電設備（機関）の詳細検討方針」で整理結果をまとめているが、工認耐震計算書で構造強度を実施している部位（例：機関本体（基礎ボルト、取付ボルト））や個別に耐震 S クラスとして耐震評価を実施している設備（例：燃料フィルタ）については、それぞれの評価結果で耐震健全性を示すことから、耐震信頼性実証試験結果を参考とした本検討の対象とはならない。

- (2) 耐震信頼性実証試験の女川原子力発電所第 2 号機への適用性（別添 1-1 表, 1-2 表の②）

耐震信頼性実証試験の知見について、女川原子力発電所第 2 号機への適用性を確認するため、構造、材料、作動原理の観点で比較、検証する。非常用ディーゼル機関の結果を別添 1-3 表に、高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の結果を別添 1-4 表に示す。また、耐震信頼性実証試験報告書より、検討した部位の構造や検討結果について、中速形の内容を別添 1-2 図、高速形の内容を別添 1-3 図に抜粋する。

なお、女川原子力発電所 2 号機の設備のうち、非常用ディーゼル機関は J E A G 4 6 0 1 で定義されている中速形に該当し、高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関は高速形に該当することから、耐震信頼性実証試験においてもそれぞれに該当する形式を参照している。

別添 1-3 表, 別添 1-4 表より、評価項目のほとんどで構造・材料・作動原理が同一であることが確認できたことから、耐震信頼性実証試験の知見について女川原子力発電所第 2 号機への適用性に問題がないと判断した。

ただし、非常用ディーゼル機関における評価部位の仕様については、相違及び同等と分類される評価部位があることから、(3) 項において各部位評価に係る適用性の有無を確認する。

##### 【非常用ディーゼル機関】

「相違」：オーバースピードトリップ装置

「同等」：燃料噴射ポンプ、潤滑油ポンプ、過給機

##### 【高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関】

相違箇所なし。

別添 1-3 表 耐震信頼性実証試験（中速形）と女川原子力発電所第 2 号機非常用ディーゼル  
機関の評価部位の仕様比較（1/2）

基本評価 項目	評価部位	評価項目	比較結果*		
			構造	材料	作動原理
基準軸受	クランク軸	軸受隔壁強度	同一	同一	同一
	基準軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
カム軸	カム軸軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
		スラスト軸受荷重	同一	同一	同一
クランク軸	主軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
連接棒	クランクピン軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
ピストン	ピストンピン軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
ギヤリング	ギヤリング	軸受面圧	同一	同一	同一
		軸の強度	同一	同一	同一
		歯車の強度	同一	同一	同一
		アイドルギアスラスト強度	同一	同一	同一
動弁装置	動弁装置揺腕	バルブレバー軸受	同一	同一	同一
		プッシュロッド強度	同一	同一	同一
		バルブレバー強度	同一	同一	同一
		揺腕スラスト方向強度	同一	同一	同一
		動弁装置の追従性	同一	同一	同一
始動弁	始動弁	弁棒の曲げ	同一	同一	同一
		弁の誤開閉	同一	同一	同一
ガバナリンク装置 及び燃料加減軸	ガバナリンク装置	地震時の抵抗	同一	同一	同一
		燃料加減軸とコントロールラックの動き	同一	同一	同一
オーバースピード トリップ装置	オーバースピード トリップ装置	プランジャの誤動作	相違	相違	相違
燃料噴射ポンプ	燃料噴射ポンプ	取付ボルト強度	同一	同一	同一
		プランジャとローラガイドの追従性	同等	同一	同一
冷却水ポンプ	冷却水ポンプ	取付ボルト強度	同一	同一	同一
		軸受荷重	同一	同一	同一
		ケーシングとインペラの干渉	同一	同一	同一

注記\*：各項目の比較結果は以下の 3 つに分類。

「同一」女川 2 号機の評価部位と相違がない項目

「同等」女川 2 号機の評価部位において一部相違があるものの、耐震信頼性実証試験よりも裕度が大きくなる項目

「相違」女川 2 号機の評価部位と明確な相違がある項目

別添 1-3 表 耐震信頼性実証試験（中速形）と女川原子力発電所第 2 号機非常用ディーゼル  
 機関の評価部位の仕様比較（2/2）

基本評価 項目	評価部位	評価項目	比較結果*		
			構造	材料	作動原理
潤滑油ポンプ	潤滑油ポンプ	取付ボルト強度	同一	同等	同一
		軸受荷重	同一	同一	同一
		ケーシングとの干渉	同一	同一	同一
過給機	過給機	取付ボルト強度	同一	同等	同一
		支持脚の強度	同一	同一	同一
		軸受荷重	同一	同一	同一
		ケーシングとの干渉	同一	同一	同一

注記\*：各項目の比較結果は以下の 3 つに分類。

「同一」女川 2 号機の評価部位と相違がない項目

「同等」女川 2 号機の評価部位において一部相違があるものの、耐震信頼性実証試験よりも裕度が大きくなる項目

「相違」女川 2 号機の評価部位と明確な相違がある項目

別添 1-4 表 耐震信頼性実証試験（高速形）と女川原子力発電所第 2 号機  
高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の評価部位の仕様比較（1/2）

基本評価 項目	評価部位	評価項目	比較結果*		
			構造	材料	作動原理
基準軸受	クランク軸	軸受隔壁強度	同一	同一	同一
	基準軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
カム軸	カム軸軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
		スラスト軸受荷重	同一	同一	同一
クランク軸	主軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
連接棒	クランクピン軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
ピストン	ピストンピン軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
ギヤリング	ギヤリング	軸受面圧	同一	同一	同一
		軸の強度	同一	同一	同一
		歯車の強度	同一	同一	同一
		アイドルギアスラスト強度	同一	同一	同一
動弁装置	動弁装置揺腕	バルブレバー軸受	同一	同一	同一
		プッシュロッド強度	同一	同一	同一
		バルブレバー強度	同一	同一	同一
		揺腕スラスト方向強度	同一	同一	同一
		動弁装置の追従性	同一	同一	同一
始動弁	始動弁	弁棒の曲げ	同一	同一	同一
		弁の誤開閉	同一	同一	同一
ガバナリンク装置 及び燃料加減軸	ガバナリンク装置	地震時の抵抗	同一	同一	同一
		燃料加減軸とコントロールラックの動き	同一	同一	同一
オーバースピード トリップ装置	オーバースピード トリップ装置	プランジャの誤動作	同一	同一	同一
燃料噴射ポンプ	燃料噴射ポンプ	取付ボルト強度	同一	同一	同一
		プランジャとローラガイドの追従性	同一	同一	同一
冷却水ポンプ	冷却水ポンプ	取付ボルト強度	同一	同一	同一
		軸受荷重	同一	同一	同一
		ケーシングとインペラの干渉	同一	同一	同一

注記\*：各項目の比較結果は以下の 3 つに分類。

「同一」女川 2 号機の評価部位と相違がない項目

「同等」女川 2 号機の評価部位において一部相違があるものの、耐震信頼性実証試験よりも裕度が大きくなる項目

「相違」女川 2 号機の評価部位と明確な相違がある項目

別添 1-4 表 耐震信頼性実証試験（高速形）と女川原子力発電所第 2 号機  
 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の評価部位の仕様比較（2/2）

基本評価 項目	評価部位	評価項目	比較結果*		
			構造	材料	作動原理
潤滑油ポンプ	潤滑油ポンプ	取付ボルト強度	同一	同一	同一
		軸受荷重	同一	同一	同一
		ケーシングとの干渉	同一	同一	同一
過給機	過給機	取付ボルト強度	同一	同一	同一
		支持脚の強度	同一	同一	同一
		軸受荷重	同一	同一	同一
		ケーシングとの干渉	同一	同一	同一

注記\*：各項目の比較結果は以下の 3 つに分類。

「同一」女川 2 号機の評価部位と相違がない項目

「同等」女川 2 号機の評価部位において一部相違があるものの、耐震信頼性実証試験よりも裕度が大きくなる項目

「相違」女川 2 号機の評価部位と明確な相違がある項目

付表6.1-2-1 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/2)

評価部位	クラッキング軸基準軸受	評価項目	(1) 軸受隔壁強度	実証方法	C	※裕度=	限界応力												
解析評価内容																			
外形形状																			
解析モデル																			
シリンダ数	12	16	18																
軸受反力	ton	47.61	50.51																
解析応力	kg/mm <sup>2</sup>	9.31	9.87																
評価	裕度※	2.3	2.1																
	結果	○	○																
備考																			
<table border="1"> <thead> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>12</th> <th>16</th> <th>18</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>許容値 降伏応力</td> <td>kg/mm<sup>2</sup> 21</td> <td>21</td> <td>21</td> </tr> <tr> <td>限界値 応力</td> <td>kg/mm<sup>2</sup> 21</td> <td>21</td> <td>21</td> </tr> </tbody> </table>								シリンダ数	12	16	18	許容値 降伏応力	kg/mm <sup>2</sup> 21	21	21	限界値 応力	kg/mm <sup>2</sup> 21	21	21
シリンダ数	12	16	18																
許容値 降伏応力	kg/mm <sup>2</sup> 21	21	21																
限界値 応力	kg/mm <sup>2</sup> 21	21	21																

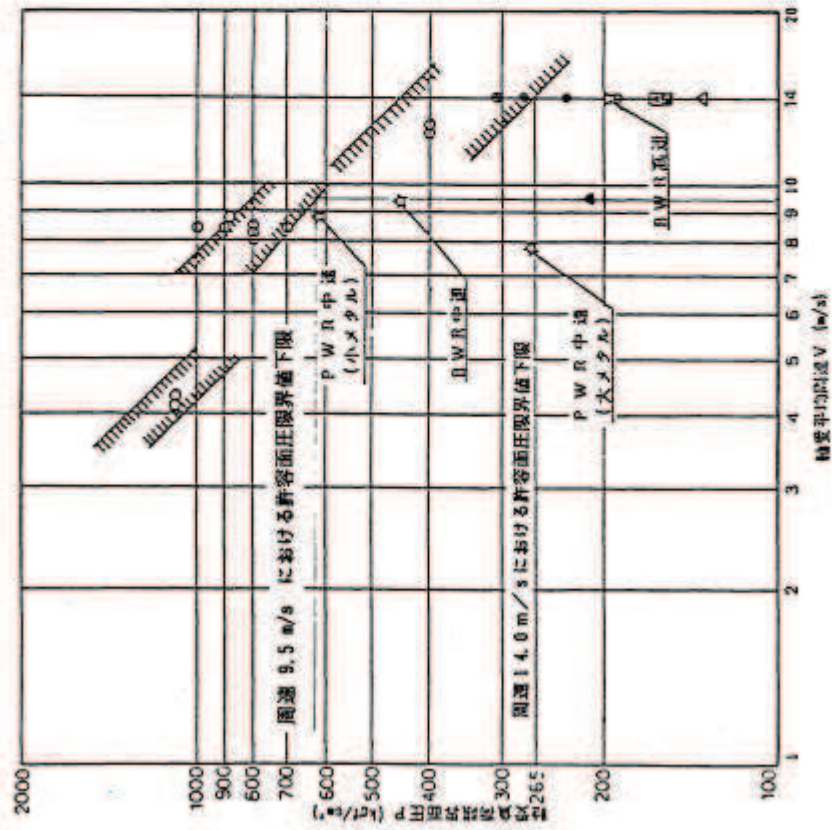
(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(1/34)





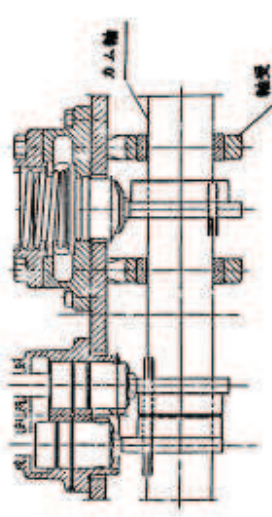
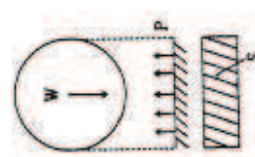




別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (3/34)

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

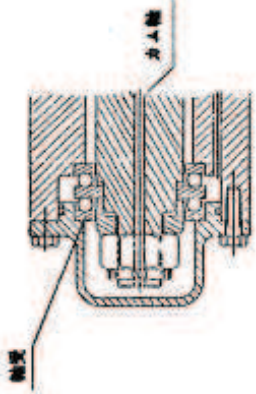

付表B.1-2-2 BWR中速形の評価部位別評価結果 (1/2)

評価部位	カム軸受	評価項目 (1)	軸受面圧	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$					
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>外形形状</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>	シリンダ数	1.2	1.6	1.8	固有振動数 (カム軸)	624	624	624		
			許容値	120	120		120	水平加速度 $\alpha_H$	?	0.84	0.84
			限界値	47.1	47.1		47.1	鉛直加速度 $\alpha_V$	?	0.38	0.38
								評価加速度 $\alpha$	?	0.92	0.92
解析式	$\alpha_{max} = (Pa - P) \cdot S / (W/f)$ <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>Pa : 許容値 120 kg/cm<sup>2</sup></li> <li>P : 評価部位軸受面圧 48.5 kg/cm<sup>2</sup></li> <li>S : 軸受形状係数 62.5 cm<sup>2</sup></li> <li>W : カム軸1cyl 当り質量 94.7 kg</li> </ul>			裕度※	51.1	51.1	51.1				
備考	<p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>* 面圧は1シリンダ当たりの軸受面圧を求めて評価</p>			結果	○	○	○				

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (4/34)

付表6.1-2-2 BWR中速形の評価部位別評価結果 (2/2)

評価部位	カム軸軸受	評価項目 (2)	スラスラ	軸受	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度
解析評価内容	<b>外觀形状</b> 	<b>解析モデル</b> 	シリンダ数	1 2	1 6	1 8	$\alpha = \alpha_H$ * 数値は18シリンダの例である。 シリンダ数が減少することによりカム軸全体重量が減少するため限界値が増加する。	評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$
				許容値	kg	22000		
	<b>解析式</b> $\alpha_{(H)} = C_0 / (W / \rho)$ 但し* C <sub>0</sub> : 基本静定格荷重 22000 kg W: カム軸系全体重量 1012.4 kg	限界値	ρ	28.2	23.3	21.7		
		評価条件	シリンダ数	3	3	3	3	3
備考	評価値 裕度※ 33.5 結果 ○ ○ ○ ○ ○ ○			27.7	25.8	○	○	

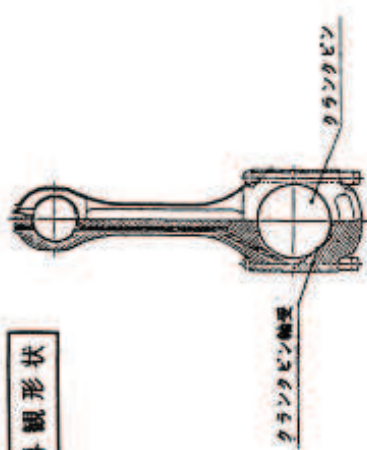
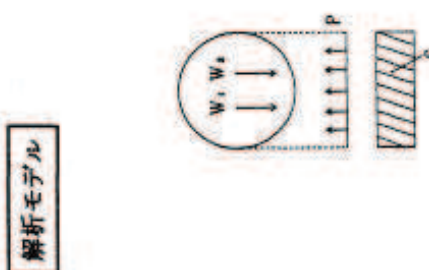
(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (5/34)





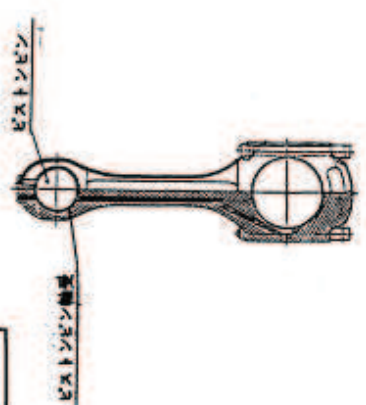
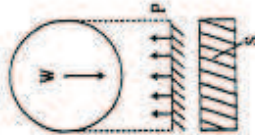
付表6.1-2-4 BWR中速形の評価部別評価結果

評価部位	クラシクピン軸受	評価項目 (1)	軸受面圧	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I																	
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>外形状</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>解析モデル</p> </div> </div>																							
	<p>クラシクピン軸受</p> <p>クラシクピン</p>																							
	<p>解析式</p> $\alpha_{H, V} = (P_0 - P) \cdot S / (W_1 + W_2) / f$ <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>P<sub>0</sub> : 許容面圧 450 kg/cm<sup>2</sup></li> <li>P : 最高回転速度時面圧 287.3 kg/cm<sup>2</sup></li> <li>S : 軸受形状係数 342 cm<sup>2</sup></li> <li>W<sub>1</sub> : ピストン重量 187.2 kg</li> <li>W<sub>2</sub> : 連桿棒重量 128.5 kg</li> </ul>																							
評価条件	シリンダ数	2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.8																	
	水平加速度 α <sub>H</sub>	2	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84																	
	鉛直加速度 α <sub>V</sub>	2	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38																	
	評価加速度 α	2	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92																	
備考	評価値	裕度※	191	191	191	191	191																	
	評価結果	結果	○	○	○	○	○																	
	評価式	評価式	$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$																					
			* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。																					
			<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>シリンダ数</td> <td>1.2</td> <td>1.6</td> <td>1.8</td> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>kg/cm<sup>2</sup></td> <td>450</td> <td>450</td> <td>450</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>2</td> <td>176.2</td> <td>176.2</td> <td>176.2</td> </tr> </table>					シリンダ数	1.2	1.6	1.8	許容値	kg/cm <sup>2</sup>	450	450	450	限界値	2	176.2	176.2	176.2			
シリンダ数	1.2	1.6	1.8																					
許容値	kg/cm <sup>2</sup>	450	450	450																				
限界値	2	176.2	176.2	176.2																				

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部別別の評価結果 (7/34)

付表6.1-2-5 BWR中速形の評価部位別評価結果

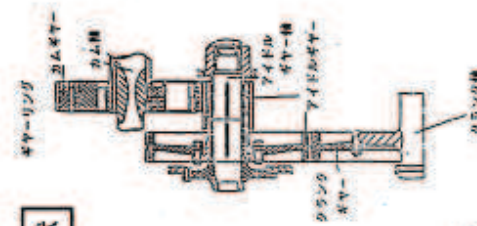

評価部位	ピストンピン軸受	評価項目 (1)	軸受面圧	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度	
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>外形形状</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div> <p style="text-align: center;"> <math>\alpha_H \cdot v_H = (P_e - P) \cdot S / (W / r)</math>                      但し * P<sub>e</sub>: 許容圧 450 kg/cm<sup>2</sup>                      P: 通常運転時軸受面圧 371 kg/cm<sup>2</sup>                      S: 軸受材料強度 283.9 kg/cm<sup>2</sup>                      W: ピストン重量 187.2 kg                 </p>	シリンダ数	12	16	18			
		評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	2	0.84	0.84		
		鉛直加速度 $\alpha_V$	2	0.38	0.38	0.38		
		評価加速度 $\alpha$	2	0.92	0.92	0.92		
評価条件	裕度※	130	130	130				
備考	結果	○	○	○				
<p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>								
		シリンダ数	12	16	18			
		許容値	kg/cm <sup>2</sup>	450	450	450		
		限界値	加速度	2	119.8	119.8	119.8	

別添 1-2 図 デイゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (8/34) (耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)





付表6.1-2-6 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/4)

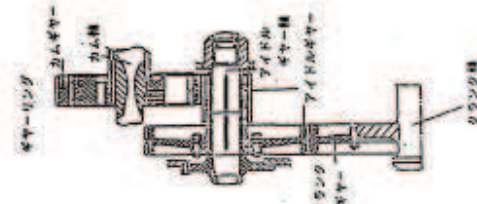
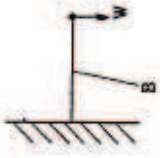
評価部位	ギア	ア	リング	グ	評価項目(2)	軸の強度	実証方法	C	※裕度=	限界加速度I 評価加速度																												
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p><b>解析評価内容</b></p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="text-align: center;">  </div> </div> <div style="width: 45%;"> <p><b>解析式</b></p> <math display="block">\alpha_H \cdot v = (\sigma_v \cdot Z - M) / (l_1 \cdot l_2 / l) \cdot (W / \rho)</math> <p>値し*</p> <table border="1" style="font-size: small;"> <tr><td><math>\sigma_v</math></td><td>: 降伏応力</td><td>35</td><td>kg/mm<sup>2</sup></td></tr> <tr><td>Z</td><td>: カム軸の断面係数</td><td>9174</td><td>mm<sup>3</sup></td></tr> <tr><td>M</td><td>: 逆電流時の曲げモーメント</td><td><math>2.911 \times 10^6</math></td><td>kg·mm</td></tr> <tr><td>W</td><td>: アイドルギャー質量</td><td>110</td><td>kg</td></tr> <tr><td>l</td><td>: 軸受間距離</td><td>582</td><td>mm</td></tr> <tr><td>l<sub>1</sub></td><td>: 荷重点までの距離</td><td>293.5</td><td>mm</td></tr> <tr><td>l<sub>2</sub></td><td>: 荷重点までの距離</td><td>288.5</td><td>mm</td></tr> </table> </div> </div>											$\sigma_v$	: 降伏応力	35	kg/mm <sup>2</sup>	Z	: カム軸の断面係数	9174	mm <sup>3</sup>	M	: 逆電流時の曲げモーメント	$2.911 \times 10^6$	kg·mm	W	: アイドルギャー質量	110	kg	l	: 軸受間距離	582	mm	l <sub>1</sub>	: 荷重点までの距離	293.5	mm	l <sub>2</sub>	: 荷重点までの距離	288.5	mm
$\sigma_v$	: 降伏応力	35	kg/mm <sup>2</sup>																																			
Z	: カム軸の断面係数	9174	mm <sup>3</sup>																																			
M	: 逆電流時の曲げモーメント	$2.911 \times 10^6$	kg·mm																																			
W	: アイドルギャー質量	110	kg																																			
l	: 軸受間距離	582	mm																																			
l <sub>1</sub>	: 荷重点までの距離	293.5	mm																																			
l <sub>2</sub>	: 荷重点までの距離	288.5	mm																																			
シ	リ	ン	グ	数	1.2	1.6	1.8																															
評価	水平	加速度	$\alpha_H$	3	0.84	0.84	0.84																															
条件	鉛直	加速度	$\alpha_v$	3	0.38	0.38	0.38																															
	評価	加速度	$\alpha$	3	0.92	0.92	0.92																															
				裕度※	229	225	221																															
				結果	○	○	○																															
<p><b>備考</b></p> <p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_v^2}$ <p>* 数値は1.8シリングの例である。 シリング数が減少することにより通常運転時軸受面圧は減少するため、限界値は増加する。</p>																																						
シ	リ	ン	グ	数	1.2	1.6	1.8																															
許容	値	降伏	応力	kg/mm <sup>2</sup>	35	35	35																															
限界	値	加速度		g	210.6	207.0	203.8																															

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2 図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(10/34)



付表6.1-2-6 BWR中速形の評価部位別評価結果(3/4)

評価部位	ギア	リング	評価項目	(3) 歯車の強度	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度																										
解析評価内容																																		
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> 									<table border="1"> <thead> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>1.2</th> <th>1.6</th> <th>1.8</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>水平加速度 <math>\alpha_H</math></td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> </tr> <tr> <td>鉛直加速度 <math>\alpha_V</math></td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 <math>\alpha</math></td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> </tr> <tr> <td>裕度※</td> <td>281</td> <td>278</td> <td>274</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> </tbody> </table>		シリンダ数	1.2	1.6	1.8	水平加速度 $\alpha_H$	0.84	0.84	0.84	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38	0.38	0.38	評価加速度 $\alpha$	0.92	0.92	0.92	裕度※	281	278	274	結果	○	○	○
シリンダ数	1.2	1.6	1.8																															
水平加速度 $\alpha_H$	0.84	0.84	0.84																															
鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38	0.38	0.38																															
評価加速度 $\alpha$	0.92	0.92	0.92																															
裕度※	281	278	274																															
結果	○	○	○																															
備考																																		
評価加速度 ( $\alpha$ ) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$																																		
* 数値は1.8シリンダの例である。 シリンダ数が減少することにより通常運転時軸受面圧は減少するため、限界値は増加する。																																		
<table border="1"> <thead> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>1.2</th> <th>1.6</th> <th>1.8</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>許容値</td> <td>75</td> <td>75</td> <td>75</td> </tr> <tr> <td>降伏応力 <math>kg/mm^2</math></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>259.4</td> <td>255.8</td> <td>252.7</td> </tr> <tr> <td>加速度</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>									シリンダ数	1.2	1.6	1.8	許容値	75	75	75	降伏応力 $kg/mm^2$				限界値	259.4	255.8	252.7	加速度									
シリンダ数	1.2	1.6	1.8																															
許容値	75	75	75																															
降伏応力 $kg/mm^2$																																		
限界値	259.4	255.8	252.7																															
加速度																																		
$\sigma_{\text{許容}} = (\sigma_s - \sigma) / (B \cdot W / \rho)$ <p>但し * <math>\sigma_s</math> : 降伏応力 <math>kg/mm^2</math>    75 <math>kg/mm^2</math>  <math>\sigma</math> : 運転時応力 <math>kg/mm^2</math>    5.22 <math>kg/mm^2</math>  <math>B</math> : 係数    <math>2.51 \times 10^{-3}</math>  <math>W</math> : アイドルギャー質量 <math>kg</math>    110</p>																																		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (11/34)

付表6.1-2-6 BWR中速形の評価部位別評価結果(4/4)

評価部位	ギア	リング	評価項目	(4)アイドリングスラスト強度	実証方法	C	※裕度=	限界加速度 I
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p><b>外形形状</b></p> </div> <div style="width: 45%;"> <p><b>解析式</b></p> <p><math>\alpha(\sigma) = (\sigma_s - \sigma) / (B \cdot W / \rho)</math></p> <p>値し* <math>\sigma_s</math> : 降伏応力 85 kg/mm<sup>2</sup>  <math>\sigma</math> : 運動応力 0.7 kg/mm<sup>2</sup>  <math>B</math> : 係数 2.51×10<sup>-4</sup> kg  <math>W</math> : アイドルギヤ重量 110 kg</p> </div> </div> <div style="margin-top: 20px;"> <p><b>解析モデル</b></p> <p>ヘリカルギアでスラストを受けるため歯根の強度で評価する。</p> </div>								
シリンダ	数	12	16	18				
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	3	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84
	鉛直加速度 $\alpha_V$	3	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38
	評価加速度 $\alpha$	3	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84
評価値	裕度※	363			363	363	363	363
	結果	○			○	○	○	○
<p><b>備考</b></p> <p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> <p><math>\alpha = \alpha_H</math></p> <p>* ギアリング・アイドルギヤスラストはシリンダ数に拘わらず同一型式を使用</p>								
シリンダ	数	12	16	18				
許容値	降伏応力	kg/mm <sup>2</sup>	85	85	85	85	85	85
限界値	加速度	g	305	305	305	305	305	305

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (12/34)





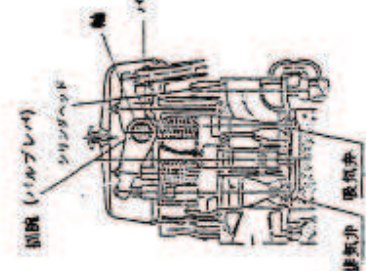
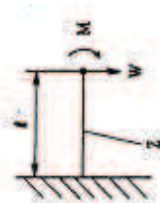
付表6.1-2-8 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/5)

評価部位	動弁装置補腕	評価項目(2)ブッシュロッド強度	実証方法	C	※裕度=	限界加速度I 評価加速度	
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p><b>外形形状</b></p> </div> <div style="width: 45%;"> <p><b>解析モデル</b></p> </div> </div> <p><b>解析式</b></p> $\alpha_H \cdot v_H = \left[ \frac{\sigma_c \cdot A}{1 + \sigma_c \cdot (l/k)} - R \right] \frac{l}{W/g} - g$ <p>但し* <math>\sigma_c</math> : 許容応力 3400 kg/cm<sup>2</sup>  <math>A</math> : シリンダヘッド断面積 5.92 cm<sup>2</sup>  <math>l</math> : 材質により決まる定数 1/7500 cm  <math>g</math> : シリンダヘッド長さ 35.5 cm</p> <p><math>k</math> : <math>l/A</math> 1.35 cm  <math>R</math> : 通常運転時荷重 1610 kg  <math>W</math> : シリンダヘッド重量 7 kg  <math>l</math> : 第一二次モーメント 14.6 cm<sup>4</sup></p>							
評価条件	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	
水平加速度 $\alpha_H$	3	3	3	3	3	3	
鉛直加速度 $\alpha_V$	3	3	3	3	3	3	
評価加速度 $\alpha$	3	3	3	3	3	3	
評価値	裕度※	裕度	裕度	裕度	裕度	裕度	
結果	1591	1591	1591	1591	1591	1591	
結果	○	○	○	○	○	○	
備考	<p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>						
シリンダ数	1.2	1.6	1.8	シリンダ数	1.2	1.6	1.8
許容値	kg	11868	11868	許容値	kg	11868	11868
限界値	3	1464	1464	限界値	3	1464	1464

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2 図 デイゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (14/34)

付表 5.1-2-8 BWR 中速形の評価部位別評価結果 (3/5)

評価部位	動弁装置	揺動	評価項目	(3) パルブレバ強度	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度																																															
解析評価内容																																																							
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;">外形形状</div> 	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;">解析モデル</div> 			<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;">解析式</div> $\sigma_{m-v} = (\sigma_v \cdot Z - M) / l \quad (N/s)$ <p>                     振し* <math>\sigma_v</math> : 弾性力 55 kg/mm<sup>2</sup>                      Z : 断面係数 <math>1.76 \times 10^4</math> mm<sup>3</sup>                      M : 異常運動出力モーメント <math>3.03 \times 10^4</math> kg・mm                      l : パルブレバ長さ 226 mm                      W : パルブレバ質量 11.3 kg                 </p>		<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>1 2</th> <th>1 6</th> <th>1 8</th> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>55</td> <td>55</td> <td>55</td> </tr> <tr> <td>降伏応力</td> <td>kg/mm<sup>2</sup></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>234</td> <td>234</td> <td>234</td> </tr> <tr> <td>加速度</td> <td>g</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>		シリンダ数	1 2	1 6	1 8	許容値	55	55	55	降伏応力	kg/mm <sup>2</sup>			限界値	234	234	234	加速度	g			<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>1 2</th> <th>1 6</th> <th>1 8</th> </tr> <tr> <td>水平加速度 <math>\alpha_H</math></td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> </tr> <tr> <td>鉛直加速度 <math>\alpha_V</math></td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 <math>\alpha</math></td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> </tr> <tr> <td>裕度※</td> <td>254</td> <td>254</td> <td>254</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> </table>		シリンダ数	1 2	1 6	1 8	水平加速度 $\alpha_H$	0.84	0.84	0.84	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38	0.38	0.38	評価加速度 $\alpha$	0.92	0.92	0.92	裕度※	254	254	254	結果	○	○	○	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">備考</div> <p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>	
シリンダ数	1 2	1 6	1 8																																																				
許容値	55	55	55																																																				
降伏応力	kg/mm <sup>2</sup>																																																						
限界値	234	234	234																																																				
加速度	g																																																						
シリンダ数	1 2	1 6	1 8																																																				
水平加速度 $\alpha_H$	0.84	0.84	0.84																																																				
鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38	0.38	0.38																																																				
評価加速度 $\alpha$	0.92	0.92	0.92																																																				
裕度※	254	254	254																																																				
結果	○	○	○																																																				

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (15/34)

付表6.1-2-8 BWR中速形の評価部位別評価結果(4/5)

評価部位	動弁装置	揺腕	評価項目	(4)揺腕スラスト方向強度	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外形形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> <div style="margin-top: 10px;"> <p>解析式</p> <p><math>ma_1 = F_s / (W/g)</math></p> <p>但し* <math>F_s</math> : トロフ折戻スラスト荷重 5468 kg</p> <p><math>W</math> : バルブレバ質量 3.6 kg</p> </div>				シリンダ数	1 2	1 6	1 8
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	$\rho$	0.84	0.84	0.84			
	鉛直加速度 $\alpha_V$	$\rho$	0.38	0.38	0.38			
	評価加速度 $\alpha$	$\rho$	0.84	0.84	0.84			
評価値	裕度※		1807	1807	1807			
備考	結果		○	○	○			
<p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> <p><math>\alpha = \alpha_H</math></p> <p>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>								
				シリンダ数	1 2	1 6	1 8	
				許容値	kg	5468	5468	5468
				限界値	$\rho$	1518	1518	1518

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 デイジーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (16/34)



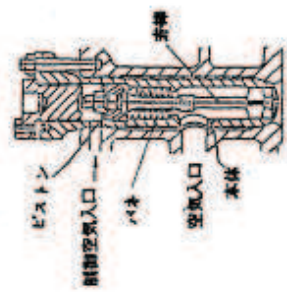
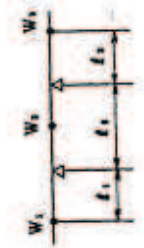
付表6.1-2-8 BWR中速形の評価部位別評価結果 (5/5)

評価部位	動弁装置	揺動	評価項目	(5) 動弁装置の追従性	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I
解析評価内容								
外形形状						解析モデル		
解析式		$\alpha = \frac{K - G_{max}}{L_1} \left[ W_1/s + W_2/s \left( \frac{L_2}{L_1} \right) \right] - h_1 \cdot W_1/s - h_2 \cdot W_2/s \cdot \frac{L_2}{L_1}$						
但し*		<ul style="list-style-type: none"> <li>K : バルバ力</li> <li>G<sub>max</sub> : 重力</li> <li>L<sub>1</sub> : シリンダの重心から球型弁の軸までの距離</li> <li>L<sub>2</sub> : シリンダの重心から吸気弁の軸までの距離</li> <li>W<sub>1</sub> : 球型弁の質量</li> <li>W<sub>2</sub> : シリンダの質量</li> <li>W<sub>3</sub> : シリンダの重心から球型弁の軸までの距離</li> <li>h<sub>1</sub> : 球型弁の重心</li> <li>h<sub>2</sub> : シリンダの重心</li> <li>θ<sub>1</sub> : 球型弁の傾き</li> <li>θ<sub>2</sub> : シリンダの傾き</li> <li>θ<sub>3</sub> : シリンダの傾き</li> <li>cos θ<sub>1</sub> : cos θ<sub>1</sub></li> <li>cos θ<sub>2</sub> : cos θ<sub>2</sub></li> <li>cos θ<sub>3</sub> : cos θ<sub>3</sub></li> </ul>						
シリンダ数		12	16	18				
許容値		kg	412.8	412.8	412.8	412.8		
限界値		g	37.2	37.2	37.2	37.2		
評価	水平加速度 α <sub>H</sub>	g	0.84	0.84	0.84	0.84		
条件	鉛直加速度 α <sub>V</sub>	g	0.38	0.38	0.38	0.38		
	評価加速度 α	g	0.84	0.84	0.84	0.84		
裕度※		44.2	44.2	44.2	44.2	44.2		
結果		○	○	○	○	○		
備考		<p>評価加速度 (α) の算出式</p> <p>α = α<sub>H</sub></p> <p>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p> <p>評価する地震加速度方向に対して、動弁装置のカム側・弁側の相反する動作方向性を考慮したモデルで評価した。</p>						

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (17/34)

付表6.1-2-9 BWR中速形の評価部位別評価結果 (1/2)

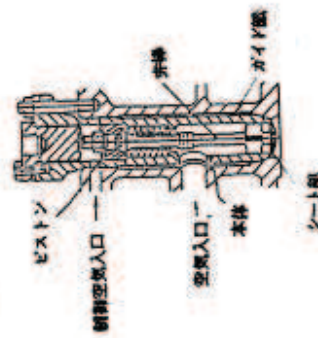
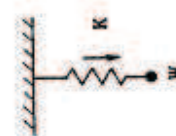
評価部位	始動弁	評価項目 (1)	弁棒の曲げ	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度																																				
<p><b>解析評価内容</b></p> <p><b>外形形状</b></p>  <p><b>解析モデル</b></p>  <p><b>解析式</b></p> $\alpha_{H+V} = \frac{\delta}{l_3} \left\{ \frac{W_2 / \delta \cdot l_3}{16 \cdot E \cdot I} - \frac{l_3}{6 E I} (2 \cdot W_1 / \delta \cdot l_1 + W_2 / \delta \cdot l_2) \right\}$ <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>W<sub>1</sub>, l<sub>1</sub> : シート部からガイド部間距離及び長さ</li> <li>W<sub>2</sub>, l<sub>2</sub> : ガイド部からボイスタロン部間距離及び長さ</li> <li>W<sub>3</sub>, l<sub>3</sub> : ボイスタロン部から弁棒間距離及び長さ</li> </ul> <p>W<sub>1</sub> = 0.121 kg  W<sub>2</sub> = 0.239 kg  W<sub>3</sub> = 0.106 kg  δ = 23 mm  l<sub>1</sub> = 190.4 mm  l<sub>2</sub> = 36.4 mm</p> <p>δ : 最小キヤ  E : ヤング係数  I : 断面二次モーメント</p> <p>0.025 mm  2.1 × 10<sup>4</sup> kg/mm<sup>2</sup>  2465 mm<sup>4</sup></p> <p><b>シリンダ数</b></p> <table border="1"> <tr> <td>シリンダ数</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>0.025</td> <td>0.025</td> <td>0.025</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>20.0</td> <td>20.0</td> <td>20.0</td> </tr> </table> <p><b>シリンダ数</b></p> <table border="1"> <tr> <td>シリンダ数</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>水平加速度 α<sub>H</sub></td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> </tr> <tr> <td>鉛直加速度 α<sub>V</sub></td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 α</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> </tr> </table> <p><b>評価値</b></p> <table border="1"> <tr> <td>裕度※</td> <td>21.7</td> <td>21.7</td> <td>21.7</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> </table> <p><b>備考</b></p> <p>評価部位は傾いて取付けられているので評価  加速度は作用方向に合成したものである。  評価加速度 (α) の算出式  α = α<sub>H</sub> cos 22.5° + α<sub>V</sub> sin 22.5°  * 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>								シリンダ数	12	16	18	許容値	0.025	0.025	0.025	限界値	20.0	20.0	20.0	シリンダ数	12	16	18	水平加速度 α <sub>H</sub>	0.84	0.84	0.84	鉛直加速度 α <sub>V</sub>	0.38	0.38	0.38	評価加速度 α	0.92	0.92	0.92	裕度※	21.7	21.7	21.7	結果	○	○	○
シリンダ数	12	16	18																																								
許容値	0.025	0.025	0.025																																								
限界値	20.0	20.0	20.0																																								
シリンダ数	12	16	18																																								
水平加速度 α <sub>H</sub>	0.84	0.84	0.84																																								
鉛直加速度 α <sub>V</sub>	0.38	0.38	0.38																																								
評価加速度 α	0.92	0.92	0.92																																								
裕度※	21.7	21.7	21.7																																								
結果	○	○	○																																								

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2 図 デイゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (18/34)



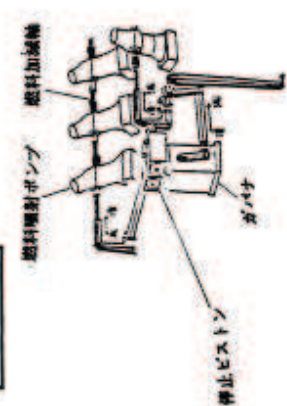

付表6.1-2-9 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/2)

評価部位	始動弁	評価項目(2)弁の誤閉閉	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度																								
解析評価内容																														
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;">外観形状</div> 	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;">解析モデル</div> 		<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>1.2</th> <th>1.6</th> <th>1.8</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>水平加速度 <math>\alpha_H</math></td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> </tr> <tr> <td>鉛直加速度 <math>\alpha_V</math></td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 <math>\alpha</math></td> <td>0.67</td> <td>0.67</td> <td>0.67</td> </tr> <tr> <td>裕度※</td> <td>99.2</td> <td>99.2</td> <td>99.2</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> </tbody> </table>				シリンダ数	1.2	1.6	1.8	水平加速度 $\alpha_H$	0.84	0.84	0.84	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38	0.38	0.38	評価加速度 $\alpha$	0.67	0.67	0.67	裕度※	99.2	99.2	99.2	結果	○	○	○
シリンダ数	1.2	1.6					1.8																							
水平加速度 $\alpha_H$	0.84	0.84					0.84																							
鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38	0.38					0.38																							
評価加速度 $\alpha$	0.67	0.67	0.67																											
裕度※	99.2	99.2	99.2																											
結果	○	○	○																											
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> $\alpha_H + \alpha_V = K / (W/g)$ <p>但し * K : ばね力 35 kg  W : 弁質量 0.506 kg</p>																														
<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>1.2</th> <th>1.6</th> <th>1.8</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>許容値</td> <td>35</td> <td>35</td> <td>35</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>66.5</td> <td>66.5</td> <td>66.5</td> </tr> </tbody> </table>		シリンダ数	1.2	1.6	1.8	許容値	35	35	35	限界値	66.5	66.5	66.5																	
シリンダ数	1.2	1.6	1.8																											
許容値	35	35	35																											
限界値	66.5	66.5	66.5																											
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">備考</div> <p>評価部位は傾いて取付けられているので評価加速度は作用方向に合成したものである。  評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式  <math>\alpha = \alpha_H \sin 22.5^\circ + \alpha_V \cos 22.5^\circ</math>  * 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>																														

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 デイジーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(19/34)

付表6.1-2-12 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/3)

評価部位	ガバナリソク装置	評価項目(1)地震時の抵抗	実証方法	C	※裕度=	限界加速度I							
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <b>外形形状</b>   </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <b>解析モデル</b>   </div> </div>	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <b>解析式</b>  <math display="block">\alpha = \sqrt{\alpha_h^2 + \alpha_v^2}</math> <p>但し * <math>F_h</math> : ガバナ駆動力  <math>F_v</math> : リソク索方向に引っ張った時の索張力  <math>W</math> : リソク重量</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>152.3</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>kg</td> </tr> </table> </div>	152.3	kg	30	kg	10	kg	シリンダ数	18	1.2	1.6	1.8
			152.3	kg									
			30	kg									
			10	kg									
			固有振動数 (加減軸)	18	27.7	27.7							
			評価条件	許	0.84	0.84	0.84						
			水平加速度 $\alpha_h$	許	0.38	0.38	0.38						
			鉛直加速度 $\alpha_v$	許	0.92	0.92	0.92						
			裕度※	14.1	13.6	13.2							
			評価結果	○	○	○							
備考	評価加速度 ( $\alpha$ ) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_h^2 + \alpha_v^2}$ <p>* 数値は18シリンダの例である。                  シリンダ数が減少することによりリソクの抵抗力が減少するため、限界値は増加する。</p>												
シリンダ数	許	12	1.6	1.8									
許容値	重量	152.3	152.3	152.3									
限界値	加速度	13.0	12.6	12.2									

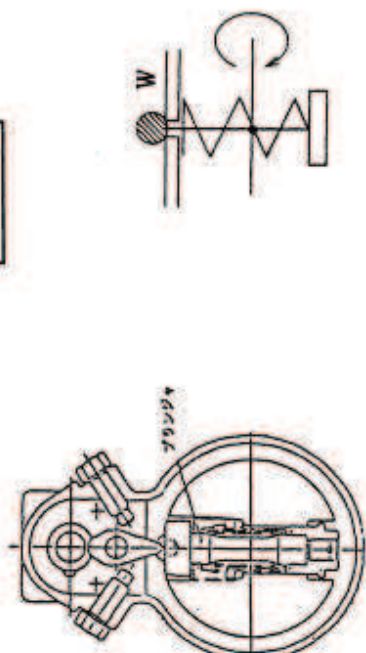
(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 デイジーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(20/34)





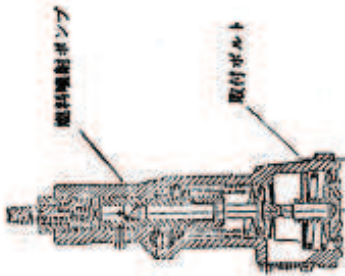
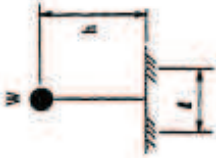
付表6.1-2-20 BWR中速形の評価部位別評価結果

評価部位	オーホースピートリップ装置	評価項目	(1)ブランジヤの振動作	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 II 評価加速度												
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> </div>  <div style="margin-top: 10px;"> <p><b>解析式</b></p> <math display="block">\alpha_{(H+V)} = \frac{K \cdot X_0 - W / \beta \cdot r \cdot \omega^2}{W / \beta}</math> <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>K : バネ定数 0.85 kg/mm</li> <li>X<sub>0</sub> : バネの初期圧縮量 17.5 mm</li> <li>r : 回転中心から重心までの距離 4.25 mm</li> <li>ω : 角速度 267.57 rad/sec</li> <li>W : アランジヤ重量 0.45 kg</li> </ul> </div> <table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>シリンダ数</td> <td>1.2</td> <td>1.6</td> <td>1.8</td> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>kg</td> <td>17.4</td> <td>17.4</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>g</td> <td>2.0</td> <td>2.0</td> </tr> </table>							シリンダ数	1.2	1.6	1.8	許容値	kg	17.4	17.4	限界値	g	2.0	2.0
シリンダ数	1.2	1.6	1.8																
許容値	kg	17.4	17.4																
限界値	g	2.0	2.0																

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (22/34)

付表 6.1-2-21 BWR 中速形の評価部位別評価結果 (1/2)

評価部位	燃料噴射ポンプ	評価項目 (1) 取付ボルト強度	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度																																								
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>燃料噴射ポンプ</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>取付ボルト</p> </div> </div> <p style="text-align: center; border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</p>	$q(\alpha) = \frac{(\alpha - \alpha_0) A \cdot N \cdot g - (1 + \alpha v) W / \beta \sin 13.5^\circ \cdot h + (1 + \alpha_0) W / \beta \cos 13.5^\circ \cdot k / 2}{W / \beta \cdot (\cos 13.5^\circ \cdot h + \sin 13.5^\circ \cdot k / 2)}$ <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> <li><math>\alpha_0</math> : 無応力</li> <li><math>\alpha</math> : (降伏応力) + (引張応力)</li> <li><math>A</math> : ボルト断面積</li> <li><math>g</math> : ボルトピッチ</li> <li><math>h</math> : 重心高さ</li> <li><math>N</math> : 燃料噴射ポンプ重量</li> <li><math>W</math> : 引張りを受けるボルトの本数</li> <li><math>v</math> : 動歪力方向加速度は 0.4g</li> </ul>	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>シリンダ数</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>降伏応力</td> <td>50</td> <td>50</td> <td>50</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>限界加速度</td> <td>108.4</td> <td>108.4</td> <td>108.4</td> </tr> </table>	シリンダ数	12	16	18	許容値	降伏応力	50	50	50	限界値	限界加速度	108.4	108.4	108.4	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>シリンダ数</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td rowspan="3">評価条件</td> <td>水平加速度 <math>\alpha_H</math></td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> </tr> <tr> <td>鉛直加速度 <math>\alpha_V</math></td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 <math>\alpha</math></td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> </tr> <tr> <td>評価値</td> <td>裕度※</td> <td>129</td> <td>129</td> <td>129</td> </tr> <tr> <td>備考</td> <td>結果</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> </table>	シリンダ数	12	16	18	評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	0.84	0.84	0.84	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38	0.38	0.38	評価加速度 $\alpha$	0.84	0.84	0.84	評価値	裕度※	129	129	129	備考	結果	○	○	○	<p style="text-align: center;">備考</p> <p style="text-align: center;">評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> <p style="text-align: center;"><math>\alpha = \alpha_H</math></p> <p>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>
				シリンダ数	12	16	18																																							
				許容値	降伏応力	50	50	50																																						
				限界値	限界加速度	108.4	108.4	108.4																																						
シリンダ数	12	16	18																																											
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	0.84	0.84	0.84																																										
	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38	0.38	0.38																																										
	評価加速度 $\alpha$	0.84	0.84	0.84																																										
評価値	裕度※	129	129	129																																										
備考	結果	○	○	○																																										

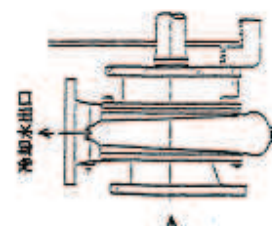

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 デイジーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (23/34)





付表6.1-2-22 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/3)

評価部位	冷却水ポンプ	評価項目(1)取付ボルト強度	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p><b>外形形状</b></p>  <p>冷却水入口 →</p> <p>冷却水出口 ↑</p> </div> <div style="width: 45%;"> <p><b>解析モデル</b></p>  <p>W</p> <p>h</p> </div> </div>					
解析式	$\alpha_{0.01} \cdot \gamma_{0.01} = \frac{(e_v - e) \cdot A}{(W/5) \cdot h \cdot \sum_{i=1}^n (l_i^2 + l_i^3 + l_i^4 + l_i^5 + l_i^6 + l_i^7 + l_i^8 + l_i^9)} \cdot A$					
値し*	降伏応力	24	kg/mm <sup>2</sup>			
	降伏応力+運動時応力	14.4	kg/mm <sup>2</sup>			
	ボルト耐震係数	149.6	kg/mm <sup>2</sup>			
	冷却水ポンプ質量	225	kg			
	取付面から重心までの距離	135	mm			
	取付面から第一ボルトまでの距離	270.6	mm			
	第一ボルトから上から第一ボルトまでの距離	217.5	mm			
	第一ボルトから上から第二ボルトまでの距離	145	mm			
	第一ボルトから上から第三ボルトまでの距離	72.5	mm			
	第一ボルトから上から第四ボルトまでの距離	33.4	mm			
シリンダ数	12	18	18			
許容値	降伏応力	kg/mm <sup>2</sup>	24			
限界値	加速度	g	51.4			
シリンダ数	12	18	18			
固有振動数 (ポンプ軸)	12	18	18			
固有振動数	12	18	18			
水平加速度 α <sub>H</sub>	218	211	205			
鉛直加速度 α <sub>V</sub>	0.84	0.84	0.84			
評価加速度 α	0.38	0.38	0.38			
裕度※	55.8	55.8	55.8			
評価結果	○	○	○			

**備考**  
 評価加速度(α)の算出式  

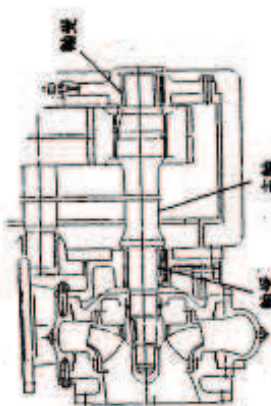
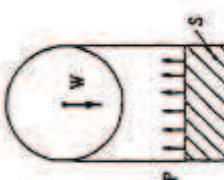
$$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$$
 なお、冷却水ポンプはシリンダ数によって吐出容量は異なるが、これはインペラの径を変更(重量が異なる)しているもので他の結元は同一  
 据付側も機器と同一の鋼製の場合、転倒に対する中立軸の位置は、JEAG4601の手法で解析する場合はほぼ同等であり、従って限界加速度もJEAG4601の手法で解析する場合と同等である。  
 \* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(25/34)



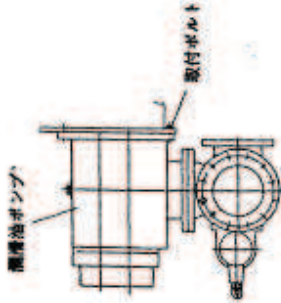
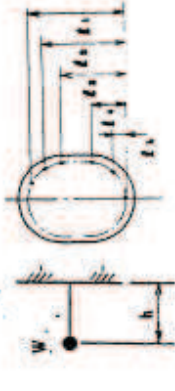
付表6.1-2-22 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/3)

評価部位	冷却水ポンプ	評価項目(2)	軸受	荷重	実証方法	シリンダ数	※裕度=	限界加速度I 評価加速度
解析評価内容					○			
外形形状		解析モデル						
解析式	$\alpha_{(H+V)} = (P_a - P) \cdot S / (W / \rho)$ <p>但し* P<sub>a</sub> : 許容面圧 120 kg/cm<sup>2</sup>            P : 通常運転時軸受面圧 4.7 kg/cm<sup>2</sup>            S : 軸受投影面積 36.3 cm<sup>2</sup>            W : 軸重量 146.55 kg</p>							
備考	<p>評価加速度(α)の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>なお、冷却水ポンプはシリンダ数によって吐出容量は異なるが、これはインペラの径を変更(重量が異なる)しているもので他の緒元は同一</p> <p>* 数値は18シリンダの例である。</p>							
評価条件	水平加速度 α <sub>H</sub>	鉛直加速度 α <sub>V</sub>	評価加速度 α	シリンダ数	裕度※	結果		
	0.84	0.38	0.92	12	30.8	○	1.6	1.8
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.84	0.84
				18	30.8	○	0.38	0.38
				18	30.8	○	0.92	0.92
				18	30.8	○	30.8	30.8





付表6.1-2-23 BWR中速形の評価部位別評価結果 (1/3)

評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目 (1) 取付ボルト強度	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度																				
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p><b>外観形状</b></p>  </div> <div style="width: 45%;"> <p><b>解析モデル</b></p>  </div> </div>																									
解析式	$\alpha_{10} \cdot \gamma_1 = \frac{(e_2 - \sigma) \cdot A}{(W/\delta) \cdot h \cdot e_1 / 2 (e_1^2 + e_2^2 + e_3^2 + e_4^2 + e_5^2) \cdot \gamma_1}$ <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>降伏応力 + 連転時応力</li> <li>取付断圧強</li> <li>潤滑油ポンプ質量</li> <li>取付面から重心までの距離</li> <li>一番下のボルトから一番上のボルトまでの距離</li> <li>一番下のボルトから上から2番目のボルトまでの距離</li> <li>一番上のボルトから上から3番目のボルトまでの距離</li> <li>一番上のボルトから上から4番目のボルトまでの距離</li> <li>一番下のボルトから上から5番目のボルトまでの距離</li> </ul> <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <tr> <td>24</td> <td>kg/mm<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>14.4</td> <td>kg/mm<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>170.5</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>600</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>300</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>417.2</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>353.8</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>276.5</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>162.3</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>47.6</td> <td>mm</td> </tr> </table>						24	kg/mm <sup>2</sup>	14.4	kg/mm <sup>2</sup>	170.5	kg	600	kg	300	kg	417.2	mm	353.8	mm	276.5	mm	162.3	mm	47.6	mm
24	kg/mm <sup>2</sup>																									
14.4	kg/mm <sup>2</sup>																									
170.5	kg																									
600	kg																									
300	kg																									
417.2	mm																									
353.8	mm																									
276.5	mm																									
162.3	mm																									
47.6	mm																									
シリンダ数	12	16	18																							
許容値	降伏応力	kg/mm <sup>2</sup>	24																							
限界値	加速度	g	18.38																							
シリンダ数	数																									
固有振動数 (ポンプ軸)	Hz																									
評価	水平加速度 $\alpha_H$	g	0.84			0.84																				
条件	鉛直加速度 $\alpha_V$	g	0.38			0.38																				
	評価加速度 $\alpha$	g	0.92			0.92																				
評価値	裕度※		19.9			19.9																				
結果	結果		○			○																				
備考	<p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>* 潤滑油ポンプはシリンダ数によって吐出容量は異なるが、これはギアポンプのリード角を変更しているもので他の結元は同一</p> <p>取付側も機器と同一の鋼製の場合、転倒に対する中立軸の位置は、JEG4601の手法で解析する場合はほぼ同等であり、従って限界加速度もJEG4601の手法で解析する場合は同等である。</p>																									

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (28/34)



付表 6.1-2-23 BWR中速形の評価部位別評価結果 (2/3)

評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目 (2)	軸受荷重	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I
評価内容	シリンダ数		シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数
外観形状	解析モデル		軸受	軸受	軸受	軸受	軸受
解析式	$\alpha(n) = \frac{C_0 - P_0}{X_0 \cdot (W/\beta)}$		主軸	主軸	主軸	主軸	主軸
	値し* C <sub>0</sub> : 軸受基本許容荷重 P <sub>0</sub> : 運転時軸受静荷重 (面圧加速度0.4gを含む) X <sub>0</sub> : 安全係数 W : 主軸質量		後軸	後軸	後軸	後軸	後軸
	11400 kg 656.12 kg 0.76 62 kg						
	シリンダ数	12	18	18	18	18	18
	許容値	11400	11400	11400	11400	11400	11400
	限界値	221	221	221	221	221	221
評価条件	水平加速度 α <sub>H</sub>	φ	φ	φ	φ	φ	φ
	鉛直加速度 α <sub>V</sub>	φ	φ	φ	φ	φ	φ
	評価加速度 α	φ	φ	φ	φ	φ	φ
評価値	裕度※	263	263	263	263	263	263
備考	結果	○	○	○	○	○	○
	評価加速度 (α) の算出式	$\alpha = \alpha_H$					
	潤滑油ポンプはシリンダ数によって吐出容量は異なるが、これはギアポンプのリード角を変更しているもので他の緒元は同一						

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (29/34)

付表6.1-2-23 BWR中速形の評価部位別評価結果 (3/3)

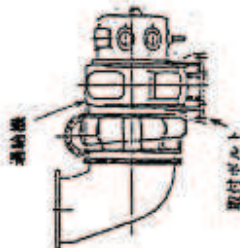
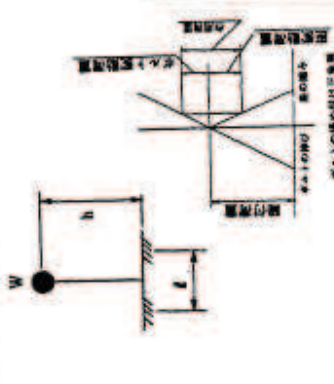
評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目 (3)ケーシングとの干渉	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I			
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p><b>外形形状</b></p> </div> <div style="width: 45%;"> <p><b>解析式</b></p> <p>線形モデル FEM 解析</p> <p>但し*                      W<sub>1</sub> : 駆動歯車重量 31.96 kg                      W<sub>2</sub> : スクリュウー重量 13.90 kg                      W<sub>3</sub> : スクリュー重量 13.90 kg                      W<sub>4</sub> : 歯車重量 3.0 kg</p> </div> </div>					シリンダ数	1.2	1.6	1.8
評価条件	水平加速度 α <sub>H</sub>	φ	0.84	0.84	0.84				
	鉛直加速度 α <sub>V</sub>	φ	0.38	0.38	0.38				
	評価加速度 α	φ	0.92	0.92	0.92				
評価値	裕度※		191	191	191				
結果	結果		○	○	○				
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>								
シリンダ	変位	mm	0.22	0.22	0.22				
限界	加速度	φ	176	176	176				

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (30/34)



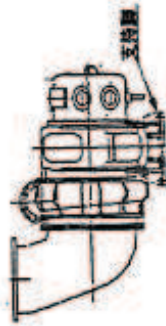

付表6.1-2-24 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/4)

評価部位	通給機	評価項目(1)取付ボルト強度	実証方法	C	※精度 =	限界加速度Ⅱ 評価加速度
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>外形形状</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>						
固有振動数 (ロータ軸)	シリンダ数	Hz				
評価条件	シリンダ数	φ				
水平加速度 $\alpha_H$	シリンダ数	φ				
鉛直加速度 $\alpha_V$	シリンダ数	φ				
評価加速度 $\alpha$	シリンダ数	φ				
評価値	裕度※	19.1				
	結果	○				
<p>備考</p> <p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式 <math>\alpha = \alpha_H</math></p> <p>なお、本評価部位はBWR高速形実証試験入力波の応答曲線の20~30Hz間のピークに相当したため、応答大となったが、評価用入力波の応答曲線は20Hz以上でZPAと一致。</p> <p>* 数値は18シリンダの例である。 通給機形式が異なるため限界値は異なる。</p>						
解析式		$\alpha_{(m)} = \frac{1}{4.610} (\sigma_y + 0.500)$ <p><math>\sigma_y</math>: 降伏応力</p>				
シリンダ数		1.2	1.6	1.8		
許容値	降伏応力 kg/mm <sup>2</sup>	50	50	50		
限界値	加速度 φ	16.1	10.9	10.9		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2 図 デイジーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(31/34)

付表6.1-2-24 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/4)

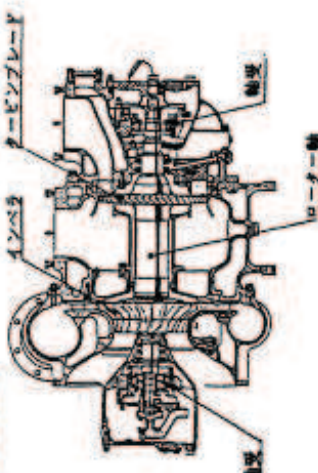

評価部位	過給機	評価項目(2)	支持脚の強度	実証方法	C	※裕度=	限界加速度I 評価加速度	
解析評価内容								
外形形状		解析モデル						
解析式	$\alpha_0 = \frac{\sigma_y - \sigma}{W} = \frac{1}{2} \left[ \frac{(W/Z) \cdot h}{2 \cdot Z} + W/Z \sqrt{(h/2Z)^2 + 4(1/2/A)^2} \right]$ <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> <li><math>\sigma_y</math> : 降伏応力 24 kg/mm<sup>2</sup></li> <li><math>\sigma</math> : 降伏応力 0 kg/mm<sup>2</sup></li> <li><math>W</math> : 過給機重量 1650 kg</li> <li><math>h</math> : 重心高さ 535 mm</li> <li><math>Z</math> : 支持脚面積積 25568 mm<sup>2</sup></li> <li><math>A</math> : 支持脚二面積 27456 mm<sup>2</sup></li> </ul>							
シ	リ	ン	ダ	数	1.2	1.6	1.8	
許	容	値	降	伏	応	力	kg/mm <sup>2</sup>	
24					24	24	24	
限	界	値	加	速	度	g		
17.6					17.6	14.1	13.8	
評	価	条	件					
水	平	加	速	度	$\alpha_H$	g		
0.84					0.84	0.84	0.84	
鉛	直	加	速	度	$\alpha_V$	g		
0.38					0.38	0.38	0.38	
評	価	加	速	度	$\alpha$	g		
0.84					0.84	0.84	0.84	
裕	度	※			裕度※	20.9	16.7	
結	果				結果	○	○	
○					○	○	○	
備	考	<p>評価加速度(<math>\alpha</math>)の算出式</p> <p><math>\alpha = \alpha_H</math></p> <p>過給機形式が異なるため限界値は異なる。          なお、本評価部位はBWR高速形実証試験          入力波の応答曲線の20~30Hz間のビ          ークに回答したため、応答大となったが、          評価入力波の応答曲線は20Hz以上で          ZPAと一致。          * 数値は18シリンダの例である。</p>						

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(32/34)



付表6.1-2-24 BWR中速形の評価部位別評価結果(3/4)

評価部位	通過給機	評価項目(9)	軸受荷重	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度																														
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  	$\alpha(n) = \frac{C_n / S - P_n}{Y_n \cdot (W/S)}$ <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>C<sub>n</sub> : 軸受基本荷重(単位値)</li> <li>P<sub>n</sub> : 運転時軸受平均荷重 (軸受方向加速度 4.3 を含む)</li> <li>Y<sub>n</sub> : 係数</li> <li>W : ローター完備質量</li> </ul>	<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>シ</td> <td>リ</td> <td>ン</td> <td>ダ</td> <td>数</td> <td>1</td> <td>2</td> <td>1</td> <td>6</td> <td>1</td> <td>8</td> </tr> <tr> <td>許</td> <td>容</td> <td>値</td> <td>荷</td> <td>重</td> <td>kg</td> <td>1860</td> <td>1860</td> <td>1860</td> <td>1860</td> <td>1860</td> </tr> <tr> <td>限</td> <td>界</td> <td>値</td> <td>加</td> <td>速</td> <td>度</td> <td>%</td> <td>18.0</td> <td>12.4</td> <td>10.7</td> <td>10.7</td> </tr> </table>	シ	リ	ン	ダ	数	1	2	1	6	1	8	許	容	値	荷	重	kg	1860	1860	1860	1860	1860	限	界	値	加	速	度	%	18.0	12.4	10.7	10.7	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">備考</div> <p>評価加速度(α)の算出式</p> <p>α = α<sub>H</sub> 過給機形式が異なるため 限界値は異なる。</p> <p>なお、本評価部位はBWR高速形実証試験 入力波の応答曲線の20~30Hz間のビ ークに該当したため、応答大となったが、 評価用入力波の応答曲線は20Hz以上で ZPAと一致。 * 数値は18シリンダの例である。</p>
				シ	リ	ン	ダ	数	1	2	1	6	1	8																							
				許	容	値	荷	重	kg	1860	1860	1860	1860	1860																							
				限	界	値	加	速	度	%	18.0	12.4	10.7	10.7																							
水平加速度 α <sub>H</sub>	シ	リ	ン	ダ	数	1	2	1	6	1	8																										
鉛直加速度 α <sub>V</sub>	シ	リ	ン	ダ	数	3	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84																										
評価加速度 α	シ	リ	ン	ダ	数	3	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38																										
評	価	条	件	裕度※	21.4	14.7	12.7	結果	○	○	○																										

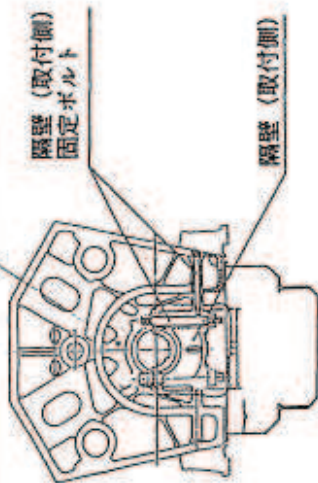

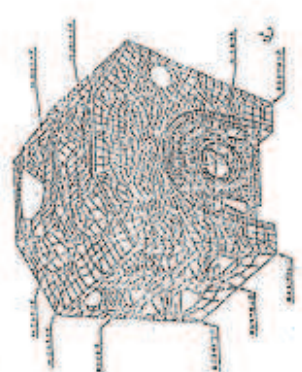
(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(33/34)





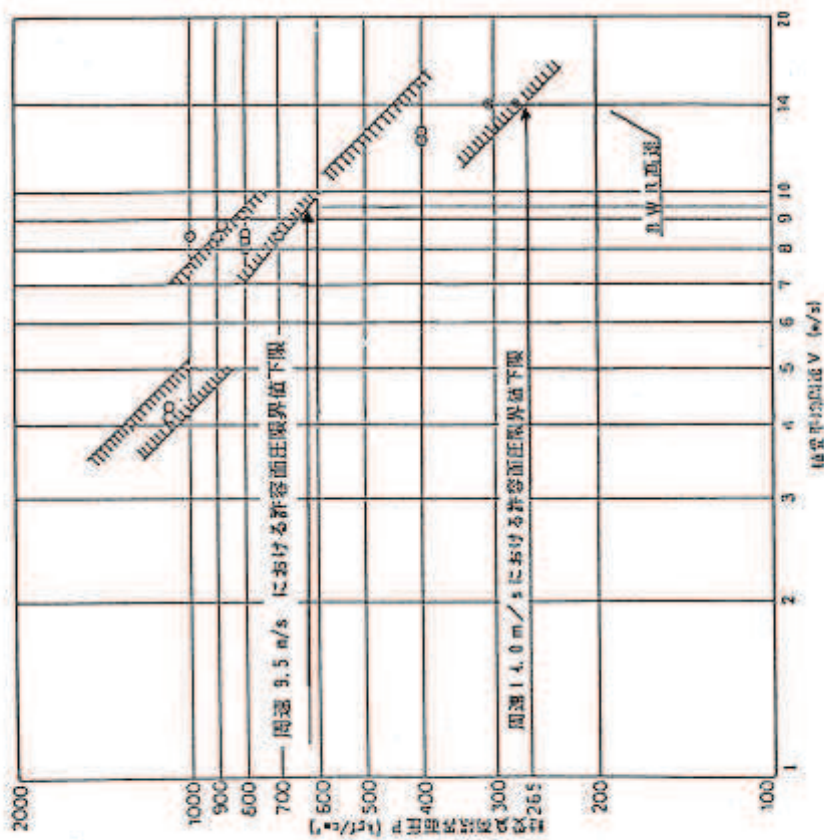
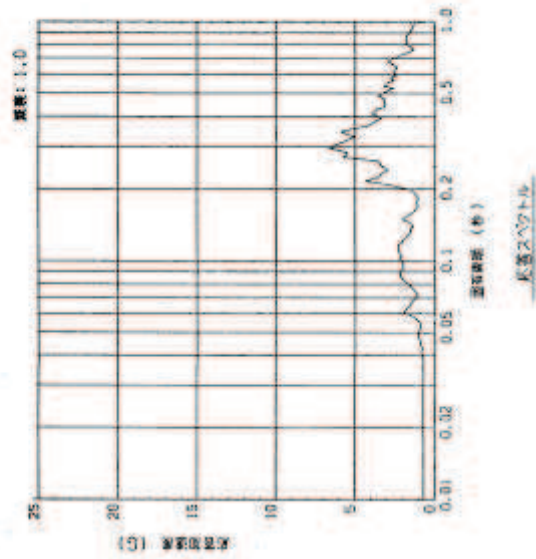
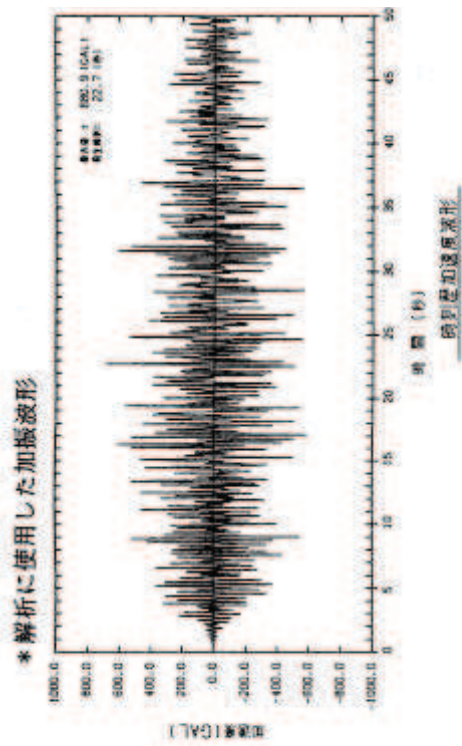
表 8.1.3-1 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (1/2)

評価部位	クラシク軸基準軸受	評価項目 (1) 軸受隔壁強度	※裕度 = $\frac{\text{限界応力}}{\text{解析応力}}$
解析評価内容			
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> </div> 	 <p>固定側側面図として スラスト位置算出 基準軸受構造に従って解析 機型応力算出</p> <p>一点応力分布を算出する解析を行う解析</p>	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">軸受反力</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">30.37 ton</div> </div>	
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> 		<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析応力</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">3.1 kg/mm<sup>2</sup></div> </div>	
		<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">許容値</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">35 kg/mm<sup>2</sup></div> </div>	
		<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">限界値</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">35 kg/mm<sup>2</sup></div> </div>	
		<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">評価結果</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">3.8</div> </div>	
		<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">備考</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">○</div> </div>	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (1/34)



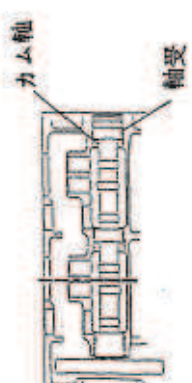
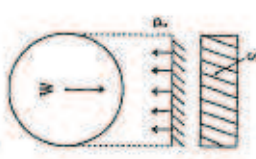


(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (3/34)



表8.1-3-2 BWR高速形の評価部位別評価結果 (1/2)

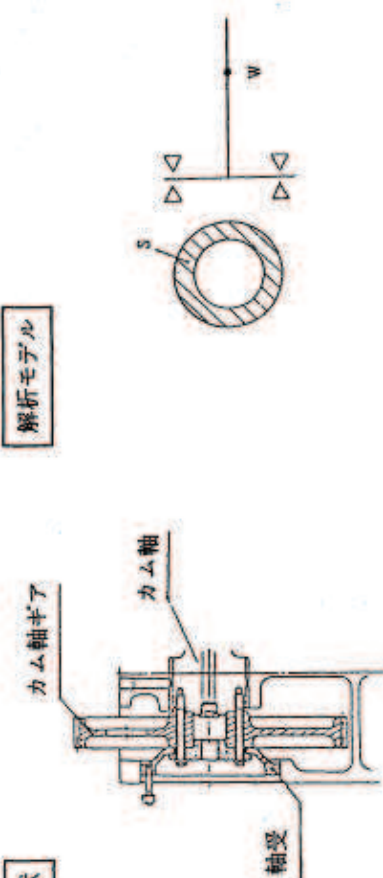
評価部位	カム軸軸受	評価項目	(1)軸受面圧
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 10px;">   </div> <div style="margin-top: 20px;"> <p><b>解析式</b></p> <math display="block">\alpha_{(H+V)} = (Pa - P) \cdot S / (W / \rho)</math> <p>                     Pa : 許容面圧 450 kg/cm<sup>2</sup>                      P : 通常運転時軸受面圧 46.2 kg/cm<sup>2</sup>                      S : 軸受投影面積 67.2 cm<sup>2</sup>                      W : カム軸1cyl 当り重量 15,044kg                 </p> </div>		
固有振動数 (カム軸)	548 Hz		
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	鉛直加速度 $\alpha_V$	評価結果
	0.84 $\rho$	0.38 $\rho$	0.92 $\rho$
評価結果	裕度 ※ 1959		
備考	<p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$		
許容値	面圧	450	kg/cm <sup>2</sup>
限界値	加速度	1803	$\rho$

※裕度 =  $\frac{\text{限界加速度}}{\text{評価加速度}}$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (4/34)

表 8.1-3-2 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (2/2)

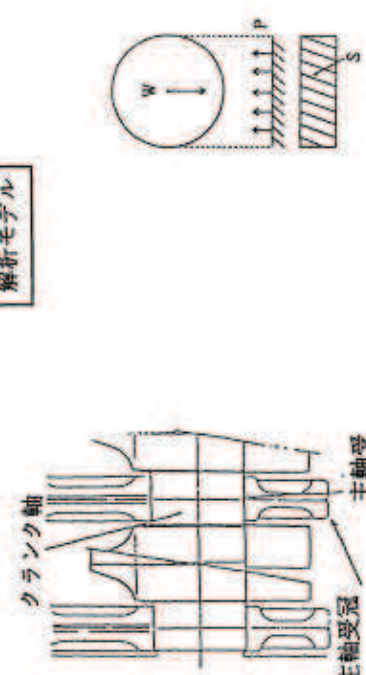
評価部位	カム軸軸受	評価項目	(2) スラスト軸受
<p>解析評価内容</p> <p>外観形状</p>  <p>解析式</p> $\alpha_{(W)} = S \cdot P_a / (W / g)$ <p>                     W : カム軸全体重重 391 kg                      S : 軸受投影面積 52.2 cm<sup>2</sup>                      P<sub>a</sub> : 許容面圧 460 kg/cm<sup>2</sup> </p>	<p>許容値</p> <p>面圧 460 kg/cm<sup>2</sup></p> <p>限界値</p> <p>加速度 61.4 g</p>		
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	0.84 g	
評価条件	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38 g	
評価条件	評価加速度 $\alpha$	0.84 g	
評価結果	裕度 ※	73	
備考	結果	○	
備考		<p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$	

※裕度 =  $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (5/34)

表 8.1-3-3 BWR 高速形の評価部別評価結果

評価部位	主軸受	評価項目	(1)軸受面圧
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <p>解析式</p> <math display="block">\alpha_{(H+V)} = (P_a - P) \cdot S / (W / g)</math> <p>                     P<sub>a</sub> : 許容面圧 450 kg/cm<sup>2</sup>                      P : 通常運転時軸受面圧 249 kg/cm<sup>2</sup>                      S : 軸受投影面積 207 cm<sup>2</sup>                      W : 軸受1個当たりの軸系重量 625kg                 </p> </div>		
許容値	面圧	450 kg/cm <sup>2</sup>	
限界値	加速度	66.56 g	
評価条件	水平加速度 α <sub>H</sub>	0.84 g	
評価条件	鉛直加速度 α <sub>V</sub>	0.38 g	
評価条件	評価加速度 α	0.92 g	
評価結果	裕度 ※	72	
評価結果	結果	○	
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$		

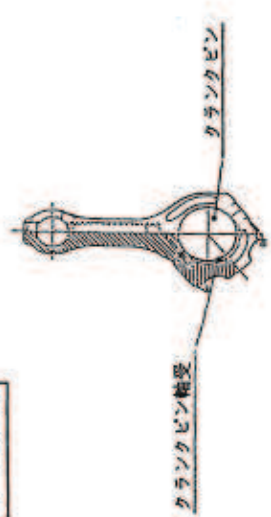

※裕度 =  $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別別の評価結果 (6/34)




表 8.1-3-4 BWR 高速形の評価部位別評価結果

評価部位	クランクピン軸受	評価項目 (1)軸受面圧	限界加速度 I 評価加速度																				
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>   <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;">解析式</div> $\alpha_{(H+V)} = (P_a - P) \cdot S / \{ (W_1 + W_2) / g \}$ <table style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>P_a</math> :</td> <td>許容面圧</td> <td>450</td> <td>kg/cm<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td><math>P</math> :</td> <td>通常運転時軸受面圧</td> <td>430.7</td> <td>kg/cm<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td><math>S</math> :</td> <td>軸受投影面積</td> <td>157.5</td> <td>cm<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td><math>W_1</math> :</td> <td>ピストン重量</td> <td>52.4</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td><math>W_2</math> :</td> <td>連接棒重量</td> <td>62.0</td> <td>kg</td> </tr> </table>			$P_a$ :	許容面圧	450	kg/cm <sup>2</sup>	$P$ :	通常運転時軸受面圧	430.7	kg/cm <sup>2</sup>	$S$ :	軸受投影面積	157.5	cm <sup>2</sup>	$W_1$ :	ピストン重量	52.4	kg	$W_2$ :	連接棒重量	62.0	kg
$P_a$ :	許容面圧	450	kg/cm <sup>2</sup>																				
$P$ :	通常運転時軸受面圧	430.7	kg/cm <sup>2</sup>																				
$S$ :	軸受投影面積	157.5	cm <sup>2</sup>																				
$W_1$ :	ピストン重量	52.4	kg																				
$W_2$ :	連接棒重量	62.0	kg																				
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	鉛直加速度 $\alpha_V$	評価加速度																				
評価結果	裕度 ※	結果	0.84 $\beta$ 0.38 $\beta$ 0.92 $\beta$ 28 ○																				
備考	評価加速度 ( $\alpha$ ) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$																						
許容値	面圧	450	kg/cm <sup>2</sup>																				
限界値	加速度	26.57	$\beta$																				

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (7/34)

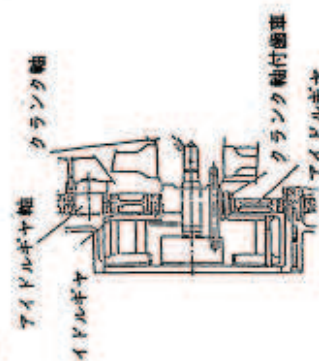
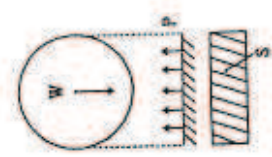
表 8.1-3-5 BWR高速形の評価部位別評価結果

評価部位	ピストンピン軸受	評価項目	(1)軸受面圧
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="margin-top: 20px;"> <p>解析式</p> <math display="block">\alpha_{(u, v)} = (P_u - P) \cdot S / (W / \rho)</math> <p> <math>P_u</math> : 許容面圧 450 kg/cm<sup>2</sup>  <math>P</math> : 通常運転時軸受面圧 431 kg/cm<sup>2</sup>  <math>S</math> : 軸受投影面積 133 cm<sup>2</sup>  <math>W</math> : ピストン重量 52.4 kg                 </p> </div>			
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	船直加速度 $\alpha_V$	評価加速度 $\rho$
評価結果	評価値 $\alpha$	裕度 %	結果
備考	<p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$		
許容値	面圧	450	kg/cm <sup>2</sup>
限界値	加速度	48.22	$\rho$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (8/34)

表8.1-3-6 BWR高速形の評価部位別評価結果 (1/4)

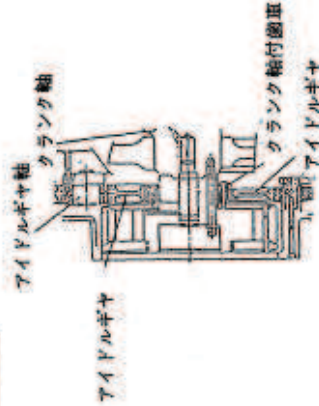
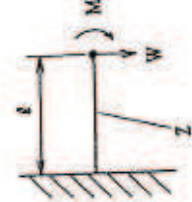
評価部位	ギアリング	評価項目	(1)軸受面圧
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p><b>解析評価内容</b></p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <b>外観形状</b>   </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <b>解析モデル</b>   </div> </div> <div style="width: 45%; margin-top: 20px;"> <p><b>解析式</b></p> <math display="block">\alpha_{(H+V)} = (P_a - P) \cdot S / (W / \phi)</math> <p>                     P<sub>a</sub> : 許容面圧 450 kg/cm<sup>2</sup>                      P : 通常運転時軸受面圧 9.5 kg/cm<sup>2</sup>                      S : 軸受投影面積 100.8 cm<sup>2</sup>                      W : アイドルギヤ重量 67.32 kg                 </p> </div> </div> </div>			
許容値	面圧	450	kg/cm <sup>2</sup>
限界値	加速度	659.53	φ
評価条件	水平加速度 α <sub>H</sub>	0.84	φ
	鉛直加速度 α <sub>V</sub>	0.38	φ
	評価値 α	0.92	φ
	裕度 ※	716	
	結果	○	
備考	評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$		

※裕度 =  $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (9/34)

表 8.1-3-6 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (2/4)

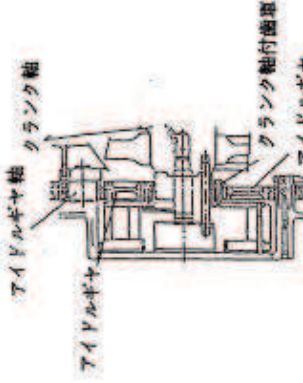
評価部位	ギアリング	評価項目	(2)軸の強度
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>外形形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>			
<p>解析式</p> $\alpha_{H+V} = (\sigma_v \cdot Z - M) / l / (W/g)$ <p> <math>\sigma_v</math> : 降伏応力 80 kg/mm<sup>2</sup>  <math>Z</math> : カム軸断面係数 269391.5 mm<sup>3</sup>  <math>M</math> : 通常運転時曲げモーメント 53750 kg・mm  <math>l</math> : 荷重点までの距離 56 mm  <math>W</math> : アイドルギヤ重量 67.3 kg         </p>			
		許容値	降伏応力 80 kg/mm <sup>2</sup>
		限界値	加速度 5704.09 g
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	鉛直加速度 $\alpha_V$	評価加速度
評価結果	評価値 $\alpha$	裕度 ※	裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$
結果	0.84 g	6200	0.38 g
結果	0.92 g		0.92 g
結果			6200
結果			○
<p>備考</p> <p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$			

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (10/34)



表8.1-3-6 BWR高速形の評価部位別評価結果 (3/4)



評価部位	ギアリング	評価項目	(3)歯車の強度		※裕度 = $\frac{\text{限界加速度I}}{\text{評価加速度}}$										
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p><b>解析評価内容</b></p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <p><b>解析式</b></p> <math display="block">\alpha_{(H+V)} = (\sigma_y - \sigma) / (B \cdot W / g)</math> <p> <math>\sigma_y</math> : 降伏応力      70      kg/mm<sup>2</sup>  <math>\sigma</math> : 運転時応力      8.31      kg/mm<sup>2</sup>  <math>B</math> : 係数      <math>9.31 \times 10^{-3}</math>  <math>W</math> : アイドルギヤ重量      67.3      kg                 </p> </div> </div> <div style="width: 45%;"> <p><b>評価条件</b></p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>水平加速度 <math>\alpha_H</math></td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td>鉛直加速度 <math>\alpha_V</math></td> <td>0.38 g</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 <math>\alpha</math></td> <td>0.92 g</td> </tr> <tr> <td>裕度 ※</td> <td>107</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table> <p><b>備考</b></p> <p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> <math display="block">\alpha = \alpha_H</math> </div> </div>						水平加速度 $\alpha_H$	0.84 g	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38 g	評価加速度 $\alpha$	0.92 g	裕度 ※	107	結果	○
水平加速度 $\alpha_H$	0.84 g														
鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38 g														
評価加速度 $\alpha$	0.92 g														
裕度 ※	107														
結果	○														
			許容値	降伏応力	70      kg/mm <sup>2</sup>										
			限界値	加速度	98.45 g										

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-3 図 デイジーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (11/34)



表8.1-3-6 BWR高速形の評価部位別評価結果 (4/4)

評価部位	ギアリング	評価項目	(4)アイドルギヤスト強度						
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>外形形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div> <p style="text-align: center;"><math>\alpha_{(H)} = F_a / (W/g)</math></p> <p> <math>F_a</math> : トマト許容スラスト荷重 2231 kg  <math>W</math> : アイドルギヤ重量 19.5 kg         </p>									
<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>2231 kg</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>114.41 g</td> </tr> </table>				許容値	荷重	2231 kg	限界値	加速度	114.41 g
許容値	荷重	2231 kg							
限界値	加速度	114.41 g							
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	0.84 g							
評価条件	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38 g							
評価条件	評価加速度 $\alpha$	0.84 g							
評価結果	裕度※	136							
評価結果	結果	○							
備考	<p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> <p><math>\alpha = \alpha_H</math></p>								

※裕度 =  $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイジーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (12/34)

表8.1-3-8 BWR高速形の評価部位別評価結果(1/5)

評価部位	動弁装置揺腕	評価項目	(1)バルブレバ軸受	限界加速度 I 評価加速度						
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <p>解析式</p> <math display="block">\alpha_{(u+v)} = (P_s - P) \cdot S / (W/g)</math> <p> <math>P_s</math> : 許容面圧 450 kg/cm<sup>2</sup>  <math>P</math> : 通常運転時軸受面圧 233.4 kg/cm<sup>2</sup>  <math>S</math> : 軸受投影面積 25.2 cm<sup>2</sup>  <math>W</math> : バルブレバ重量 7.62 kg                 </p> </div>			<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td>許容値</td> <td>面圧</td> <td>450 kg/cm<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>716.27 g</td> </tr> </table>	許容値	面圧	450 kg/cm <sup>2</sup>	限界値	加速度	716.27 g
許容値	面圧	450 kg/cm <sup>2</sup>								
限界値	加速度	716.27 g								
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	0.84 g								
評価結果	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.98 g								
備考	評価加速度 ( $\alpha$ ) の算出式	$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$								
	評価結果	778								
	結果	○								

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (13/34)

表8.1-3-8 BWR高速形の評価部位別評価結果 (2/5)

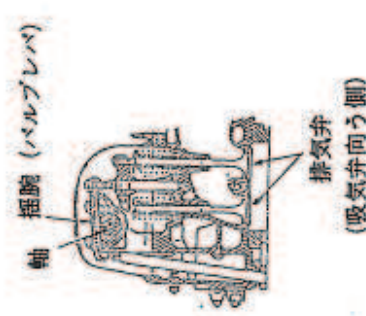
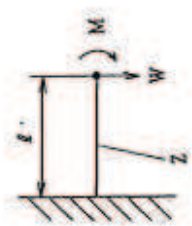
評価部位	動弁装置揺動	評価項目	(2)ブッシュロッド強度	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度																																								
解析評価内容																																													
外観形状																																													
解析式	$\alpha_{(H+V)} = \left\{ \frac{\sigma_c \cdot A}{1 + a \cdot (l/k)^2} - R \right\} \frac{1}{W/g} - g$																																												
	<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 20%;">σ<sub>c</sub> : 許容応力</td> <td style="width: 20%;">3400</td> <td style="width: 20%;">kg/cm<sup>2</sup></td> <td style="width: 20%;"></td> <td style="width: 20%;"></td> </tr> <tr> <td>A : ブッシュロッド断面積</td> <td>3.21</td> <td>cm<sup>2</sup></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>a : 材質により決まる定数</td> <td>1/7500</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>l : ブッシュロッド長さ</td> <td>60</td> <td>cm</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>k : <math>\sqrt{I_p/A}</math></td> <td>0.82</td> <td>cm</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>R : 通常運転時荷重</td> <td>146.39</td> <td>kg</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>W : ブッシュロッド重量</td> <td>3.076</td> <td>kg</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>l<sub>1</sub> : 断面二次モーメント</td> <td>2.15</td> <td>cm<sup>4</sup></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>					σ <sub>c</sub> : 許容応力	3400	kg/cm <sup>2</sup>			A : ブッシュロッド断面積	3.21	cm <sup>2</sup>			a : 材質により決まる定数	1/7500				l : ブッシュロッド長さ	60	cm			k : $\sqrt{I_p/A}$	0.82	cm			R : 通常運転時荷重	146.39	kg			W : ブッシュロッド重量	3.076	kg			l <sub>1</sub> : 断面二次モーメント	2.15	cm <sup>4</sup>		
σ <sub>c</sub> : 許容応力	3400	kg/cm <sup>2</sup>																																											
A : ブッシュロッド断面積	3.21	cm <sup>2</sup>																																											
a : 材質により決まる定数	1/7500																																												
l : ブッシュロッド長さ	60	cm																																											
k : $\sqrt{I_p/A}$	0.82	cm																																											
R : 通常運転時荷重	146.39	kg																																											
W : ブッシュロッド重量	3.076	kg																																											
l <sub>1</sub> : 断面二次モーメント	2.15	cm <sup>4</sup>																																											
	許容値	荷重	6366	kg																																									
	限界値	加速度	2022.97	g																																									
評価条件	水平加速度 α <sub>H</sub>	鉛直加速度 α <sub>V</sub>	評価加速度 α	裕度 ※	評価結果																																								
	0.84	g	0.38	g	g																																								
			0.92	g	g																																								
			2198		○																																								
備考	評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$																																												

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (14/34)



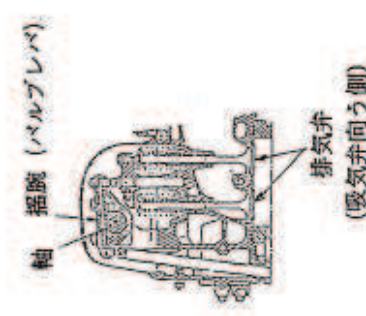
表 8.1-3-8 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (3/5)

評価部位	動弁装置揺腕	評価項目	(3)バルブレバ強度	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度									
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p><b>解析評価内容</b></p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>外形形状</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div> <div style="width: 45%; margin-top: 20px;"> <p><b>解析式</b></p> <math display="block">\alpha_{H+V} = (\sigma_y \cdot Z - M) / l / (W/g)</math> <p> <math>\sigma_y</math> : 降伏応力 80 kg/mm<sup>2</sup>  <math>Z</math> : 断面係数 35366 mm<sup>3</sup>  <math>M</math> : 通常運転時曲げモーメント 145122 kg・mm  <math>l</math> : バルブレバ長さ 144 mm  <math>W</math> : バルブレバ重量 868.75 kg                 </p> </div> </div> </div>														
<table border="1" style="float: right; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>許容値</td> <td>降伏応力</td> <td>80</td> <td>kg/mm<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>27.1</td> <td>g</td> </tr> </table>				許容値	降伏応力	80	kg/mm <sup>2</sup>	限界値	加速度	27.1	g	水平加速度 $\alpha_H$	0.84	g
許容値	降伏応力	80	kg/mm <sup>2</sup>											
限界値	加速度	27.1	g											
評価条件	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38	g											
評価結果	評価加速度 $\alpha$	0.92	g											
	裕度※	29.4												
	結果	○												
<p><b>備考</b></p> <p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$														

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイジーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (15/34)

表8.1-3-8 BWR高速形の評価部位別評価結果 (4/5)

評価部位	動弁装置揺腕	評価項目	(4)揺腕スラスト方向強度	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p><b>外観形状</b></p>  <p>軸 揺腕 (バルブレバ) 排気弁 (取気弁向う側)</p> </div> <div style="width: 45%;"> <p><b>解析式</b></p> <math display="block">\alpha_{00} = F_s / (W / g)</math> <p>F<sub>s</sub> : トメマ許容スラスト荷重 9000 kg W : バルブレバ重量 3.4 kg</p> </div> </div>				
評価条件	水平加速度 α <sub>H</sub>	鉛直加速度 α <sub>V</sub>	評価値 α	裕度 ※	結果
評価結果	0.84 g	0.38 g	0.84 g	315%	○
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$				
許容値	荷重	9000 kg	限界値	加速度	2647.05 g

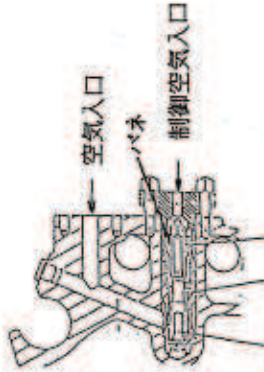
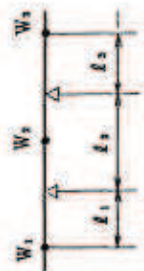
(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (16/34)





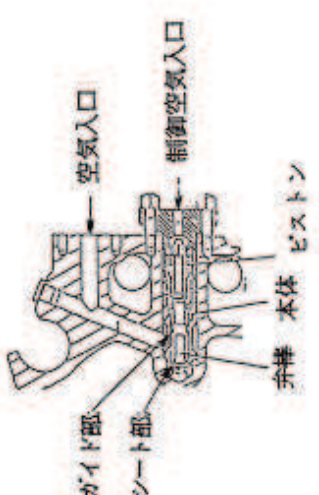
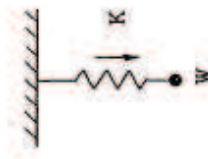
表 8.1-3-9 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (1/2)

評価部位	始動弁	評価項目 (1)弁棒の曲げ	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 10px;">   </div> <div style="margin-top: 10px;"> <p><b>解析式</b></p> <math display="block">\alpha_{m+vs} = \frac{\delta}{\ell_0} \left\{ \frac{W_2 / \rho \cdot \ell_2^2}{15 \cdot E \cdot I} - \frac{\ell_2}{6 E I} (2 \cdot W_1 / \rho \cdot \ell_1 + W_2 / \rho \cdot \ell_2) \right\}^{-1}</math> <p> <math>W_1, \ell_1</math> : シート部からガイド部間質量及び長さ <math>W_1 = 0.065 \text{ kg}</math> <math>\ell_1 = 52 \text{ mm}</math>  <math>W_2, \ell_2</math> : ガイド部からピストン部間質量及び長さ <math>W_2 = 0.166 \text{ kg}</math> <math>\ell_2 = 75 \text{ mm}</math>  <math>W_3, \ell_3</math> : ピストン部からバネ部間質量及び長さ <math>W_3 = 0.055 \text{ kg}</math> <math>\ell_3 = 28 \text{ mm}</math>  <math>\delta</math> : 最小スキマ <math>0.021 \text{ mm}</math>  <math>E</math> : ヤング係数 <math>2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2</math>  <math>I</math> : 断面二次モーメント <math>201.062 \text{ mm}^4</math>  <math>\ell_0</math> : 最小スキマ部分の撓動間長さ <math>3 \text{ mm}</math> </p> </div>			
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	0.84 $\rho$		
	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38 $\rho$		
評価結果	評価加速度 $\alpha$	0.75 $\rho$		
	裕度 ※	325		
	結果	○		
備考	<p>評価部位は傾いて取付けられているので評価加速度は作用方向に合成したものである。</p> <p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H \sin 30^\circ + \alpha_V \cos 30^\circ$			
許容値	変位	0.021 mm		
限界値	加速度	244.17 $\rho$		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイジーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (18/34)

表 8.1-3-9 BWR高速形の評価部位別評価結果 (2/2)


評価部位	始動弁	評価項目 (2)弁の誤開閉	限界加速度 I 評価加速度
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>外觀形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div> <div style="margin-top: 20px;"> <p>解析式</p> <math display="block">\alpha_{0.05 \cdot v_0} = K / (W / g)</math> <p>K : バネ力 17.15 kg W : 弁重量 0.286 kg</p> </div>			
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.84 g
評価結果	評価値 $\alpha$	評価値 $\alpha$	0.38 g
備考	評価結果	結果	0.42 g
	評価結果	結果	142
	評価結果	結果	○
<p>備考</p> <p>評価部位は傾いて取付けられているので評価加速度は作用方向に合成したものである。</p> <p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H \cos 30^\circ - (1 - \alpha_V) \sin 30^\circ$			
	許容値	荷重	17.15 kg
	限界値	加速度	59.96 g

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (19/34)



表 8.1-3-12 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (1/2)

評価部位	ガバナリンク装置	評価項目 (1)地震時の抵抗	限界加速度 I 評価加速度
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <p style="text-align: center;">燃料噴射ポンプ      燃料加減軸      ガバナ</p> <p style="text-align: center;">停止ピストン</p> $\alpha_{(H+V)} = (F_g - F_s) / (W/p)$ <p> <math>F_g</math> : ガバナ駆動力      152.3 kg  <math>F_s</math> : リンクを増方向に引っ張った時の実測抵抗力      5.0 kg  <math>W</math> : リンク重量      8.1 kg         </p>		43.9 Hz
固有振動数 (加減軸)			0.84 g
水平加速度 $\alpha_H$			0.38 g
鉛直加速度 $\alpha_V$			0.92 g
評価条件			19.7
評価結果			○
備考	<p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$		
許容値	荷重	152.3 kg	
限界値	加速度	18.18 g	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイジーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (20/34)

表 B.1-3-12 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (2/2)

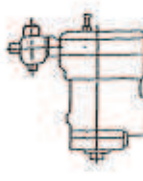

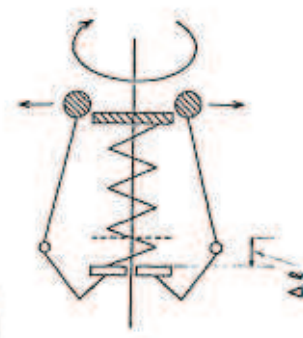
評価部位	ガバナリンク装置	評価項目	(2)燃料加減軸とコントロール棒の動き	限界加速度 I 評価加速度						
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>外観形状</p> <p>燃料噴射ポンプ 燃料加減軸 停止ピストン ガバナ</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>解析モデル</p> </div> </div>									
解析式	$\alpha_{(H+V)} = \frac{2A \cdot \delta \cdot E \cdot I}{(1 - 2\delta l_1^2 / l^2 + \delta l_1^3 / l^3) \cdot (W / g) \cdot l^2 \cdot l_1}$ <p> <math>\delta</math> : ラックみぞクリアランス 0.2 mm  <math>E</math> : ヤング係数 <math>2.1 \times 10^4</math> kg/mm<sup>2</sup>  <math>I</math> : 断面二次モーメント 19174.76 mm<sup>4</sup>  <math>W</math> : 加減軸単位重量 2.05 kg/mm  <math>l_1</math> : 加減軸受からコントロール棒距離 132 mm  <math>l</math> : 加減軸受間距離 460 mm                 </p>									
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	鉛直加速度 $\alpha_V$	評価加速度 $\alpha$	0.84 g						
評価結果	裕度 ※	結果		0.38 g						
備考	評価加速度 ( $\alpha$ ) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$			0.92 g						
	<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td>許容値</td> <td>変位</td> <td>0.2 mm</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>39.16 g</td> </tr> </table>			許容値	変位	0.2 mm	限界値	加速度	39.16 g	42.5
許容値	変位	0.2 mm								
限界値	加速度	39.16 g								
	結果			○						

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイジーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (21/34)



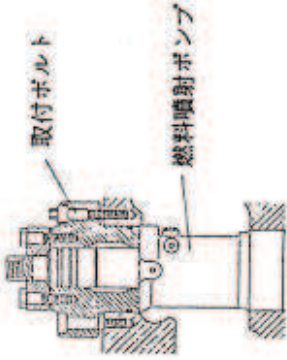
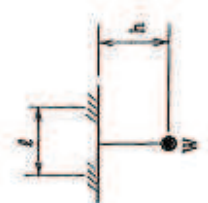
表B.1-3-20 BWR高速形の評価部位別評価結果

評価部位	オーバーセーフティ装置	評価項目 (1) プランジヤの誤動作	限界加速度 I 評価加速度						
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外形形状</div> <div style="text-align: center;">  <p>オーバーセーフティ装置</p> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 10px;"> <div style="text-align: center;">  <p>プライウェイト プランジヤ</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>コントロールポート</p> </div> </div> <div style="margin-top: 20px;"> <p>解析式</p> <math display="block">\alpha_{(H)} = \Delta \ell / \delta</math> <p> <math>\Delta \ell</math> : 動作するまでの距離 1.04 mm  <math>\delta</math> : 1.8により移動する距離 0.0127 mm                 </p> </div> <div style="margin-top: 20px; text-align: right;"> <table border="1"> <tr> <td>許容値</td> <td>変位</td> <td>1.04 mm</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>82 g</td> </tr> </table> </div>				許容値	変位	1.04 mm	限界値	加速度	82 g
許容値	変位	1.04 mm							
限界値	加速度	82 g							
固有振動数 (プランジヤ)		20 Hz 以上							
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	0.84 g							
	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38 g							
	評価加速度 $\alpha$	0.84 g							
	裕度 ※	97.6							
	結果	○							
備考									
評価加速度 ( $\alpha$ ) の算出式 $\alpha = \alpha_H$									

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (22/34)

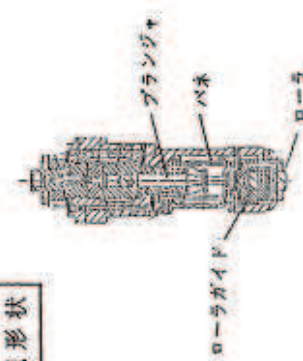
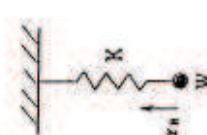
表 8.1-3-21 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (1/2)

評価部位	燃料噴射ポンプ	評価項目	(1)取付ボルト強度	限界加速度 I
				評価加速度
<p>解析評価内容</p>				
<p>外形形状</p> 		<p>解析モデル</p> 		
<p>解析式</p> $\alpha_{(H)} = \frac{(\sigma_y - \sigma) \cdot A \cdot N \cdot \ell - (1 + \alpha_v) W / \beta \sin 30^\circ \cdot h + (1 + \alpha_v) W / \beta \cos 30^\circ \cdot \ell / 2}{W / \beta \cdot (\cos 30^\circ \cdot h + \sin 30^\circ \cdot \ell / 2)}$				
<p><math>\sigma_y</math> : 降伏応力</p> <p><math>\sigma</math> : (締付応力) + (運転時応力)</p> <p>A : ボルト断面積</p> <p><math>\ell</math> : ボルトビッチ</p> <p>h : 重心高さ</p> <p>W : 燃料噴射ポンプ重量</p> <p>N : 引張りを受けるボルトの本数</p> <p><math>\alpha_v</math> : 垂直方向加速度は 0.4g</p>	<p>50 kg/mm<sup>2</sup></p> <p>39.5 kg/mm<sup>2</sup></p> <p>110 mm<sup>2</sup></p> <p>100 mm</p> <p>197.8 mm</p> <p>27.09kg</p> <p>2</p>	<p>許容値</p> <p>降伏応力</p>	<p>50 kg/mm<sup>2</sup></p>	<p>評価結果</p> <p>51.1</p>
<p>備考</p> <p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$				
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	鉛直加速度 $\alpha_V$	評価加速度 $\alpha$	0.84 g
評価結果	裕度 ※	結果	結果	○

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (23/34)

表 8.1-3-21 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (2/2)

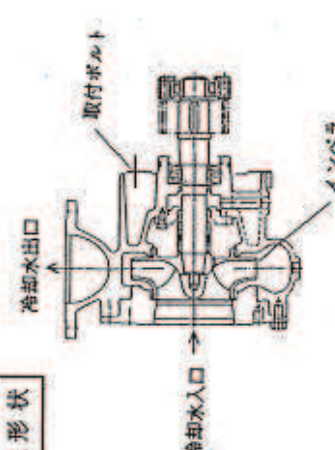
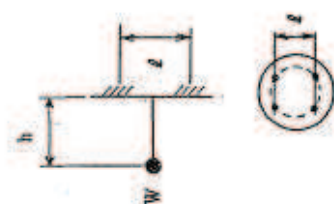
評価部位 燃料噴射ポンプ		評価項目 (2) ガイドとローラの運動性		限界加速度 I 評価加速度	
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="text-align: center;">  </div>				水平加速度 $\alpha_H$	0.84 $\phi$
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> $\alpha_{(H+V)} = \frac{K}{W/\phi} - \alpha_H$ <p> <math>K</math> : パネ力 92.23 kg  <math>W</math> : ローラガイド部重量 0.536 kg  <math>\alpha_H</math> : ローラガイド部運転時加速度 520000 mm/sec<sup>2</sup> </p>				鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38 $\phi$
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">評価条件</div>				評価加速度 $\alpha$	0.12 $\phi$
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">評価結果</div>				裕度※	413
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">備考</div> <p>評価部位は傾いて取付けられているので評価加速度は作用方向に合成したものである。</p> <p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式  <math>\alpha = \alpha_H \sin 30^\circ + (\alpha_V - 1) \cos 30^\circ</math> </p>				結果	○
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">許容値</div>				荷重	92.23 kg
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">限界値</div>				加速度	49.6 $\phi$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (24/34)



表8.1-3-22 BWR高速形の評価部位別評価結果 (1/3)


評価部位	冷却水ポンプ	評価項目	(1)取付ボルト強度												
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>外形形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>														
解析式	$\alpha (n + v) = \frac{(\sigma_y - \sigma) \cdot A}{(W/g) \cdot h / 2l}$ <p> <math>\sigma_y</math> : 降伏応力  <math>\sigma</math> : 端付応力 + 運転時応力  <math>A</math> : ボルト断面積  <math>W</math> : 冷却水ポンプ重量  <math>h</math> : 取付面から重心までの距離  <math>l</math> : 一番下のボルトから一番上のボルトまでの距離                 </p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>24</td> <td>kg/mm<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>14.57</td> <td>kg/mm<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>144.2</td> <td>mm<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>80</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>157.5</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>230</td> <td>mm</td> </tr> </table>			24	kg/mm <sup>2</sup>	14.57	kg/mm <sup>2</sup>	144.2	mm <sup>2</sup>	80	kg	157.5	mm	230	mm
24	kg/mm <sup>2</sup>														
14.57	kg/mm <sup>2</sup>														
144.2	mm <sup>2</sup>														
80	kg														
157.5	mm														
230	mm														
許容値	降伏応力	24	kg/mm <sup>2</sup>												
限界値	加速度	49.6	g												
固有振動数 (ポンプ軸)	197 Hz														
水平加速度 $\alpha_H$	0.84 g														
鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38 g														
評価加速度 $\alpha$	0.92 g														
評価条件	裕度 ※														
評価結果	53.9														
備考	<p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>                     据付側も機器と同一の鋼製の場合、転倒に對する中立軸の位置は、JEA64601の手法で解析する場合は同等であり、従って限界加速度もJEA64601の手法で解析する場合は同等である。                 </p>														

※裕度 =  $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイジーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (25/34)

表 8.1-3-22 BWR 高速形の評価部別評価結果 (2/3)

評価部位	冷却水ポンプ	評価項目	(2)軸受荷重						
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <b>解析式</b>  <math display="block">\alpha(\ast) = \frac{C_0 / 5 - P_0}{Y_0 \cdot (W_1 + W_2) / g}</math> <p>                     C<sub>0</sub> : 軸受基本許容荷重                      P<sub>0</sub> : 運転時軸受等価荷重 (価値加速度0.4 gを含む)                      Y<sub>0</sub> : 係数                      W<sub>1</sub> : (空機重+軸) 重量                      W<sub>2</sub> : (軸+歯車) 重量                 </p> </div> <table border="1" style="width: 100%; margin-top: 10px;"> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>640 kg</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>28.64 g</td> </tr> </table>			許容値	荷重	640 kg	限界値	加速度	28.64 g
許容値	荷重	640 kg							
限界値	加速度	28.64 g							
評価条件	水平加速度 α <sub>H</sub>	0.64 g							
評価条件	鉛直加速度 α <sub>V</sub>	0.38 g							
評価条件	評価加速度 α	0.84 g							
評価結果	裕度 ※	34.0							
評価結果	結果	○							
備考	評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$								

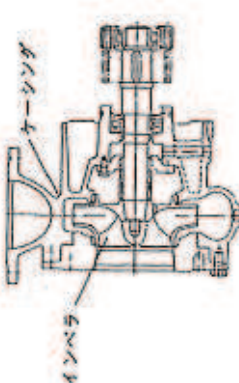

※裕度 =  $\frac{\text{限界加速度}}{\text{評価加速度}}$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイゼル発電機 (高速形) の評価部別別の評価結果 (26/34)



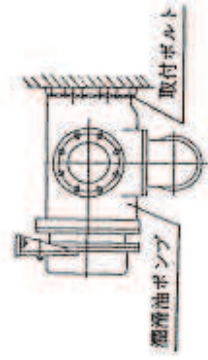
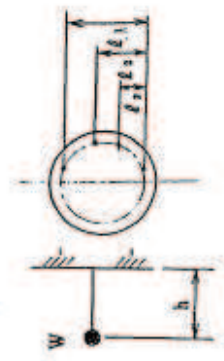
表 8.1-3-22 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (3/3)

評価部位	冷却水ポンプ	評価項目 (3) ケーシングとインベラの干渉	限界加速度 I 評価加速度					
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>   <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;">                     解析式  <math display="block">\alpha_{H+V} = \Delta \ell / (y_1 + \ell (\theta_1 + \theta_2))</math> </div> <p> <math>\Delta \ell</math> : インベラとケーシングのクリアランス  <math>W_1</math> : (羽根車+軸) 重量  <math>W_2</math> : (軸+歯車) 重量  <math>\ell</math> : インベラから軸受までの距離  <math>y_1</math> : <math>W_1</math> によるたわみ量  <math>\theta_1</math> : <math>W_1</math> による②部のたわみ角  <math>\theta_2</math> : <math>W_2</math> による②部のたわみ角                 </p> <table border="1" style="width: 100%; margin-top: 10px;"> <thead> <tr> <th>許容値</th> <th>変位</th> <th>0.22 mm</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>87.28 <math>\phi</math></td> </tr> </tbody> </table>		許容値	変位	0.22 mm	限界値	加速度	87.28 $\phi$
許容値	変位	0.22 mm						
限界値	加速度	87.28 $\phi$						

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイジーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (27/34)

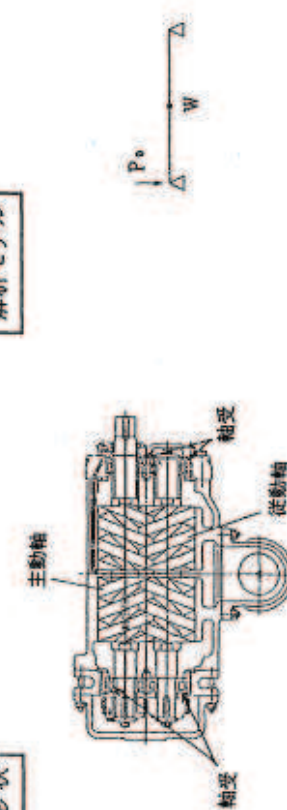
表 8.1-3-23 BWR高速形の評価部別評価結果 (1/3)

評価部位		評価項目 (1)取付ボルト強度		※裕度 = 限界加速度 I / 評価加速度	
解析評価内容					
外觀形状					
解析モデル					
解析式		$\alpha_{01} + v_1 = \frac{(\sigma_y - \sigma) \cdot A}{(W/g) \cdot h \cdot l_1 / 2 + l_2^2 + l_3^2} - 1$			
$\sigma_y$	降伏応力	50	kg/mm <sup>2</sup>		
$\sigma$	総付応力+運転応力	30	kg/mm <sup>2</sup>		
A	ボルト断面積	103.8	mm <sup>2</sup>		
W	潤滑油ポンプ重量	118.9	kg		
h	取付面から重心までの距離	168	mm		
$l_1$	一番下のボルトから一番上のボルトまでの距離	305	mm		
$l_2$	一番下のボルトから上から2番目のボルトまでの距離	210	mm		
$l_3$	一番下のボルトから下から2番目のボルトまでの距離	95	mm		
許容値		降伏応力	50	kg/mm <sup>2</sup>	
限界値		加速度	99.6	%	
固有振動数 (ボンプ軸)		526	Hz		
評価条件		水平加速度 $\alpha_H$	0.84	%	
		鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38	%	
評価結果		評価値 $\alpha$	0.92	%	
		裕度 ※	108		
		結果	○		
備考					
評価加速度 ( $\alpha$ ) の算出式					
$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$					
掘削機も機器と同一の鋳造の場合、転倒に対する中立軸の位置は、JEAG4601の手法で解析する場合はほぼ同等であり、従って限界加速度もJEAG4601の手法で解析する場合は同等である。					

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイジーゼル発電機 (高速形) の評価部別別の評価結果 (28/34)

表 8.1-3-23 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (2/3)


評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目	(2)軸受荷重	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度						
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <math display="block">\alpha^{(a)} = \frac{C_0 - P_0}{X_0 \cdot (W / g)}</math> <p>                     C<sub>0</sub> : 軸受基本許容荷重                      P<sub>0</sub> : 運転時軸受静荷重 (重直加速度 0.4 g を含む)                      X<sub>0</sub> : 係数                      W : 主動軸重量                 </p> </div> <table border="1" style="margin-top: 10px; width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>8650 kg</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>331.7 g</td> </tr> </table>					許容値	荷重	8650 kg	限界値	加速度	331.7 g
許容値						荷重	8650 kg				
限界値						加速度	331.7 g				
評価条件						水平加速度 α <sub>H</sub>	鉛直加速度 α <sub>V</sub>	評価加速度 α	裕度 ※	結果	
評価結果											
備考	評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$										

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (29/34)



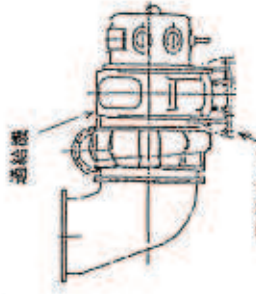
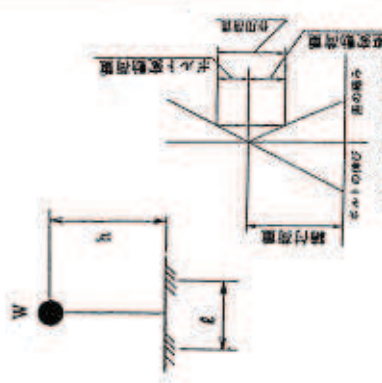
表 8.1-3-23 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (3/3)

評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目	(3)ケーシングとの干渉	限界加速度 I																
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;">解析式</div> <p style="margin-top: 10px;">縮形モデル FEM 解析</p> <p>但し*</p> <table style="margin-left: 20px;"> <tr> <td>W<sub>1</sub></td> <td>歯車重量</td> <td>7</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>W<sub>2</sub></td> <td>スクリュー重量</td> <td>21</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>W<sub>3</sub></td> <td>スクリュー重量</td> <td>21</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>W<sub>4</sub></td> <td>駆動歯車重量</td> <td>7</td> <td>kg</td> </tr> </table>			W <sub>1</sub>	歯車重量	7	kg	W <sub>2</sub>	スクリュー重量	21	kg	W <sub>3</sub>	スクリュー重量	21	kg	W <sub>4</sub>	駆動歯車重量	7	kg	$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$
W <sub>1</sub>	歯車重量	7	kg																	
W <sub>2</sub>	スクリュー重量	21	kg																	
W <sub>3</sub>	スクリュー重量	21	kg																	
W <sub>4</sub>	駆動歯車重量	7	kg																	
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	鉛直加速度 $\alpha_V$	評価値 $\alpha$	0.84 g																
評価結果	裕度 ※	結果		0.38 g																
備考	<p>評価値 (α) の算出式</p> <p>α = √(α<sub>H</sub><sup>2</sup> + α<sub>V</sub><sup>2</sup>)</p> <p>77.3</p> <p>○</p>																			
許容値	変位	0.25 mm																		
限界値	加速度	71.2 g																		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (30/34)

表 8.1-3-24 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (1/4)

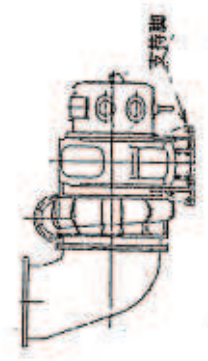
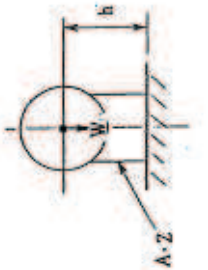
評価部位	過給機	評価項目	(1)取付ボルト強度	限界加速度 II																										
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>外形形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析式</p> <math display="block">\alpha_{(H)} = \frac{1}{2.01} (\sigma_y + 0.285)</math> <p><math>\sigma_y</math> 降伏応力</p> </div> </div>	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div>	<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td>許容値</td> <td>降伏応力</td> <td>50</td> <td>kg/mm<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>25.0</td> <td>g</td> </tr> </table>	許容値	降伏応力	50	kg/mm <sup>2</sup>	限界値	加速度	25.0	g	<p>※裕度 = <math>\frac{\text{限界加速度 II}}{\text{評価加速度}}</math></p> <table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td>固有振動数 (回転軸)</td> <td>125</td> <td>Hz</td> </tr> <tr> <td>水平加速度 <math>\alpha_H</math></td> <td>0.84</td> <td>g</td> </tr> <tr> <td>鉛直加速度 <math>\alpha_V</math></td> <td>0.38</td> <td>g</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 <math>\alpha</math></td> <td>0.84</td> <td>g</td> </tr> <tr> <td>裕度 ※</td> <td>29.7</td> <td></td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td colspan="2" style="text-align: center;">○</td> </tr> </table>	固有振動数 (回転軸)	125	Hz	水平加速度 $\alpha_H$	0.84	g	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38	g	評価加速度 $\alpha$	0.84	g	裕度 ※	29.7		結果	○	
許容値	降伏応力	50	kg/mm <sup>2</sup>																											
限界値	加速度	25.0	g																											
固有振動数 (回転軸)	125	Hz																												
水平加速度 $\alpha_H$	0.84	g																												
鉛直加速度 $\alpha_V$	0.38	g																												
評価加速度 $\alpha$	0.84	g																												
裕度 ※	29.7																													
結果	○																													
備考	<p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> <p><math>\alpha = \alpha_H</math></p> <p>詳細については 表 8.1-3-16 (1/1) 補足資料参照</p>																													

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (31/34)



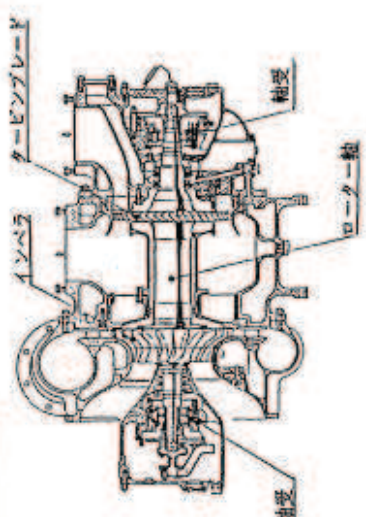

表8.1-3-24 BWR高速形の評価部位別評価結果(2/4)

評価部位	過給機	評価項目	(2)支持脚の強度	限界加速度I 評価加速度
<p>解析評価内容</p>				
外形形状		解析モデル		水平加速度 $\alpha_H$
解析式	$\sigma_v = \frac{1}{2} \left\{ \frac{(W/g) \cdot h}{2 \cdot Z} + W/g \sqrt{(h/2Z)^2 + 4 \cdot (1/2/A)^2} \right\}$	<p>降伏応力 24 kg/mm<sup>2</sup></p> <p>許容応力 0 kg/mm<sup>2</sup></p> <p>過給機重 850 kg</p> <p>重心高さ 480 mm</p> <p>支持脚断面積 590000 mm<sup>2</sup></p> <p>支持脚断面積積 15600 mm<sup>2</sup></p>	鉛直加速度 $\alpha_V$	0.84 g
				評価加速度 $\alpha$
				裕度 ※
				結果
				備考
				評価加速度 ( $\alpha$ ) の算出式 $\alpha = \alpha_H$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-3 図 デイゼル発電機(高速形)の評価部位別の評価結果(32/34)

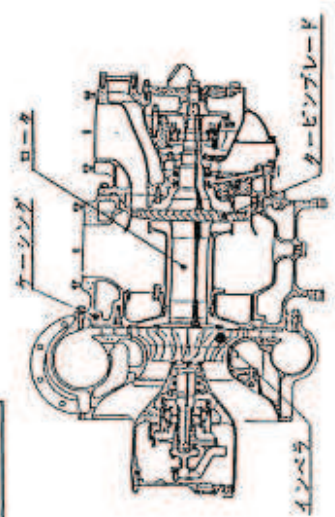
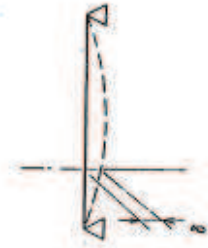
表8.1-3-3-24 BWR高速形の評価部位別評価結果(3/4)

評価部位	評価項目	(3)軸受荷重						
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>外観形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>								
<p>解析式</p> $\alpha^{(H)} = \frac{C_0 / 5 - P_0}{Y_0 \cdot (W/g)}$ <p>                     C<sub>0</sub> : 軸受基本静定荷重 4848 kg                      P<sub>0</sub> : 運転時軸受等価荷重 (軸直方向加速度0.4gを含む) 184.9 kg                      Y<sub>0</sub> : 係数 0.38                      W : ロータ重量 83 kg                 </p>								
		<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>969.6 kg</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>33.6 g</td> </tr> </table>	許容値	荷重	969.6 kg	限界値	加速度	33.6 g
許容値	荷重	969.6 kg						
限界値	加速度	33.6 g						
評価条件	評価結果							
水平加速度 α <sub>H</sub>	0.84 g	限界加速度 I						
鉛直加速度 α <sub>V</sub>	0.38 g	評価加速度						
評価値 α	0.84 g							
裕度 ※	40.0							
結果	○							
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$							

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (33/34)

表8.1-3-24 BWR高速形の評価部位別評価結果(4/4)

評価部位	過給機	評価項目	(4)ケーシングとの干渉	※裕度 =	限界加速度 I
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>外形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div> <div style="margin-top: 20px;"> <p>解析式</p> <math display="block">\alpha_{(u+v)} = \Delta l / (\delta / g)</math> <p> <math>\Delta l</math> : インペラとケーシングのクリアランス 0.3 mm  <math>\delta</math> : ロータの自重によるたわみ (インペラ側) 0.00626 mm         </p> </div>					
評価条件	水平加速度 $\alpha_H$	鉛直加速度 $\alpha_V$	評価値 $\alpha$	裕度 ※	結果
評価結果	0.64 g	0.38 g	0.92 g	52.0	○
備考	<p>評価加速度 (<math>\alpha</math>) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$				
許容値	変位	0.3 mm			
限界値	加速度	47.9 g			

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (34/34)

(3) 耐震信頼性実証試験と女川原子力発電所第2号機の差異を踏まえた適用性の確認

(2)項の検討の結果、女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル機関において、以下の評価部位に耐震信頼性実証試験の検討内容と相違及び同等と分類される評価部位があるため、それらの分類結果が耐震評価に及ぼす影響を確認した結果を別添1-5表に示す。

別添1-5表 耐震信頼性実証試験と女川原子力発電所第2号機非常用ディーゼル機関の相違点と相違点による耐震評価への影響

比較結果の分類*	評価部位/評価項目	分類結果の内容	分類結果が耐震評価に及ぼす影響	評価手法の適用性
相違	オーバースピードトリップ装置/プランジャの誤動作	中速形用オーバースピードトリップ装置ではなく高速形用オーバースピードトリップ装置を採用	裕度が大きくなる	有
同等	燃料噴射ポンプ/プランジャとローラガイドの追従性	ばね定数増によりローラガイド押付け力が [ ] 増加	裕度が大きくなる	有
	潤滑油ポンプ/取付ボルト強度	取付ボルトに高強度材料採用により降伏応力が [ ] 増加	裕度が大きくなる	有
	過給機/取付ボルト強度	取付ボルトに高強度材料採用により降伏応力が [ ] 増加	裕度が大きくなる	有

注記\* : 「同等」女川2号機の評価部位において一部相違があるものの、耐震信頼性実証試験よりも裕度が大きくなる項目

「相違」女川2号機の評価部位と明確な相違がある項目

a. オーバースピードトリップ装置/プランジャの誤動作

女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル機関は、中速形であるが、オーバースピードトリップ装置については高速形に使われている装置を採用している。構造の差異について別添1-4図に示す。オーバースピードトリップ装置に係る耐震評価は、地震慣性力が負荷した際に、慣性力によって誤動作が発生するかを確認している。

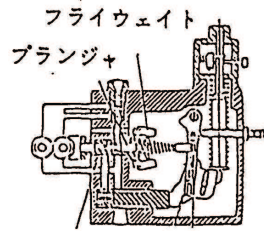
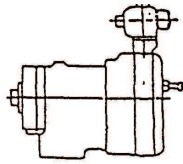
耐震信頼性実証試験での中速形と高速形のオーバースピードトリップ装置の検討結果は別添1-2図(22/34)と別添1-3図(22/34)に示すとおりであり、中速形が評価加速度 [ ] に対して裕度 [ ] なのに対して高速形は評価加速度 [ ] に対して裕度が [ ] となっており、高速形のオーバースピードトリップ装置の方が耐震評価における裕度が大きいことが分かる。

女川原子力発電所第2号機では、裕度がより大きい高速形を採用したものであり、その構造は耐震信頼性実証試験で検証している高速形用のオーバースピードトリップ装置と相違ないことから高速形の知見を適用することが可能である。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

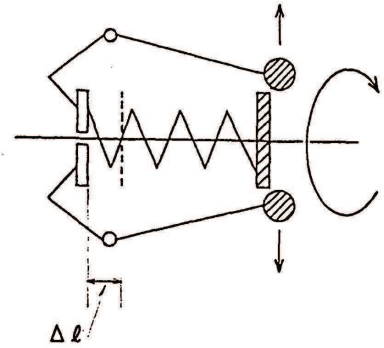


外觀形状



コントロールポート

解析モデル

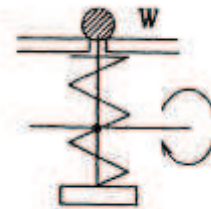


(高速形)

外觀形状



解析モデル



(中速形)

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

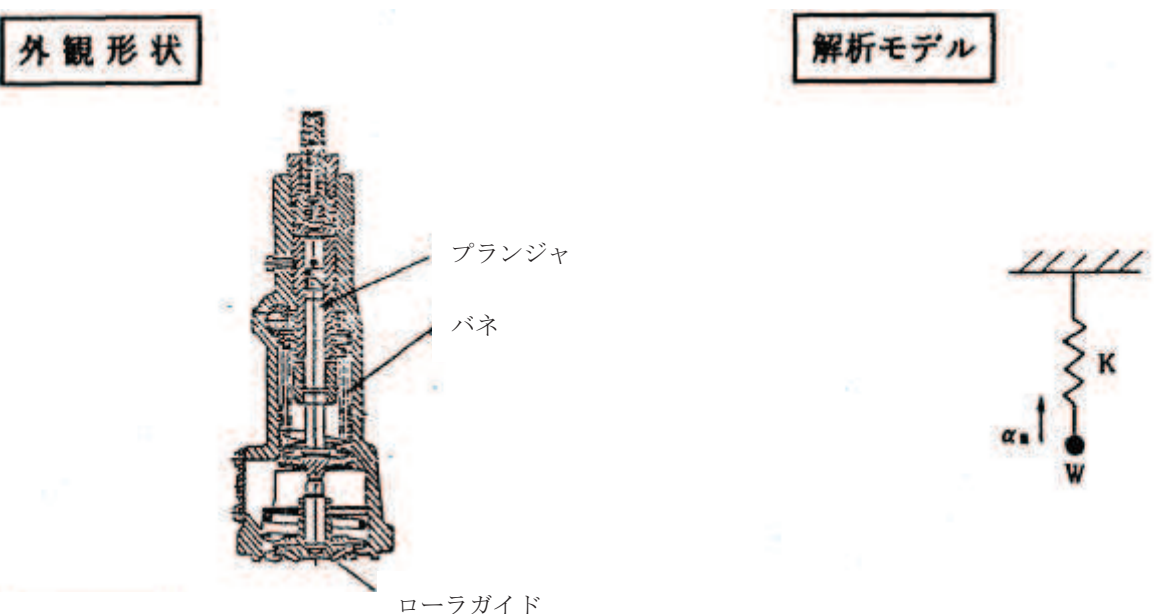
別添 1-4 図 オーバースピードトリップ装置の概要



b. 燃料噴射ポンプ／プランジャとローラガイドの追従性

燃料噴射ポンプのプランジャについて別添 1-5 図に構造概要を示す。プランジャに係る耐震評価は、プランジャに地震慣性力が負荷した場合にばね反力を上回る慣性力が発生しプランジャとローラガイドの追従性が損なわれないか確認する。

女川原子力発電所第 2 号機の非常用ディーゼル機関で採用している燃料噴射ポンププランジャの耐震信頼性実証試験からの変更点は、ばね定数を  倍に大きくしているものであり耐震評価においては裕度が大きくなる変更点となっていることから、本設備に対して耐震信頼性実証試験の知見を適用することが可能である。



(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-5 図 燃料噴射ポンププランジャの概要

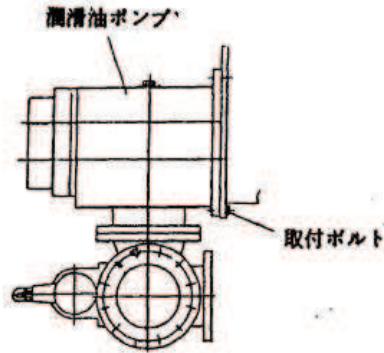
c. 潤滑油ポンプ／取付ボルト強度

潤滑油ポンプの取付ボルトについて別添 1-6 図に構造概要を示す。潤滑油ポンプ取付ボルトに係る耐震評価は、ボルトの構造強度評価を実施している。

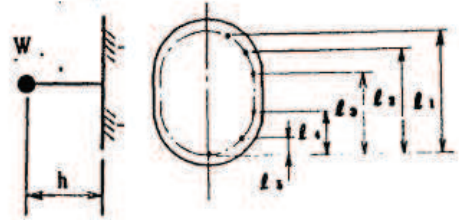
女川原子力発電所第 2 号機の非常用ディーゼル機関で採用している潤滑油ポンプ取付ボルトの耐震信頼性実証試験からの変更点は、材料を変更したことでボルトの降伏応力を  倍に向上させたものであり耐震評価においては裕度が大きくなる変更点となっていることから、本設備に対して耐震信頼性実証試験の知見を適用することが可能である。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

外観形状



解析モデル



(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

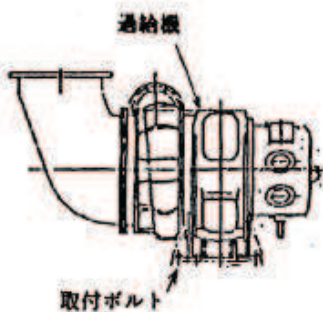
別添 1-6 図 潤滑油ポンプ取付ボルトの概要

d. 過給機／取付ボルト強度

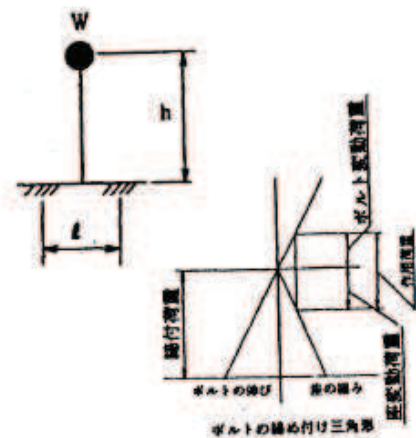
過給機の取付ボルトについて別添 1-7 図に構造概要を示す。過給機取付ボルトに係る耐震評価は、ボルトの構造強度評価を実施している。

女川原子力発電所第 2 号機の非常用ディーゼル機関で採用している過給機取付ボルトの耐震信頼性実証試験からの変更点は、材料を変更したことでボルトの降伏応力を  倍に向上させたものであり耐震評価においては裕度が大きくなる変更点となっていることから、本設備に対して耐震信頼性実証試験の知見を適用することが可能である。

外観形状



解析モデル



(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-7 図 過給機取付ボルトの概要

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(4) 女川原子力発電所第2号機における裕度確認

(3)項までの検討で女川原子力発電所第2号機への適用性が確認できた評価部位について、耐震信頼性実証試験での知見を適用して耐震評価における裕度を確認した結果を、非常用ディーゼル機関は別添1-6表に、高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関は別添1-7表に示す。

耐震信頼性実証試験では、それぞれの評価部位について限界加速度が算出されていることから、女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関それぞれに適用する機能維持評価用加速度と、この限界加速度を比較することで裕度を算出した。

別添1-6表及び別添1-7表に示すとおり、いずれの評価部位も十分大きな裕度を有していることが確認できたことから、動的機能維持評価における基本評価項目の対象外とし耐震計算書の記載対象外とする。

別添 1-6 表 非常用ディーゼル機関（中速形）の機能維持評価用加速度と  
耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度

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

評価部位	評価項目	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度
カム軸	軸受面圧	2.04	47.1	23
	スラスト軸受荷重	1.67	21.7	12.9
ピストン・クランク・連接棒	ピストンピン軸受 軸受面圧	2.04	119.8	58.7
	主軸受 軸受面圧	2.04	63.7	31.2
	クランクピン軸受 軸受面圧	2.04	176.2	86.3
ギアリング	軸受面圧	2.04	336.5	164.9
	軸の強度	2.04	203.8	99.9
	歯車の強度	2.04	252.7	123.8
	アイドルギアスラスト強度	1.67	305	182.6
動弁装置揺腕	バルブレバ軸受	2.04	1305	639.7
	プッシュロッド強度	2.04	1464	717.6
	バルブレバ強度	2.04	234	114.7
	揺腕スラスト方向強度	1.67	1518	908.9
	動弁装置の追従性	1.67	36.2	21.6
始動弁	弁棒の曲げ	1.99	20	10.0
	弁の誤開閉	1.72	66.5	38.6
ガバナリンク装置	地震時の抵抗	2.04	12.2	5.9
	燃料加減軸とコントロールラックの動き	2.04	12.52	6.1
オーバースピードトリップ装置	プランジャの誤動作	1.67	58	34.7
燃料噴射ポンプ	取付ボルト強度	1.67	108.4	64.9
	プランジャとローラガイドの追従性	0.56	4.65	8.3
冷却水ポンプ	取付ボルト強度	2.04	51.4	25.1
	軸受荷重			
	ケーシングとインペラの干渉	2.04	75.6	37.0
潤滑油ポンプ	取付ボルト強度	2.04	18.38	9.0
	軸受荷重			
	ケーシングとの干渉	2.04	176	86.2
過給機	取付ボルト強度	1.67	10.9	6.5
	支持脚の強度	1.67	13.8	8.2
	軸受荷重			
	ケーシングとの干渉	2.04	70	34.3

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別添 1-7 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関（高速形）の機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度

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

評価部位	評価項目	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度
カム軸軸受	軸受面圧	2.04	1803	883.8
	スラスト軸受荷重	1.67	61.4	36.7
ピストン・クランク・連結棒	ピストンピン軸受 軸受面圧	2.04	48.22	23.6
	主軸受 軸受面圧	2.04	66.56	32.6
	クランクピン軸受 軸受面圧	2.04	26.57	13.0
ギアリング	軸受面圧	2.04	659.53	323.2
	軸の強度	2.04	5704.09	2796.1
	歯車の強度	1.67	98.45	58.9
	アイドルギアスラスト強度	1.67	114.41	68.5
動弁装置揺腕	バルブレバ軸受	2.04	716.27	351.1
	プッシュロッド強度	2.04	2022.97	991.6
	バルブレバ強度	2.04	27.1	13.2
	揺腕スラスト方向強度	1.67	2647.05	1585.0
	動弁装置の追従性	1.67	38.2	22.8
始動弁	弁棒の曲げ	1.85	244.17	131.9
	弁の誤開閉	1.54	59.96	38.9
ガバナリンク装置	地震時の抵抗	2.04	18.18	8.9
	燃料加減軸とコントロールラックの動き	2.04	39.18	19.2
オーバースピードトリップ装置	プランジャの誤動作	1.67	82	49.1
燃料噴射ポンプ	取付ボルト強度	1.67	42	25.1
	プランジャとローラガイドの追従性	0.99	49.6	50.1
冷却水ポンプ	取付ボルト強度	2.04	49.6	24.3
	軸受荷重			
	ケーシングとインペラの干渉	2.04	87.28	42.7
潤滑油ポンプ	取付ボルト強度	2.04	99.6	48.8
	軸受荷重			
	ケーシングとの干渉	2.04	71.2	34.9
過給機	取付ボルト強度	1.67	25	14.9
	支持脚の強度	1.67	462.5	276.9
	軸受荷重			
	ケーシングとの干渉	2.04	47.9	23.4

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



## 潤滑油サンプタンク及び潤滑油オイルパンのスロッシング評価について

## 1. 概要

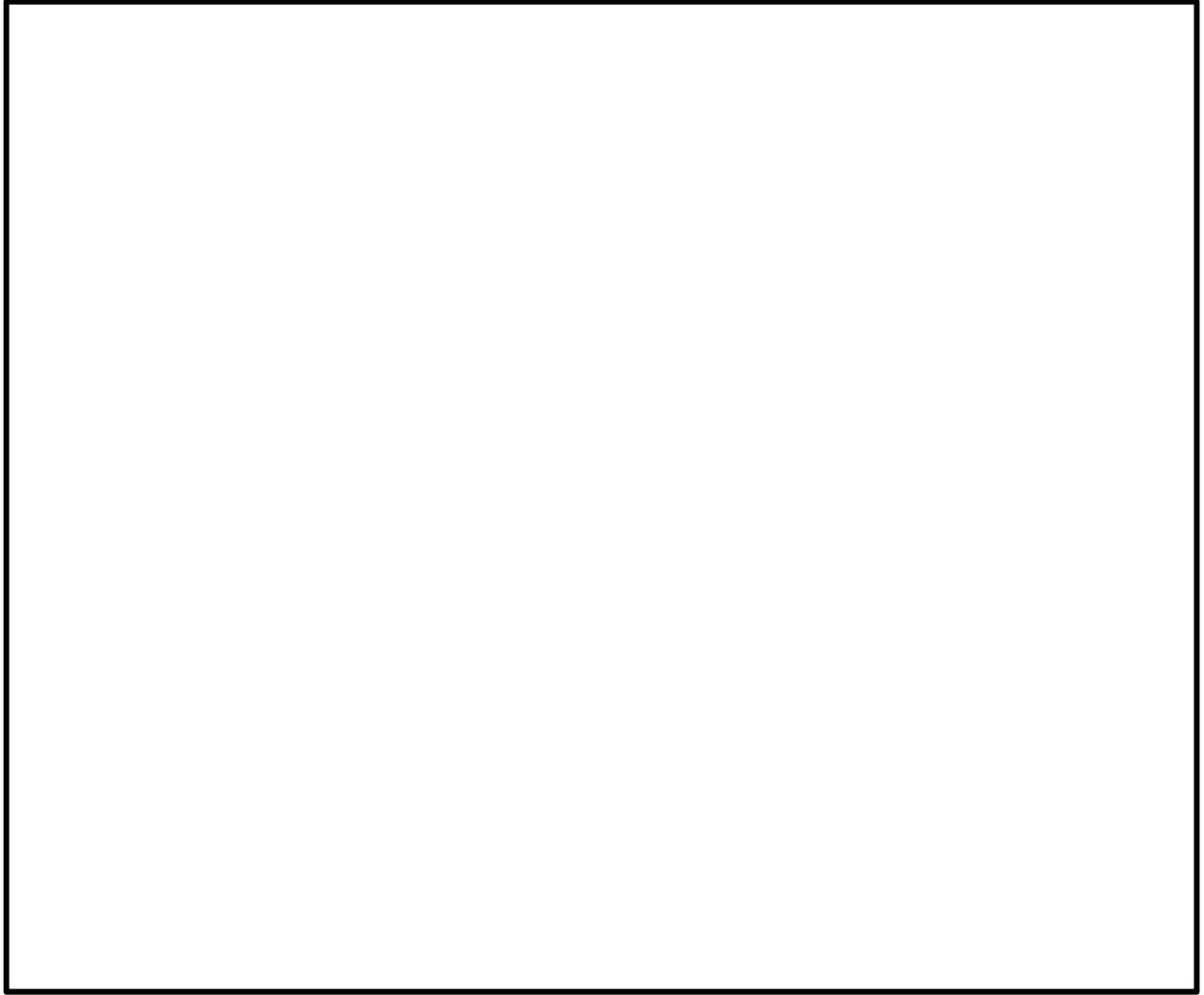
女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル発電設備（機関）の動的機能維持の詳細検討に係る基本評価項目として、潤滑油サンプタンクのスロッシングを挙げている。

本資料では、非常用ディーゼル機関用の潤滑油サンプタンク及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関用の潤滑油オイルパンについて、基準地震動 $S_s$ に伴い生じる液面変動による動作機能への影響を確認するため、スロッシング解析を実施し、その結果について説明するものである。

## 2. 潤滑油サンプタンクのスロッシング評価

## 2.1 潤滑油サンプタンクの概要

潤滑油サンプタンクの構造図を別添 3-1 図に、油面レベルと吸込配管の位置関係を別添 3-2 図に示す。潤滑油サンプタンクは、A系、B系に各1基ずつ設置される平底たて置円筒容器であり、内部には潤滑油をディーゼル機関に送り出す吸込配管、ディーゼル機関からの戻り配管及び内部を4つの領域に分割する仕切り板が設けられている。また、吸込配管端部には、配管の一部が切り欠かれ、金属のメッシュが設置されている。タンク内に貯蔵される潤滑油は、この切り欠き部から吸い込まれ、潤滑油ポンプにより非常用ディーゼル機関へと供給される。

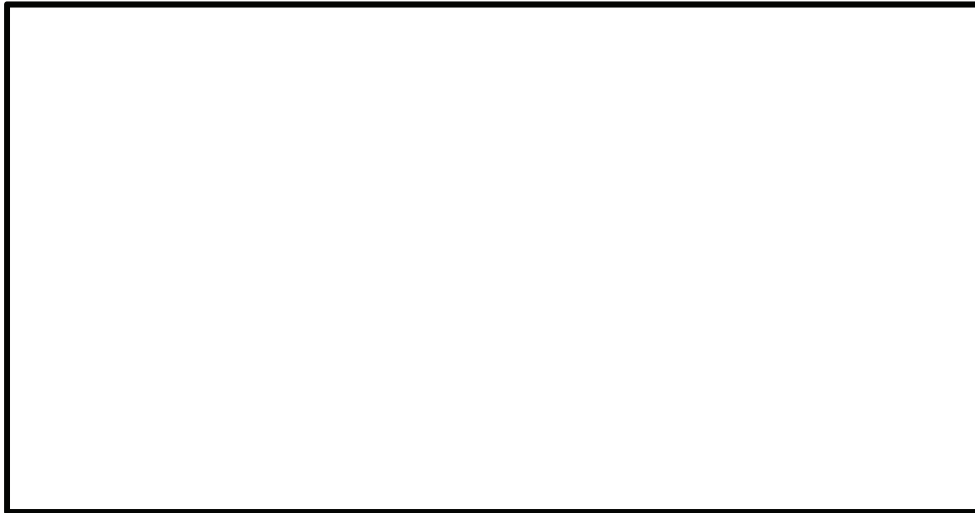


別添 3-1 図 非常用ディーゼル機関の潤滑油サンプルタンク概要図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

潤滑油の油面レベルについては、通常時（運転時）は O.P.  m（タンク底部から  mm の位置）にあり、そのレベルを下回らないよう運転される。（別添 3-2 図参照。）

潤滑油の供給に支障をきたす限界液面レベルは、O.P.  m（タンク底部より  mm（吸込口上端））であり、このレベルを下回ると潤滑油に空気が流入し、潤滑油量が不足し、ディーゼル機関の回転機能に影響を及ぼす要因となる。



別添 3-2 図 液面レベルと吸込配管の位置関係

## 2.2 潤滑油サンプタンクのスロッシングによる液位変動の評価

スロッシングは、地震動の卓越周期と潤滑油サンプタンク内の潤滑油のスロッシング固有周期が一致することによって、サンプタンク内の潤滑油が共振し、液面が大きく揺動する現象である。

よって、潤滑油サンプタンクのスロッシング解析では、スロッシング固有周期と基準地震動  $S_s$  の床応答スペクトルを比較して、スロッシング固有周期に対する加速度が最大となる地震動をスロッシング解析に適用する地震動として選定する。

### 2.2.1 潤滑油サンプタンク内のスロッシング固有周期

潤滑油サンプタンクのスロッシング固有周期は、以下の円筒タンクの固有周期の評価式\*より算出する。

$$T = 2\pi / \sqrt{\frac{1.841g}{R} \tanh(1.841 \frac{h}{R})}$$

ここで、

$g$  : 重力加速度 [ $m/s^2$ ]

$h$  : 液深 [m]

$R$  : タンク半径 [m]

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

上記式において、液深は通常時の液面レベルとし、潤滑油サンプタンク底面より  mm (運転時レベル) とする。潤滑油サンプタンクの半径 ( mm) と液深 ( mm) から固有周期を算出した結果、潤滑油サンプタンクの固有周期は  秒となる。

\* [出典] 機械工学便覧 α. 基礎編 (日本機械学会, 2007)

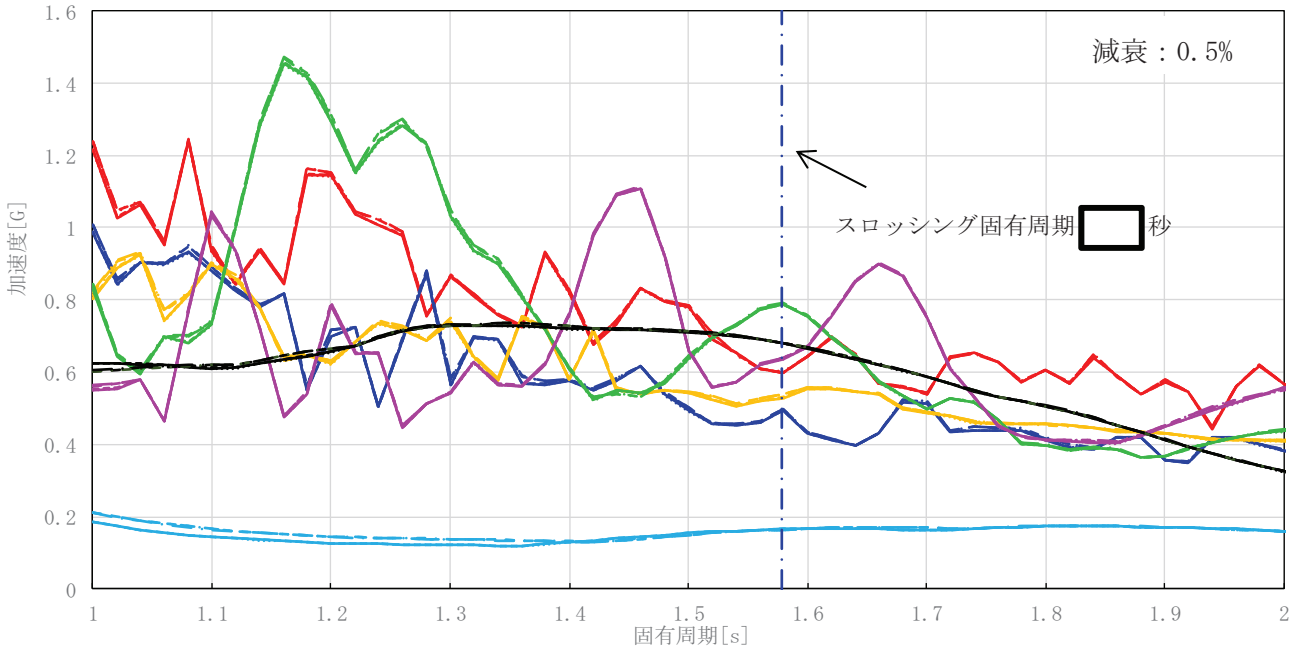
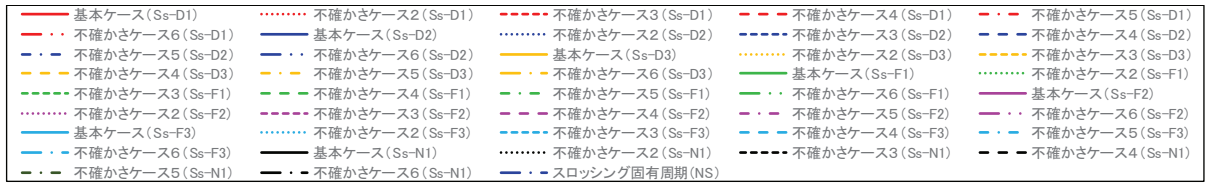
## 2.2.2 スロッシング解析に適用する地震動の選定

スロッシング解析に適用する地震動は、基準地震動  $S_s$  7波のうち潤滑油サンプタンクのスロッシング周期に対する加速度が最大となる基準地震動  $S_s$  を選定する。潤滑油サンプタンクは原子炉建屋 1 階に設置されていることから、原子炉建屋 1 階の地震応答を適用する。

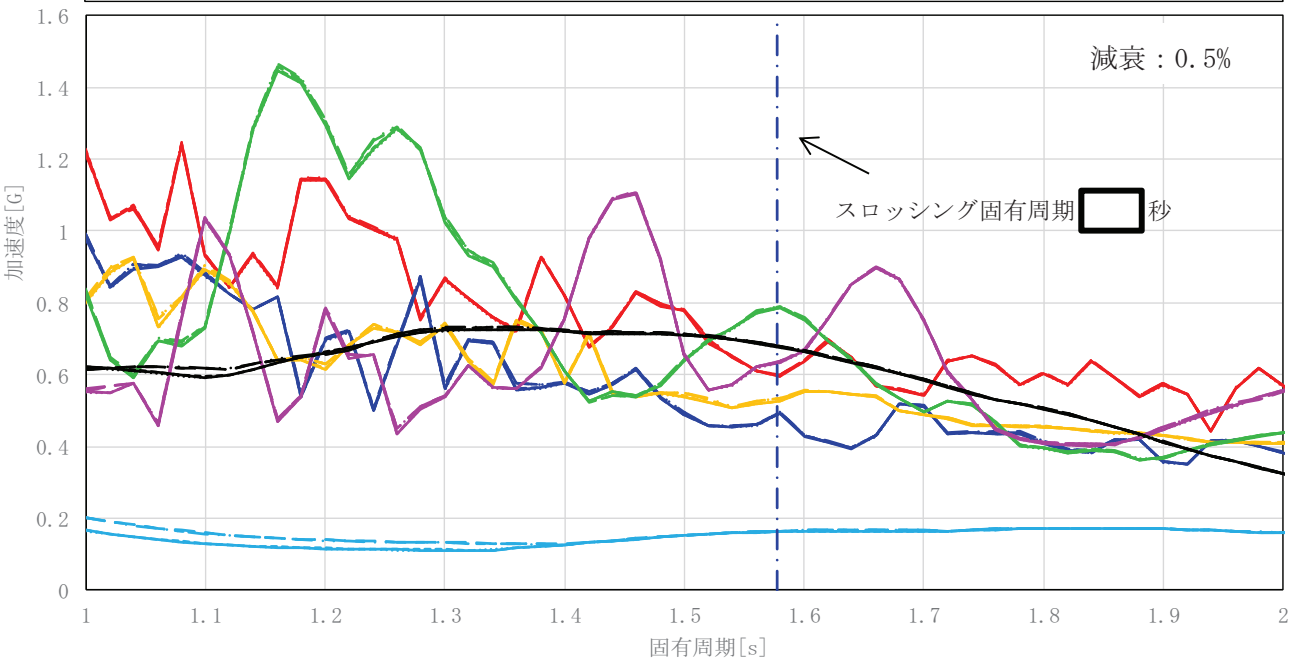
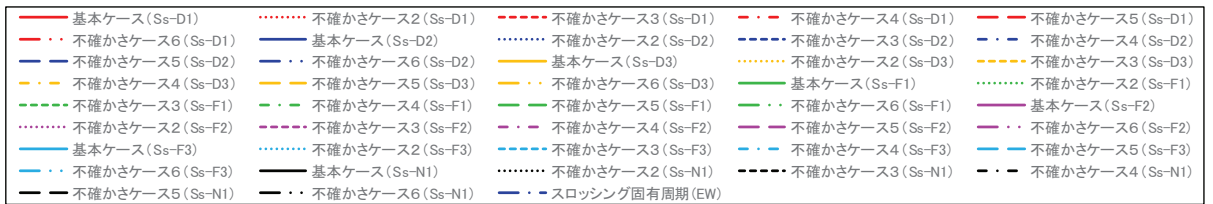
潤滑油サンプタンクのスロッシング固有周期と基準地震動  $S_s$  の比較結果を別添 3-3 図及び別添 3-4 図に示す。スロッシング固有周期で最大加速度となる地震動は、NS, EW 方向共に  $S_s - F 1$  となることを確認した。また、 $S_s - F 1$  の地震応答において、スロッシング固有周期では基本ケースと不確かさケースに差は見られないことも確認した。

以上より、潤滑油サンプタンクのスロッシング解析に適用する基準地震動  $S_s$  としては、 $S_s - F 1$  の基本ケースを選定し、別添 3-5 図に示す 3 方向 (NS, EW 及び UD 方向) の時刻歴データを同時入力しスロッシング解析を実施する。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



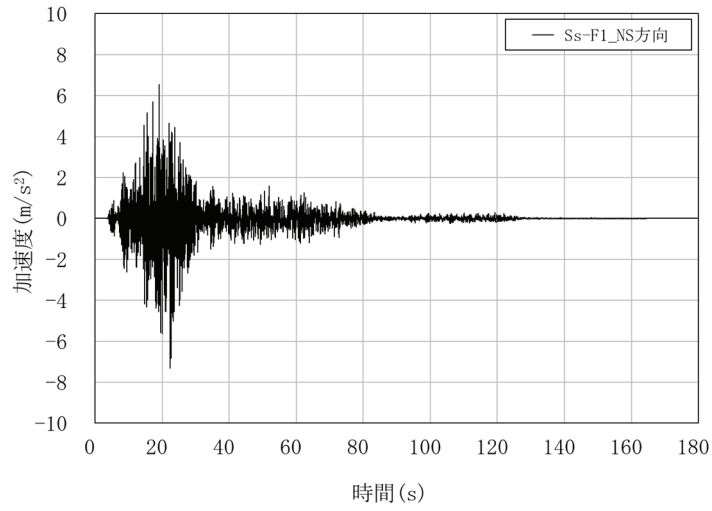
別添 3-3 図 基準地震動 S<sub>s</sub> (7 波) と潤滑油サンプタンクのスロッシング固有周期の関係 (NS 方向)



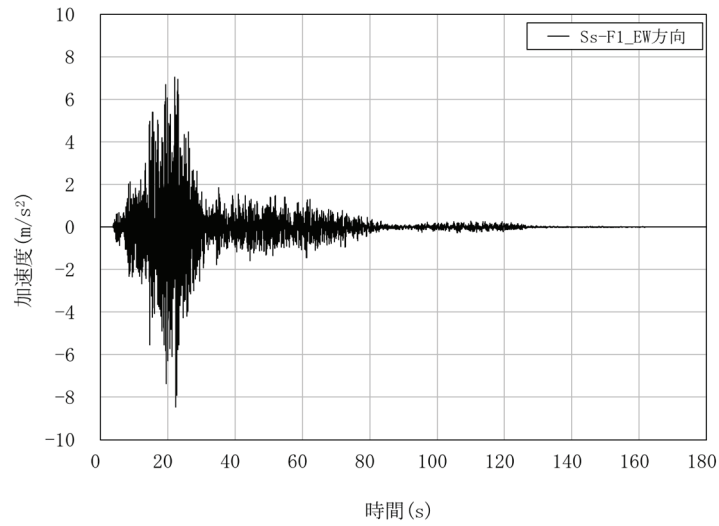
別添 3-4 図 基準地震動 S<sub>s</sub> (7 波) と潤滑油サンプタンクのスロッシング固有周期の関係 (EW 方向)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

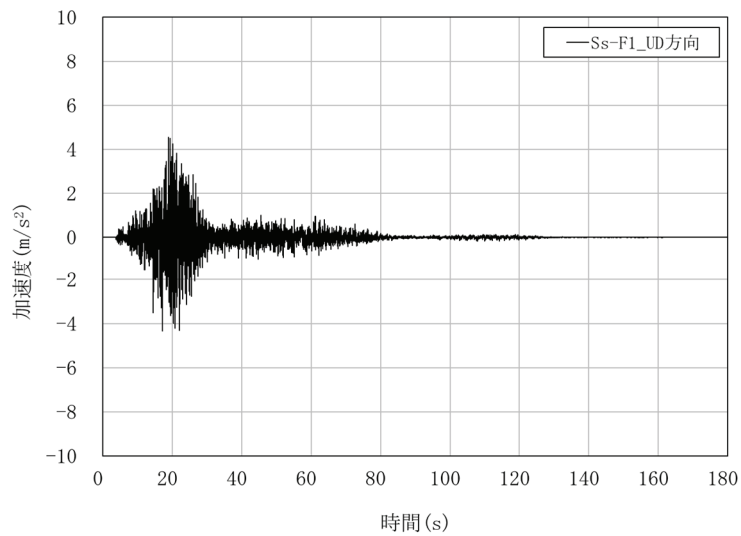




(1) 加速度時刻歴波形 (NS 方向)



(2) 加速度時刻歴波形 (EW 方向)



(3) 加速度時刻歴波形 (UD 方向)

別添 3-5 図 基準地震動 S s - F 1 (基本ケース) の時刻歴加速度波形

(別紙 2-5) 別添 3-6

### 2.2.3 解析方法

潤滑油サンプタンクは別添 3-1 図にて示したように、平底たて置円筒容器であり、内部には潤滑油をディーゼル機関に送り出す吸込配管と、タンク内部を 4 つの領域に分割する仕切り板が設置されている。

スロッシング解析においては、内部構造の影響を反映するため、吸込配管と仕切り板をモデル化する。初期条件として、タンク内の潤滑油液面は、通常時レベル (0. P.   m) 状態で設定し、3次元流動解析により液面の変位を算出する。

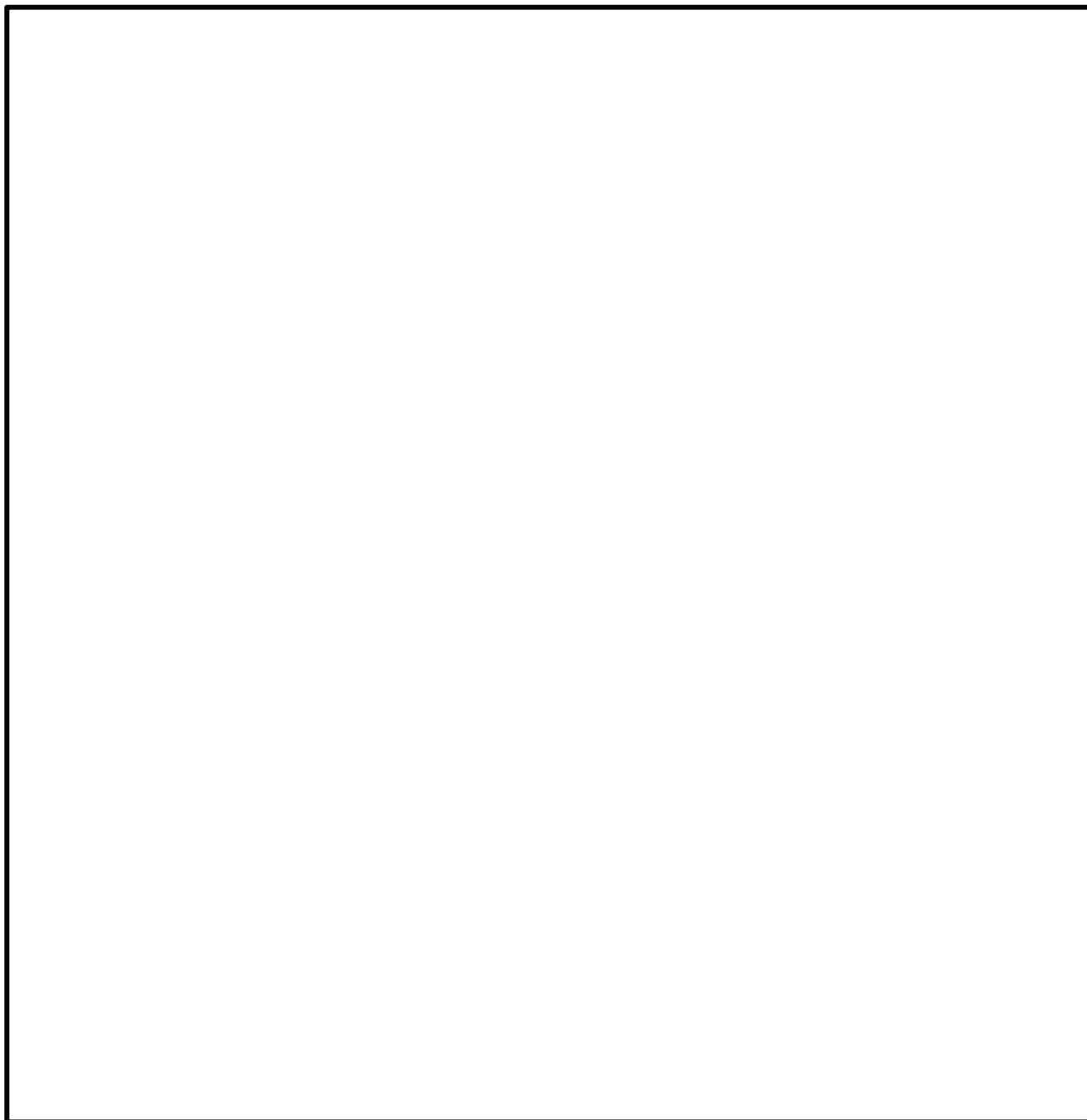
### 2.2.4 解析条件

潤滑油サンプタンクのスロッシング解析条件について、別添 3-1 表に示す。また、解析モデル図について、別添 3-6 図示す。また液位変動を評価する箇所として、吸込口の 4 箇所を選定し、モニター位置 (M1~M4) として設定した。

別添 3-1 表 3次元流動解析に用いた評価条件

油面レベル	
限界油面	
解析コード	
評価用地震波	
解析時間	
内部構造物	
その他	

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



別添 3-6 図 潤滑油サンプルタンクの解析モデル図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

### 2.2.5 スロッシング評価結果

基準地震動 S s - F 1 における潤滑油サンプタンクのスロッシング解析結果として、モニター箇所における、運転時レベルからの液位変動結果を別添 3-8 図に、液位変動結果から算出された最大変位量について別添 3-2 表に示す。

スロッシングによる潤滑油液位の変動は、最大  mm であり、限界である油面レベル O.P.  m まで十分な高さが確認されたことから、スロッシングが生じても潤滑油の供給機能に影響がないことを確認した。

別添 3-2 表 潤滑油サンプタンクのスロッシングによる液面変位

基準地震動	液面変位量*1 [mm]	許容変位量*2 (限界油面までの液深) [mm]	評価結果
S s - F 1			

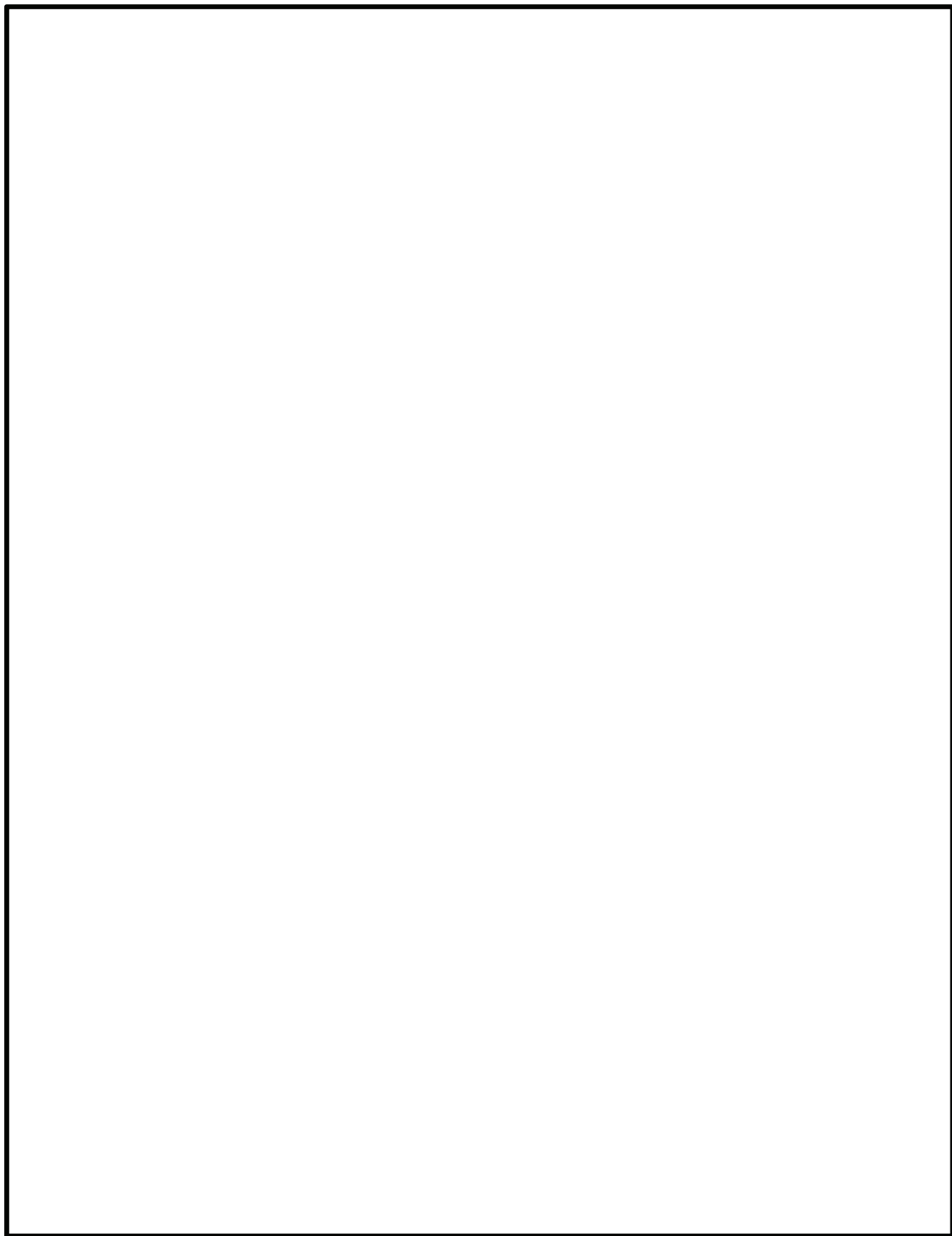
注記\*1：潤滑油吸込み口周りの最低液位を示すモニター箇所の液位

\*2：許容変位量と通常時油面の関係を別添 3-7 図に示す



別添 3-7 図 液面レベルと吸込配管の位置関係

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



別添 3-8 図 潤滑油サンプルタンクのスロッシングによる液位の時間変化

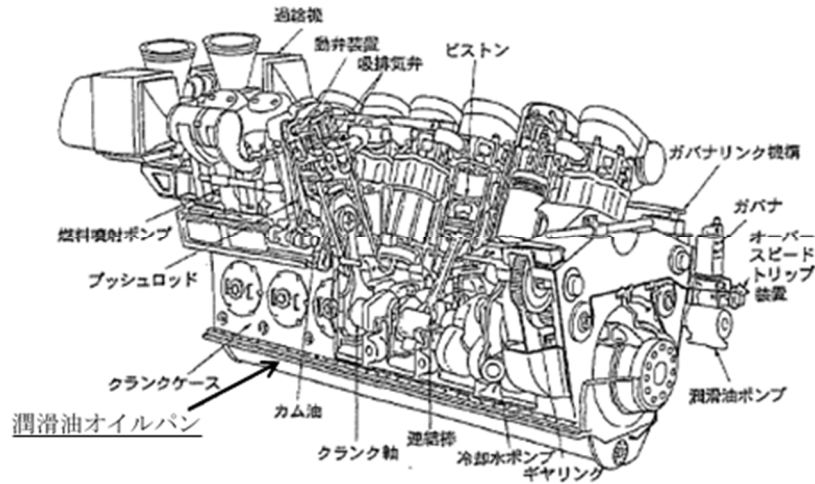
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



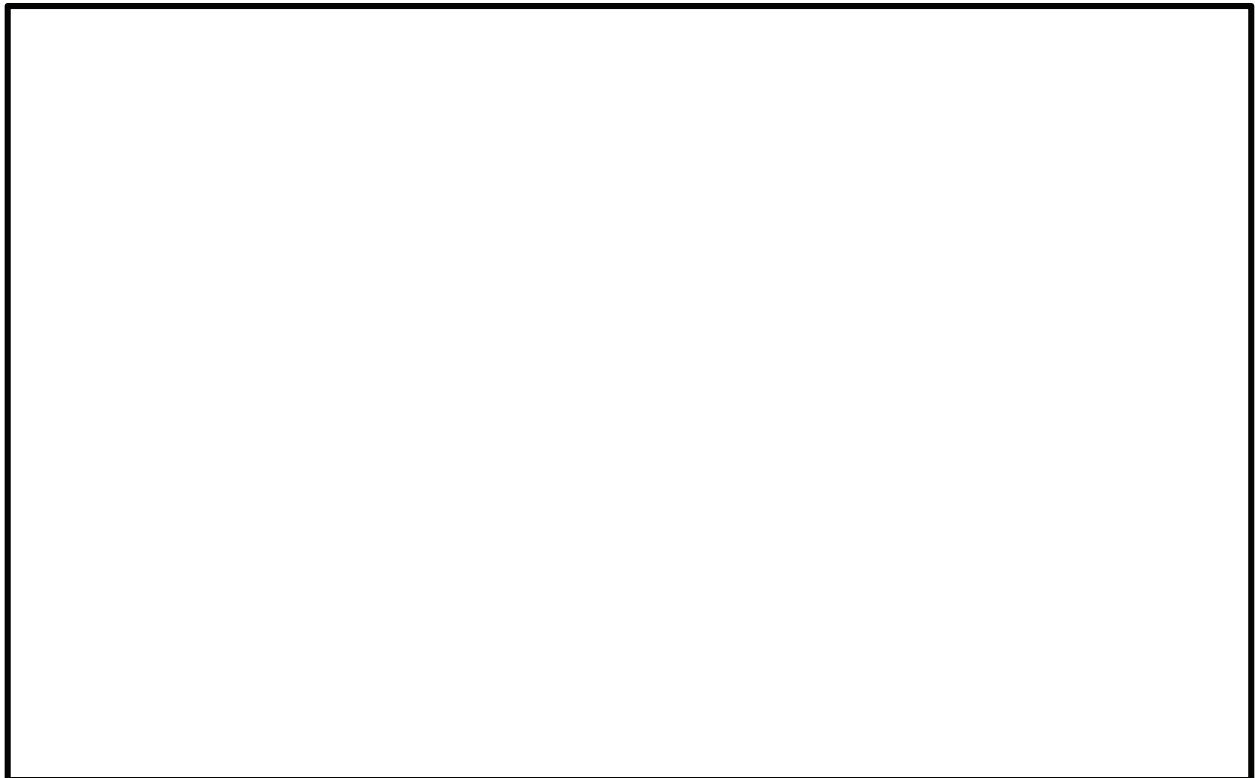
### 3. 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関 潤滑油オイルパンのスロッシング評価

#### 3.1 潤滑油オイルパンの概要

高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機設備に設置される潤滑油オイルパンの構造図を別添 3-9 図に示す。潤滑油オイルパンは、ピストンやクランク軸により構成されるディーゼル機関本体の直下に設置されており、内部には潤滑油サンプタンクと同様に、潤滑油の吸込配管（潤滑油出口配管）が設置された構造となっている。



(a) 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の概要図



(b) オイルパン断面図および吸込口詳細図

別添 3-9 図 潤滑油オイルパンの概要図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

潤滑油の油面レベルについては、通常時（運転時）は O.P.  m（オイルパン底部から  mm の位置）にあり、そのレベルを下回らないよう運転される。（別添 3-10 図参照。）

潤滑油の供給に支障をきたすとされる限界液面レベルは、O.P.  m（オイルパン底部より  mm（出口配管上吸込口上端））であり、このレベルを下回ると潤滑油に空気が流入し、潤滑油量が不足して、ディーゼル機関の回転機能に影響を及ぼす要因となる。

別添 3-10 図 液面レベルと出口配管の位置関係

### 3.2 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関のスロッシングによる液位変動の評価

潤滑油オイルパンのスロッシング解析についても、非常用ディーゼル機関設備の潤滑油サンプタンクと同様に、スロッシング固有周期と基準地震動  $S_s$  の床応答スペクトルを比較して、スロッシング固有周期に対する加速度が最大となる地震動をスロッシング解析の評価対象として選定し、評価する。

#### 3.2.1 潤滑油オイルパン内のスロッシング固有周期

潤滑油オイルパンのスロッシング周期は、単純な矩形を想定して以下の式\*から固有周期を求める。

$$T = 2\pi / \sqrt{\frac{1.571g}{l} \tanh\left(1.571 \frac{h}{l}\right)}$$

ここで、

g : 重力加速度 [m/s<sup>2</sup>]

h : 液深 [m]

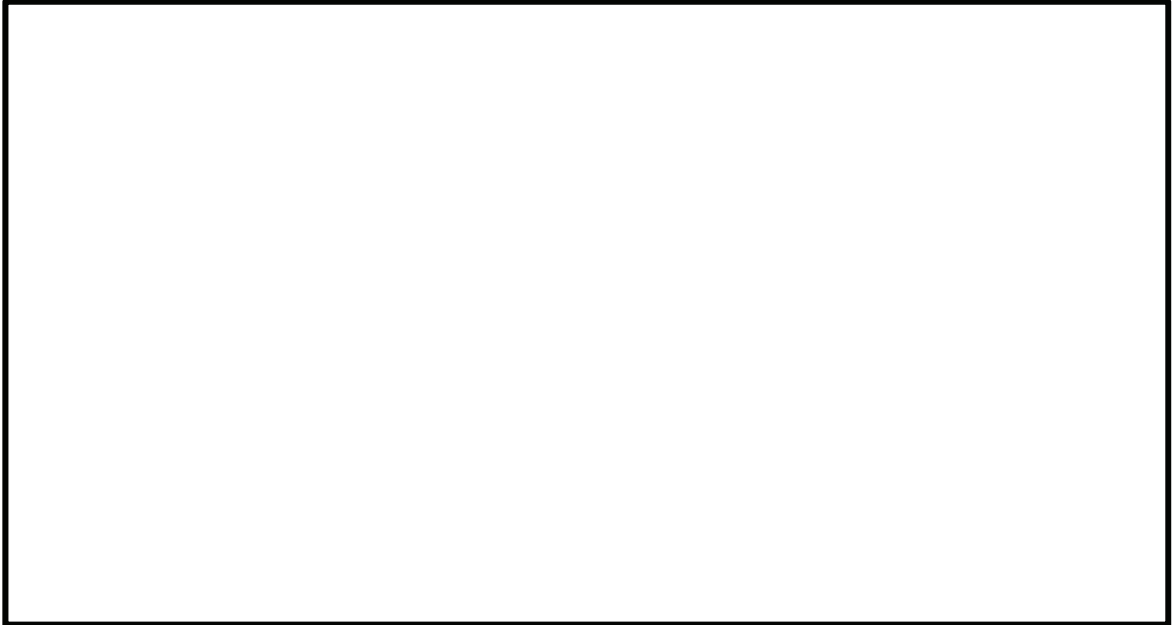
l : 代表長さ（タンク幅の 1/2） [m]

上記式において、液深はオイルパン底面より  mm（運転時レベル）とする。タンク幅は、オイルパンの形状を考慮して、長辺方向と短辺方向に分けて算出する。長辺方向については、3つの区画に分割する2枚の敷居板があるが、敷居板には穴が開いていて内部で繋がっているため、オイルパン全体で振動するモードとして長辺方向全体長さは

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

□ mm とする。短辺方向については、タンク幅 □ mm とする。(別表 3-11 図参照)  
上記式において、潤滑油オイルパンの固有周期を算出した結果を別添 3-3 表に示す。

\*[出典] 葉山, 長方形容器におけるスロッシングの非線形応答 (第 1 報, 液面変位の共振  
応答), 日本機械学会論文集(C 編)49 巻 437 号 (昭 58-1)



別添 3-11 図 潤滑油オイルパンのスロッシング固有周期の考え方

別添 3-3 表 潤滑油オイルパンのスロッシング固有周期

	タンク幅[m]	代表長さ l[m]	液深 h[m]	固有周期[s]
長辺方向 (NS 方向)				
短辺方向 (EW 方向)				

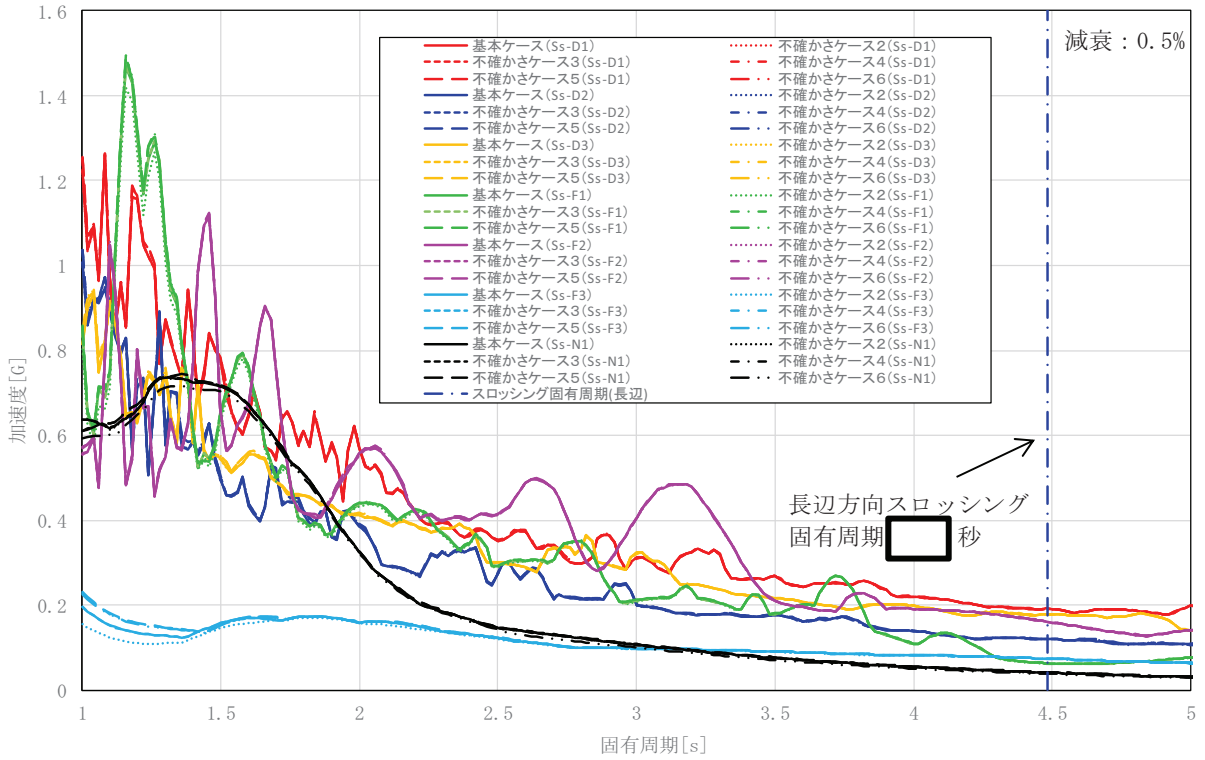
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

### 3.2.2 スロッシング解析に適用する地震動の選定

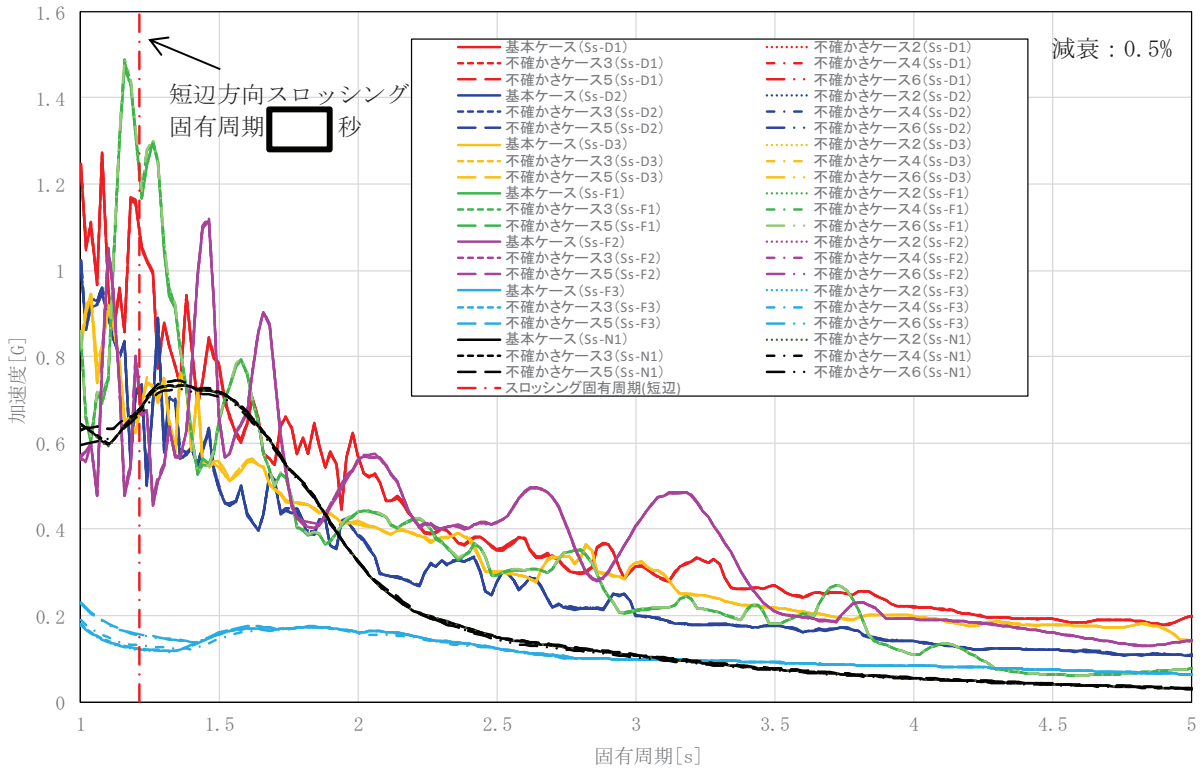
スロッシング解析に適用する地震動は、基準地震動  $S_s$  7波のうち、潤滑油オイルパンのスロッシング周期に対する加速度が最大となる基準地震動  $S_s$  を選定する。潤滑油オイルパンは原子炉建屋 1 階 (O.P. 15.0m) に設置されているが、基礎高さ等を考慮するとその設置レベルは O.P. 16.03m であることから、設置レベルを考慮し床応答スペクトルの算出点として上階の原子炉建屋 2 階 (O.P. 22.5m) での床応答スペクトルを用いることとした。潤滑油オイルパンの長辺方向および短辺方向のスロッシング固有周期と基準地震動  $S_s$  の比較結果を別添 3-12 図、別添 3-13 図に示す。

確認の結果、長辺方向 (NS 方向) のスロッシング固有周期 4.48 秒に対して最大加速度となる地震動としては  $S_s - D 1$  となり、短辺方向 (EW 方向) の固有周期 1.21 秒に対して最大加速度なる地震動は  $S_s - F 1$  となることを確認した。また、 $S_s - D 1$ 、 $F 1$  それぞれの地震応答において、スロッシング固有周期では基本ケースと不確かさケースに差は見られないことも確認した。

以上より、潤滑油オイルパンのスロッシング解析に適用する基準地震動  $S_s$  としては、長辺方向の観点で  $S_s - D 1$  の基本ケースを、短辺方向の観点で  $S_s - F 1$  の基本ケースを選定し、別添 3-14 図、別添 3-15 図に示す 3 方向 (NS, EW 及び UD 方向) の時刻歴データを同時入力しスロッシング解析を実施する。



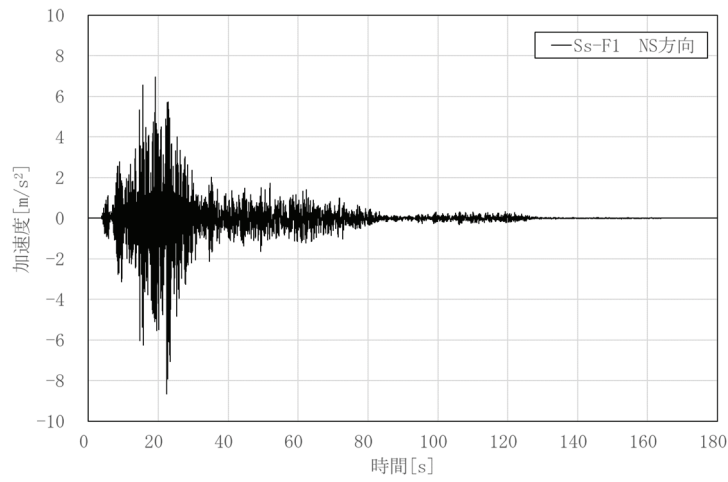
別添 3-12 図 基準地震動 S s (7 波) と潤滑油オイルパンのスロッシング固有周期の関係 (長辺方向, NS 方向)



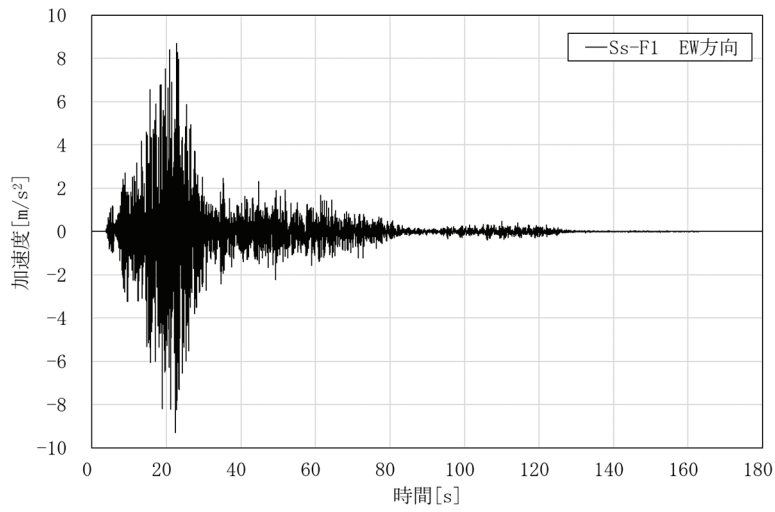
別添 3-13 図 基準地震動 S s (7 波) と潤滑油オイルパンのスロッシング固有周期の関係 (短辺方向, EW 方向)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

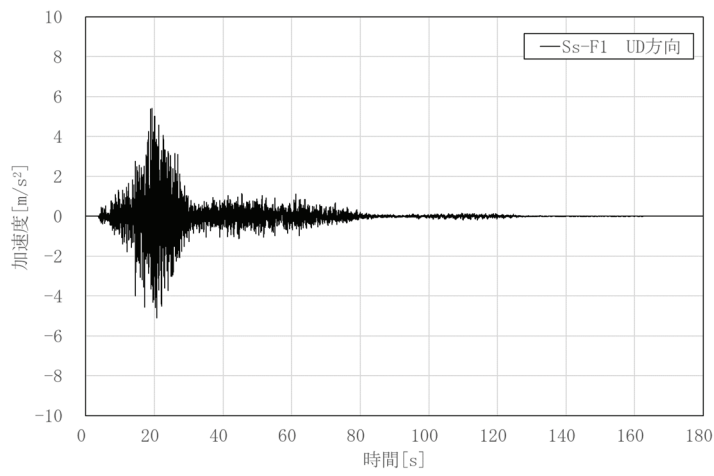




(1) 加速度時刻歴波形 (NS 方向)

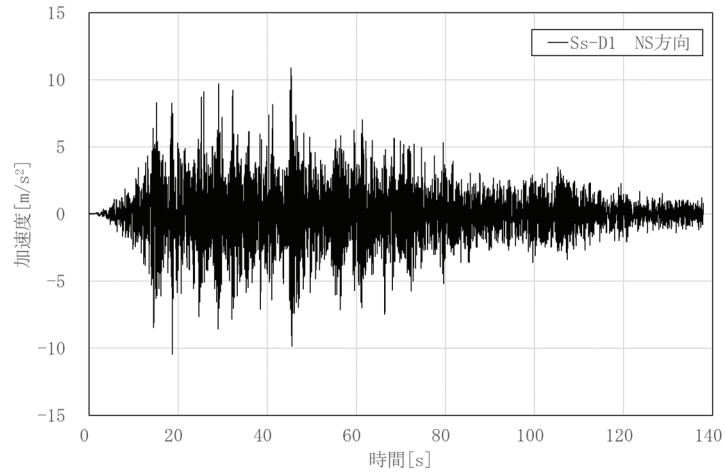


(2) 加速度時刻歴波形 (EW 方向)

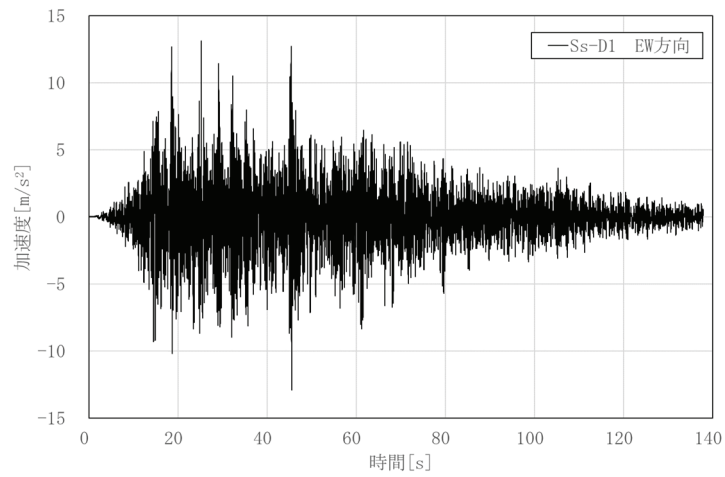


(3) 加速度時刻歴波形 (UD 方向)

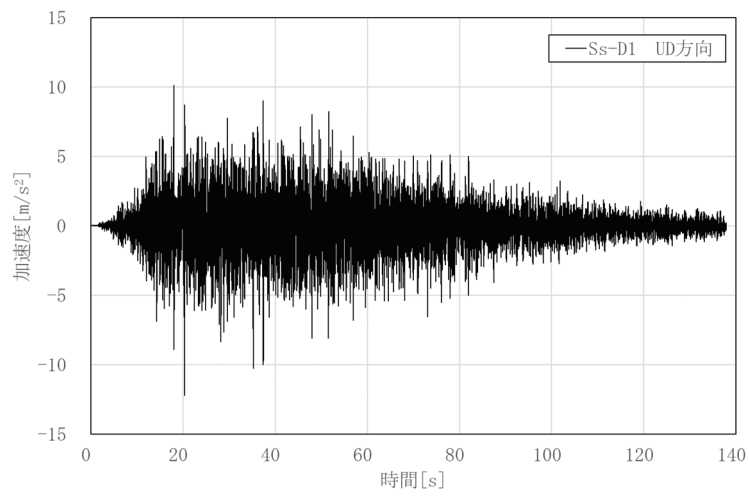
別添 3-14 図 基準地震動 S s - F 1 の時刻歴加速度波形



(1) 加速度時刻歴波形 (NS 方向)



(2) 加速度時刻歴波形 (EW 方向)



(3) 加速度時刻歴波形 (UD 方向)

別添 3-15 図 基準地震動 S s - D1 の時刻歴加速度波形

### 3.2.3 解析方法

潤滑油オイルパンは別添 3-9 図にて示したように、内部には潤滑油をディーゼル機関に送り出す出口配管と、タンク内部を 3 つの領域に分割する敷居板が設置されている。

スロッシング解析においては、内部構造の影響を反映するため、出口配管と敷居板をモデル化する。初期条件として、タンク内の潤滑油液面は、通常時レベル (0.P.  m) 状態で設定し、3次元流動解析により液面の変位を算出する。

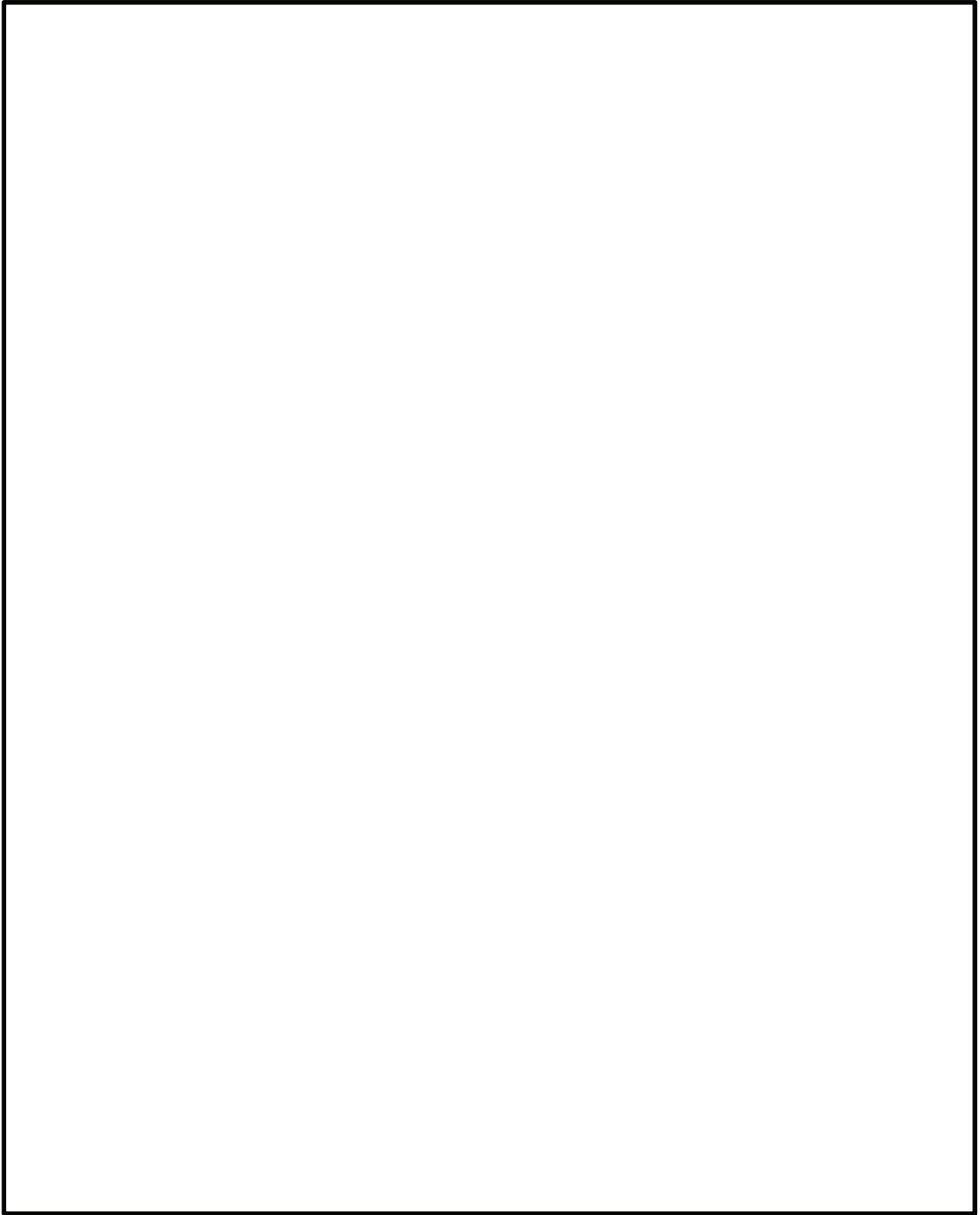
### 3.2.4 解析条件

潤滑油オイルパンのスロッシング解析条件について、別添 3-4 表に示す。また、解析モデル図について、別添 3-16 図に示す。また実際に液位変動を評価する箇所として、吸込口周辺の 10 箇所を選定し、モニター位置 (M1~M10) として設定した。

別添 3-4 表 3次元流動解析に用いた評価条件

オイルパン油面	
オイルパン 吸入口上端	
解析コード	
評価用地震波	
解析時間	
解析コード	
内部構造物	
その他	

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



別添 3-16 図 潤滑油オイルパンの解析モデル図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

### 3.2.5 スロッシング評価結果

潤滑油オイルパンのスロッシング解析結果として、モニター箇所における運転時レベルからの液位変動結果を別添 3-18 図及び別添 3-19 図に、液位変動結果から算出された最大変位量について別添 3-5 表に示す。

スロッシングによる潤滑油液位の変動は、S s - D 1 の解析結果より得られた  mm が最大値となっており、限界である油面レベル O.P.  m まで十分な高さが確認されたことから、スロッシングが生じても潤滑油の供給機能に影響がないことを確認した。

別添 3-5 表 潤滑油オイルパンのスロッシングによる液面変位

基準地震動	液面変位量*1 [mm]	許容変位量*2 (限界油面までの液深) [mm]	評価結果
S s - D 1	<input type="text"/>		
S s - F 1			

注記\*1：潤滑油吸込み口周りの最低液位を示すモニター箇所の液位

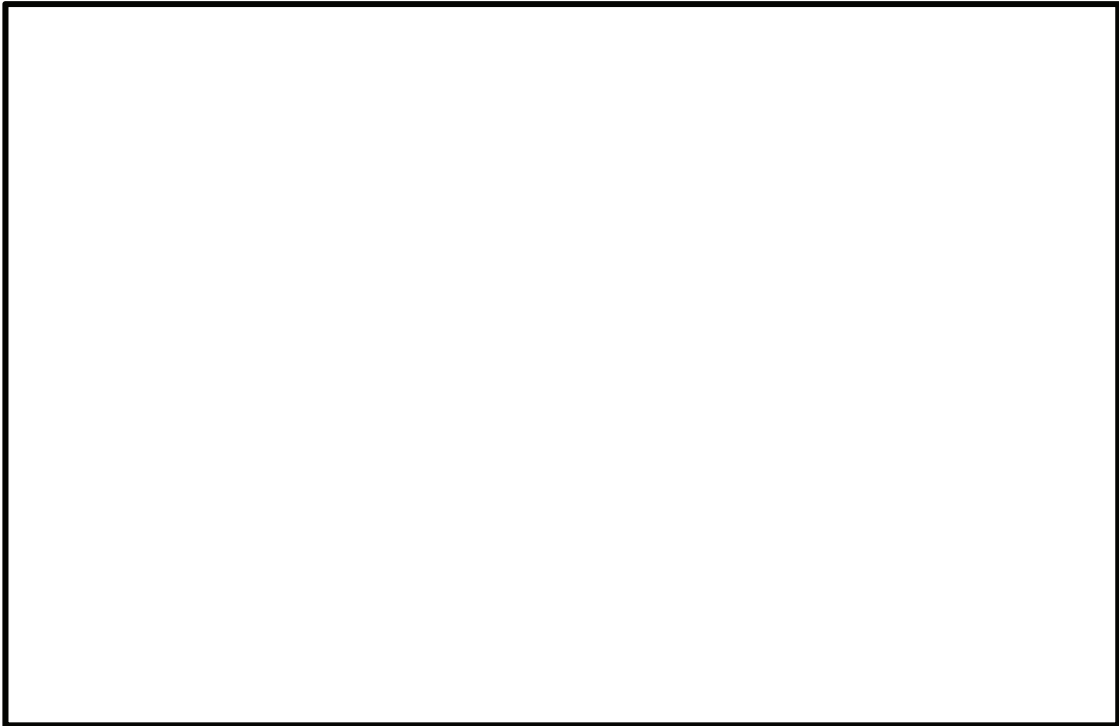
\*2：許容変位量と通常時油面の関係を別添 3-17 図に示す



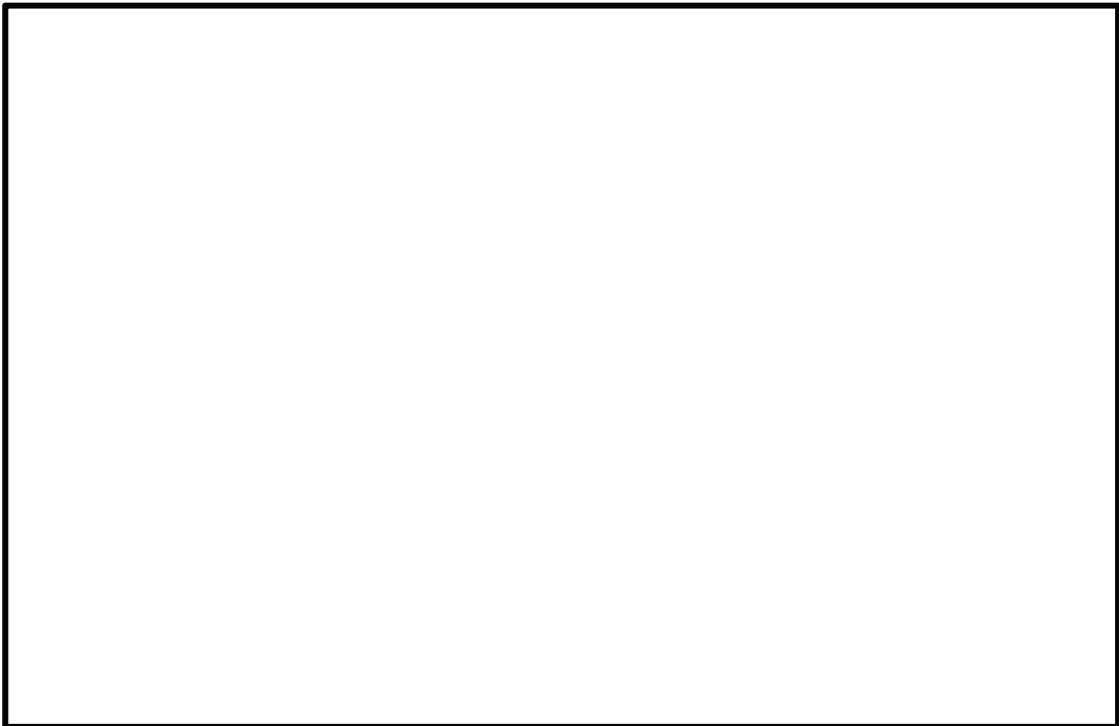
別添 3-17 図 液面レベルと出口配管の位置関係

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。





別添 3-18 図 潤滑油オイルパンのスロッシングによる液位の時間変化 (S s - D 1)



別添 3-19 図 潤滑油オイルパンのスロッシングによる液位の時間変化 (S s - F 1)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。