

## 目 次

	頁
1. 概要 .....	5-1
2. 基本方針 .....	5-2
3. 構造及び動作原理の概要 .....	5-6
4. 動的機能維持評価項目の抽出 .....	5-10
4.1 異常要因分析 .....	5-10
4.2 基本評価項目の抽出 .....	5-14
5. 工認計算書における機能維持代表評価項目の選定 .....	5-23
5.1 代表評価項目の選定根拠 .....	5-23
5.2 類似機種の評価項目との比較 .....	5-30
6. 工認計算書における機能維持評価内容 .....	5-49
6.1 ガスタービン発電機の評価内容及びその妥当性の検討 .....	5-49
6.2 評価結果 .....	5-50
7. まとめ .....	5-53

## 1. 概要

本資料は、非常用ガスタービン発電機のうち、JEAG4601-1991に記載がないガスタービンおよびガスタービン付き機器を対象に機能維持評価項目、工事計画認可申請書における耐震計算書（以下「工認計算書」という。）に記載する項目及びその選定の考え方について説明するものである。

## 2. 基本方針

ガスタービン発電機の動的機能維持評価は、JEAG4601-1991追補版に記載される機能維持評価の基本的考え方を参考に、以下に示す評価手順を検討した。

- a. ガスタービン発電機の構造及び動作原理の確認
- b. 異常要因分析による基本評価項目の抽出
- c. 工認計算書に記載する代表評価項目の選定
- d. 類似機種との比較による代表評価項目の妥当性確認
- e. 代表評価項目の評価内容の妥当性確認

また、評価に当たっては、既往研究の成果等の知見を活用して解析による評価を実施する。一方、解析よりも試験による評価の方が合理的と考えられる項目については試験による評価を実施するものとする。（第2-1図、第2-2図参照）

上記に従い、異常要因分析では、既往研究の成果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。）により取りまとめられた報告書『動的機器の地震時機能維持評価に関する調査報告書』（昭和62年2月）（以下「耐特委報告書」という。）等を参考とする。

耐特委報告書における異常要因分析の考え方は、「評価対象機種それぞれに対して、地震時に考え得る異常要因を抽出する作業においては、現実的地震応答の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行う。」としており、耐特委報告書に基づいてまとめられたJEAG4601-1991追補版では「地震時に発生する可能性のある異常現象を抽出し、その要因分析を行うものである。これは地震時に要求される機能がどのような要因とそれに基づく現象によって喪失するかを検討したものであり、同一の作動原理、同様の構造を有する機器には共通のものである。」としている。

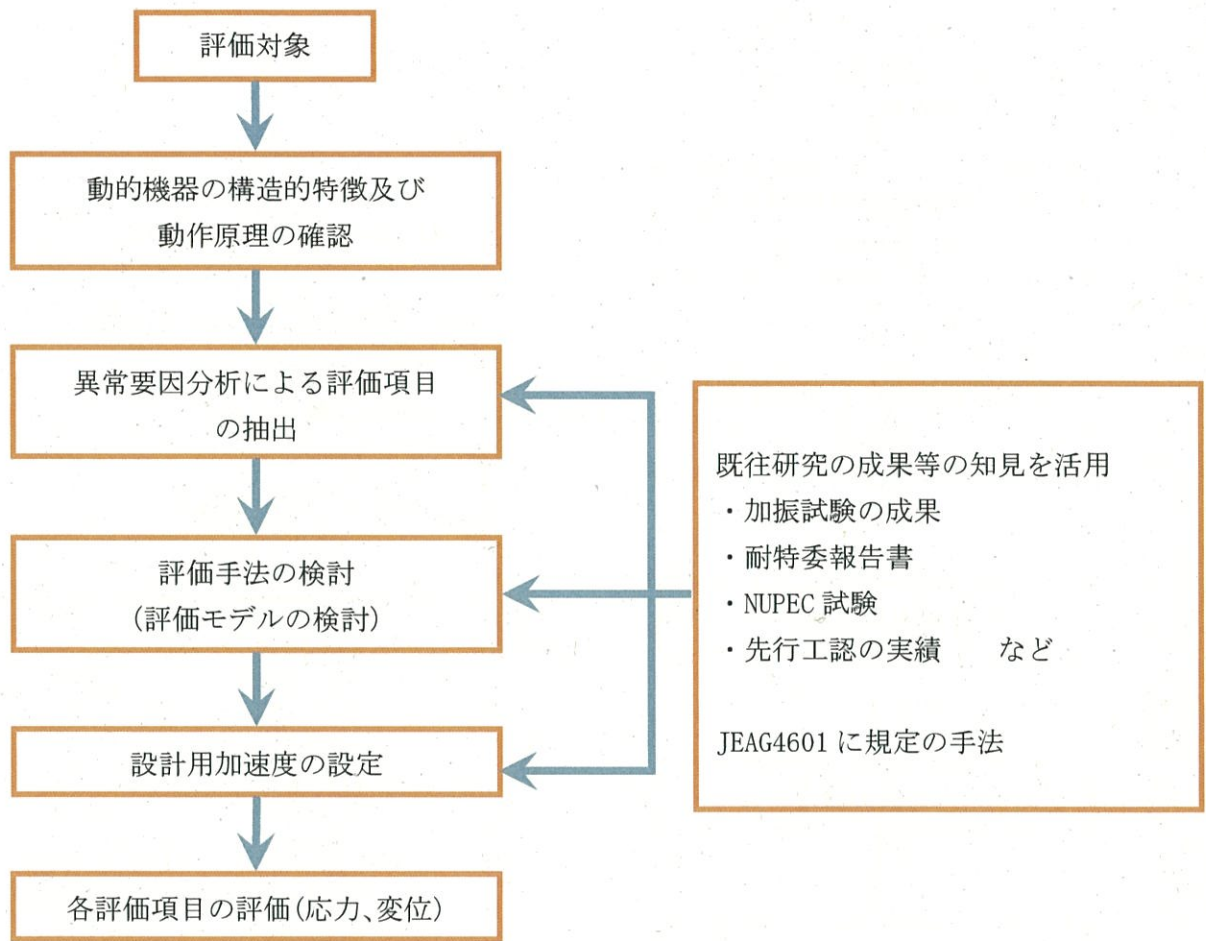
本書にて検討するガスタービン発電機においては、ガスタービン発電機を構成する各機器の構造や作動原理から発生し得る地震時異常要因モードより検討した異常要因分析結果と、耐特委報告書に研究成果が記載されている類似機種（非常用ディーゼル発電機、ポンプ駆動用タービン）<sup>※1</sup>の異常要因分析結果を示し、両結果を比較することで、各機種と類似性を有する部分についてJEAG4601-1991追補版の異常要因分析の考え方と相違がないことを確認する。

なお、ガスタービン発電機と同様に複数の機器や機械要素で構成される非常用ディーゼル発電機においては、要求機能別に系統構成を分類し、各系統に属する機器毎に構造や作動原理から地震時に発生する可能性のある損傷モード等の異常現象を抽出し、要因分析を行っている。

ガスタービン発電機においてもこれと同様の考え方を適用し、要求機能別に系統構成を分類し、各系統に属する機器毎に構造や作動原理に応じて地震時に発生する可能性のある損傷モード等の異常現象を抽出、要因分析を行った。

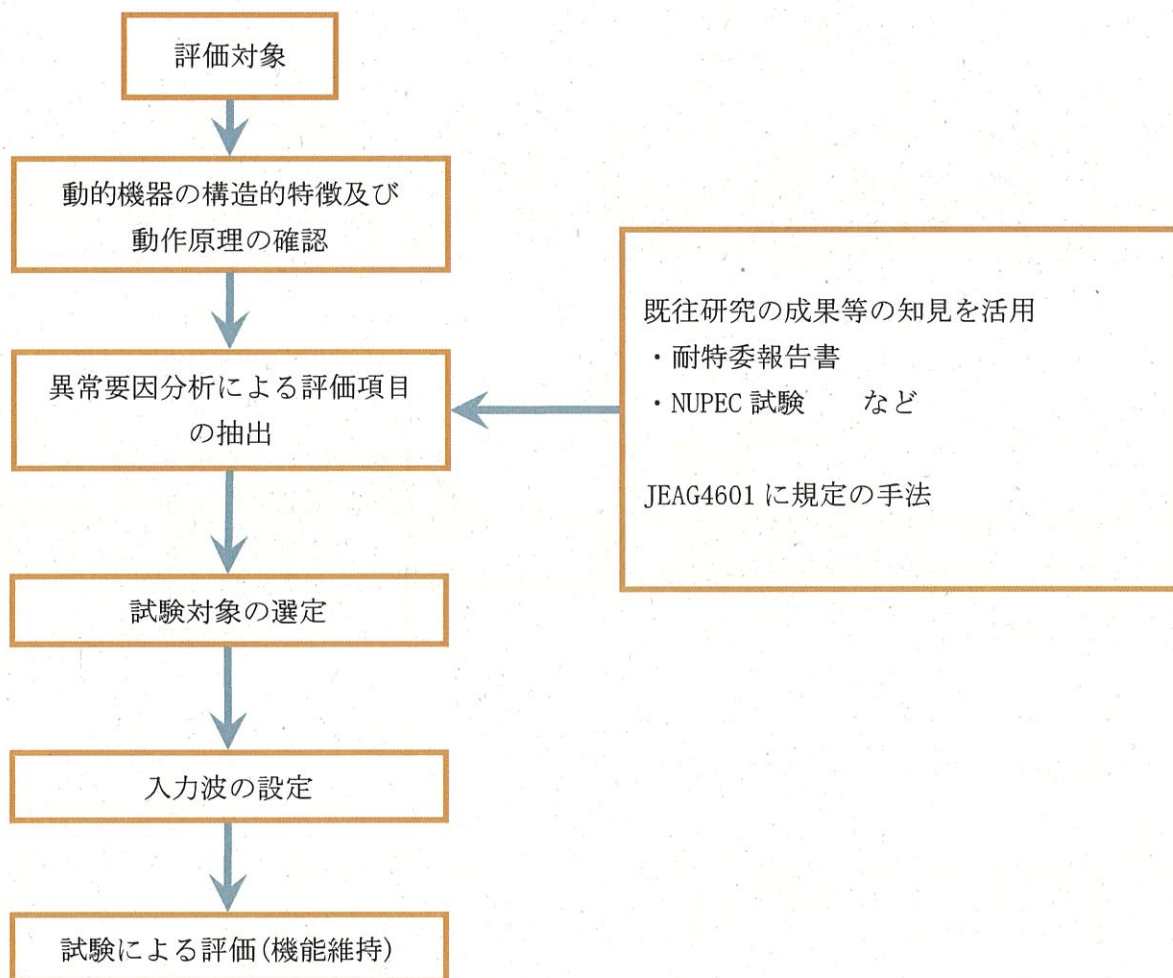
※1：ガスタービン発電機との類似性については5.2項にて説明





第2-1図 ガスタービン発電機の解析による動的機能維持の評価の流れ





第2-2図 ガスタービン発電機の試験による動的機能維持の評価の流れ

### 3. 構造及び動作原理の概要

ガスタービン発電機の概略構造図及び概略構成図を第3-1図及び第3-2図に、ガスタービンの構造図を第3-3図に示す。ガスタービン発電機の構造、動作原理は下記の通りである。

#### 全体構成

- ・ガスタービン発電機は、第3-1図に示すように同一の台板上にガスタービンと発電機が据え付けられた構造となっている。
- ・ガスタービンと発電機は、軸継手によって連結されており、ガスタービンによって出力軸を回転させ、軸継手を介して発電機回転子を回転させて発電を行っている。
- ・ガスタービン発電機には、運転に必要な空気の取り込み、排出を行うために、伸縮継手を介して専用のダクト（吸排気設備）を設けている。

#### ガスタービンの構成について

- ・ガスタービンは、第3-3図に示す通り、動力を発生させる機関部と軸の回転数を発電機に適した回転数に変換する減速機部で機能を分担している。
- ・機関部については、主に圧縮機、燃焼器、タービンで構成されており、圧縮機で燃焼用の空気の吸込み、圧縮を行い、燃焼器にて圧縮空気と噴霧状にした燃料油を混合、燃焼させて高温・高圧の燃焼ガスを発生させ、そのガスによってタービンを回転させて動力を得ている。
- ・タービンと圧縮機は同軸上に設けており、タービンで得た動力を利用し、圧縮機を回転させ自立運転を確立している。
- ・減速機部については、主に歯車で構成されており、ガスタービンの回転数を大小の歯車で変換し、発電機に適した回転数に変換する他、ガスタービン付きの機械式のポンプと歯車で連結させて動力伝達を行っている。

以上より、ガスタービンにおいて要求される機能は回転の継続、駆動性能維持、機関回転速度（数）の減速であり、これら機能の維持に必要な機器/部位として以下が挙げられる。（後述の各系統の関連機器/部位を除く）

- ・ガスタービン（機関）ケーシング
- ・ガスタービン（機関）軸系（軸・軸受）
- ・燃焼器
- ・ガスタービン（減速機）ケーシング
- ・ガスタービン（減速機）軸系（軸・歯車・軸受）

### ガスタービンの出力制御について

- ・ガスタービンは、燃料油の投入量によって回転数、出力を制御することができる。燃料油は、減速機部に設置された機械式の主燃料油ポンプによって供給しているが、ガスタービンの回転軸より動力を得ているため、ポンプ単体で燃料油の投入量を制御できない。そのため、ガスタービンの回転数を一定に保つべく、回転速度センサーの信号を受けて、燃料制御装置にて燃料油の投入量を制御している。また、燃焼状態は排気温度センサーにて監視している。
- ・燃料制御装置は、燃料制御ユニット、燃料供給電磁弁、及びこれらを制御する燃料制御ユニットドライバで構成されている。燃料制御ユニット及び燃料供給電磁弁は、燃料油供給ライン上に設置しており、燃料油の投入量を燃料制御ユニットにて調整している。燃料油供給電磁弁は、燃料制御ユニットの下流に設けており、トリップ信号を受けた際に、燃料供給ラインを遮断し、ガスタービンを緊急停止させることができる。これら制御は燃料制御ユニットドライバで行っている。

以上より、出力制御系において要求される機能は、機関回転速度の制御であり、その機能の維持に必要な機器として以下が挙げられる。

- ・燃料制御ユニット
- ・燃料制御ユニットドライバ
- ・燃料油供給電磁弁
- ・回転速度センサー
- ・排気温度センサー

### ガスタービンの着火系について

- ・燃焼器において噴霧状の燃料油と圧縮空気を混合し、点火プラグにて着火させる。一度着火すると燃焼ガスによって燃焼器内は高温となるため、燃料油は自然着火し、燃焼状態が維持される。したがって、点火プラグによる着火は始動時のみとなる。

以上より、着火系において要求される機能は、始動時の点火機能であり、その機能の維持に必要な機器として以下が挙げられる。

- ・点火プラグ
- ・点火エキサイタ

### ガスタービンの始動系について

- ・始動時においては、始動用蓄電池によりスタータモータを始動させ、減速機部の歯車を回転させることで、連結しているタービンの回転軸を回転させている。



これにより圧縮機が回転し、空気の吸込み、圧縮が行われる。合わせて、始動用蓄電池により電気式の始動用燃料油ポンプを始動させて、燃料油を燃焼器に投入し、ガスタービンの着火系により燃焼させる。自立運転が可能となる回転数までスタータモータにより運転をアシストしている。

以上より、始動系において要求される機能は、始動機能であり、その機能の維持に必要な機器として以下が挙げられる。

- ・スタータモータ

#### ガスタービンの燃料油系について

- ・燃料油系には、機械式の主燃料油ポンプと、電気式の始動用燃料油ポンプが設けられている。始動用燃料油ポンプは、ガスタービンの始動系で示すように、主燃料油ポンプの吐出能力が低い始動時の低回転数での不足分を補うために設けている。

以上より、燃料油系において要求される機能は、燃料油供給機能であり、その機能の維持に必要な機器として以下が挙げられる。

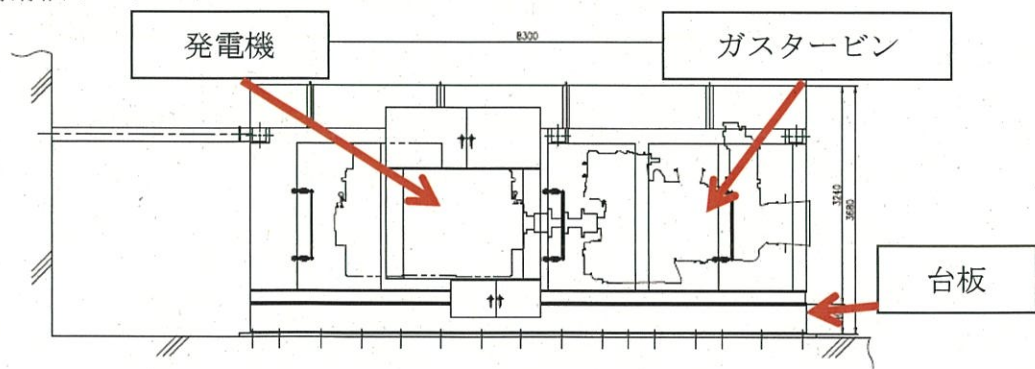
- ・主燃料油ポンプ
- ・始動用燃料油ポンプ
- ・始動用燃料油ポンプ用モータ

#### ガスタービンの潤滑油系について

- ・ガスタービンの軸受周りの潤滑油を常に適正な粘度に保つために、減速機部に設置された機械式の潤滑油ポンプで潤滑油を循環している。

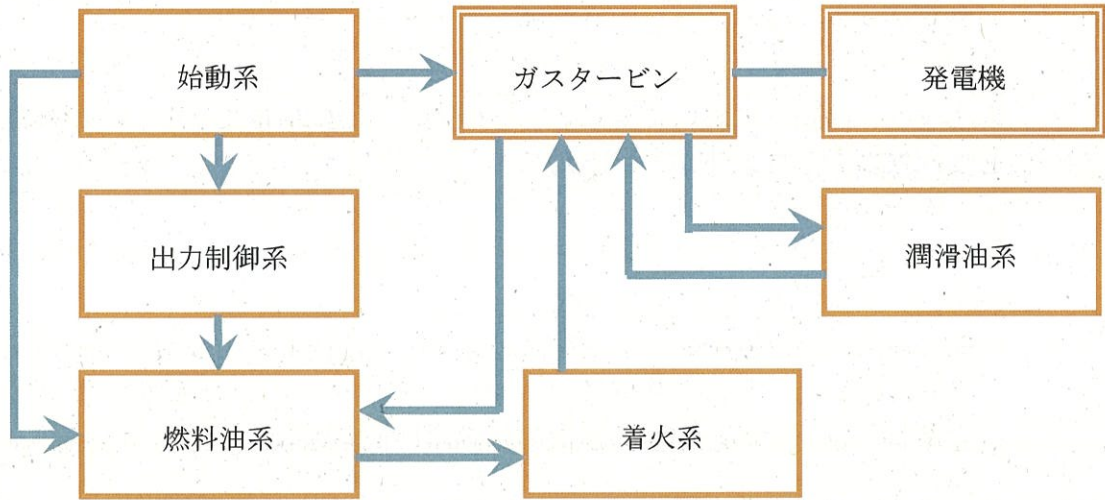
以上より、潤滑油系において要求される機能は、潤滑機能であり、その機能の維持に必要な機器/部位として以下が挙げられる。

- ・潤滑油ポンプ

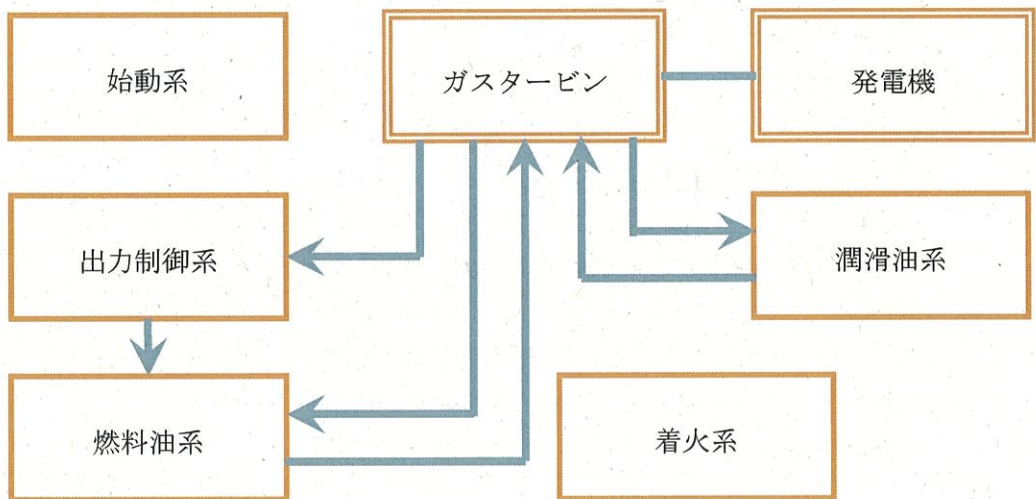


第3-1図 ガスタービン発電機の概略構造図

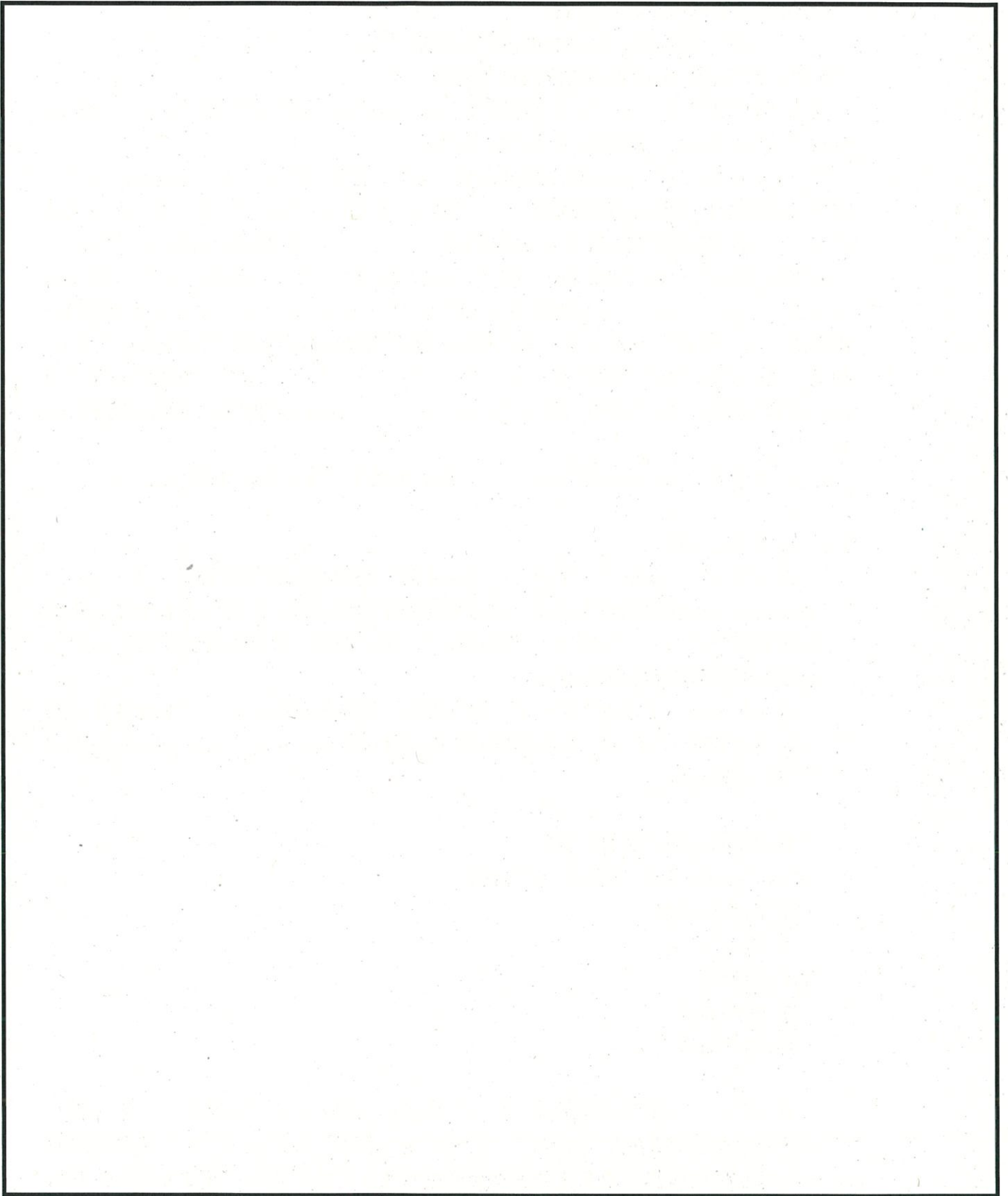
始動時の構成図



通常運転時の構成図



第3-2図 ガスタービン発電機の概略構成図



第3-3図 ガスタービンの構造図



#### 4. 動的機能維持評価項目の抽出

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

第3-1図に示すガスタービン発電機のうち、台板等の構造物は動作を要求される機器ではないため、本検討の対象外とする。

また、ガスタービン発電機の関連設備として、非常用ディーゼル発電機における吸排気設備等と同様に付帯設備として設置される設備も存在するが、既往の非常用ディーゼル発電機にて評価手法が確立されているため、本検討の対象外とする。

発電機については、JEAG4601-1991に記載の横形ころがり軸受機であり、評価手法が確立されているため、本検討の対象外とする。なお、ガスタービンと発電機は、軸継手により連結しているが、それぞれの軸は機器両端の軸受で支持されており、軸継手には変位吸収が可能なダイヤフラムカップリングを用いて、軸端の応答が互いに影響を及ぼさない構造となっている。よって、両機器は個別に評価が可能である。

以降、ガスタービン及びガスタービン付き機器を対象に検討を行う。

##### 4.1 異常要因分析

ガスタービン及びガスタービン付き機器の動的機能維持評価項目は、JEAG4601-1991追補版に定められる動的機能維持評価の考え方を参考に、異常要因分析によって、地震により機能喪失に至る要因・現象を検討することで、必要な評価項目が抽出される。

ガスタービン及びガスタービン付き機器の異常要因分析を、「3. 構造及び動作原理の概要」で説明した設備構成や系統構成を踏まえて、以下の6つの区分に分類し実施した。

##### 【異常要因分析の検討区分】

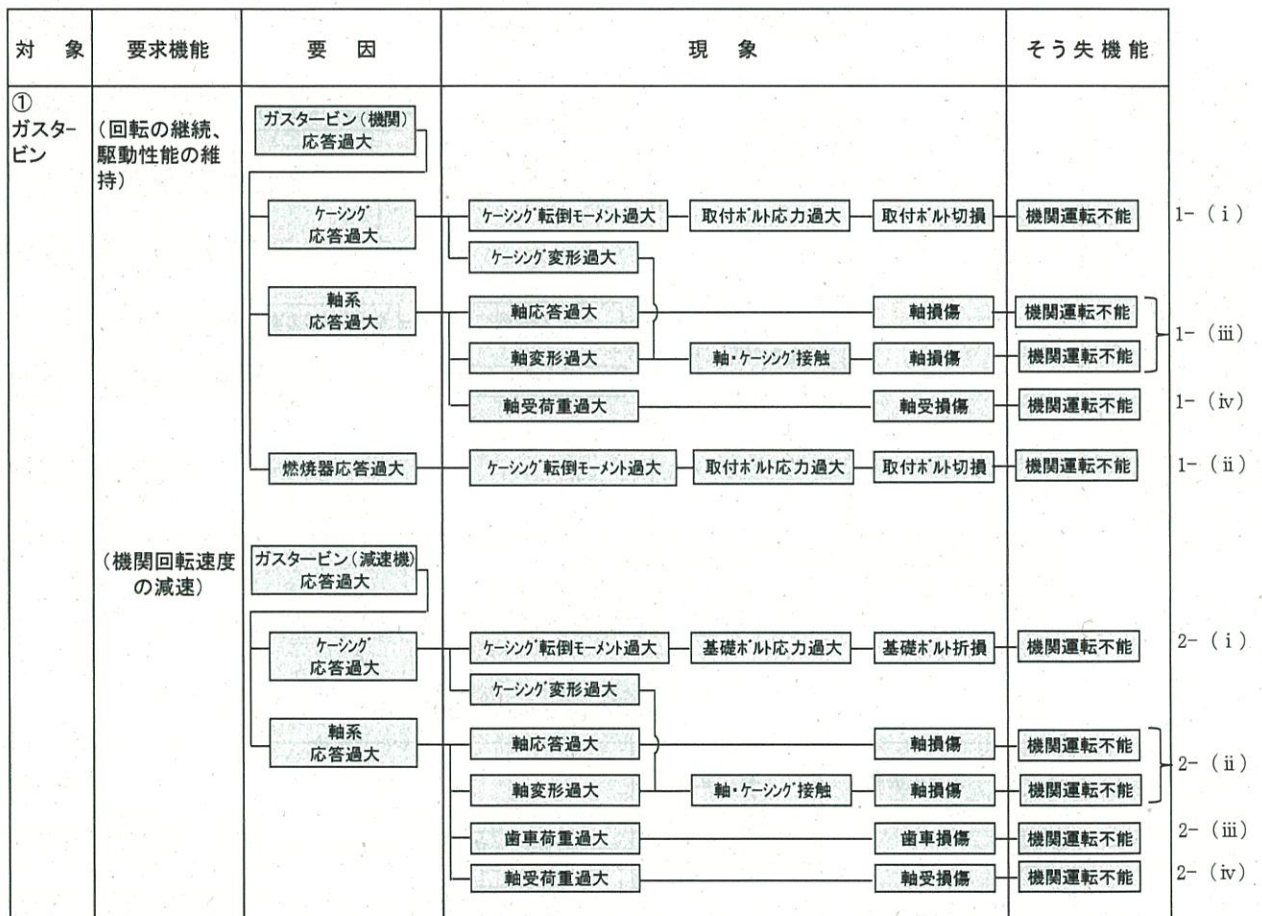
- ① ガスタービン（機関、減速機）
- ② 出力制御系
- ③ 着火系
- ④ 始動系
- ⑤ 燃料油系
- ⑥ 潤滑油系

ガスタービン及びガスタービン付き機器を上記のように分類することで個々の評価対象を網羅的に分析することが可能である。各区分における異常要因モードは、構成機器の構造及び動作機構を考慮して検討した。異常要因モード図を第4-1図に示す。なお、設備構成や系統構成により分割して異常要因分析を行

う手法は、耐特委における非常用ディーゼル発電機の異常要因分析の手法に倣ったものである。上記に示した異常要因分析の検討区分は、非常用ディーゼル発電機と同様であることから、非常用ディーゼル発電機と同様の手法を用いることができ、同等の評価項目の網羅性を確保することができる。非常用ディーゼル発電機の異常要因分析手法の概要については、「5. 工認計算書における機能維持代表評価項目の選定」に記す。

また、ガスタービン部分の異常要因分析については、ターボ機械という観点で類似の動作原理、構造をもつポンプ駆動用タービンの異常要因分析結果も確認し、同等な異常要因モードになっていることを確認している。ポンプ駆動用タービンの構造、異常要因分析結果についても「5. 工認計算書における機能維持代表評価項目の選定」に示す。

異常要因モード図 (①ガスタービン)



第4-1図 異常要因モード図 ①ガスタービン



異常要因モード図(②出力制御系)

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

※1 構成機器の損傷や動作不良により運転が不能となる

※2 誤信号によるトリップにより運転が停止する(損傷に至らない)

第4-1図 異常要因モード図 ②出力制御系

異常要因モード図(③着火系)

対象	要求機能	要因	現象	そう失機能		
③ 着火系	(始動時の点火)	点火プラグ異常応答	取付ボルト応力過大	取付ボルト切損	機関運転不能	6-(i) 6-(ii)
			点火プラグ動作不良	着火失敗	機関運転不能	
		点火エキシタ異常応答	取付ボルト応力過大	取付ボルト切損	機関運転不能	7-(i) 7-(ii)
			点火エキシタ動作不良	着火失敗	機関運転不能	

第4-1図 異常要因モード図 ③着火系



異常要因モード図(④始動系)

対象	要求機能	要因	現象	そう失機能			
④始動系	(始動機能)	スターモータ 応答過大	ケーシング転倒モーメント過大	取付ボルト応力過大	取付ボルト折損	機関運転不能	8-(i)
			軸受荷重過大		軸受損傷	機関運転不能	8-(iii)
			軸応答過大		軸損傷	機関運転不能	8-(ii)

第4-1図 異常要因モード図 ④始動系

異常要因モード図(⑤燃料油系)

対象	要求機能	要因	現象	そう失機能				
⑤燃料油系	(燃料供給機能)	主燃料油ポンプ 応答過大	ケーシング転倒モーメント過大	取付ボルト応答過大	取付ボルト折損	燃料噴射不能	機関運転不能	9-(i)
			軸受荷重過大		軸受損傷		機関運転不能	9-(iii)
			軸応答過大		軸損傷		機関運転不能	9-(ii)
		始動用燃料油ポンプ 応答過大	ケーシング転倒モーメント過大	取付ボルト応答過大	取付ボルト折損	燃料噴射不能	機関運転不能	10-(i)
			軸受荷重過大		軸受損傷		機関運転不能	10-(iii)
			軸応答過大		軸損傷		機関運転不能	10-(ii)
		始動用燃料油ポンプ モータ応答過大	ケーシング転倒モーメント過大	取付ボルト応答過大	取付ボルト折損		機関運転不能	11-(i)
			軸受荷重過大		軸受損傷		機関運転不能	11-(iii)
			軸応答過大		軸損傷		機関運転不能	11-(ii)

第4-1図 異常要因モード図 ⑤燃料油系

異常要因モード図(⑥潤滑油系)

対象	要求機能	要因	現象	そう失機能				
⑥潤滑油系	(潤滑機能)	潤滑油ポンプ 応答過大	ケーシング転倒モーメント過大	取付ボルト応答過大	取付ボルト折損	潤滑油流出	機関運転不能	12-(i)
			軸受荷重過大		軸受損傷		機関運転不能	12-(iii)
			軸応答過大		軸損傷		機関運転不能	12-(ii)

第4-1図 異常要因モード図 ⑥潤滑油系

## 4.2 基本評価項目の抽出

異常要因モードに基づき、ガスタービン及びガスタービン付き機器に対して、以下に示す通り全34項目の基本評価項目を抽出した。

なお、第4-1図の異常要因モードにおけるガスタービン（機関）等の軸応答過大による軸損傷は、次の理由により基本評価項目から除外した。軸損傷は軸部のケーシングへの接触や破断がその対象となる。いずれも軸に作用する外力によって軸の変形を伴う事象であるが、構造的な特徴として破断に到る前に軸とケーシングが接触する。よって、軸の破断に対する強度評価は軸とケーシングのクリアランスを評価することで包絡可能である。

異常要因モードに基づき抽出される評価項目は以下の通り。

### ① ガスタービン（機関、減速機）

#### 1-(i) ガスタービン（機関）ケーシング取付ボルトの健全性

ガスタービン（機関）の地震応答が過大となると、転倒モーメントによるガスタービン（機関）の取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、機関ケーシング部が脱落し、回転の継続及び駆動性能の維持機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、ガスタービン（機関）のケーシング取付ボルトを選定する。

#### 1-(ii) 燃焼器 取付ボルトの健全性

燃焼器の地震応答が過大となると、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となり損傷に至る。その結果、燃焼器が脱落し、燃焼ガスを保持できなくなり機関の回転の継続及び駆動性能の維持機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、燃焼器の取付ボルトを選定する。

#### 1-(iii) ガスタービン（機関）摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

ガスタービン（機関）の地震応答が過大となると、回転軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングに付随する静止部と接触する。その結果、軸部が損傷に至り、回転の継続及び駆動性能の維持機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、軸（回転部）とケーシングのクリアランスを選定する。なお、クリアランスを形成する静止部は軸よりも外径側にあり、かつ耐圧構造で剛性の高いケーシングに固定されているため、その変形量は軽微となる。よって、変形量の評価は軸のみを対象とする。



1-(iv) ガスタービン（機関）軸受の健全性

軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより回転の継続及び駆動性能の維持機能が喪失する。

よって、基本評価項目として、軸受を選定する。

2-(i) ガスタービン（減速機）取付ボルトの健全性

ガスタービン全体系の地震応答が過大となると、転倒モーメントによるガスタービン（減速機）の取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、全体系が転倒することで機関回転速度の減速機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、ガスタービン（減速機）取付ボルトを選定する。

2-(ii) ガスタービン（減速機）摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

ガスタービン全体系の地震応答が過大となると、回転体である歯車の応答が過大となり、歯車軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、機関回転速度の減速機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、軸とケーシングのクリアランスを選定する。なお、ガスタービン（減速機）のケーシングは鋳造の厚肉構造であり剛性が高く、その変形量は軽微となる。よって、変形量の評価は軸のみを対象とする。

2-(iii) ガスタービン（減速機）歯車の健全性

減速機軸系の地震応答が過大となると、減速機歯車荷重が過大となる。その結果、歯車が損傷することで機関回転速度の減速機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、歯車を選定する。なお、歯車同士の接触に伴って生じる歯元曲げ応力が過大となる場合に損傷すると考えられることから、歯元の曲げ応力を評価する。

2-(iv) ガスタービン（減速機）軸受の健全性

軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより機関回転速度の減速機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、軸受を選定する。



## ② 出力制御系

### 3-(i) 燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバ、燃料油供給電磁弁 取付ボルトの健全性

燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバ、燃料油供給電磁弁の地震応答が過大となると、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、脱落することで機関回転速度の制御機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、取付ボルトを選定する。

### 3-(ii) 燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバ 制御機能の健全性

燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバの地震応答が過大となると、燃料制御ドライバ内の回路の電気的特性に異変が生じ、制御信号に乱れが生じる可能性がある。

制御信号が乱れると、燃料制御ユニット内の燃料制御弁の弁開度調整も乱れ、適切な燃料投入量が得られなくなる。それにより機関回転数の乱調が発生し、過度な燃料が投入された場合は、過速度トリップによりガスタービンが停止する。

各機器の損傷には至らないため、機関回転速度の制御機能の喪失とはならないが、機関停止に至る事象への対策として、基本評価項目に電氣的機能維持を選定する。

### 3-(iii) 燃料制御ユニット、燃料油供給電磁弁 弁体の健全性

燃料制御ユニット、燃料油供給電磁弁の地震応答が過大となると、弁体の損傷に至り、機関回転速度の制御機能を喪失する。

よって、基本評価項目に弁体を選定する。なお、本弁は、電圧を印加することで開閉を行う電磁弁であり、その構造は単純なものである。弁体はばねによって保持されているため、地震による慣性力がばね力を上回ると、弁体が損傷に至る可能性がある。そのため、ばね力を評価する。

### 4-(i) 回転速度センサー 取付ボルトの健全性

回転速度センサーの地震応答が過大となると、転倒モーメントによる回転速度センサーの取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、回転速度センサーが脱落すると機関回転速度の制御機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、回転速度センサーの取付ボルトを選定する。

#### 4-(ii) 回転速度センサーの健全性

回転速度センサーの地震応答が過大となると、定格運転中は検出異常による過速度トリップの誤作動が発生し、ガスタービンが停止する可能性がある。また、始動中は燃料制御異常による着火失敗（機関回転速度の制御機能の喪失）に至る可能性がある。

よって、基本評価項目として、回転速度センサーの電氣的機能維持を選定する。

#### 5-(i) 排気温度センサー 取付ボルトの健全性

排気温度センサーの地震応答が過大となると、転倒モーメントによる排気温度センサーの取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、排気温度センサーが脱落することで、始動中の機関回転速度の制御機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、排気温度センサーの取付ボルトを選定する。

#### 5-(ii) 排気温度センサーの健全性

排気温度センサーの地震応答が過大となると、定格運転中は検出異常による排気温度高トリップの誤作動が発生し、ガスタービンが停止する可能性がある。また、始動中は燃料制御異常による着火失敗（機関回転速度の制御機能の喪失）に至る可能性がある。

よって、基本評価項目として、排気温度センサーの電氣的機能維持を選定する。

### ③ 着火系

#### 6-(i) 点火プラグ 取付ボルトの健全性

点火プラグの地震応答が過大となると、転倒モーメントによる点火プラグの取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、点火プラグが脱落することで始動時の点火機能を喪失し、着火失敗に至る。

よって、基本評価項目として、点火プラグの取付ボルトを選定する。

#### 6-(ii) 点火プラグの健全性

点火プラグの地震応答が過大となることで、始動時に電氣的動作不良が発生すると、点火機能を喪失し、着火失敗に至る。

よって、基本評価項目として、点火プラグの電氣的機能維持を選定する。



7-(i) 点火エキサイタ 取付ボルトの健全性

点火エキサイタの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる点火エキサイタの取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、点火エキサイタが脱落することで始動時の点火機能を喪失する。よって、基本評価項目として、点火エキサイタの取付ボルトを選定する。

7-(ii) 点火エキサイタの健全性

点火エキサイタの地震応答が過大となることで、電氣的動作不良が発生し、着火失敗に至る。その結果、始動時の点火機能を喪失する。よって、基本評価項目として、点火エキサイタの電氣的機能維持を選定する。

④ 始動系

8-(i) スタータモータ 取付ボルトの健全性

スタータモータの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、スタータモータが転倒することで始動機能を喪失する。よって、基本評価項目として、スタータモータの取付ボルトを選定する。

8-(ii) スタータモータ 摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

スタータモータの地震応答が過大となることで、回転体である軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、始動機能を喪失する。よって、基本評価項目として、スタータモータの軸とケーシングのクリアランスを選定する。なお、クリアランスを形成する静止部はケーシングも含めて軸よりも外径側にあり、かつ肉厚も大きいことから剛性が高くその変形量は軽微であるため、軸の変形量のみを評価する。

8-(iii) スタータモータ 軸受の健全性

軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより始動機能を喪失する。よって、基本評価項目として、スタータモータの軸受を選定する。

⑤ 燃料油系

9-(i) 主燃料油ポンプ 取付ボルトの健全性

主燃料油ポンプの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、ポンプが脱落することで燃料油供給機能を喪失する。



よって、基本評価項目として、主燃料油ポンプの取付ボルトを選定する。

9-(ii) 主燃料油ポンプ 摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

主燃料油ポンプの地震応答が過大となることで、回転軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、主燃料油ポンプの軸とケーシングのクリアランスを選定する。なお、主燃料油ポンプのケーシングは厚肉構造であり、剛性が高くその変形量は軽微であるため、軸の変形量のみを評価する。

9-(iii) 主燃料油ポンプ 軸受の健全性

主燃料油ポンプの軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、主燃料油ポンプの軸受を選定する。

10-(i) 始動用燃料油ポンプ 取付ボルトの健全性

始動用燃料油ポンプの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、ポンプが転倒することで燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、始動用燃料油ポンプの取付ボルトを選定する。

10-(ii) 始動用燃料油ポンプ 摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

始動用燃料油ポンプの地震応答が過大となることで、回転体軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、始動用燃料油ポンプの軸とケーシングのクリアランスを選定する。なお、始動用燃料油ポンプのケーシングは厚肉構造であり、剛性が高くその変形量は軽微であるため、軸の変形量のみを評価する。

10-(iii) 始動用燃料油ポンプ 軸受の健全性

始動用燃料油ポンプの軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、始動用燃料油ポンプの軸受強度を選定する。

11-(i) 始動用燃料油ポンプ用モータ 取付ボルトの健全性

始動用燃料油ポンプ用モータの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、転倒することでモータの回転機能を喪失し、燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、始動用燃料油ポンプ用モータの取付ボルトを選定する。

11-(ii) 始動用燃料油ポンプ用モータ 摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

始動用燃料油ポンプ用モータの地震応答が過大となることで、回転軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、モータの回転機能を喪失し、燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、始動用燃料油ポンプ用モータの軸とケーシングのクリアランスを選定する。なお、始動用燃料油ポンプ用モータのケーシングは、厚肉構造であり、剛性が高くその変形量は軽微であるため、軸の変形量のみを評価する。

11-(iii) 始動用燃料油ポンプ用モータ 軸受の健全性

始動用燃料油ポンプ用モータの軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することによりモータの回転機能を喪失し、燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、始動用燃料油ポンプ用モータの軸受を選定する。

⑥ 潤滑油系

12-(i) 潤滑油ポンプ取付ボルトの健全性

潤滑油ポンプの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトの損傷に至り、ポンプが脱落することで、潤滑機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、潤滑油ポンプの取付ボルトを選定する。

12-(ii) 潤滑油ポンプ摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

潤滑油ポンプの地震応答が過大となることで、回転軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、潤滑機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、潤滑油ポンプの軸とケーシングのクリアランスを選定する。なお、潤滑油ポンプのケーシングは厚肉構造であるため、剛性が高くその変形量は軽微であり、軸の変形量のみを評価する。

12-(iii) 潤滑油ポンプ軸受の健全性

潤滑油ポンプの軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより潤滑機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、潤滑油ポンプの軸受を選定する。

以上の通り抽出した基本評価項目を第4-1表に示す。



第4-1表 ガスタービン発電機における基本評価項目

No.	機器名称	評価項目
1	ガスタービン (機関)	(i) ケーシング取付ボルト強度
		(ii) 燃焼器取付ボルト強度
		(iii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iv) 軸受強度
2	ガスタービン (減速機)	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iii) 歯元曲げ応力
		(iv) 軸受強度
3	燃料制御ユニット 燃料制御ユニットドライバ 燃料供給電磁弁	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 動的・電氣的機能維持確認
		(iii) 弁体のばね力評価
4	回転速度センサー	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 電氣的機能維持確認
5	排気温度センサー	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 電氣的機能維持確認
6	点火プラグ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 電氣的機能維持確認
7	点火エキサイタ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 電氣的機能維持確認
8	スタータモータ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iii) 軸受強度
9	主燃料油ポンプ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iii) 軸受強度
10	始動用燃料油ポンプ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iii) 軸受強度
11	始動用燃料油ポンプ用 モータ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iii) 軸受強度
12	潤滑油ポンプ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iii) 軸受強度

5. 工認計算書における機能維持代表評価項目の選定  
工認計算書に記載するガスタービン発電機の耐震評価項目は、以下を選定する。

[構造強度評価項目]

- ① ガスタービン（減速機）の取付ボルト

[動的・電氣的機能維持評価項目]

- ② ガスタービン（機関）の軸とケーシングのクリアランス  
③ ガスタービン（機関）の軸受  
④ 調速装置としての燃料制御ユニット

ガスタービンは高温高圧の燃焼ガスによる熱的荷重、高速回転による遠心力に十分耐えられる材料、構造、強度を有しており、地震加速度による影響は小さいと考えられることから、4.2項にて抽出した基本評価項目のうち、上記の項目を代表評価項目として選定した。基本評価項目から代表評価項目を選定した考え方を以下に示す。

なお、代表評価項目の選定にあたっては、動力機関と発電機及び付帯設備から構成される非常用発電装置という点で類似である非常用ディーゼル発電機並びにターボ機械という点で類似であるポンプ駆動用タービンの代表評価項目の選定結果を参照した。

5.1 代表評価項目の選定根拠

- ① ガスタービン（減速機）の取付ボルト強度

JEAG4601-1991追補版には評価のポイントとして「動的機能の維持に必要な静的な機能（例えば、取付ボルト、基礎ボルト）については、これらを評価対象とする。」との記載がある。

ガスタービン（減速機）の取付ボルトは、ガスタービン及びガスタービン付き機器の重量を支えるボルトであり、ガスタービン及びガスタービン付き機器で使用されている取付ボルトの中で転倒モーメントが最も大きく、最小裕度となるため、本取付ボルトを代表評価項目として選定する。

- ② ガスタービン（機関）の軸とケーシングのクリアランス

ガスタービンの軸及びケーシングは十分剛な構造であり、地震による変形量は軽微であるが、軸とケーシング間のクリアランスもわずかであること、軸とケーシングの接触に伴う軸損傷が運転に及ぼす影響が大きいことから代表評価項目として選定した。



なお、4.2項で説明した通り、軸強度については外力により軸が破断に至る前に軸とケーシングが接触することから、軸とケーシングのクリアランスのみを代表評価項目とした。

また、軸支持部において類似構造（5.2項にて詳述）をもつポンプ駆動用タービンにおいても評価項目としてロータ変位（軸とケーシングのクリアランス）の評価を行っている。

### ③ ガスタービン（機関）の軸受強度

ガスタービン（機関）の軸は他の動的機器と比べても高速回転（18,000rpm）であり、軸受部は軸の回転を支持する動的機能維持上重要な部位である。また、軸受の損傷は機関全体の重大な損傷につながる可能性がある。ガスタービン（機関）の軸受は、ガスタービン及びガスタービン付き機器で使用されている軸受の中で、ガスタービン（減速機）の一部の軸受を除いて最小裕度となる。ここで、ガスタービン（減速機）の軸受のうち、運転時に加わる機械荷重が支配的となる軸受については、ガスタービン（機関）の軸受と比較して地震荷重の寄与分に対する強度上の裕度（＝（許容値－運転時荷重）／地震のみの荷重）が大きいことを確認している。一方、地震荷重が支配的となる軸受については、ガスタービン（機関）の軸受と比較して耐震裕度が大きいことを確認している。したがって、耐震評価上より厳しいと考えられるガスタービン（機関）の軸受を代表評価項目として選定した。異常発生時の影響の大きさも考慮して選定した。

また、軸支持部において類似構造をもつポンプ駆動用タービンにおいても評価項目として軸受の評価が選定されている。

### ④ 燃料制御ユニットの電氣的機能維持

高速回転機器であるガスタービンの回転数を制御する装置であり、回転の機能維持上重要であることから選定した。

また、非常用ディーゼル発電機の工認計算書には調速装置であるガバナの機能維持評価結果が記載されている。ディーゼル機関のガバナは、ディーゼル機関の回転数を一定に保つために、燃料油の投入量を制御しており、ガスタービンにおける燃料制御ユニットも同様の機能を担っている。そのため、非常用ディーゼル発電機のガバナと同様にガスタービン発電機の調速装置である燃料制御ユニットについても、機能維持評価を工認計算書に記載することとした。

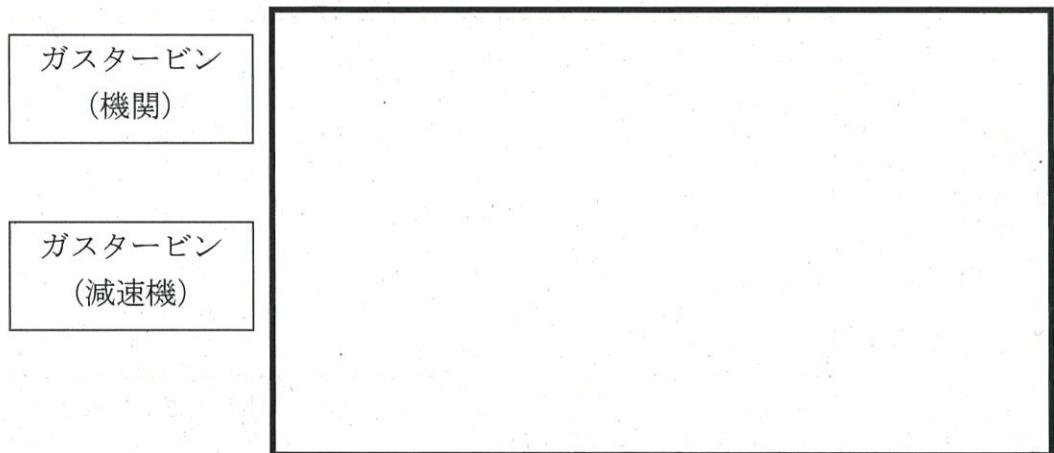
4.2項にて抽出した基本評価項目のうち、その他の機器について工認計算書の記載対象外とした理由を次に示す。



- a. ガスタービン（機関）のケーシング取付ボルト及び燃焼器取付ボルト強度  
取付ボルトについては、上述の通り、ガスタービン（減速機）の取付ボルト  
が最小裕度となるため、工認計算書の記載対象外とした。
- b. ガスタービン（減速機）の軸とケーシングのクリアランス、軸受強度、歯元  
曲げ応力

(a) 軸とケーシングのクリアランス

ガスタービン（減速機）の軸は、歯車の両側近傍に軸受を有した構造で  
あり、ガスタービン（機関）の軸と比較して軸受間距離が短く、たわみ発  
生量が小さい。また、クリアランスはガスタービン（機関）と比較して大  
きい傾向にあり、最狭部でも同程度である。したがって、ガスタービン（機  
関）の軸とケーシングを代表評価項目とし、ガスタービン（減速機）につ  
いては工認計算書の記載対象外とした。



ガスタービン（機関）とガスタービン（減速機）の軸の比較（等倍）

(b) 軸受強度

ガスタービン（減速機）の軸受は、上記ガスタービン（機関）の軸受強  
度にて記載の通り、耐震評価上より厳しいと考えられるガスタービン（機  
関）の軸受を代表評価項目とするため、ガスタービン（減速機）につい  
ては工認計算書の記載対象外とした。

(c) 歯元曲げ応力

ガスタービン（減速機）の歯元曲げ応力を支配するのは運転時に加わる  
機械荷重であり、地震により加わる荷重は十分小さく、耐震性を有してい  
ることを確認していることから、工認計算書の記載対象外とした。（非常  
用ディーゼル発電機のギヤリングと同様の整理）

添付-1に停止時と運転時におけるガスタービン（減速機）の歯元曲げ応力の比較を示す。

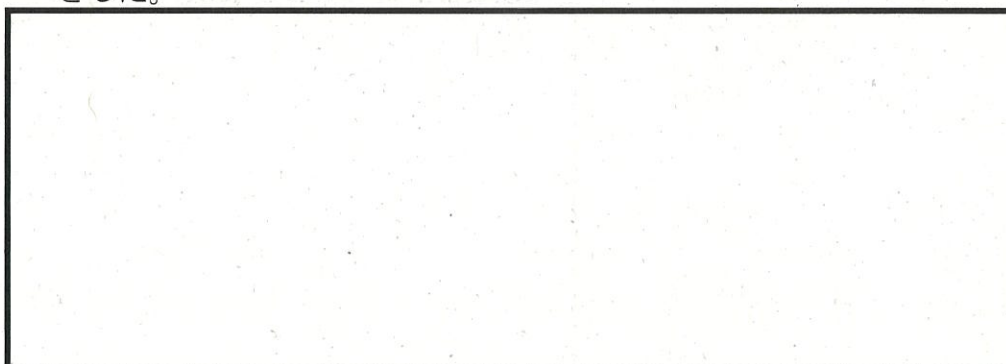
- c. ガスタービン付き機器（主燃料油ポンプ、始動用燃料油ポンプ、潤滑油ポンプ、始動用燃料油ポンプ用モータ及びスタータモータ） 取付ボルト強度、軸とケーシングのクリアランス、軸受強度

(a) 取付ボルト強度

取付ボルトについては、上述の通り、ガスタービン（減速機）取付ボルトが最小裕度であるため、工認計算書の記載対象外とした。

(b) 軸とケーシングのクリアランス

ガスタービン付きポンプはガスタービン（機関）に比べて小型軽量であり、軸に発生する応力が比較的小さいことから、工認計算書の記載対象外とした。



ガスタービン付ポンプの例（潤滑油ポンプ）

(c) 軸受強度

軸受強度については、上述の通り、ガスタービン（機関）の軸受が最小裕度であるため、工認計算書の記載対象外とした。

なお、非常用ディーゼル発電機では、耐特委やNUPEC試験において、機関付き機器は、十分に裕度があることが確認されている。結果として、JEAG4601-1991追補版においては、非常用ディーゼル発電機の代表評価項目から外されている。

- d. 燃料制御ユニットドライバの取付ボルト強度及び電氣的機能維持

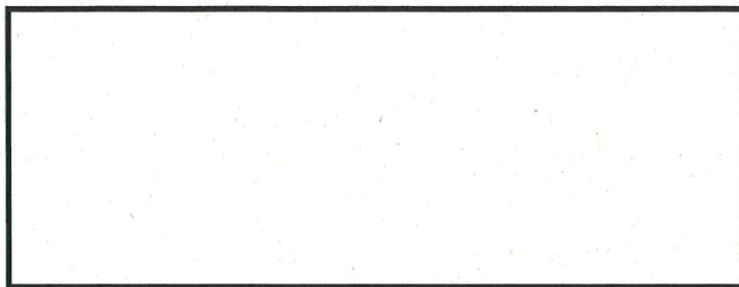
(a) 取付ボルト強度

取付ボルトについては、上述の通り、ガスタービン（減速機）が最小裕度であるため、工認計算書の記載対象外とした。

(b) 電氣的機能維持

燃料制御ユニットドライバの電氣的機能維持については、下記理由により取付部の健全性を有することで機能維持を確保できると考えられることから、工認計算書の記載対象外とした。

- ① 本機器はソリッドステートの回路基盤が用いられており動作部がない。
- ② 軽量の設備であり、地震力により発生する荷重が小さい。



燃料制御ユニットドライバの外観

e. 燃料供給電磁弁の取付ボルト強度、電氣的機能維持及び弁体のばね力評価

(a) 取付ボルト強度

取付ボルトについては、上述の通り、ガスタービン（減速機）が最小裕度であるため、工認計算書の記載対象外とした。

(b) 動的機能維持

燃料供給電磁弁は軽量で地震力により発生する荷重が小さいため、工認計算書の記載対象外とした。

(c) ばね力評価

ばね力については、ばね力を打ち消す地震による慣性力が弁体等の重量に比例するが、比較的軽量であり、その影響は軽微であることから、工認計算書の記載対象外とした。

f. 燃料制御ユニットの取付ボルト強度、及び弁体のばね力評価

(a) 取付ボルト強度

取付ボルトについては、上述の通り、ガスタービン（減速機）が最小裕度であるため、工認計算書の記載対象外とした。



(b) ばね力評価

ばね力については、ばね力を打ち消す地震による慣性力が弁体等の重量に比例するが、比較的軽量であり、その影響は軽微であることから、工認計算書の記載対象外とした。(構造面の類似性の観点で、非常用ディーゼル発電機の始動弁・主始動弁と同様の整理)

g. 回転速度センサー及び排気温度センサーの取付ボルト強度及び電氣的機能維持

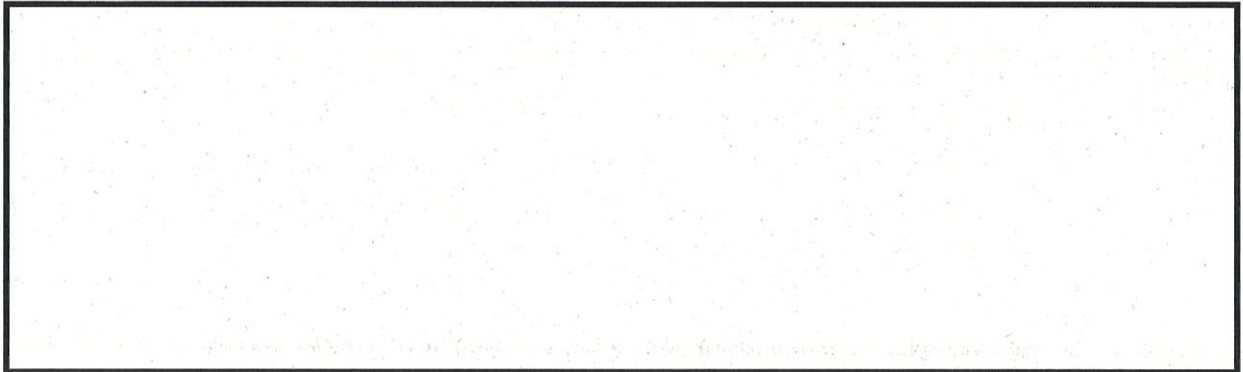
(a) 取付ボルト強度

取付ボルトについては、上述の通り、ガスタービン(減速機)が最小裕度であるため、工認計算書の記載対象外とした。

(b) 電氣的機能維持

回転速度センサー及び排気温度センサーは、下記理由により取付部の健全性を確認することで、電氣的機能維持を確保できるため、工認計算書の記載対象外とした。

- ① 回転速度センサーには電磁ピックアップ式センサー、排気温度センサーにはシース熱電対が用いられており動作部がない。
- ② 軽量かつ単純構造であり、地震力により発生する荷重が小さく、構造強度について十分な裕度を持っている。
- ③ JEAG4601-1987の電気計装機器のうち、剛体と見なせる器具に該当すると考えられ、構造健全性が保たれている限り、その機能が失われることはないと考えられる。



回転速度センサーの外観

排気温度センサーの外観

h. 点火プラグ及び点火エキサイタの取付ボルト強度及び電氣的機能維持

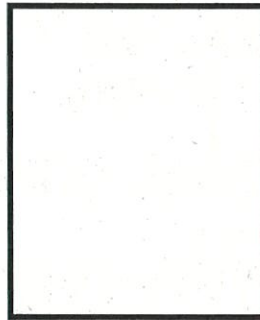
(a) 取付ボルト強度

取付ボルトについては、上述の通り、ガスタービン（減速機）が最小裕度であるため、工認計算書の記載対象外とした。

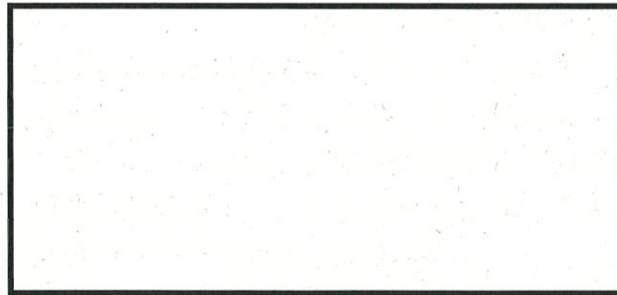
(b) 電氣的機能維持

点火プラグ及び点火エキサイタは、下記理由により、取付部の健全性を確認することで、電氣的機能維持を確保できるため、工認計算書の記載対象外とした。

- ① 点火プラグにはスパークプラグ、点火エキサイタにはCapacitor Discharge Ignition方式の点火装置が用いられており動作部がない。
- ② 軽量かつ単純構造であり、地震力により発生する荷重が小さく、構造強度について十分な裕度を持っている。
- ③ JEAG4601-1987の電気計装機器のうち、剛体と見なせる器具に該当すると考えられ、構造健全性が保たれている限り、その機能が失われることはないと考えられる。



点火プラグの外観



点火エキサイタの外観

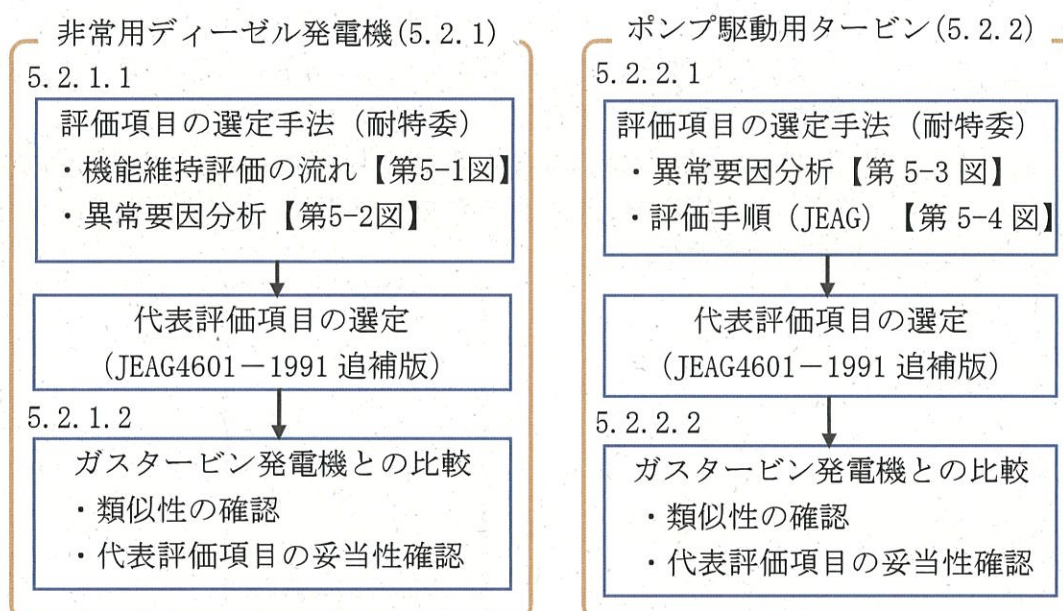
以上より、ガスタービンにおいて、対象部位の機能維持上の重要度、裕度の大きさ、運転による荷重の影響度などを考慮し、工認計算書に記載するガスタービンの耐震評価項目として、①ガスタービン（減速機）の取付ボルト強度、②ガスタービン（機関）の軸とケーシングのクリアランス、③ガスタービン（機関）の軸受強度、④燃料制御ユニットの電氣的機能維持を選定した。



## 5.2 類似機種の評価項目との比較

4.1項にて示した通り、ガスタービン発電機の評価項目の選定に当たっては、同等の系統構成をもつ類似機種として非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器、ターボ機械という点で類似構造をもつポンプ駆動用タービンの評価項目の選定手法を参考としている。

本項では、以下の流れに沿ってガスタービン発電機と既往研究における類似機種との比較を行い、これらの考え方を参考に5.1項にて選定した代表評価項目の妥当性を確認する。



### 5.2.1 非常用ディーゼル発電機

#### 5.2.1.1 非常用ディーゼル発電機の評価項目の選定手法

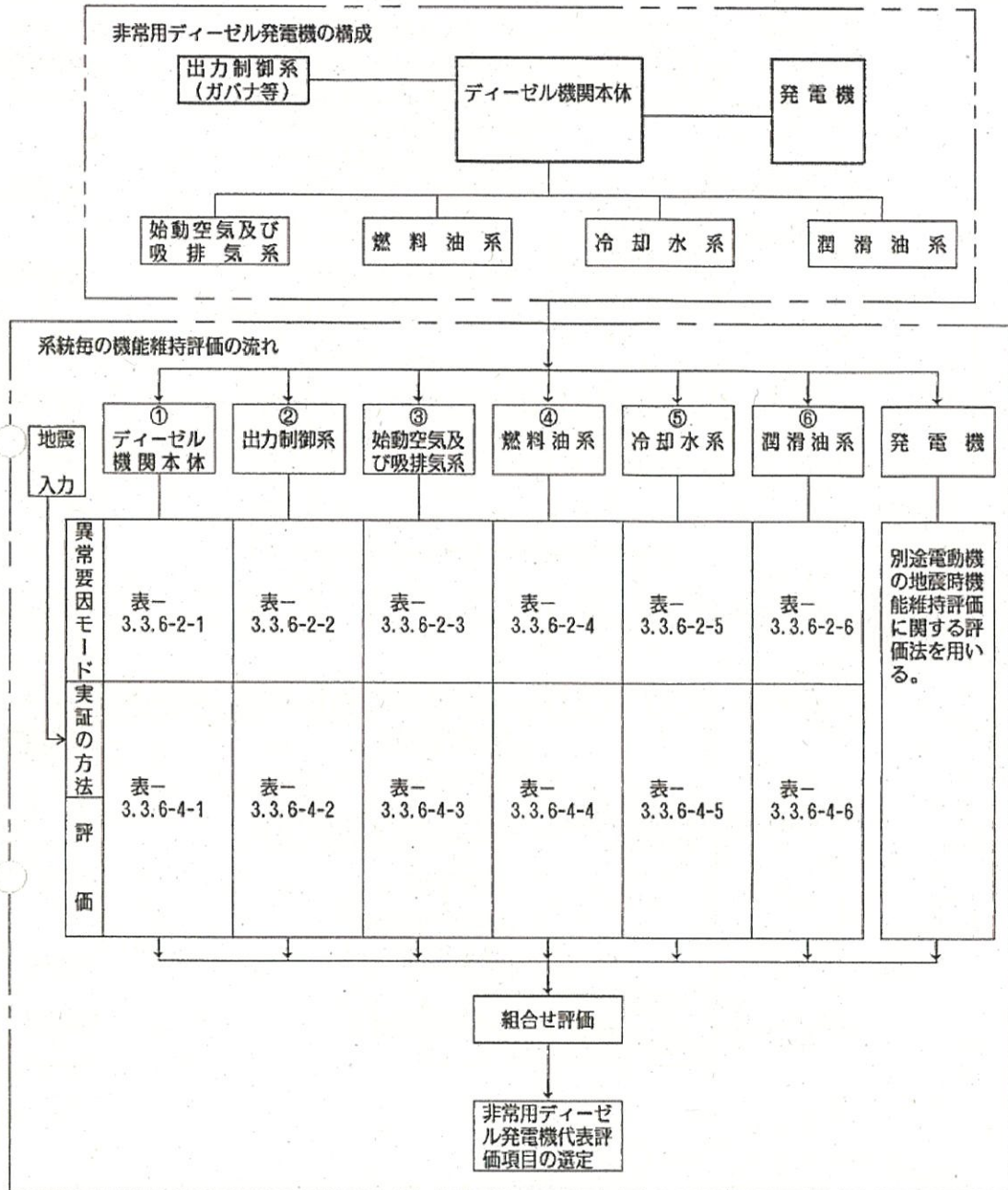
耐特委における非常用ディーゼル発電機では評価項目の選定のため、設備構成や系統構成から系統ごとに分割して異常要因分析を実施しており、同手法を用いることで網羅性を確保している。また、各異常要因モードは、構成機器の構造や動作原理を考慮して検討している。

耐特委における非常用ディーゼル発電機の構成と機能維持評価の流れを第5-1図に、異常要因モード図を第5-2図に示す。

なお、第5-2図において、非常用ディーゼル発電機のうち、ディーゼル機関及び機関付き機器に該当する箇所を赤枠にて示す。

耐特委においては、各異常要因モードから抽出された評価項目に対して裕度を確認した結果に基づいて、JEAG4601-1991追補版では機関及び機関付き機器の中から特に裕度の低い以下の2項目を代表評価項目として選定している。

- ・基礎ボルトの強度
- ・ガバナの健全性



第5-1図 非常用ディーゼル発電機の構成と機能維持評価の流れ (耐特委)



表 3.3.6-2-1 非常用ディーゼル発電機の異常要因モード (1) ディーゼル機関本体)

対象	要求機能	要因	現象	喪失機能	
①ディーゼル機関本体	(往復動の継続)	ピストン応答過大	ピストンピシメタル面圧増大 → ピストンピシメタル損傷 ①	機関運転不能	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">2- (iv)</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">2- (ii)</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">2- (iii)</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; margin-top: 10px;">2- (i)</div>
		クラック軸応答過大	軸受荷重過大 → 軸受の損傷 ②	機関運転不能	
	(回転の継続)	カム軸応答過大	軸受荷重過大 → 軸受の損傷 ③	機関運転不能	
		ギヤリングの応答過大	軸受荷重過大 → アイドルギヤ軸受の損傷 ④ 軸の曲げ荷重過大 → 軸の曲がり ④ 歯車の曲げ応力過大 → 歯の折損 ④	機関運転不能	
	(往復動と回転動作の連続)	連接棒応答過大	軸受荷重過大 → 軸受の損傷 ⑤	機関運転不能	
	(開閉動作の継続)	動弁装置応答過大 (アッシュロッドおよび吸排気弁含む)	地震慣性力による弁の誤開閉 ⑥	機関運転不能	
			軸受荷重過大 → 軸受の損傷 ⑤		
			バルブレバーの破損 ⑥ アッシュロッドの曲り ⑥		
	(本体の固定)	クラックケース・シリンダライナー応答過大	クラック軸の軸方向移動 → 基準軸受損傷 ⑦	機関運転不能	
			駆動モーメント過大 → 基礎ボルト折損 ⑧		

表 3.3.6-2-2 非常用ディーゼル発電機の異常要因モード (2) 出力制御系)

対象	要求機能	要因	現象	喪失機能
②出力制御系	(機関回転速度の制御)	ガバナ応答過大	フライウエイト、レバーの移動 ① → 機関回転乱擾 → 回転速度過大 → 機関停止	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">3- (ii)</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">3- (i)</div>
			取付ボルトの損傷 ① → 機関運転不能	
			ケーシングの破損 ① → 油の流出 → 機関停止	
	(燃料噴射量の制御)	ガバリンク及び燃料加減軸の異常応答	地震慣性力によるガバナ側へのトルク過大 → 出力軸トルクを超過 → 燃料制御リンクの誤作動 ② → 機関回転変動過大 → 機関停止	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">3- (iii)</div>
	(オーバースピードの保護)	機械式オーバースピードトリップ装置の異常応答	地震慣性力による誤動作 ② → 機関停止	

: 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目を赤枠内に示す。

: ガスタービン発電機との類似評価項目

第5-2図 非常用ディーゼル発電機の異常要因モード図

表 3.3.6-2-3 非常用ディーゼル発電機の異常要因モード ((3) 始動空気及び吸排気系)

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	1- (i)
		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>④</sup> 軸受荷重過大 → 軸受損傷 <sup>②</sup>	→ 機関運転不能	1- (iii) 1- (iv)
		排気管ベローズ応答過大	排気管ベローズ破損 <sup>④</sup> → 機関室内排気ガス充満 → 室内温度上昇	→ 機関正常運転不能 燃焼空気不十分 (室内吸気) → 機関正常運転不能	

表 3.3.6-2-4 非常用ディーゼル発電機の異常要因モード ((4) 燃料油系)

対 象	要 求 機 能	要 因	現 象	喪 失 機 能	
④燃料油系	(燃料供給機能)	燃料ディタンク応答過大	アンカーボルト切損 <sup>②</sup> → 本体移動による配管破損 → 燃料流出	機関運転不能	
		燃料噴射ポンプ応答過大	取付ボルトの損傷 <sup>①</sup> → 燃料噴射不能	機関運転不能	
		プランジャおよびローラガイド部の応答加速度過大	プランジャとローラガイドの追従不能 <sup>①</sup>	→ 燃料噴射不能	機関運転不能
		燃料フィルタ応答過大	アンカーボルト切損 <sup>③</sup> → 本体移動による配管破損 → 燃料流出	機関運転不能	
		燃料油系配管応答過大	ノズル反力過大 <sup>④</sup> → ノズル破損 → 燃料流出	機関運転不能	

☐ : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目を赤枠内に示す。

☐ : ガスタービン発電機との類似項目

第5-2図 非常用ディーゼル発電機の異常要因モード図



表 3.3.6-2-5 非常用ディーゼル発電機の異常要因モード (5) 冷却水系

対象	要求機能	要因	現象	喪失機能
⑤冷却水系	(冷却機能の保持)	清水冷却器応答過大	アンカーボルト切損 <sup>②</sup> → 本体移動による配管破損 → 冷却水流出	機関運転不能
		冷却水ポンプ応答過大	取付ボルト切損 <sup>①</sup> → 配管破損 → 冷却水流出 軸受荷重過大 <sup>①</sup> → 軸受の損傷 → 冷却水流出	機関運転不能
		冷却水系配管応答過大	ノズル反力過大 <sup>③</sup> → ノズル破損 → 冷却水流出	機関運転不能

表 3-3-6-2-6 非常用ディーゼル発電機の異常要因モード (6) 潤滑油系

対象	要求機能	要因	現象	喪失機能
⑥潤滑油系	(潤滑機能)	潤滑油サンプタンク 応答過大	アンカーボルト切損 <sup>③</sup> → 本体移動による配管破損 → 潤滑油流出 波立ち量大 <sup>②</sup> → ポンプによる吸込み不能 → 潤滑油流出	機関運転不能
		潤滑油ポンプ応答過大	軸受荷重過大 <sup>①</sup> → 軸受の損傷 → 潤滑油流出 取付ボルト切損 <sup>①</sup> → 配管破損 → 潤滑油流出	機関運転不能
		潤滑油冷却器応答過大	アンカーボルト切損 <sup>④</sup> → 本体移動による配管破損 → 潤滑油流出	機関運転不能
		潤滑油フィルタ応答過大	取付ボルト切損 <sup>⑤</sup> → 本体移動による配管破損 → 潤滑油流出	機関運転不能
		潤滑油系配管応答過大	ノズル反力過大 <sup>⑥</sup> → ノズル破損 → 潤滑油流出	機関運転不能

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

- : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目を赤枠内に示す。
- : ガスタービン発電機との類似評価項目

第5-2図 非常用ディーゼル発電機の異常要因モード図

#### 5.2.1.2 ガスタービン発電機との比較

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

本項では、類似性を有する機器を比較し、その評価項目選定の妥当性について整理する。

また、「4. 動的機能維持評価項目の抽出」で示した通り、本書ではガスタービン発電機のうち、ガスタービン及びガスタービン付き機器を対象に評価項目を検討するため、比較対象とする非常用ディーゼル発電機においても、ディーゼル機関及び機関付き機器を対象としている。

以下に、類似性を有する構成機器及びその根拠を示し、その整理結果を第5-1表に示す。

##### (1) ガスタービン（機関）

非常用ディーゼル発電機の過給機と以下の点において類似性を有する。

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

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

##### (2) ガスタービン（減速機）

非常用ディーゼル発電機のギヤリングと以下の点において類似性を有する。

非常用ディーゼル発電機のギヤリングは、クランクの回転より得た動力をクランクギヤ、アイドルギヤ、及びカムギヤ等で構成された歯車機構を介して燃料噴射系、排気動弁系の機器を駆動させるカムへ伝達する機能を



有している。一方、ガスタービン（減速機）も遊星歯車等の歯車で構成された歯車機構を介してガスタービン（機関）主軸より得た動力を適切な回転速度に減速調整して出力軸より発電機へ伝達する機能を有しており、類似の動力伝達の機能を有した機器である。また、共に回転する歯車軸が軸受を介してケーシング内に内包された構造であり、このケーシングを台板にボルト結合されている点で類似の構造を有している。また、動力伝達時に歯車同士が噛み合うことで生じる反力を歯車軸で受けながら円滑な回転を確保するために歯車軸をはじめ、軸受及びこれを支えるケーシングに対しても変形を抑制する高い剛性が要求されている。このように機関本体が高い剛性を有しており振動特性の観点からも類似性を有している。

(3) ガスタービン付きポンプ（主燃料油ポンプ、潤滑油ポンプ）

非常用ディーゼル発電機の潤滑油ポンプと以下の点において類似性を有する。

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

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

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

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

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

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



第5-1表 ガスタービン発電機と非常用ディーゼル発電機との類似性

ガスタービン 発電機	非常用ディー ゼル発電機	類似性			第5-2表 のNo.
		構造面	機能面	振動特性	
(1) ガスタービン (機関)	・過給機	・ターボ機械 軸受両端支持	・燃焼用空気圧 縮	・高速回転体の 軸振動特性	No. 13
(2) ガスタービン (減速機)	・ギヤリング  ・機関本体	・歯車機構  ・基礎/取付ボ ルト	・動力伝達  ・床面/台板固定	・歯車嚙合反力 を伴う回転軸振 動特性 ・ボルトに働く 機関振動、回転 モーメント特性	No. 5  No. 8
(3) ガスタービン 付きポンプ ・主燃料油ポンプ ・潤滑油ポンプ	・潤滑油ポンプ ・潤滑油ポンプ	・機関駆動式 ・機関駆動式	— ・潤滑油輸送	(共通) 主機関との支持 構造及び回転体 の振動特性	No. 16 No. 16
(4) 燃料制御装置 ・燃料制御ユニット ・燃料制御ユニット ドライバ ・燃料供給電磁弁	・ガバナ ・ガバナ  ・オーバースピ ードトリッ プ装置	— — —	・燃料流量制御 ・燃料流量制御  ・燃料供給制御	— — —	No. 9 No. 9 No. 11

上記の類似性をもとに、第5-2図に示した異常要因分析から抽出した非常  
用ディーゼル発電機の評価項目と、これら各評価項目に対応するガスター  
ビン発電機の対象評価項目（機器）を第5-2表に整理した。

また、第5-2図の非常用ディーゼル発電機の異常要因モード図に、ガスタ  
ービン発電機における類似評価項目を示した。

以上より、ガスタービン発電機に属する機器のうち、非常用ディーゼル発  
電機と類似性を有する機器については、異常要因分析に基づいて抽出された  
評価項目においても類似性を示していることが確認できる。

また、異常要因分析の考え方についても、非常用ディーゼル発電機での異  
常要因分析の手法に倣い、要求機能別の系統構成に分類した各機器の構造や  
作動原理から地震時に発生し得る異常現象を抽出した結果、ガスタービン発  
電機と非常用ディーゼル発電機の要因分析結果との類似性が示されている  
ことから、耐特委報告書に基づいてまとめられたJEAG4601-1991追補版の考  
え方と相違がないことが確認できる。

したがって、JEAG4601-1991追補版において、非常用ディーゼル発電機の  
評価項目が、ディーゼル機関の基礎ボルト強度及びガバナの健全性（動的機  
能維持）となっている背景を踏まえると、類似性を示しているガスタービン  
発電機に関し、工認計算書の評価項目として、ガスタービン（減速機）の取  
付ボルト強度及び燃料制御ユニットの健全性（電氣的機能維持）を選定して  
いることは、妥当と判断できる。



第5-2表 ガスタービン発電機と非常用ディーゼル発電機の評価項目比較（機関本体）

No.	非常用ディーゼル発電機				ガスタービン発電機
	機器名称	異常要因分析 該当項目	評価項目	評価内容	対象機器
機関本体					
1	ピストン	ピストンピンメタル損傷	軸受強度	軸受面圧の評価	(該当項目なし)
2	クランク軸	軸受の損傷	軸受強度	軸受面圧の評価	(該当項目なし)
3	連接棒	軸受の損傷	軸受強度	軸受面圧の評価	(該当項目なし)
4	カム軸	軸受の損傷	軸受強度	軸受面圧/スラスト軸受荷重の評価	(該当項目なし)
5	ギヤリング	アイドルギヤ 軸受の損傷	軸受強度	軸受面圧の評価	ガスタービン（減速機）
		軸の曲がり	軸の強度	軸の応力の評価	ガスタービン（減速機）
		歯の折損	歯車の強度	歯車の応力の評価	ガスタービン（減速機）
6	動弁装置	バルブレバーの破損	軸受強度	軸受面圧の評価 (バルブレバー軸受)	(該当項目なし)
		ブッシュロッド の曲がり	ブッシュロッド強度	曲げ応力	(該当項目なし)
		バルブレバーの破損	バルブレバーの強度	バルブレバーの曲げ応力	(該当項目なし)
		地震慣性力による弁 の誤開閉	ブッシュロッド弁	弁体のばね力評価	(該当項目なし)
7	基準軸受	基準軸受損傷	軸受ハウジング強度	曲げ応力評価	(該当項目なし)
			軸受強度	軸受面圧	(該当項目なし)
8	機関本体	基礎ボルト折損	基礎ボルト強度	基礎ボルトの応力評価	ガスタービン（減速機）

第5-2表 ガスタービン発電機と非常用ディーゼル発電機の評価項目比較（出力制御系）

No.	非常用ディーゼル発電機				ガスタービン発電機
	機器名称	異常要因分析 該当項目	評価項目	評価内容	対象機器
出力制御系					
9	ガバナ	フライウェイト、レバー の移動	ガバナの健全性評価 (地震時の機能維持確 認)	機能確認済加速度との比較	燃料制御ユニット 燃料制御ユニットドラ イバ
		取付ボルトの損傷			燃料制御ユニット 燃料制御ユニットドラ イバ
		ケーシングの破損			(該当項目なし)
10	ガバナリ ンク及び 燃料加減 軸	燃料制御リンクの誤作 動	地震時の抵抗	ガバナ駆動力と地震力との比較	(該当項目なし)
			コントロールラック中 での燃料加減軸のつか え有無	地震慣性力による燃料加減軸の変 形評価	(該当項目なし)
11	オーバ ースピード トリップ 装置	地震慣性力による誤作 動	誤作動の有無	地震加速度と誤作動の起こる加速 度との比較	燃料供給電磁弁



第5-2表 ガスタービン発電機と非常用ディーゼル発電機の評価項目比較（始動空気系、燃料油系、冷却水系）

No.	非常用ディーゼル発電機				ガスタービン発電機
	機器名称	異常要因分析 該当項目	評価項目	評価内容	対象機器
始動空気系					
12	始動弁	地震慣性力による 動作不能	弁棒の変形	変位評価（クリアランス）	（該当項目なし）
			弁棒の曲げ	曲げ応力評価	（該当項目なし）
			弁の誤開閉	弁体のばね力評価	（該当項目なし）
13	過給機	取付ボルトの損傷	取付ボルトの強度	取付ボルトの応力評価	ガスタービン（機関）
		支持脚の損傷	支持脚の強度	支持脚の応力評価	（該当項目なし）
		ロータの損傷	軸とケーシングのクリ アランス（たわみ）	変位評価	ガスタービン（機関）
		軸受損傷	軸受強度	軸受荷重の評価	ガスタービン（機関）
燃料油系					
14	燃料噴射 ポンプ	取付ボルトの損傷	取付ボルトの強度	取付ボルトの応力評価	（該当項目なし）
		プランジャとローラガ イドの追従不能	押付け力評価	地震加速度と押付け力の比較	（該当項目なし）
冷却水系					
15	冷却水 ポンプ	取付ボルト折損	取付ボルトの強度	取付ボルトの応力評価	（該当項目なし）
		軸受荷重過大	軸受強度	軸受面圧の評価	（該当項目なし）
			インペラとケーシング のクリアランス	変位評価	（該当項目なし）

第5-2表 ガスタービン発電機と非常用ディーゼル発電機の評価項目比較（潤滑油系）

No.	非常用ディーゼル発電機				ガスタービン発電機
	機器名称	異常要因分析 該当項目	評価項目	評価内容	対象機器
潤滑油系					
16	潤滑油 ポンプ	取付ボルト折損	取付ボルトの強度	取付ボルトの応力評価	主燃料油ポンプ 潤滑油ポンプ
		軸受荷重過大	軸受強度	軸受面圧の評価	主燃料油ポンプ 潤滑油ポンプ
			軸とケーシングのクリアランス	変位評価	主燃料油ポンプ 潤滑油ポンプ

## 5.2.2 ポンプ駆動用タービン

### 5.2.2.1 ポンプ駆動用タービンの評価項目の選定手法

耐特委におけるポンプ駆動用タービン（AFWP）では評価項目の選定のため、構成機器に対する異常要因分析を実施しており、その構成機器の構造や動作原理を考慮して異常要因モードを検討している。

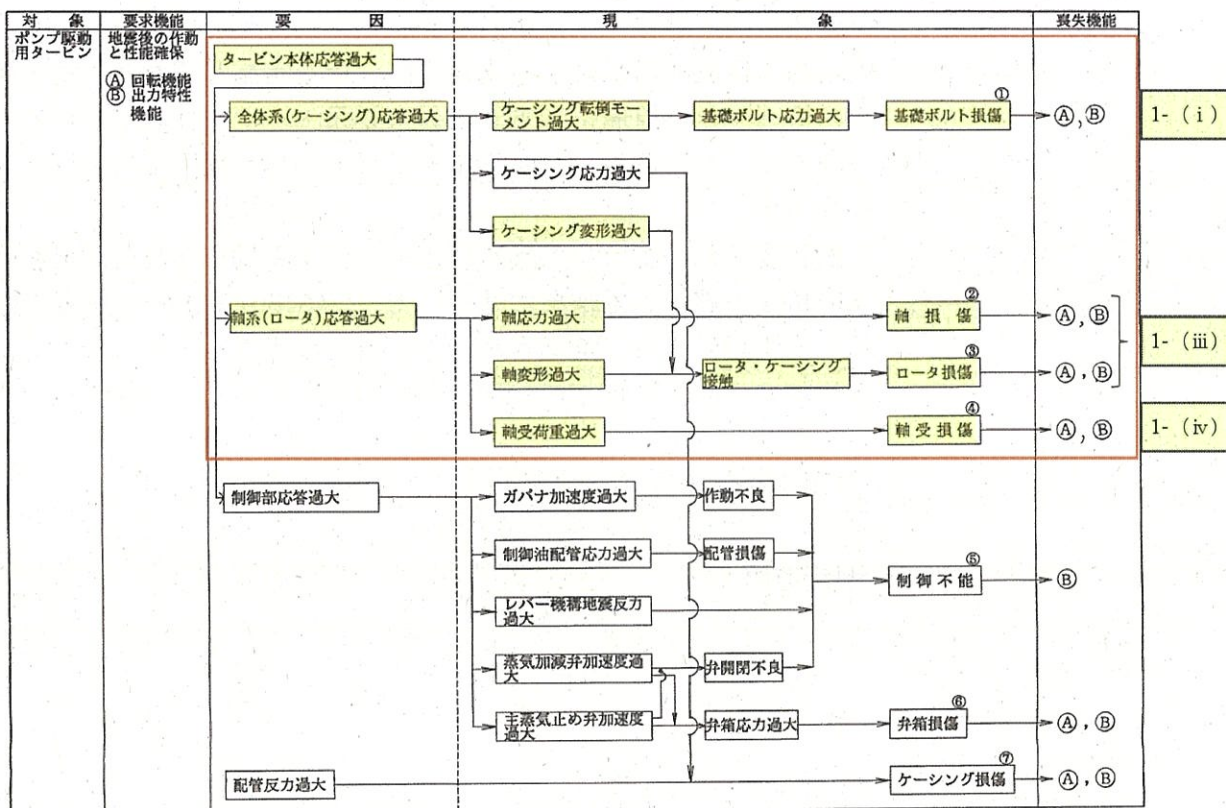
耐特委におけるポンプ駆動用タービンの異常要因モード図を第5-3図に示す。

耐特委においては、各異常要因モードから抽出された評価項目に対して裕度を確認した結果に基づいて、JEAG4601-1991追補版では第5-4図に示す評価手順が整理され、ポンプ駆動用タービンのうちタービン本体部分に対して以下の3項目が代表評価項目として選定されている。

- ・基礎ボルトの強度
- ・軸とケーシングのクリアランス
- ・軸受強度

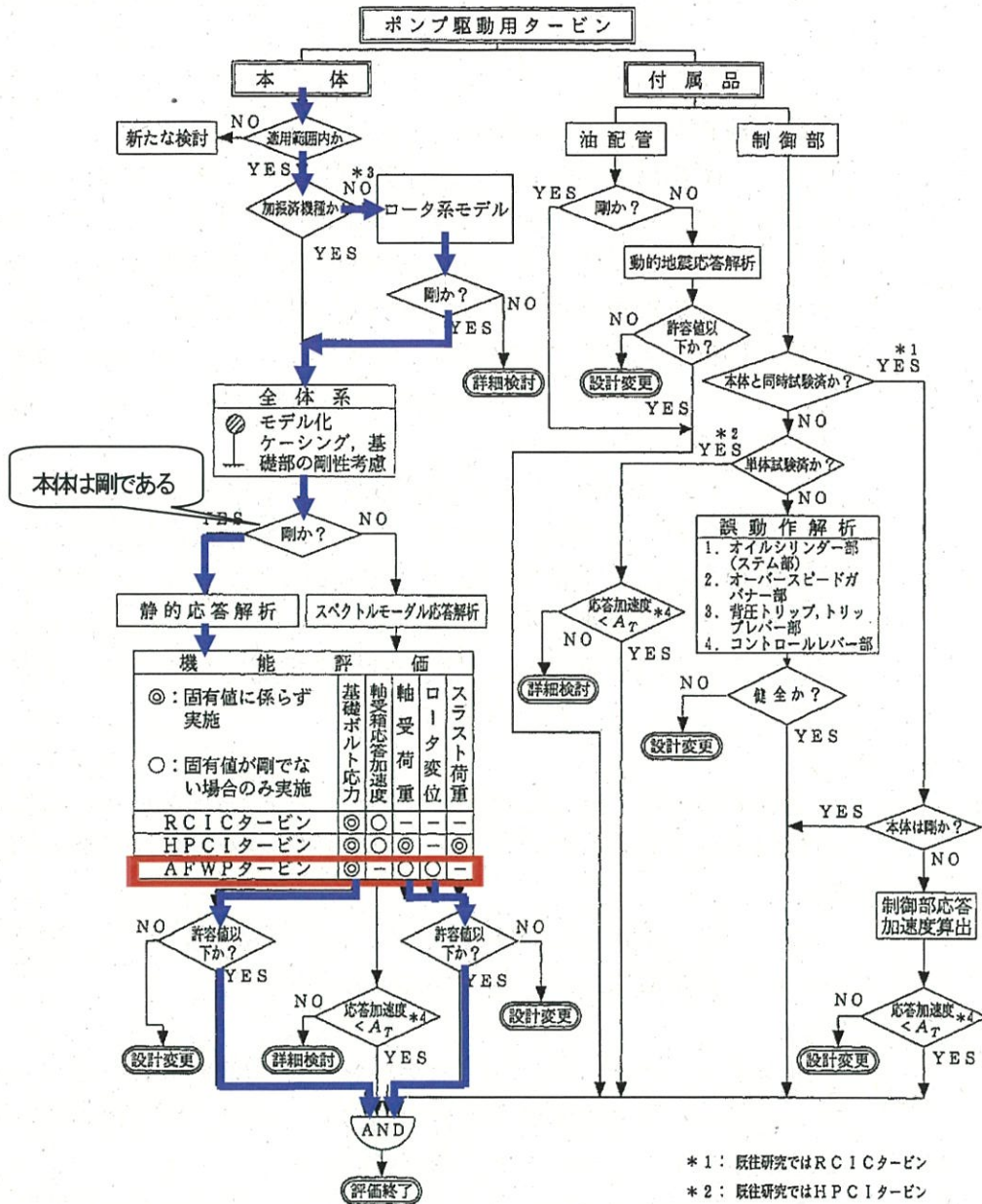


表3.3.3-2 ポンプ駆動用タービンの異常要因モード



- : ポンプ駆動用タービンのうちタービン本体の項目を赤枠内に示す。
- : ガスタービン発電機との類似評価項目

第5-3図 ポンプ駆動用タービンの異常要因モード図



第5-4図 ポンプ駆動用タービンの評価手順 (JEAG4601-1991追補版)



#### 5.2.2.2 ガスタービン発電機との比較

ポンプ駆動用タービンとガスタービン（機関）の構造比較を第5-5図に示す。

ポンプ駆動用タービンとガスタービン（機関）は、以下の点において類似性を有するターボ機械である。

ポンプ駆動用タービンは、駆動用蒸気を動力とする軸流型タービンとポンプタービンを一軸上に配した回転軸を複数の軸受で支持した構造である。一方、ガスタービン（機関）も、圧縮機とタービンからなる一軸の回転軸を両端の軸受で支持した構造である。共に高速で回転する回転軸を支持する軸受を介してケーシング内に内包した構造であり、このケーシングを本体取付面にボルト結合している点で類似の構造を有している。

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

上記の類似性をもとにポンプ駆動用タービン（タービン本体部分）の評価項目に対応したガスタービン発電機の対象機器を第5-3表に整理した。

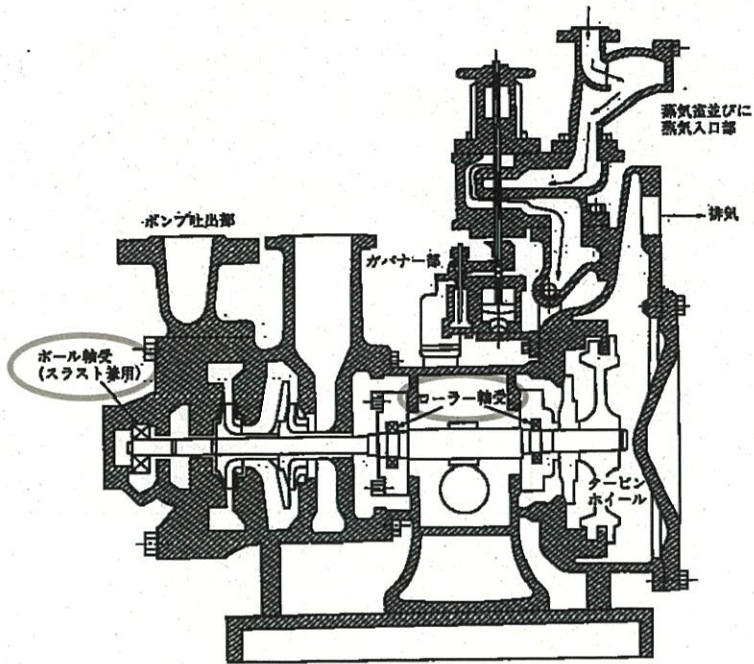
また、第5-3図のポンプ駆動用タービンの異常要因モード図に、ガスタービン発電機における類似評価項目を示した。

以上より、ガスタービン（機関）とポンプ駆動用タービン（タービン本体部分）は、異常要因分析に基づいて抽出された評価項目において類似性を示していることが確認できる。

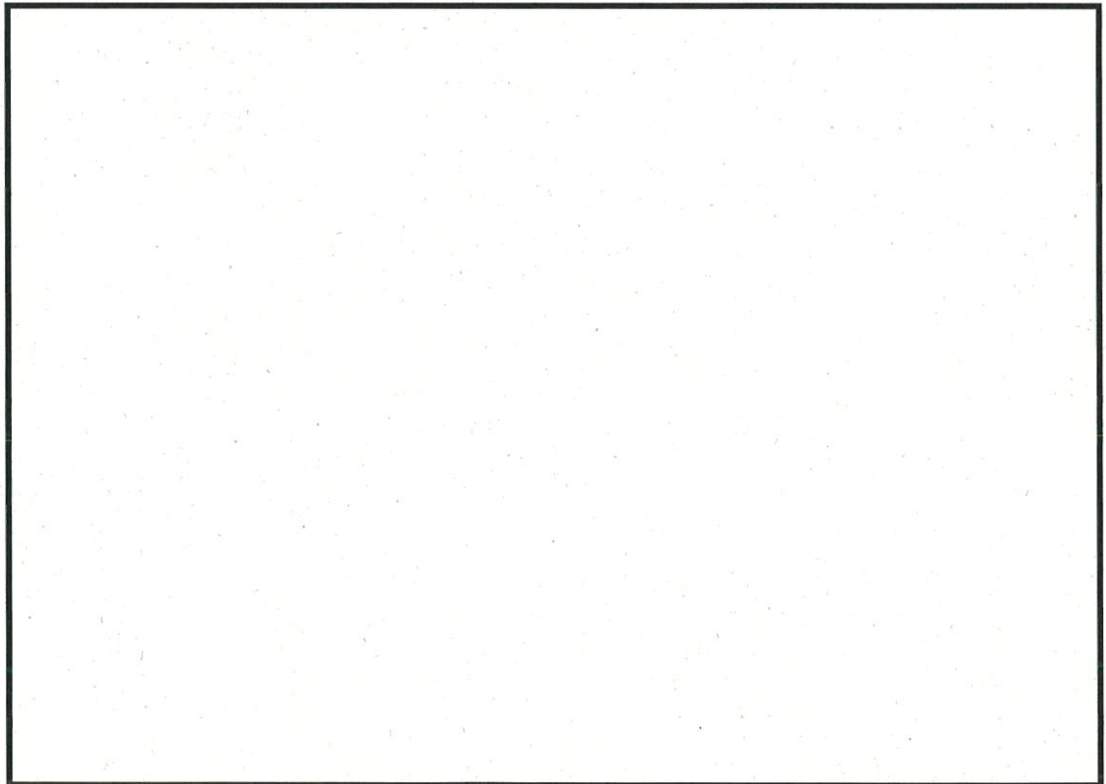
また、異常要因分析の考え方についても、異常要因分析結果の類似性が示されていることにより、耐特委報告書に基づいてまとめられたJEAG4601-1991追補版の考え方と相違がないことが確認できる。

したがって、JEAG4601-1991追補版において、ポンプ駆動用タービンの評価項目が、基礎ボルト強度、軸とケーシングのクリアランス、軸受強度となっている背景を踏まえると、類似性を示しているガスタービン（機関）に関し、工認計算書の評価項目として、取付ボルト強度、軸とケーシングのクリアランス、軸受強度を選定していることは、妥当と判断できる。

ポンプ駆動用タービン本体



ガスタービン (機関)



第5-5図 ポンプ駆動用タービン本体とガスタービン (機関) との比較

第5-3表 ガスタービン発電機とポンプ駆動用タービンの評価項目比較

No.	ポンプ駆動用タービン（タービン本体部分）				ガスタービン 発電機
	機器名称	異常要因分析 該当項目	評価項目	評価内容	対象機器
1	ケーシング	基礎ボルト損傷	基礎ボルト強度	基礎ボルト の応力評価	ガスタービン (機関)
2	軸系	軸損傷	ロータ変位	軸とケーシ ングのクリ アランス	ガスタービン (機関)
		ロータ損傷			
		軸受損傷	軸受強度	軸受面圧の 評価	ガスタービン (機関)



## 6. 工認計算書における機能維持評価内容

5.1項にて工認計算書に記載する評価項目の選定を行い、5.2項において評価項目の妥当性について示した。本項では、選定した項目の評価内容とその妥当性及び評価結果を示す。

### 6.1 ガスタービン発電機の評価内容及びその妥当性の検討

#### ① ガスタービン（減速機）の取付ボルト

##### (1) 評価内容

地震による水平及び鉛直加速度、運転により作用するモーメントによって生じる引張力及びせん断力を、1質点系モデルを用いてJEAGに適用されている式により算出している。

##### (2) 妥当性

ガスタービン発電機と非常用ディーゼル発電機はいずれも剛性の高い設備であり、1質点系モデルに置き換えることが可能である。したがって、ガスタービン（減速機）の取付ボルトも、非常用ディーゼル発電機と同様に1質点系モデルにより評価する。

#### ② ガスタービン（機関）の軸とケーシングのクリアランス

##### (1) 評価内容

以下に示す解析条件により評価する。

- ・荷重条件：自重、地震荷重、アンバランスの組合せ荷重
- ・モデル：はり要素を用いた1次元FEMモデル
- ・解析方法：1次元FEM解析（MSC NASTRAN Ver. 2011.1）

##### (2) 妥当性

ガスタービン発電機とポンプ駆動用タービンは、回転機器として同様な軸系の構造を有しており、ケーシング、軸系とも剛性が高いことから類似構造であると言える。したがって、ガスタービン（機関）の軸とケーシングのクリアランスも、JEAG4601-1991追補版に示されるポンプ駆動用タービンの荷重条件を用いて軸の変位量进行评估する。

なお、両端を軸受で支持された軸のたわみ量の算出において、軸受自体の剛性による変位は $\square$ と十分小さく、軸とケーシングのクリアランスを評価する上では有意とはならないため考慮は不要と判断している。一方、軸受による軸の支持条件は単純支持として、軸のたわみ量が大きくなるよう保守的に評価する。

### ③ ガスタービン（機関）の軸受

#### (1) 評価内容

以下に示す解析条件により評価する。

- ・荷重条件：水平地震力及び運転時の最大スラスト荷重により算出されるアキシアル荷重、自重及び鉛直地震力により算出されるラジアル荷重
- ・モデル／計算式：軸受に作用する荷重

#### (2) 妥当性

ガスタービン発電機とポンプ駆動用タービンは、回転機器として同様な軸系の構造を有しており、ケーシング、軸系とも剛性が高いことから類似構造であると言える。したがって、ガスタービン（機関）の軸受も、JEAG4601-1991追補版に示されるポンプ駆動用タービンにおける軸受の評価方法を適用可能であるが、ここでは軸受荷重の許容値がメーカ規定の基本静定格荷重（メーカ保証値）で設定されていることから、JIS（JIS B 1519-2009）に基づくメーカ規定の計算式（ガスタービン回転軸に地震力や運転中のスラスト荷重が作用することにより軸受に発生する静等価荷重）にて評価する。

軸受強度は、軸受の剛性に関わりなく軸受に作用する荷重が許容される荷重以下であることで評価される。

### ④ 燃料制御ユニット

#### (1) 評価内容

加振試験により評価用加速度が機能確認済加速度以下であることを確認する。機能確認済加速度には、燃料制御ユニットの加振試験において、電氣的機能の健全性を確認した加振波の最大加速度を適用する。

#### (2) 妥当性

燃料制御ユニットは解析等による評価が困難であるため、実機を加振試験することにより電氣的機能維持の確認を行っている。加振試験により燃料制御ユニットの評価用加速度が機能確認済加速度以下となることを確認する。

加振試験の試験条件及び試験結果を添付-2に示す。

## 6.2 評価結果

本項では6.1の検討結果に基づき、機能維持評価結果を整理した。各評価項目における評価基準及び評価結果を第6-1表及び第6-2表に示す。

全ての評価項目に対して、評価基準を満足することを確認した。

第6-1表 各評価項目における評価基準について

No.	機器名称	評価基準値の設定
①	ガスタービン（減速機）の取付ボルト	支持機能の確保の観点から、JEAG4601-1987に示される支持構造物における許容応力状態IV <sub>A</sub> Sの許容応力を評価基準値とした。
②	ガスタービン（機関）の軸とケーシングのクリアランス（たわみ）	軸の回転機能が阻害されるという観点から、軸とケーシングとのクリアランス量を評価基準値とした。
③	ガスタービン（機関）の軸受	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、機能維持の観点でメーカーが保証する軸受の基本静定格荷重を評価基準値とした。
④	燃料制御ユニット	回転速度の制御機能維持の観点から、供試体の加振試験において、機能維持を確認した加振波の最大加速度を評価基準値とした。



第6-2表 評価結果

No.	評価部位		評価内容	算出値	許容値	評価	
①	ガスタービン（減速機）の取付ボルト		応力	引張	94MPa		○
				せん断	43MPa		○
				組合せ	94MPa		○
②	ガスタービン（機関）の軸とケーシングのクリアランス		変位量		0.075mm		○
					0.091mm		○
					0.111mm		○
③	ガスタービン（機関）の軸受	玉軸受	荷重（鉛直+軸平行）	静等価荷重	7,030N	○	
			荷重（鉛直+軸直角）		6,490N		
		ころ軸受	荷重（鉛直+軸平行）		3,080N		
			荷重（鉛直+軸直角）		6,490N		

No.	評価部位	方向	評価用加速度	機能確認済加速度	評価
④	燃料制御ユニット	水平	2.39G	13.0G	○
		鉛直	1.16G	13.0G	

## 7. まとめ

本書では、ガスタービン発電機の機能維持評価項目、工認計算書に記載する項目及びその選定の考え方について整理した。

具体的には、JEAG4601-1991追補版の「3.4 動的機能維持の考え方」に基づき、ガスタービン発電機の構造・作動原理を基に、異常要因分析にて機能喪失に影響を与える対象物の選定及び評価項目について整理した。

更に、各評価項目に対して、類似機種（非常用ディーゼル発電機及びポンプ駆動用タービン）の考え方を基に、工認計算書に記載する対象項目の妥当性を示し、それらに対する評価内容、評価結果を整理した。

## ガスタービン（減速機）歯車部 地震荷重と運転荷重の比較

部位	地震による 歯元曲げ応力 [MPa]	運転による 歯元曲げ応力 [MPa]	許容値 [MPa]
	161	259	
	99	264	
	51	187	
	14	198	
	8	238	



## 燃料制御装置加振試験

ガスタービン発電機については、解析または材料力学等の理論式により耐震性評価を実施しているが、燃料制御装置の動的機能維持については解析等による評価が困難であるため、加振試験を実施した。

試験対象装置である燃料制御装置及び試験装置をそれぞれ第1図、第2図に示す。

### 1. 試験条件

加振試験は、正弦波掃引加振及びサインビート加振を実施した。

それぞれの目的と試験条件を以下に示す。

#### (1) 正弦波掃引加振試験

正弦波掃引加振試験は、供試体の固有振動数を確認するために実施した。

掃引振動数範囲は、5～50Hz。

正弦波掃引加振の条件を第1表に示す。

#### (2) サインビート加振試験

サインビート加振試験は、供試体の機能維持確認のため実施した。

入力は、第2表に示す様に、3軸方向それぞれに、最大13Gの加振力を与えて外観及び機能に問題ないことを確認した。

サインビート加振試験条件を第2表に示す。

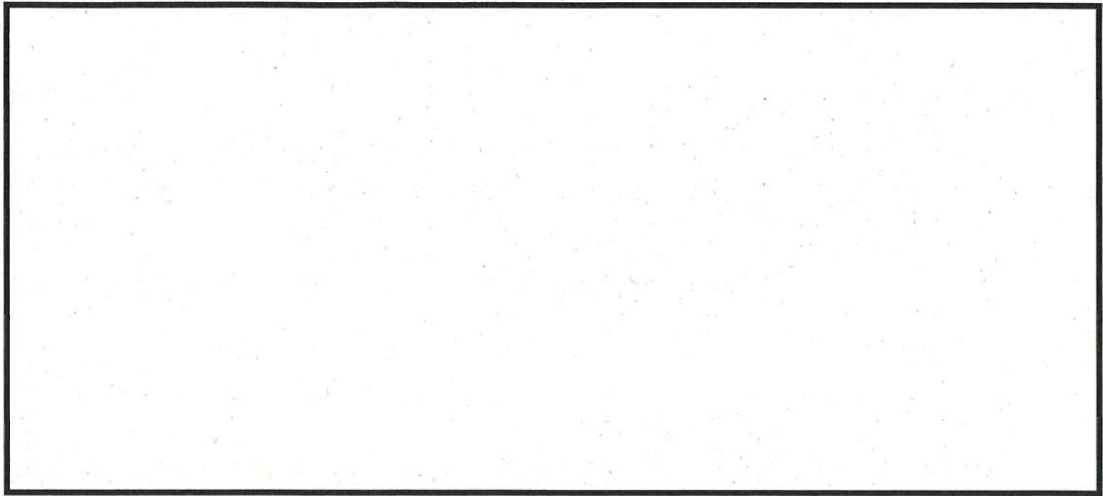
第1表 正弦波掃引加振試験条件

項目	内容
掃引振動数	5～50Hz
掃引速度	1オクターブ/1分
加振レベル	0.1G
加振方向	X、Y、Z各方向単独

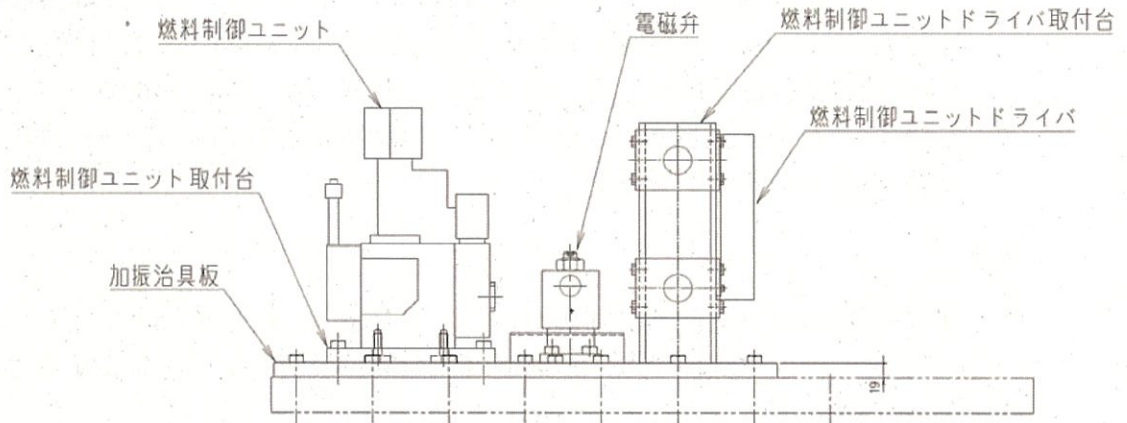
第2表 サインビート試験条件

加振方向	ケース1	ケース2	ケース3
X	6 G	10 G	13 G
	(5Hz, 7Hz), 9.5Hz, 13Hz, 17Hz, 22Hz, 30Hz	(9.5Hz), 13Hz, 17Hz, 22Hz, 30Hz	13Hz, 17Hz, 22Hz, 30Hz
Y	6 G	10 G	13 G
	(5Hz, 7Hz), 9.5Hz, 13Hz, 17Hz, 22Hz, 30Hz	(9.5Hz), 13Hz, 17Hz, 22Hz, 30Hz	13Hz, 17Hz, 22Hz, 30Hz
Z	6 G	10 G	13 G
	(5Hz, 7Hz), 9.5Hz, 13Hz, 17Hz, 22Hz, 30Hz	(9.5Hz), 13Hz, 17Hz, 22Hz, 30Hz	13Hz, 17Hz, 22Hz, 30Hz

※低振動数領域での加振試験については加振装置性能の最大レベルで実施することとした。表中のカッコ内は加振装置の変位量の限界となる条件で試験したことを表す。ケース1における加振振動数5Hzでは加振レベルは2 G、7Hzでは4 Gであり、ケース2における9.5Hzでは7.3 Gである。



第1図 燃料制御装置（設置写真）



第2図 試験装置



## 2. 試験結果

試験結果を以下に示す。

### (1) 正弦波掃引加振試験

供試体の各方向（X, Y, Z方向）に対して、それぞれ5～50Hzの振動数範囲で加振レベル約0.1 Gの正弦波掃引加振を実施し、その範囲内に供試体の固有振動数が存在しないことを確認した。

よって、固有振動数は50Hz以上であり、剛性が高い構造であることを確認した。

### (2) サインビート加振試験

各試験前後で外観、出力信号、動作などを確認した。加振前後で、各供試体の異常は見られなかったことから、加振試験後に機能維持できていることを確認した。

また、燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバ及び電磁弁については、加振試験前及び全加振試験終了後に製品出荷時に行う製品検査を行った。検査結果は、加振前後とも判定基準内にあり、かつ加振前後で目立った変化はないことを確認した。したがって、製品検査結果からも加振試験後に機能維持できていることを確認した。

## 3. まとめ

燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバ、及び電磁弁に対して加振試験を実施した。本試験では、地震後（加振後）の機能維持を確認することとした。

正弦波掃引加振、サインビート加振を実施し、以下の結果を確認した。

- ・ 正弦波掃引加振試験の結果、これら機器の固有振動数が50Hz以上であることを確認した。
- ・ サインビート加振試験では、13 Gまでの加振を行い、加振前後で外観、機能に異常がみられなかったことから、加振後でも機能維持できていることを確認した。

6. 水平 2 方向及び鉛直方向地震力の組合せに関する  
影響評価結果について

## 目 次

	頁
1. 検討の目的	6-1
2. 水平2方向及び鉛直方向地震力による影響評価に用いる地震動	6-2
3. 各施設における水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せに対する評価	6-3
3.1 建物・構築物	6-3
3.2 機器・配管系	6-3
3.2.1 水平方向及び鉛直方向地震力の組合せによる従来設計の考え方	6-3
3.2.2 水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せの評価方針	6-5
3.2.3 水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せの影響評価方法	6-5
3.2.4 水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せの評価設備（部位）の抽出	6-8
3.2.5 建物・構築物の検討結果を踏まえた機器・配管系の設備の抽出	6-11
3.2.6 水平2方向及び鉛直方向地震力の評価部位の抽出結果	6-12
3.2.7 水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せの影響評価	6-12
3.2.8 水平2方向及び鉛直方向地震力の影響評価結果	6-13
別紙1 水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せに対する影響評価結果	



## 1. 検討の目的

「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（平成25年6月28日原子力規制委員会規則第6号）」（以下「技術基準」という。）にて、要求されている水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せについて、「耐震設計に係る工認審査ガイド」に示す内容を踏まえ、水平2方向及び鉛直方向地震力の適切な組合せに関し、従来の設計手法での水平1方向及び鉛直方向地震力に対する配慮に加え、更なる設計上の配慮が必要となる可能性のあるものを抽出して影響を評価する。

### 耐震設計に係る工認審査ガイド（抜粋）

#### 3.5.2 水平方向及び鉛直方向地震力の組合せ（4.4.2及び5.5.2も同様）

水平2方向及び鉛直方向の地震力による応力の組合せを適切に行っていることを確認する。

##### (1) 動的な地震力の組合せ

水平2方向及び鉛直方向の地震力による応力の組合せを簡易的に行う際には、各方向の入力地震動の位相特性や建物・構築物の構造、応答特性に留意し、非安全側の評価にならない組合せ方法を適用していること。

なお、各方向の入力地震動の位相特性や建物・構築物の三次元応答特性により応答の同時性を考慮する必要がある場合は、各方向の各時刻歴での応答を逐次重ね合わせる等の方法により、応答の同時性を考慮していること。

## 2. 水平2方向及び鉛直方向地震力による影響評価に用いる地震動

水平2方向及び鉛直方向地震力による影響評価には、基準地震動 $S_s-1$ ～ $S_s-3$ を用いる。

ここで、水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せによる影響評価に用いる基準地震動は、複数の基準地震動における地震動の特性及び包絡関係を、施設の特性による影響も考慮した上で確認し、本影響評価に用いる。

### 3. 各施設における水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せに対する評価

#### 3.1 建物・構築物

建物・構築物の水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せによる影響評価部位の抽出、及び抽出された部位の水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せによる影響評価結果については「補足説明資料4-4 水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せに関する影響評価」にて、補足説明する。

#### 3.2 機器・配管系

##### 3.2.1 水平方向及び鉛直方向地震力の組合せによる従来設計の考え方

機器・配管系における従来の水平方向及び鉛直方向の組合せによる設計手法では、建物・構築物の振動特性を考慮し、変形するモードが支配的となり応答が大きくなる方向（応答軸方向）に基準地震動を入力して得られる各方向の地震力（床応答）を用いている。

設備配置及び応答軸の概念図を図3.2-1に示す。

応答軸（強軸・弱軸）が明確となっている設備の耐震評価においては、水平各方向の地震力を包絡し、変形モードが支配的となる応答軸方向に入力するなど、従来評価において保守的な取り扱いを基本としている。

一方、応答軸が明確となっていない設備で3次元的な広がりを持つ設備の耐震評価においては、基本的に3次元のモデル化を行っており、建物・構築物の応答軸方向の地震力をそれぞれ入力し、この入力により算定される荷重や応力のうち大きい方を用いて評価を実施している。

さらに、応答軸以外の振動モードが生じにくい構造の採用、応答軸以外の振動モードが生じ難いサポート設計の採用といった構造上の配慮等を保守的に行うなど、水平方向の入力に対して配慮した設計としている。



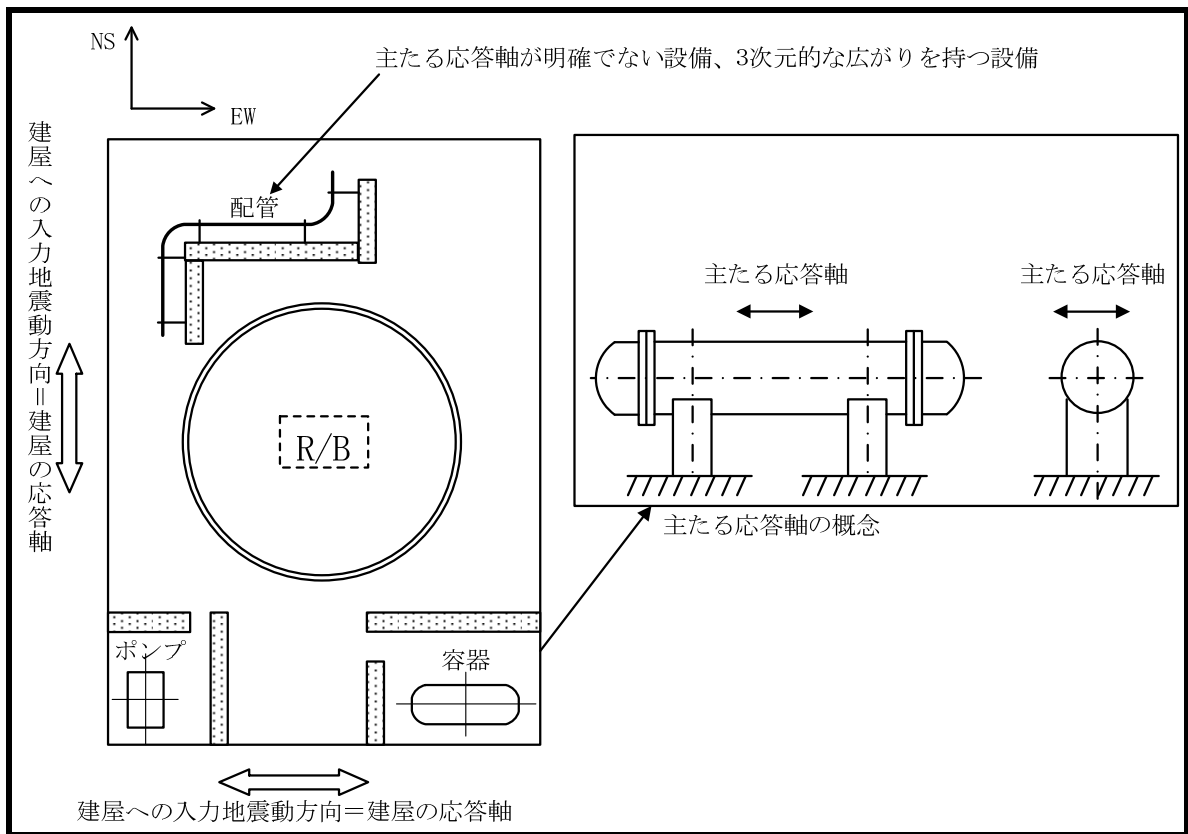


図3.2-1 設備配置及び応答軸の概念図

### 3.2.2 水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せの評価方針

機器・配管系において、水平2方向及び鉛直方向地震力を考慮した場合に影響を受ける可能性がある設備（部位）の評価を行う。

評価対象は、今回申請対象の重大事故等対処施設の機器・配管系並びにこれらの施設への波及的影響防止のために耐震評価を実施する設備とする。

対象とする設備を機種毎に分類し、それぞれの構造上の特徴により荷重の伝達方向、その荷重を受ける構造部材の配置及び構成等により水平2方向の地震力による影響を受ける可能性のある設備（部位）を抽出する。

構造上の特徴により影響の可能性のある設備（部位）は、水平2方向及び鉛直方向地震力による影響の検討を実施する。水平各方向の地震力が1:1で入力された場合の発生値を従来の評価結果の荷重又は算出応力等を水平2方向及び鉛直方向に整理して組み合わせる又は新たな解析等により高度化した手法を用いる等により、水平2方向の地震力による設備（部位）に発生する荷重や応力を算出する。

これらの検討により、水平2方向及び鉛直方向地震力を組み合わせた荷重や応力の結果が従来の発生値と同等である場合は影響のない設備として抽出せず、従来の発生値を超えて耐震性への影響が懸念される場合は、設備が有する耐震性への影響を確認する。

設備が有する耐震性への影響が確認された場合は、詳細な手法を用いた検討等、新たに設計上の対応策を講じる。

今回の水平2方向及び鉛直方向地震力による影響評価は、基準地震動 $S_s-1$ ～ $S_s-3$ を包絡した設計用床応答曲線により行う。また、水平各方向の地震動は、それぞれの位相を変えた地震動を用いることを基本とするが、保守的な手法も用いる場合もある。

### 3.2.3 水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せの影響評価方法

機器・配管系において、水平2方向及び鉛直方向地震力の影響を受ける可能性があり、水平1方向及び鉛直方向の従来評価に加え、更なる設計上の配慮が必要な設備について、構造及び発生値の増分の観点から抽出し、影響を評価する。影響評価は従来設計で用いている質点系モデルによる評価結果を用いて行うことを基本とする。影響評価のフローを図3.2-2に示す。

① 評価対象となる設備の整理

今回申請対象の重大事故等対処施設の機器・配管系並びにこれらの施設への波及的影響防止のために耐震評価を実施する設備を評価対象とし、代表的な機種毎に分類し整理する。(図3.2-2①)

② 構造上の特徴による抽出

機種毎に構造上の特徴から水平2方向の地震力が重複する観点、もしくは応答軸方向以外の振動モード(ねじれ振動等)が生じる観点にて検討を行い、水平2方向の地震力による影響の可能性のある設備を抽出する。(図3.2-2②)

③ 発生値の増分による抽出

水平2方向の地震力による影響の可能性のある設備に対して、水平2方向の地震力が各方向1:1で入力された場合に各部にかかる荷重や応力を求め、従来の水平1方向及び鉛直方向地震力の組合せによる設計に対して、水平2方向及び鉛直方向地震力を考慮した発生値の増分を用いて影響を検討し、耐震性への影響が懸念される設備を抽出する。

また、建物・構築物の検討により、機器・配管系への影響の可能性のある部位が抽出された場合は、機器・配管系への影響を評価し、耐震性への影響が懸念される設備を抽出する。

影響の検討は、機種毎の分類に対して地震力の寄与度に配慮し耐震裕度が小さい設備(部位)を対象とする。(図3.2-2③)

なお、耐震評価は基本的小おおむね弾性範囲で留まる体系であることに加え、国内と海外の機器の耐震解析は、基本的に線形モデルにて実施している等類似であり、水平2方向及び鉛直方向の位相差は機器の応答にも現れることから、米国Regulatory Guide1.92の「2. Combining Effects Caused by Three Spatial Components of an Earthquake」を参考として、水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せの影響を検討する際は、地震時に水平2方向及び鉛直方向それぞれの最大応答が同時に発生する可能性は極めて低いとした考え方であるSquare-Root-of-the-Sum-of-the-Squares法(以下「非同時性を考慮したSRSS法」という。)を適用する。

④ 水平2方向及び鉛直方向地震力の影響評価

③の検討において算出された荷重や応力を用いて、設備が有する耐震性への影響を確認する。(図3.2-2④)



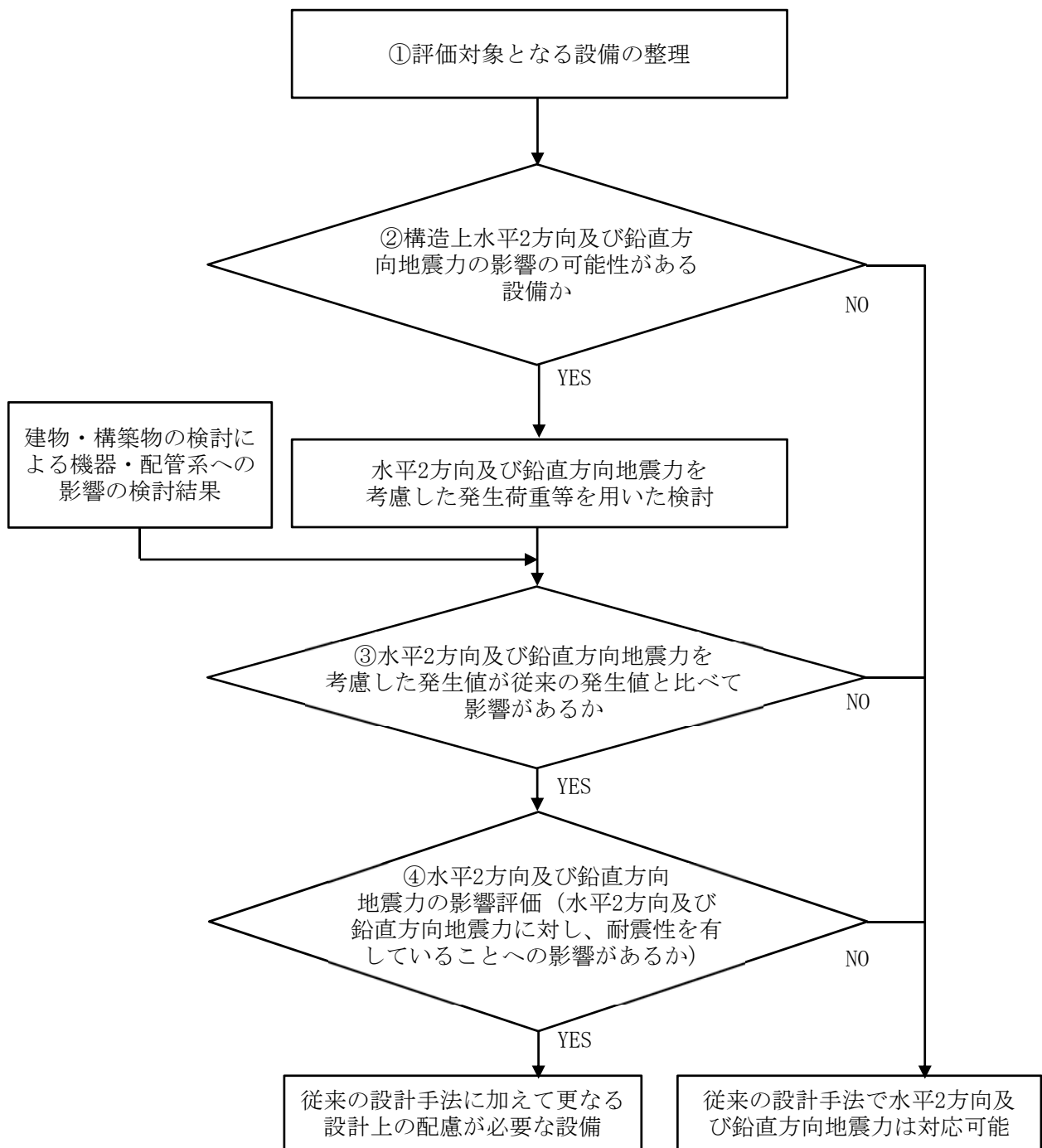


図3. 2-2 水平2方向及び鉛直方向地震力を考慮した影響評価のフロー

#### 3.2.4 水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せの評価設備（部位）の抽出

評価対象設備を機種毎に分類した結果を表3.2-1に示す。機種毎に分類した設備の各評価部位、応力分類に対し構造上の特徴から水平2方向の地震力及び鉛直方向地震力による影響を以下の項目により検討し、影響の可能性のある設備を抽出した。

表3.2-1 水平2方向及び鉛直方向入力の影響検討対象設備

設備	機種	部位
非常用ガスタービン発電機 非常用ガスタービン発電機燃料油移送ポンプ	横形ポンプ、横形機器用電動機	基礎ボルト、取付ボルト
非常用ガスタービン発電機ガスタービン機関	ガスタービン機関	基礎ボルト、取付ボルト
非常用ガスタービン発電機燃料油サービスタンク 非常用ガスタービン発電機燃料油貯油槽	横置き容器	胴板
		支持脚
		基礎ボルト
非常用ガスタービン発電機制御盤 非常用ガスタービン発電機メタルクラッド開閉装置	自立式電気盤	基礎ボルト、据付ボルト、 取付ボルト、溶接部
ハロン消火設備制御盤		壁掛け式電気盤
配管本体（定ピッチスパン法）		直管配管（水平）
		直管配管（鉛直）
		曲り部、分岐部
容器弁、選択弁	弁	本体
火災感知器		本体
ハロンボンベ設備	矩形構造の架構設備	ラック、基礎ボルト



(1) 水平2方向の地震力が重複する観点

水平1方向の地震力に加えて、さらに水平直交方向に地震力が重複した場合、水平2方向の地震力による影響を検討し、影響が軽微な設備以外の影響検討が必要となる可能性があるものを抽出する。以下の場合、水平2方向の地震力による影響が軽微な設備であると整理した。(別紙1-1参照)

a. 水平2方向の地震力を受けた場合でも、その構造により水平1方向の地震力しか負担しないもの

横置き容器などは、水平2方向の地震力を想定した場合、水平1方向を拘束する構造であることや水平各方向で振動性状及び荷重の負担断面が異なる構造であることにより、特定の方向の地震力の影響を受ける部位であるため、水平1方向の地震力しか負担しないものとして分類した。

b. 水平2方向の地震力を受けた場合、その構造により最大応力の発生箇所が異なるもの

一様断面を有する容器類の胴板などは、水平2方向の地震力を想定した場合、それぞれの水平方向地震力に応じて応力が最大となる箇所があることから、最大応力の発生箇所が異なり、水平2方向の地震力を組み合わせても影響が軽微であるものとして分類した。

c. 水平2方向の地震を組み合わせても水平1方向の地震による応力と同等といえるもの

配管(定ピッチスパン法)は、水平2方向の地震力を想定した場合においても、水平1方向の地震力による応答と同等となることから、水平2方向の影響が軽微であるものとして分類した。

d. 従来評価にて保守性を考慮しており、水平2方向及び鉛直方向地震力による影響を考慮しても影響が軽微であるもの

今回申請設備の各部位について、該当するものは無い。

(2) 水平方向とその直交方向が相関する振動モード(ねじれ振動等)が生じる観点

水平方向とその直交方向が相関する振動モードが生じることで有意な影響が生じ、さらに新たな応力成分が作用する可能性のある設備を抽出する。

機器・配管系の設備について、一般的な補機の場合は水平方向の各軸方向に対して均等な構造となっており、評価上有意なねじれ振動等は発生しない。

一方、水平方向に広がりのある配管系の設備の場合、各構成要素は水平各軸方向に対して均等な構造であり有意なねじれ振動は起こらないが、系全体として考えた場合は、有意なねじれ振動が発生する可能性がある。しかし、水平方向とその直交方向が相関する振動モードが想定される設備は、従来設計より3次元のモデル化を行っており、その振動モードは適切に考慮した評価としているため、この観点から抽出される設備はなかった。(別紙1-1 参照)

### (3) 地震力を水平2方向入力としたことによる発生応力等の増分の観点

(1)(2)にて影響の可能性がある設備について、水平2方向の地震力が各方向1:1で入力された場合に各部にかかる荷重や応力を求め、従来の水平1方向及び鉛直方向地震力の設計手法による発生値と比較し、その増分により影響の程度を確認し、耐震性への影響が懸念される設備を抽出した。

水平1方向に対する水平2方向の地震力による発生値の増分の検討は、機種毎の分類に対して地震力の寄与度に配慮し耐震裕度が小さい設備(部位)を対象とする。水平2方向の地震力の組合せは米国Regulatory Guide1.92の「2. Combining Effects Caused by Three Spatial Components of an Earthquake」を参考として非同時性を考慮したSRSS法により組合せ、発生値の増分を算出する。増分の算出は、従来の評価で考慮している保守性により増分が低減又は包絡されることも考慮する。

- ・従来の評価データを用いた簡易的な算出や、地震・地震以外の応力に分離可能なものは地震による発生値のみを組み合わせ、地震以外の応力と組み合わせ算出する。
- ・設備(部位)によっては解析等で求められる発生荷重より大きな設計荷重を用いているものもあるため、上記組合せによる発生値を設計荷重が上回ることを確認したものは水平2方向の地震力による発生値の増分はないものとして扱う。
- ・応答軸が明確な設備で、設備の応答軸の方向あるいは厳しい応力が発生する向きへ地震力を入力している場合は、耐震性への影響が懸念されないものとして扱う。

### 3.2.5 建物・構築物の検討結果を踏まえた機器・配管系の設備の抽出

建物・構築物の影響評価において、機器・配管系への影響を検討した結果、耐震性への影響が懸念されるものは抽出されなかった。

### 3.2.6 水平2方向及び鉛直方向地震力の評価部位の抽出結果

3.2.4(1)及び(2)で抽出した結果を別紙1-1、3.2.4(3)で抽出した機種毎の分類に対して地震力の寄与度に配慮し耐震裕度が小さい設備（部位）を別紙1-2に示す。

### 3.2.7 水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せの影響評価

別紙1-2にて抽出された設備について、水平2方向及び鉛直方向地震力を想定した発生値を以下の方法にて算出する。

発生値の算出における水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せは、米国Regulatory Guide1.92の「2. Combining Effects Caused by Three Spatial Components of an Earthquake」を参考として非同時性を考慮したSRSS法を適用する。

#### (1) 従来評価データを用いた算出

従来の水平1方向及び鉛直方向の地震力を組み合わせた評価結果を用いて、以下の条件により水平2方向及び鉛直方向の地震力に対する発生値を算出することを基本とする。

- ・水平各方向及び鉛直方向の地震力をそれぞれ個別に用いて従来の発生値を算出している設備は、水平2方向及び鉛直方向の地震力を組み合わせて水平2方向を考慮した発生値の算出を行う。

$$\text{水平2方向発生値} = \sqrt{\{(X\text{方向発生値})^2 + (Y\text{方向発生値})^2 + (Z\text{方向発生値})^2\}}$$

- ・水平1方向と鉛直方向の地震力を組み合わせた上で従来の発生値を各方向で算出している設備は、鉛直方向を含んだ水平各方向別の発生値を組み合わせて水平2方向を考慮した発生値の算出を行う。

$$\text{水平2方向発生値} = \sqrt{\{(X+Z\text{方向地震力による発生値})^2 + (Y+Z\text{方向地震力による発生値})^2\}}$$

- ・水平各方向を包絡した床応答曲線による地震力と鉛直方向の地震力を組み合わせた上で従来の発生値を算出している設備は、従来の水平方向と鉛直方向を組み合わせた発生値がそれと直交する水平方向にも発生するとして鉛直方向を含んだ水平各方向同一の発生値を組み合わせて水平2方向を考慮した発生値の算出を行う。

$$\text{水平2方向発生値} = \sqrt{\{(X+Z\text{方向地震力による発生値})^2 + (X+Z\text{方向地震力による発生値})^2\}}$$

$$\text{または、} \sqrt{\{(Y+Z\text{方向地震力による発生値})^2 + (Y+Z\text{方向地震力による発生値})^2\}}$$

また、算出にあたっては必要に応じて以下も考慮する。



- ・発生値が地震以外の応力成分を含む場合、地震による応力成分と地震以外の応力成分を分けて算出する。

### 3.2.8 水平2方向及び鉛直方向地震力の影響評価結果

3.2.7項の影響評価条件にて算出した発生値に対して設備が有する耐震性への影響を確認する。評価した内容を各設備（部位）毎に以下に示し、その影響評価結果については重大事故等時の状態も考慮した結果について別紙1-3に示す。

#### a. 火災感知器の機能維持評価

従来設計では、水平各方向の応答加速度を各周期の最大値をとるように包絡した床応答曲線を用いた地震応答解析より応答加速度を算定し評価している。水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せによる発生値は、上記の発生値をSRSS法にて組み合わせることで算定し、評価基準値を満足することを確認した。


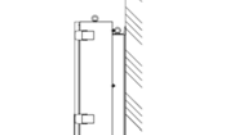
#### b. 弁の機能維持評価（容器弁、選択弁）

従来設計では、水平各方向の床応答曲線を用いた配管の地震応答解析を考慮し応答加速度を算定し評価を実施している。水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せによる発生値は、上記の応答加速度をSRSS法にて組み合わせることで算定し、機能維持確認済加速度を満足することを確認した。

水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せに対する影響評価結果

①・②機器・配管系の耐震評価における水平2方向及び鉛直方向入力の影響有無整理結果

表1 構造強度評価

設備	部位	応力分類	①-1 水平2方向の地震力の重複による影響の有無 (3.2.4項(1)に対応) ○：影響あり △：影響軽微	影響軽微とした分類 A：水平2方向の地震力を受けた場合でも、構造により水平1方向の地震力しか負担しないもの B：水平2方向の地震力を受けた場合、構造により最大応力の発生箇所が異なるもの C：水平2方向の地震を組み合わせても1方向の地震による応力と同等といえるもの D：従来評価にて保守性を考慮しており水平2方向の地震力を考慮しても影響が軽微であるもの	①-1の影響有無の説明	①-2 水平方向とその直交方向が相関する振動モード(ねじれ振動等)が生じる観点(3.2.4項(2)に対応)	
						振動モード及び新たな応力成分の発生有無 ×：発生しない ○：発生する	左記の振動モードの影響がないこと理由 新たな応力成分が発生しないこと理由
横形ポンプ、横形機器用電動機 	基礎ボルト、取付ボルト	引張	△	A	基礎ボルト・取付ボルトは矩形配置であり、水平2方向入力の入力に対角方向に転倒することなく、水平2方向入力の影響は軽微である。	×	-
		せん断	○	-	水平地震力はベースプレート取付面の摩擦力により取付部に伝達することを基本としている。ここで、水平地震力が上回るものに対しては、基礎ボルト全断面で水平荷重を負担するため、水平2方向入力の影響がある。		
		組合せ	○or△	-	上記せん断応力が生じる場合にのみ、許容応力が低減することから影響が生じる。		
非常用ガスタービン機関 	基礎ボルト、取付ボルト	引張	△	A	基礎ボルト・取付ボルトは矩形配置であり、水平2方向の入力で対角方向に転倒することなく、水平2方向入力の影響は軽微である。	×	-
		せん断	○	-	水平地震力はベースプレート取付面の摩擦力により取付部に伝達することを基本としている。ここで、水平地震力が上回るものに対しては、基礎ボルト、取付ボルト全断面で水平荷重を負担するため、2方向入力の影響がある。		
		組合せ	○or△	-	上記せん断応力が生じる場合にのみ、許容応力が低減することから影響が生じる。		
自立式の電気盤 	基礎ボルト、据付ボルト、取付ボルト	引張	△	A	基礎ボルト・取付ボルトは矩形配置であり、水平2方向の入力で対角方向に転倒することなく、水平2方向入力の影響は軽微である。	×	-
		せん断	○	-	水平地震力はベースプレート取付面の摩擦力により取付部に伝達することを基本としている。ここで、水平地震力が上回るものに対しては、基礎ボルト全断面で水平荷重を負担するため、水平2方向入力の影響がある。		
		組合せ	○or△	-	上記せん断力が生じる場合にのみ、許容応力が低減することから影響が生じる。		
	フレーム	一次応力(引張、曲げ、せん断、圧縮、組合せ)	○	-	水平2方向入力の影響がある。		
	溶接部	組合せ	○	-	水平方向の地震力を均等に受け持つ構造であるため、水平2方向入力の影響を受ける。		
壁掛け式の電気盤 	据付ボルト	引張	○	-	水平2方向入力の影響がある。	×	-
		せん断	△	A	水平1方向の地震力の応答が支配的であり、他の水平方向の地震力による応答はせん断方向に生じないため、水平2方向入力の影響は軽微である。		
		組合せ	○	-	水平2方向入力の影響がある。		



①・②機器・配管系の耐震評価における水平2方向及び鉛直方向入力の影響有無整理結果

表1 構造強度評価

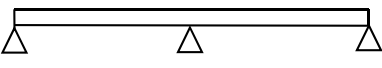
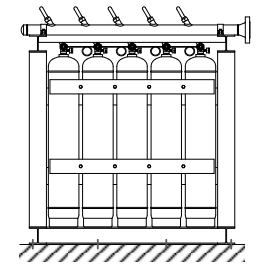
設備	部位	応力分類	①-1 水平2方向の地震力の重複による影響の有無 (3.2.4項(1)に対応) ○：影響あり △：影響軽微	影響軽微とした分類 A：水平2方向の地震力を受けた場合でも、構造により水平1方向の地震力しか負担しないもの B：水平2方向の地震力を受けた場合、構造により最大応力の発生箇所が異なるもの C：水平2方向の地震を組み合わせても1方向の地震による応力と同等といえるもの D：従来評価にて保守性を考慮しており水平2方向の地震力を考慮しても影響が軽微であるもの	①-1の影響有無の説明	①-2 水平方向とその直交方向が相関する振動モード (ねじれ振動等) が生じる観点 (3.2.4項(2)に対応)	
						振動モード及び新たな応力成分の発生有無 ×：発生しない ○：発生する	左記の振動モードの影響がないこと理由 新たな応力成分が発生しないこと理由
配管本体 (定ピッチスパン法) 	直管配管 (水平)	一次応力 (膜+曲げ)	△	C	水平1方向の地震力の応答が支配的であり、他の水平方向の地震力による応答は小さいため、水平2方向入力の影響は軽微である。【別紙1-1補足②】	×	-
	直管配管 (鉛直)	一次応力 (膜+曲げ)	△	C	従来設計である水平方向の設計と同等の応力となるため、影響は軽微である。【別紙1-1補足①】		
	曲り部分岐部	一次応力 (膜+曲げ)	△	C	曲り部 (及び分岐部) を含む配管は、水平2方向の地震により曲げ荷重が曲がり部 (及び分岐部) にそれぞれ発生するため影響を確認する。影響確認のため、曲がり部 (及び分岐部) の支持間隔長さをパラメータとし解析した結果、標準支持間隔法を用いた制限値内において、水平2方向入力と水平1方向入力との場合の発生荷重の最大比率を確認しており、2方向入力の影響は軽微であることを確認した。【別紙1-1補足①】		
矩形構造の架構設備 	ラック	組合せ応力	○	-	水平2方向入力の影響がある。	×	-
	基礎ボルト	引張	△	A	基礎ボルトは矩形配置であり、水平2方向の入力で対角方向に転倒することはない、水平2方向入力の影響は軽微である。		
		せん断	○	-	水平地震力はベースプレート取付面の摩擦力により取付部に伝達することを基本としている。ここで、水平地震力が上回るものに対しては、基礎ボルト全断面で水平荷重を負担するため、水平2方向入力の影響がある。		
		組合せ	△	C	従来の組合せ応力と同等の応力となるため、影響は軽微である。		

表2 動的機能維持評価

機種	①-1 水平2方向の地震力の重複による影響の有無 (3.2.4項(1)に対応) ○：影響あり △：影響軽微	影響軽微とした分類 A：構造により水平1方向の地震力しか負担しないもの B：構造により最大応力の発生箇所が異なるもの C：水平2方向の地震を組み合わせても1方向の地震による応力と同等といえるもの D：従来評価にて保守性を考慮しており水平2方向の地震力を考慮しても影響がないといえるもの	①-1の影響有無の説明	①-2 水平方向とその直交方向が相関する振動モード (ねじれ振動等) が生じる観点 (3.2.4項(2)に対応)	
				振動モードの発生有無 ×：発生しない ○：発生する	左記の振動モードの影響がないことの理由
横形ポンプ	△	A	現行の機能維持確認済加速度における詳細評価*で最弱部である軸系に対して、曲げに対して軸直角方向の水平1方向の地震力のみを負担し、他の水平方向の地震力は負担しないため、水平2方向入力の影響は軽微である。	×	—
横形機器用電動機	△	A	現行の機能維持確認済加速度における詳細評価*で最弱部である軸系に対して、曲げに対して軸直角方向の水平1方向の地震力のみを負担し、他の水平方向の地震力は負担しないため、水平2方向入力の影響は軽微である。	×	—
非常用ガスタービン機関 (機関本体)	△	A	詳細評価部位である軸系は、曲げに対して軸直角方向の水平1方向の地震力のみを負担し、他の水平方向の地震力は負担しないため、水平2方向入力の影響は軽微である。	×	—
非常用ガスタービン機関 (燃料制御ユニット)	○	—	燃料制御ユニットについては水平2方向合成による応答増加の影響がある。ただし、試験にて13Gまでの機能維持を確認しているため、水平2方向合成応答加速度が13G未満であれば問題ない。	×	—
自立式の電気盤	△	A	電気盤に取り付けられているリレー等の電気品は、1次元的な接点のON-OFFに関わる比較的単純な構造をしている。加えて、基本的にはすべて梁、扉等の強度部材に強固に固定されているため、器具の非線形応答はない。したがって、電気品は水平1方向の地震力のみを負担し、他の水平方向の地震力は負担しないため、水平2方向入力の影響は軽微である。【別紙1-1補足②】	×	—
壁掛け式の電気盤	△	A	電気盤に取り付けられているリレー等の電気品は、1次元的な接点のON-OFFに関わる比較的単純な構造をしている。加えて、基本的にはすべて梁、扉等の強度部材に強固に固定されているため、器具の非線形応答はない。したがって、電気品は水平1方向の地震力のみを負担し、他の水平方向の地震力は負担しないため、水平2方向入力の影響は軽微である。【別紙1-1補足②】	×	—
火災感知器	○	—	火災感知器については水平2方向合成による応答増加の影響がある。	×	—
弁	○	—	弁については水平2方向合成による応答増加の影響がある。	×	—

\* JEAG4601で定められた評価部位の余裕度評価。

③水平2方向及び鉛直方向の地震力による代表設備の増分影響検討結果

表1 構造強度評価

設備	応答軸が明確か (3.2.4項(3)に対応) ○：応答軸が明確 ×：応答軸が明確でない設備 【別紙1-2補足①】	代表設備名	評価部位	応力分類	従来発生値 (水平1方向及び鉛直方向)	発生値 (水平2方向及び鉛直方向)	発生値の増分 (=発生値(水平2方向及び鉛直方向)÷従来発生値(水平1方向及び鉛直方向))	増分の判定 ○：影響が軽微 ×：影響が無視できない	発生値(水平2方向)の算出方法 (3.2.4項(3)に対応するが、発生値の組合せ方法はより詳細な区分としている。) ①：応力をSRSS(必要に応じて地震・地震以外に分離) ②：X・Y方向別々の応力をSRSS(地震・地震以外は分離せず) ③：X・Y方向別々の地震による応力をSRSSし、地震以外の応力と足し合わせ ④：標準設計荷重が水平2方向荷重を上回ることを確認(発生値、裕度は従来から不変) ⑤：その他(算出方法を記載)
横形ポンプ、横形機器用電動機	○	-	-	-	-	-	-	-	-
非常用ガスタービン機関	○	-	-	-	-	-	-	-	-
横置き容器	○	-	-	-	-	-	-	-	-
自立式の電気盤	○	-	-	-	-	-	-	-	-
壁掛け式の電気盤	○	-	-	-	-	-	-	-	-
矩形構造の架構設備	○	-	-	-	-	-	-	-	-

\*基礎ボルトにせん断力が作用するか評価するために摩擦力と水平地震力の比較を行う。



③水平2方向及び鉛直方向の地震力による代表設備の増分影響検討結果

表2 動的機能維持評価

設備	応答軸が明確か(3.2.4項(3)に対応) ○：応答軸が明確 ×：応答軸が明確でない設備 【別紙1-2補足①】	代表設備名	応答加速度 (水平1方向)	応答加速度 (水平2方向)	発生値の増分 (=発生値(水平2方向) ÷従来発生値(水平1方向及))	増分の判定 ○：影響が軽微 ×：影響が無視できない	発生値(水平2方向)の算出方法 (3.2.4項(3)に対応するが、発生値の組合せ方法はより詳細な区分としている。) ①：応力をSRSS(必要に応じて地震・地震以外に分離) ②：X・Y方向別々の応力をSRSS(地震・地震以外は分離せず) ③：X・Y方向別々の地震による応力をSRSSし、地震以外の応力と足し合わせ ④：標準設計荷重が水平2方向荷重を上回ることを確認(発生値、裕度は従来から不変) ⑤：その他(算出方法を記載)
火災感知器	×	熱感知器	1.78	2.52	$\sqrt{2}$	×	⑤(√2倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。)
		煙感知器	1.78	2.52	$\sqrt{2}$	×	⑤(√2倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。)
		煙感知器(防爆)	1.17	1.66	$\sqrt{2}$	×	⑤(√2倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。)
		熱感知器(防爆)	1.17	1.66	$\sqrt{2}$	×	⑤(√2倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。)
		炎感知器	1.17	1.66	$\sqrt{2}$	×	⑤(√2倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。)
		屋外仕様炎感知器	1.17	1.66	$\sqrt{2}$	×	⑤(√2倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。)
弁	×	容器弁	1.17	1.66	$\sqrt{2}$	×	⑤(√2倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。)
		選択弁	6.22	8.80	$\sqrt{2}$	×	⑤(√2倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。)

## ④水平2方向及び鉛直方向の地震力による発生値と評価基準値の比較結果（動的機能維持評価）

設備	代表設備名	従来発生値 (水平1方向 及び鉛直方向)	発生値 (水平2方向 及び鉛直方向)	許容値	判定	発生値（水平2方向）の算出方法 (補足説明資料3.2.7項(1)に対応するが、発生値の組合せ方法はより詳細な区分として いる。) ①：加速度をSRSS（必要に応じて地震・地震以外に分離） ②：X・Y方向別々の加速度をSRSS（地震・地震以外は分離せず） ③：X・Y方向別々の地震による加速度をSRSSし、地震以外の発生値と足し合わせ ④：その他（算出方法を記載）
火災感知器	熱感知器	1.78	2.52	18.51	○	④（ $\sqrt{2}$ 倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。）
	煙感知器	1.78	2.52	18.49	○	④（ $\sqrt{2}$ 倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。）
	煙感知器（防爆）	1.17	1.66	2.58	○	④（ $\sqrt{2}$ 倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。）
	熱感知器（防爆）	1.17	1.66	18.49	○	④（ $\sqrt{2}$ 倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。）
	炎感知器	1.17	1.66	6.76	○	④（ $\sqrt{2}$ 倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。）
	屋外仕様炎感知器	1.17	1.66	16.45	○	④（ $\sqrt{2}$ 倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。）
弁	容器弁	1.17	1.66	10.99	○	④（ $\sqrt{2}$ 倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。）
	選択弁	6.22	8.80	20.58	○	④（ $\sqrt{2}$ 倍水平地震力を用いて水平2方向を考慮した水平応答加速度を算出した。）

## 水平2方向同時入力の影響について (配管)

### 1. はじめに

配管及び弁の耐震設計には、「簡易モデルによる地震応答解析（標準支持間隔法）」と「3次元はりモデルによる地震応答解析」を適用しているため、解析方法ごとに水平2方向の地震力による影響検討を行う必要がある。

本資料は、配管系の簡易モデルに対する水平2方向の地震力による影響について説明するものである。

### 2. 簡易モデルによる地震応答解析（標準支持間隔法）（振動特性や構造特性の検討）

配管は曲げによる応力が主であることから、曲げ応力に着目した影響を検討する。

#### 2.1 配管（水平）

水平配管については、水平2方向の地震力を考慮した場合、建屋応答軸に沿った配管配置の場合は、図2.1に示す通り1方向の地震力のみが曲げ荷重となるため、水平2方向の影響は軽微である。

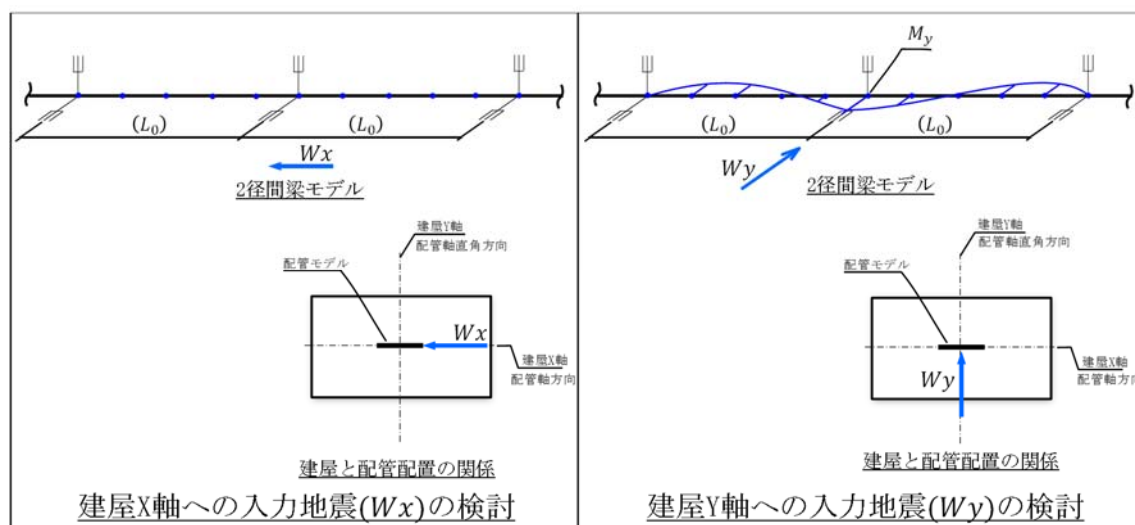


図2.1 建屋X軸に沿った配管配置

また、建屋応答軸と角度を有した配管配置の場合は、それぞれの方向の地震の分力が曲げ荷重となり、それぞれの方向の地震力の大きさを1:1と仮定しても1方向の地震力と同等となる。

さらに、片端にアンカーを有する配管配置の場合についても、それぞれの方向の地震力の分力が曲げ荷重となることから、1方向の地震力と同等となる。

## 2.2 配管（鉛直）

鉛直配管については、水平2方向の地震力を考慮した場合、それぞれの方向の地震力に対して図2.2に示す通り曲げ荷重が発生する。水平1方向地震の荷重をそれぞれ1とした場合、規格式ベースで考えた場合は1以上の結果となり、水平2方向地震の影響を受ける可能性がある。

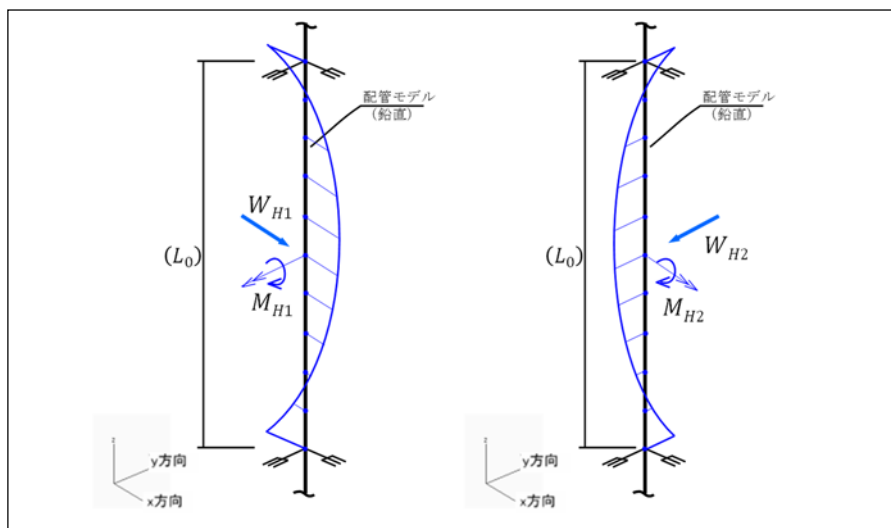


図2.2 水平地震による鉛直配管の発生曲げ荷重概念図

従来設計では、標準支持間隔法を用い、水平配管については水平1方向地震と鉛直地震による発生応力を二乗和平方根法により合成し、それに内圧と自重による応力を加えた全応力を算出している。ここで、水平1方向地震は、EW方向とNS方向の地震の床応答スペクトルを包絡したスペクトルに基づく地震波である。この応力を $\sigma$ ①で表す。なお、標準支持間隔法では、このように算出される応力 $\sigma$ ①に基づいて、配管の標準支持間隔を設定している。鉛直配管は水平配管と同じ標準支持間隔を適用し、水平1方向地震による応力に内圧、自重と鉛直地震による応力を加算している。なお、鉛直配管では、内圧、自重及び鉛直地震は曲げ応力を生じさせない。

鉛直配管における水平2方向地震力の影響については、自重及び鉛直地震が曲げ応力を生じさせないことを考慮し、内圧と水平2方向の地震力による発生応力を計算した。水平2方向地震力による曲げ応力は二乗和平方根法により合成した。この応力を $\sigma$ ②で表す。

$\sigma$ ①及び $\sigma$ ②で考慮している荷重について次項に整理する。



## 2.3 荷重組合せ

水平1方向入力荷重組合せ： $\sigma$  ①=内圧+自重+SRSS（水平1方向地震、鉛直地震）

水平2方向入力荷重組合せ： $\sigma$  ②=内圧+SRSS（X方向地震、Y方向地震）

$\sigma$  ①及び $\sigma$  ②で考慮している荷重を表2.3及び図2.3に示す。

表2.3 水平1方向入力荷重組合せ

荷重	a. 内圧	b. 自重	c. 水平地震	d. 鉛直地震
$\sigma$ ①	○	○	○※1	○
$\sigma$ ②	○	-※2	○※3	-※4

※1 水平1方向入力地震（X, Y方向地震FRSの包絡波を適用）による荷重

※2 鉛直配管は、自重による曲げモーメントは発生しないため、除外

※3 水平2方向入力地震による曲げモーメントをSRSSにて算出

※4 鉛直配管は、鉛直地震による曲げモーメントは発生しないため、除外

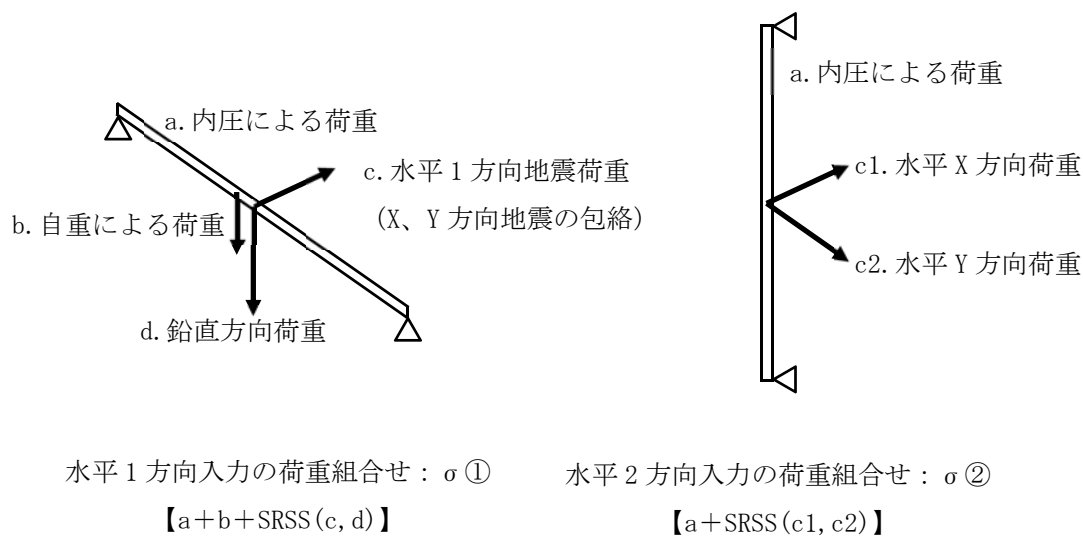


図2.3 荷重組合せのイメージ

## 2.4 評価結果

水平1方向入力の荷重組合せおよび水平2方向入力による荷重組合せの結果を表2.4に示す。

表2.4-1 非常用ガスタービン建屋における定ピッチスパン応力の結果 (Ss)

※1 番号	口径 Sch	支持 間隔 (m)	発生応力 (MPa)					$\sigma$ ①	$\sigma$ ②	応力比 ②/①
			内圧	自重	X地震	Y地震	Z地震			
1	2B SCH40	2.5	0.00	6.35	19.79	24.21	34.36	49	32	0.66
2	2B SCH40	2.5	0.00	6.35	19.79	24.21	34.36	49	32	0.66
3	2B SCH40	2.5	1.94	6.35	19.79	24.21	34.36	51	34	0.67
4	1・1/2B SCH40	2.2	1.64	5.92	18.47	22.60	31.19	47	31	0.66
5	1B SCH40	1.9	1.25	6.14	19.14	23.42	33.19	49	32	0.66
6	1・1/2B SCH40	2.2	1.64	5.92	27.94	22.60	39.19	56	38	0.68
7	1・1/2B SCH40	2.2	0.00	5.92	27.94	22.60	39.19	55	36	0.66
8	1・1/2B SCH40	2.0	0.00	6.80	22.07	14.29	29.05	44	27	0.62
9	1・1/4B SCH40	1.9	0.00	7.17	25.35	15.07	30.64	47	30	0.64
10	2B SCH40	2.3	0.00	7.10	25.73	14.91	30.33	47	30	0.64
最大応力比								0.68		

※1 標記番号は、工事計画認可申請 資料17-12「配管及び弁の耐震計算並びに標準支持間隔の耐震計算について」の第4-3表「SA配管の支持間隔」の番号と対応する。

表2.4-1に示すように、発生応力 $\sigma$ ①と発生応力 $\sigma$ ②の差は軽微である。すなわち、標準支持間隔法を用いた設計で水平2方向入力を考慮した場合、鉛直配管に発生する応力は、標準支持間隔の設定に用いた水平配管に発生する応力と同レベル以下に留まる。

## 2.5 配管（曲がり部）

配管（曲がり部）について、建屋応答軸に沿った（又は直交した）配管配置で水平2方向の地震力を考慮した場合、水平各方向の大きさを1：1と仮定し、、、水平1方向入力  
の曲げ荷重に対する水平2方向入力の曲げ荷重を比較した結果、曲げ荷重の最大値（各  
ケース包絡）は水平1方向及び水平2方向で同等であり、水平2方向の地震力の影響は  
軽微である。

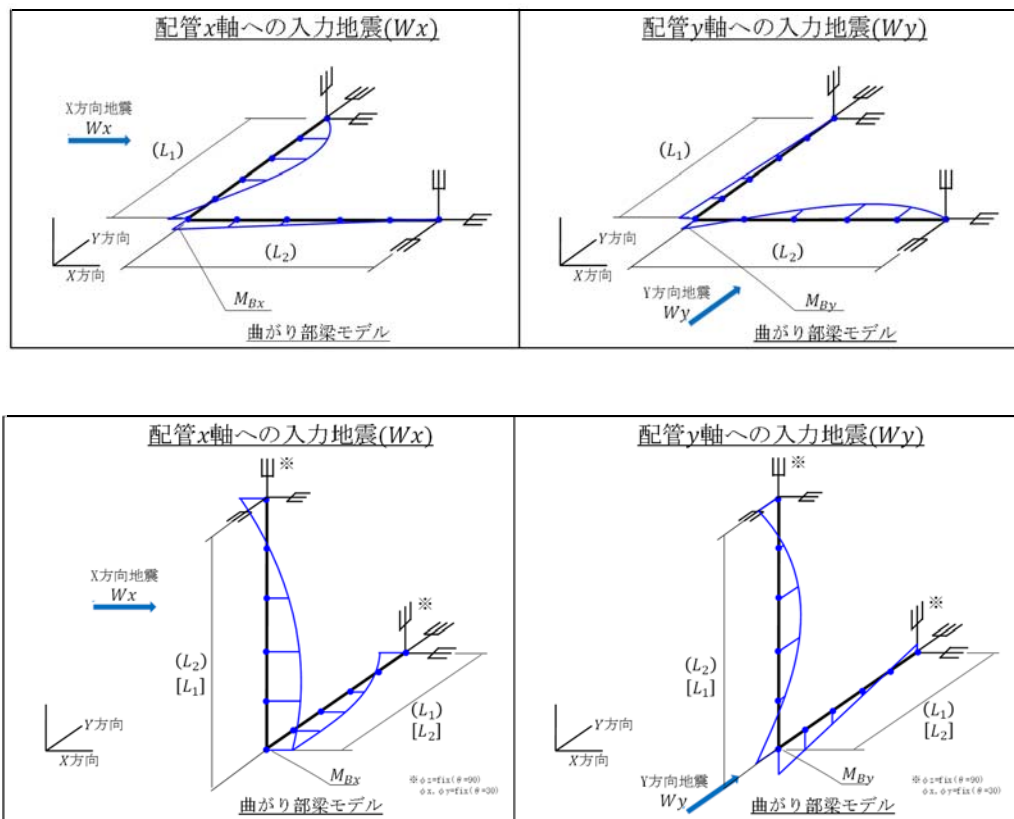


図2.5 配管（曲がり部）モデル

また、建屋応答軸と角度を有した配管（曲がり部）配置についても、2.1項と同様に、各方向の地震の分力が曲げ荷重となるため、それぞれの方向の地震力の大きさを1：1と仮定しても水平1方向の地震力と同等となる。

2.6 配管（分岐部）

配管（分岐部）について、建屋応答軸に沿った（又は直交した）配管配置で水平2方向の地震力を考慮した場合、水平各方向の大きさを1：1と仮定し、、、水平1方向入力の場合の曲げ荷重に対する水平2方向入力の発生値を検討した結果、それぞれの曲げ荷重の最大値は、同等であり、水平2方向の地震力の影響は軽微である。

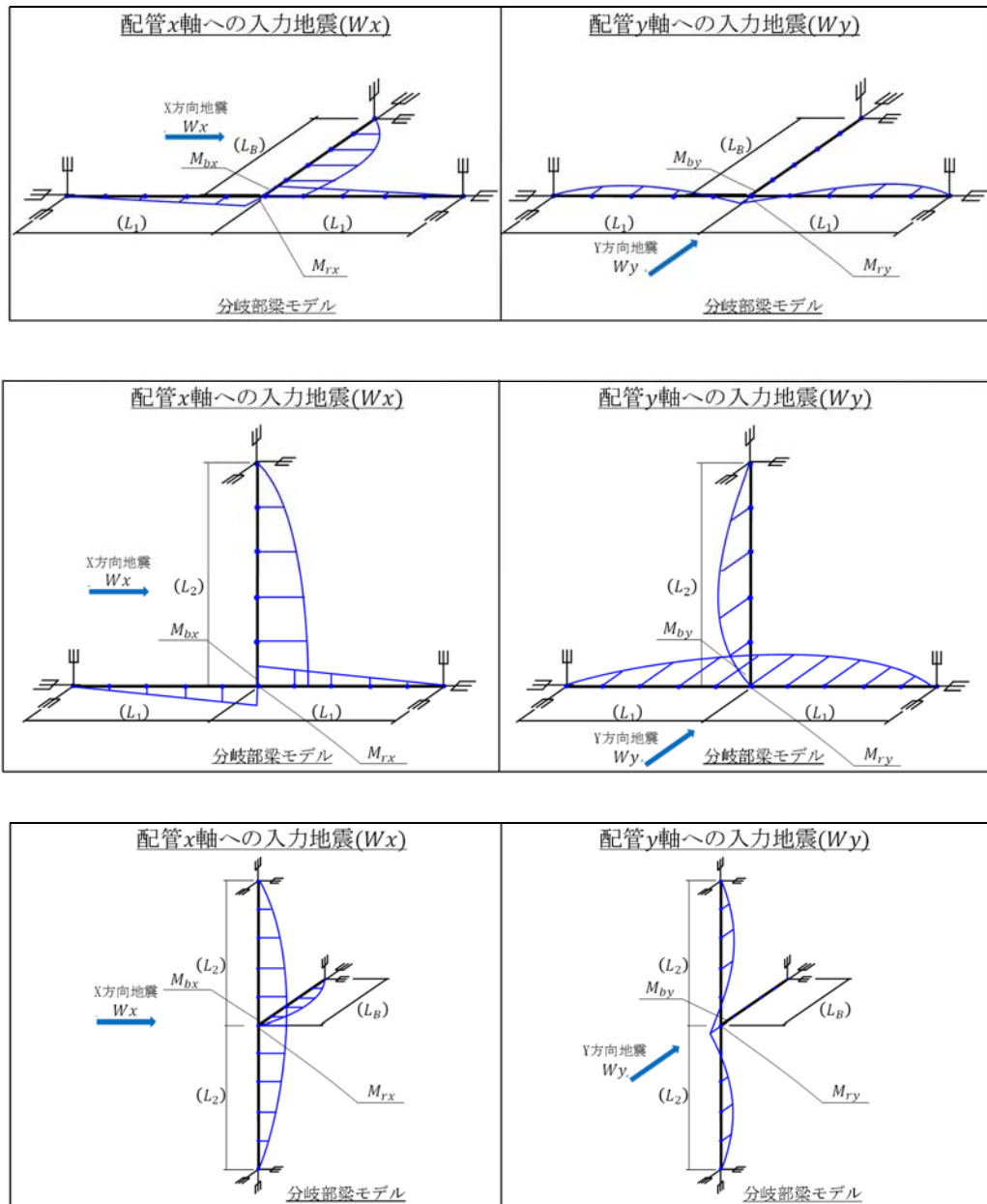


図2.6 配管（分岐部）モデル



3. まとめ

2.1項から2.6項の検討では、「簡易モデルによる地震応答解析（標準支持間隔法）」を適用した設備について、振動特性や構造特性上、水平2方向の地震力に対する影響が軽微であることを確認した。

水平2方向同時加振の影響について  
(電気盤)

1. はじめに

本資料は、電気盤に取り付けられている器具に対する水平2方向入力の影響をまとめたものである。

2. 水平2方向加振の影響について

電気盤に取り付けられている器具については、1次元的な接点のON-OFFに関わる比較的単純な構造をしている。加えて、基本的にはすべて梁、扉等の強度部材に強固に固定されているため、器具の非線形応答もなく、水平2方向の加振に対しては独立に扱うことで問題ないものとする。さらに器具の誤動作モードは、水平1方向を起因としたモードであるため、水平2方向加振による影響は軽微であるとする。

なお、念のために既往研究等において、電気盤の器具取付位置の応答加速度に対し、器具の確認済加速度が十分に高いことも確認している。

次頁より、メタクラ取付器具を代表とし、器具の構造から検討した結果をまとめる。

## 2.1 補助リレー

図1に補助リレーの構造を示す。補助リレーはコイルに通電されることにより生じる電磁力で可動鉄心を動作させ、接点の開閉を行うものである。



図1 補助リレーの構造図

(コイル非励磁(OFF)状態：B接点がON, A接点がOFFとなっている。コイル励磁(ON)状態にすると、可動鉄心及び可動接点（青色部）が電磁力により図左側へ移動し、B接点がOFF, A接点がONとなる。)

補助リレーのうち、固定鉄心、固定接点（A, B接点）はいずれも強固に固定されており、可動鉄心、並びに可動接点は器具の前後方向にのみ動くことのできる構造となっていることから、器具の誤動作モードとしては、

- ・地震力で可動鉄心（可動接点）が振動することにより、接点が誤接触、又は誤開放

である。

実地震動は3次元的な振動であるが、補助リレーは取付部をボルト固定していること、また、器具の可動部は前後方向にのみ振動することから、3次元的な影響はないものと考えられる。

参考として、発生加速度と補助リレーの既往試験における確認済加速度及び試験結果は以下のとおりである。

方向	前後	左右	上下
発生加速度 (G)	2.78	2.78	0.83
確認済加速度 (G)	6.0 (△)	15.0 (○)	3.0 (○)

(注) 確認済加速度は加振試験の条件により求められた値を「(○)」で、器具の機能限界（誤動作）により求められた値を「(△)」でそれぞれ表中に記載する。

## 2.2 ノーヒューズブレーカ (NFB)

図2にNFBの内部構造及び開閉機構を示す。NFBは瞬時に開閉することが要求されていることから、リンク機構が採用されている。過電流を自動遮断した場合には把手がトリップ位置となり、トリップ状態であることがわかるようになっている。また、NFBはボルトにて、盤の梁に強固に取り付けられている。



図2 NFBの構造



図2から、器具の誤動作モードとしては、

- ・ 把手が逆方向へ動作する（上下方向）
- ・ 接点が乖離する（前後方向、左右方向）
- ・ ラッチが外れてトリップする（前後方向、上下方向）

が考えられる。

上記より、NFBの誤動作として2方向の振動の影響が考えられる。ただし、把手は1方向にしか振動できないこと、前後－左右の接点乖離は各々独立であること（前後方向は接触－非接触、左右方向はずれによる）から、これらについては誤動作に至る事象に多次元的な影響はないものと考えられる。

ラッチ外れについては2軸の影響は無視できないと考えられるが、水平方向、鉛直方向ともに十分な加速度で機能維持が確認できていること、  
であることから、考慮すべき事象ではないと考えられる。なお、既往試験においては、把手の移動に起因する誤動作事象は発生していない。

参考として、発生加速度とNFBの既往試験における確認済加速度及び試験結果は以下のとおりである。

方向	前後	左右	上下	備考
発生加速度 (G)	2.78	2.78	0.83	
確認済加速度 (G)	12.0 (○)	12.0 (○)	8.0 (○)	
	15.0 (○)	12.0 (△)	2.0 (○)	メタクラ非搭載品 (参考)

(注) 確認済加速度は加振試験の条件により求められた値を「(○)」で、器具の機能限界 (誤動作) により求められた値を「(△)」でそれぞれ表中に記載する。

### 2.3 ロックアウトリレー

図3に外形を示す。ロックアウトリレーは保護リレー等からの信号を受けた場合、シャフトが回転し、盤外側のハンドルも倒れ、その状態が維持される。また、ロックアウトリレーはボルトにて、盤の扉面に強固に取り付けられている。



図3 ロックアウトリレー外形

図3から、器具の誤動作モードとしては、

- ・可動接点が振動し、接点乖離、接点接触が生じる（左右方向）から、機能維持について多次元的な影響はないものと考えられる。

参考として、発生加速度とロックアウトリレーの既往試験における確認済加速度及び試験結果は以下のとおりである。

方向	前後	左右	上下
発生加速度 (G)	2.67	2.67	0.55
確認済加速度 (G)	15.0 (○)	9.0 (△)	3.5 (○)

(注) 確認済加速度は加振試験の条件により求められた値を「(○)」で、器具の機能限界 (誤動作) により求められた値を「(△)」でそれぞれ表中に記載する。

## 2.4 保護リレー

図4に構造を示す。保護リレーは盤の扉面に取り付けられたケース内にサブユニットが取り付けられている。また、保護リレーはボルトにて盤の扉面に強固に取り付けられている。なお、サブユニット内には可動接点がある。

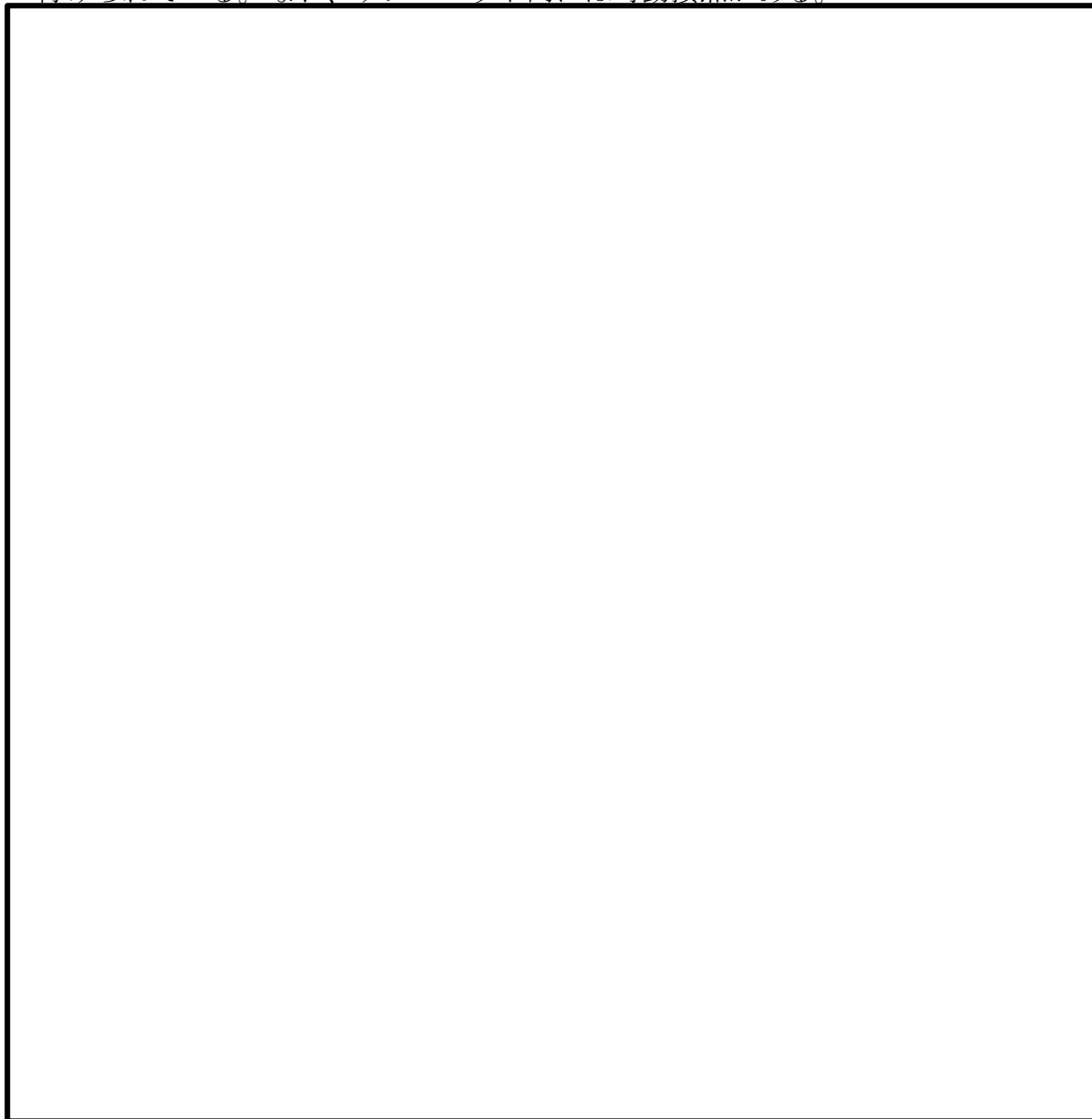


図 4 保護リレー構造図

図 4 から、器具の誤動作モードとしては、

- ・ サブユニットとケース間で、乖離が生じる（前後方向）
- ・ サブユニット内の可動接点が振動し、接点乖離、接点接触が生じる（上下方向）

が考えられるが、機能維持について多次元的な影響はないものと考えられる。

参考として、発生加速度と保護リレーの既往試験における確認済加速度及び試験結果は以下のとおりである。

方向	前後	左右	上下
発生加速度(G)	2.78	2.78	0.83
確認済加速度(G)	10.0 (○)	10.0 (○)	3.0 (○)

(注) 確認済加速度は加振試験の条件により求められた値を「(○)」で、器具の機能限界（誤動作）により求められた値を「(△)」でそれぞれ表中に記載する。



水平2方向の地震力を考慮した場合でも設備の有する  
耐震性に対して影響がないことについて  
～応答軸が明確である設備～

1. はじめに

本資料は、応答軸が明確である設備について、水平2方向の地震力を考慮した場合においても設備の有する耐震性に対して影響がないことを説明するものである。

2. 設備の有する耐震性に対して影響がないことの説明

従来設計手法として、設備の応答軸の方向、あるいは厳しい応力が発生する向きを有した設備があり、このような設備については解析上の地震力の入力をNS方向・EW方向を包絡した地震力（床応答曲線など）を用いてX方向及びY方向から入力し、最も大きな評価結果を用いる等、保守的な評価を実施している場合がある。このような応答軸が明確な設備については、水平2方向の地震力による従来設計手法への影響が懸念されるようなことはないと考え。その理由を以下に示す。

● 設備の有する耐震性に対して影響がないことの理由

応答軸（設備の弱軸・強軸）の方向、あるいは厳しい応力が発生する向きが明確である設備にて、建物・構築物の応答であるNS・EW方向の応答を機器の応答軸（図1のX、Y方向）へ入力している場合、水平1方向入力としては当然厳しい入力を用いた評価がなされていると考える。さらに、機器の配置方向とは無関係に機器の応答軸へ地震力を入力している設備や水平方向を包絡した応答を用いるなどの保守性も考慮している。

応答軸の方向あるいは厳しい応力が発生する向きが明確である設備について、水平2方向の地震力を想定した場合、2方向の地震力が合成されるとすると、最大値が同時に発生する場合、最大で $\sqrt{2}$ 倍の大きさの入力となることが考えられるが、これらはそれぞれの応答軸方向に応答が分解され、強軸側の応答は十分に小さくなることから、実質的には弱軸方向に1方向を入力した評価で用いている応答レベルと同等となる。

さらに各方向における最大値の生起時刻の非同時性を考慮すると、さらにその影響は小さくなり、弱軸1方向入力による評価と大きく変わらない結果となる。

なお、2. で述べたとおり、応答軸の方向あるいは厳しい応力が発生する向きが明確である設備について、設計手法として、地震力の入力をNS方向・EW方向を包絡した地震力（床応答曲線など）を用いて保守的な評価を実施している場合も考えると、応答軸が明確な設備については、水平2方向の地震力を考慮した場合においても影響軽微であることが分かる。

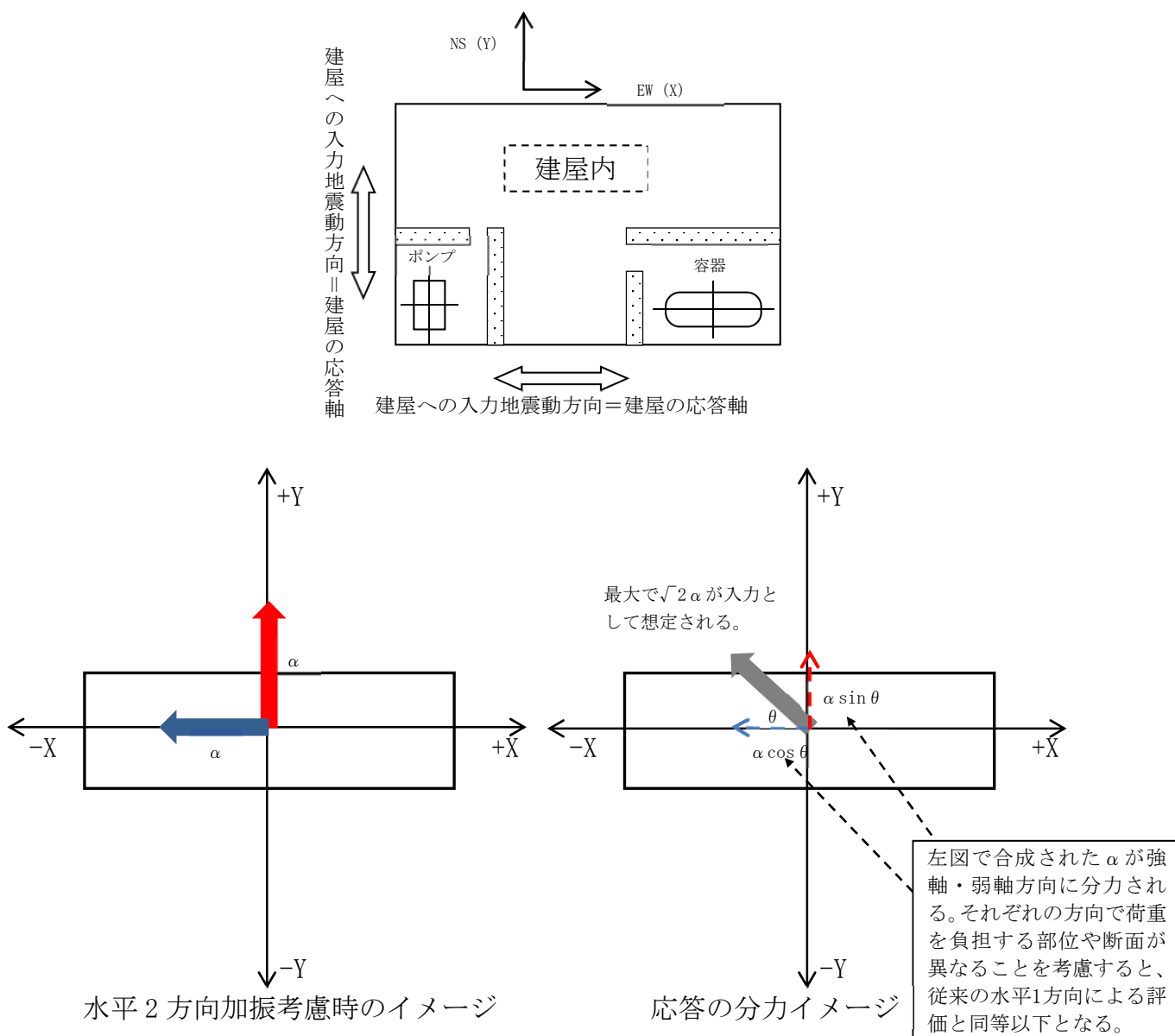


図1 水平2方向加振考慮時の応答イメージ

● 本考え方が適用可能である設備（部位）例

本考え方は設備の応答軸の方向と入力方向の関係によるものであることから、部位・応力分類によらず、各設備の耐震評価における入力方法によって影響軽微か否かを判断できると考える。別紙に本考え方が適用可能である設備の例を示す。

### 3. 影響軽微であることの解析による確認結果

弱軸・強軸方向を有する矩形構造の3次元梁モデルを用いて、影響軽微であることを解析による確認を実施した。以下に検討内容及び検討結果を示す。

#### ● 検討内容

評価検討モデルを図2に示す。検討方法及び検討条件を以下に示す。

- ・ 検討方法：水平地震力1Gを、 $0^\circ$  方向（以下「X方向」という。）及び $0^\circ$  と $90^\circ$  方向（以下「XY2方向」という。）へ入力し、X方向加振時の弱軸方向の応答がXY方向加振時の弱軸方向の応答を上回らないことを確認する。
- ・ 検討モデル：架構構造（型鋼にて構成された構造）を梁要素にてモデル化
- ・ 拘束点：機器下端の基礎ボルト点
- ・ 荷重条件：モデル座標のX方向（またはX方向及びY方向）に全周期帯で応答値が1Gの床応答曲線
- ・ 解析手法：スペクトルモーダル解析
- ・ 対象部位及び応力：架台（支持構造物）に対する応答荷重

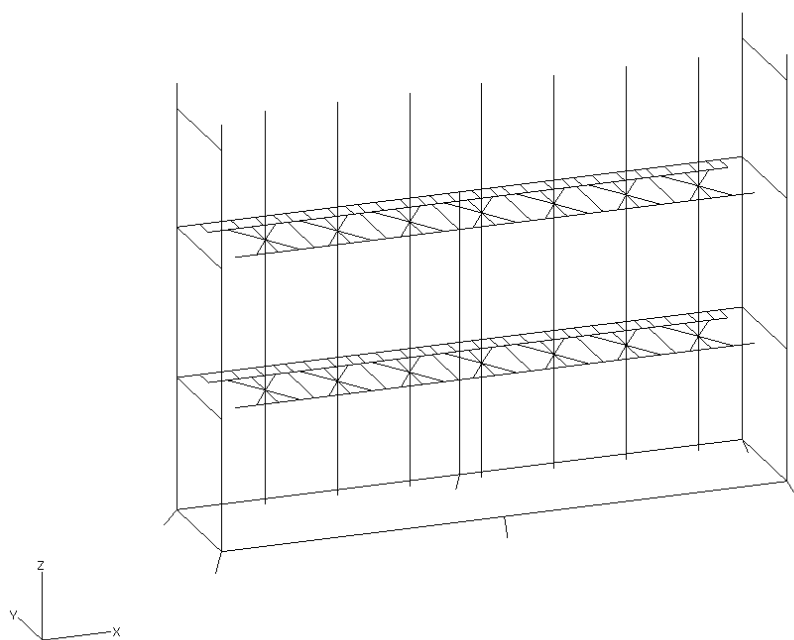


図2 評価検討モデル

## ● 検討結果

支持構造物の支配的な荷重は水平地震力による曲げモーメントである。さらに部材評価における弱軸（弱断面）方向の荷重であるX軸まわりのモーメントコンターを代表として図3、図4に示す。

さらにX方向加振時と水平各方向1：1を想定したXY2方向加振時における曲げモーメントの比較を表1に示す。

表1より、X方向加振時とXY2方向加振時の弱軸方向のモーメントは同等となっている。ただし、これは水平各方向が1：1で同時に最大値が入力された場合であり、本来の地震動の同時性を考慮すると、更にXY2方向加振時の荷重は小さくなる。

XY2方向加振時においては、強軸方向のモーメントがX方向加振時より大きな値が発生しているが、これは強軸方向の応答が励起されたために算定されたものであり、図5に示すとおり、部材はH鋼などの鋼材であり、曲げモーメントに対して各方向に対する応力評価断面を有していることから、応力を負担する断面が異なることとなり、評価は独立に扱うことができる。

したがって、応答軸が明確である設備については、図1に示すベクトル分解が荷重ベースにおいても生じることから、水平2方向を考慮した場合においても設備の有する耐震性に影響を与えないことが確認できた。さらに、入力に水平各方向の応答加速度を各周期毎に最大値をとるように包絡した床応答曲線を用いている場合もあり、その場合はさらに影響は小さくなる。

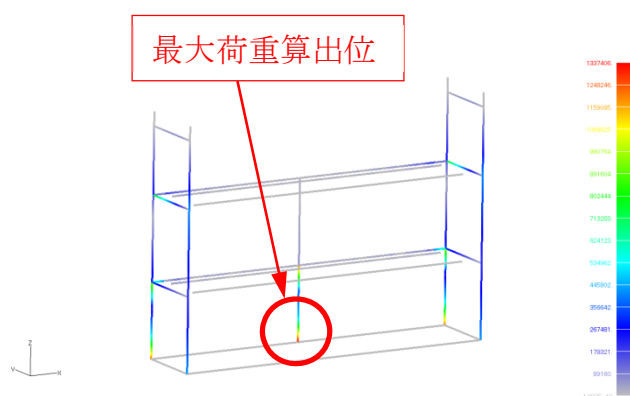


図3 水平地震時モーメントコンター図  
(X方向)

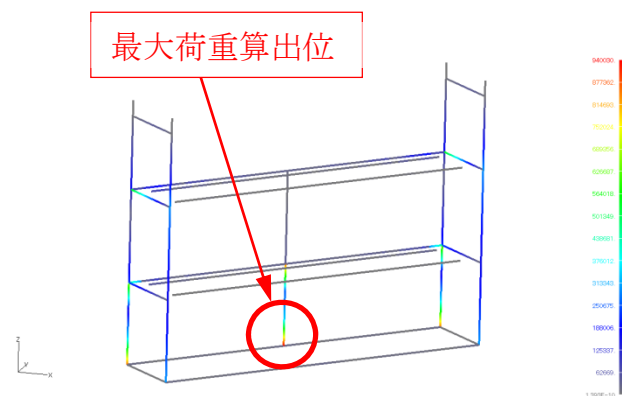


図4 水平地震時モーメントコンター図  
(XY2方向)



表1 弱軸方向の最大曲げモーメント

	曲げモーメント (弱軸) (N・mm)	【参考】 曲げモーメント (強軸) (N・mm)
X方向加振	$1.3 \times 10^6$	$0.02 \times 10^6$
XY2方向加振	$1.3 \times 10^6$	$1.5 \times 10^6$

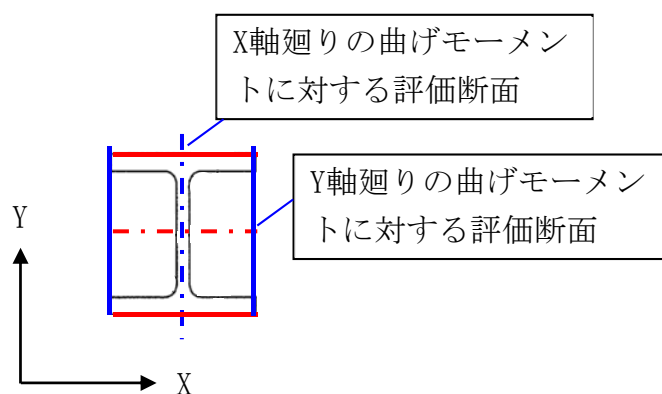
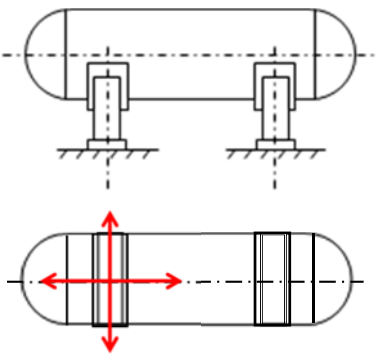
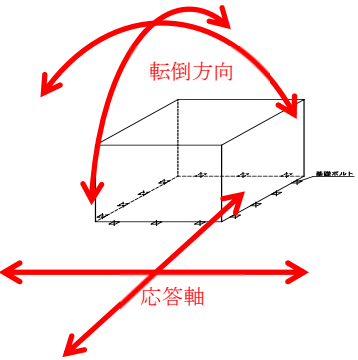


図5 部材断面

## 別紙 応答軸が明確な設備について

設備	構造図	説明	備考
横置き容器		横置き円筒形容器は矩形形状の支持脚により支持されており強軸と弱軸の関係が明確である。この応答軸の方向に地震力を入力した評価を実施している。	NS・EW包絡FRSを用いている。
横形ポンプ・横形機器用電動機、非常用ガスタービン機関、自立式の電気盤、壁掛け式の電気盤、矩形構造の架構設備		横形ポンプ・横形機器用電動機、非常用ガスタービン発電機、自立式の電気盤、壁掛け式の電気盤、矩形構造の架構設備は矩形に配置されたボルトにて支持されている。対角方向の剛性が高く、水平地震力に対して斜め方向へ転倒することなく、弱軸／強軸方向にしか応答せず、その方向に地震を入力した評価を実施している。	NS・EW包絡FRSを用いている。

## 7. 非常用ガスタービン発電機建屋 の耐震設計について

目 次

	頁
1. 概要 .....	7-1



## 1. 概要

非常用ガスタービン発電機建屋(以下「GT 建屋」という。)は、設計基準対象施設及び重大事故等対処施設に該当せず、「実用発電用原子炉及びその附属施設の位置、構造及び設備の基準に関する規則」の定義によると、耐震重要度はノンクラスとなる。

ただし、GT 建屋は、重大事故等対処施設である非常用ガスタービン発電機及び蓄電池（3系統目）並びにこれらを防護するための火災防護設備が設置され、重大事故等対処施設の間接支持構造物に分類されることから、基準地震動  $S_s$  による地震力に対して支持機能を維持する設計とする。ここで、支持機能の維持という観点で、許容限界として終局耐力を適用する。

なお、地震応答解析については、設置される設備の評価に用いる FRS を算出するために基準地震動  $S_s$  及び弾性設計用地震動  $S_d$  に対して解析を実施している。

今回の申請設備の施設区分、耐震設計の考え方について、「表 非常用ガスタービン発電機、蓄電池（3系統目）及びこれらの間接支持構造物に対する耐震設計」に示す。

表 非常用ガスタービン発電機、蓄電池（3系統目）及びこれらの間接支持構造物に対する耐震設計

名称	耐震クラス	施設区分 <sup>※1</sup>	地震力			申請工認
			基準地震動 Ss による地震力	弾性設計用地震動 Sd による地震力又は静的地震力	静的地震力	
非常用ガスタービン発電機	—	常設耐震／防止 常設／緩和	機能保持	—	—	非常用ガスタービン発電機工認
蓄電池（3系統目）	—	常設耐震／防止 常設／緩和	機能保持	弾性設計 <sup>※2</sup>	—	蓄電池（3系統目）工認
火災防護設備	—	—	— <sup>※3</sup>	—	構造強度 <sup>※4</sup> 評価	非常用ガスタービン発電機工認 及び 蓄電池（3系統目）工認
非常用ガスタービン発電機建屋	—	上記の 間接支持構造物	機能保持	— <sup>※5</sup>	—	非常用ガスタービン発電機工認 <sup>※6</sup>

※1：「常設耐震／防止」は常設耐震重要重大事故防止設備、「常設／緩和」は常設重大事故緩和設備を示す。

※2：技術基準規則第72条の特に高い信頼性要求による。

※3：火災防護設備は、技術基準規則の第5条及び第50条では基準地震動 Ss による地震力に対する耐震性の要求はないが、技術基準規則の第52条で耐震性が要求される設備については、基準地震動 Ss による地震力に対する耐震計算書を各工認の「耐震性に関する説明書」の別添に示す。

※4：「発電用原子炉施設の工事計画に係る手続きガイド」に基づき、耐震設計の基本方針のみを添付し、地震力に対する評価方針を示している。

※5：間接支持構造物については、弾性設計要求なし<sup>※7</sup>。ただし、想定破損による溢水の評価として配管の 1/3Sd 評価が必要となるため、基準地震動 Ss による地震応答解析に加えて弾性設計用地震動 Sd による地震応答解析を実施し、FRS を作成している。

※6：蓄電池（3系統目）工認では、非常用ガスタービン発電機工認における非常用ガスタービン発電機建屋の FRS を呼び込み。

※7：間接支持構造物に弾性設計要求がないことは、JEAG4601・補-1984にて「耐震重要度分類で耐震Asクラス（Sクラス）又は基準地震動 S<sub>2</sub>（Ss）発生後もその安全機能が維持される必要のある設備を支持する建物・構築物は、それ自身の耐震クラスのいかにかわらず、支持構造物としての機能が基準地震動 S<sub>2</sub>（Ss）により失われないことを証明しなければならない。」と規定されていることに基づいており、従来からSクラス施設を間接支持する建物・構築物については、Ssに対して支持構造物としての機能が失われないことを評価している。

今回、非常用ガスタービン発電機建屋に設置される機器はSA設備である非常用ガスタービン発電機と蓄電池（3系統目）設備であり、蓄電池（3系統目）については特に高い信頼性としてSd設計が要求されているが、これらの間接支持構造物については特段の要求はないため、Sクラス施設の間接支持構造物に対する考え方を準用して、基準地震動 Ss により支持機能を失わないことを確認している。