

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-工-B-19-0262_改4
提出年月日	2021年11月9日

VI-2-10-1-2-3-1 ガスタービン発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書

目次

1.	概要	1
2.	一般事項	1
2.1	構造計画	1
2.2	評価方針	6
2.2.1	ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台	6
2.2.2	車両フレーム（発電機車・制御車）	6
2.3	適用規格・基準等	9
2.4	記号の説明	10
2.4.1	ガスタービン機関の記号の説明	10
2.4.2	ガスタービン発電機の記号の説明	12
2.4.3	共通架台の記号の説明	13
2.4.4	車両フレーム（発電機車）の記号の説明	14
2.4.5	車両フレーム（制御車）の記号の説明	16
2.5	計算精度と数値の丸め方	18
3.	評価部位	19
4.	加振試験	20
4.1	基本方針	20
4.2	試験構成	20
4.3	入力地震動	20
4.4	許容限界	20
4.5	加振試験結果	20
5.	構造強度評価	23
5.1	ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台	23
5.1.1	構造強度評価方法	23
5.1.2	荷重の組合せ及び許容応力	23
5.1.3	設計用加速度	27
5.1.4	計算方法	29
5.1.5	計算条件	38
5.1.6	応力の評価	39
5.2	車両フレーム（発電機車・制御車）	42
5.2.1	構造強度評価方法	42
5.2.2	荷重の組合せ及び許容応力	42
5.2.3	設計用加速度	45
5.2.4	計算方法	47

5.2.5	計算条件	59
5.2.6	応力の評価	59
6.	機能維持評価	60
6.1	機能維持評価方法	60
7.	評価結果	61
7.1	重大事故等対処設備としての評価結果	61
7.1.1	構造強度評価結果	61
7.1.2	機能維持評価結果	61

1. 概要

本計算書は、添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」にて設定している構造強度及び機能維持の設計方針に基づき、ガスタービン発電設備 機関・発電機が設計用地震力に対して十分な構造強度及び機能を有していることを説明するものである。

また、ガスタービン発電設備 機関・発電機のうち間接支持構造物である共通架台、車両フレーム（発電機車・制御車）が設計用地震力に対して十分な支持機能を有していることを説明するものである。

ガスタービン発電設備 機関・発電機は、重大事故等対処設備においては常設耐震重要重大事故防止設備及び常設重大事故緩和設備に分類される。以下、重大事故等対処設備としての構造強度評価及び機能維持評価を示す。

2. 一般事項

2.1 構造計画

ガスタービン発電設備のガスタービン機関、ガスタービン発電機、共通架台、車両フレーム（発電機車・制御車）の構造計画を表 2-1、表 2-2、表 2-3 及び表 2-4 に示す。

表 2-1 構造計画

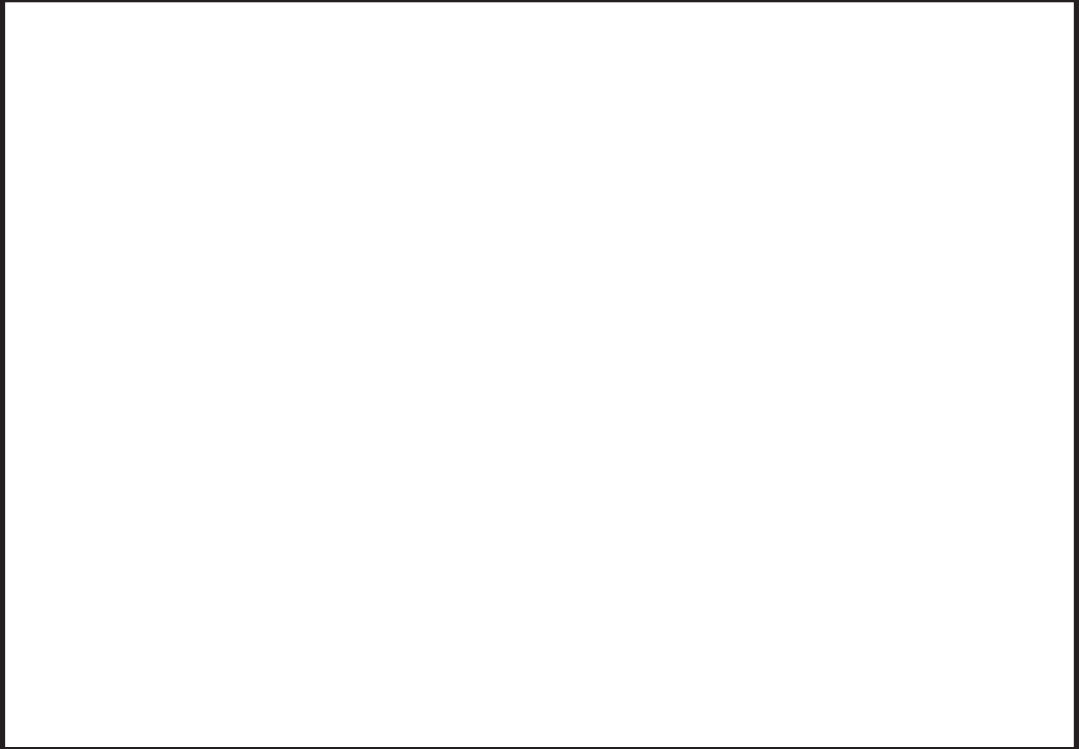
計画の概要		概略構造図
基礎・支持構造	主体構造	
ガスタービン機関は、支持脚を介して、車両内の共通架台に取付ボルトにより固定される。	単純開放サイクル 1 軸式 ガスタービン機関	<p>【ガスタービン機関】</p> 

表 2-2 構造計画

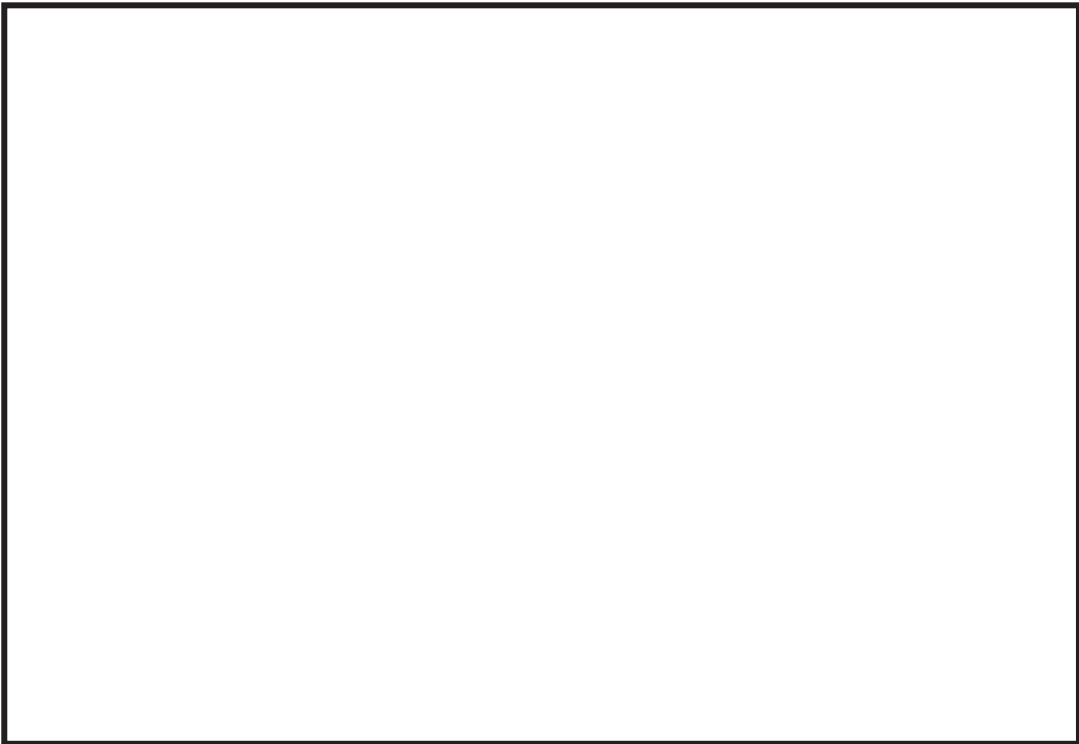
計画の概要		概略構造図
基礎・支持構造	主体構造	
ガスタービン発電機は、車両内の共通架台に取付ボルトにより固定される。	三相交流同期発電機	<p>【ガスタービン発電機】</p> 

表 2-3 構造計画

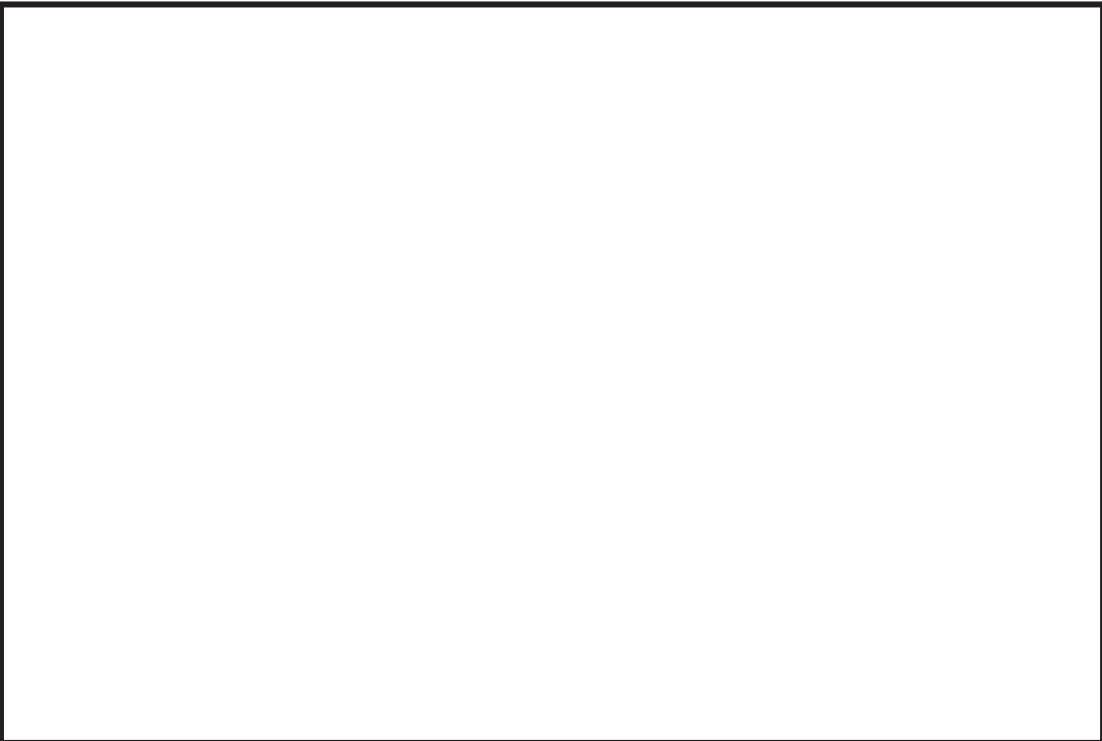
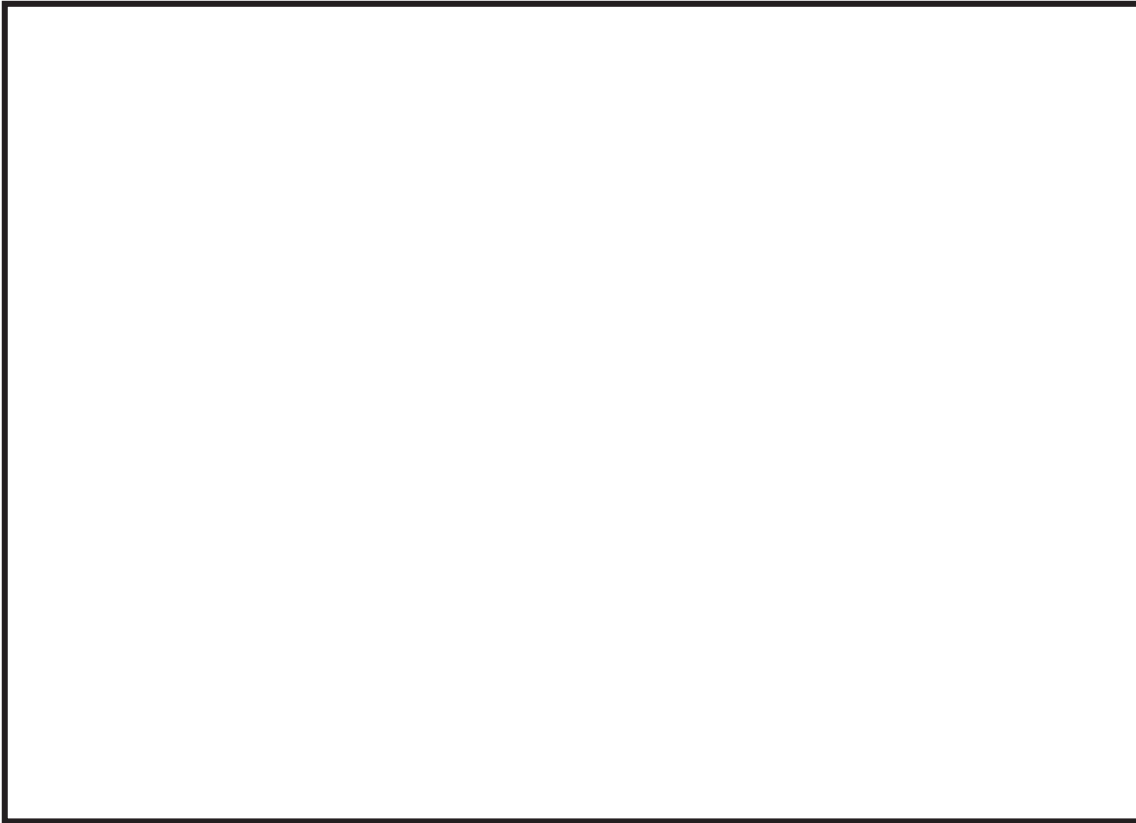
計画の概要		概略構造図
基礎・支持構造	主体構造	
<p>共通架台は車両に取付ボルトにより固定される。</p>	<p>架台 (鋼材を組み合わせた架台)</p>	<p>【共通架台】</p> 

表 2-4 構造計画

計画の概要		概略構造図
基礎・支持構造	主体構造	
<ul style="list-style-type: none"> ・ガスタービン発電設備 機関・発電機は発電機車、 制御車で構成される。 ・車載設備の自重を支持す るフレームを車両上に設 置する。 ・車両は固定装置で固定 し、保管する。 	フレーム (トラック)	<p>【車両フレーム(発電機車・制御車)】</p> 

5

2.2 評価方針

2.2.1 ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台

ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台の応力評価は，添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」にて設定した荷重及び荷重の組合せ並びに許容限界に基づき，「2.1 構造計画」にて示すガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台の部位を踏まえ「3. 評価部位」にて設定する箇所に発生する応力等が許容限界内に収まることを，「4. 加振試験」で得られた設計用加速度を用い，「5. 構造強度評価」にて示す方法にて確認することで実施する。

また，ガスタービン機関，ガスタービン発電機の機能維持評価は，添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」にて設定した機能維持の方針に基づき，地震時の応答加速度が機能確認済加速度以下であることを，「6. 機能維持評価」にて示す方法にて確認することで実施する。確認結果を「7. 評価結果」に示す。

ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台の耐震評価フローを図 2-1 に示す。

2.2.2 車両フレーム(発電機車・制御車)

間接支持構造物である車両フレーム(発電機車・制御車)の応力評価は，添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」にて設定した荷重及び荷重の組合せ並びに許容限界に基づき，「2.1 構造計画」にて示す車両のフレームの部位を踏まえ，「3. 評価部位」にて設定する箇所に発生する応力等が許容限界内に収まることを，「4. 加振試験」で得られた設計用加速度を用い，「5. 構造強度評価」にて示す方法にて確認することで実施する。

車両フレーム(発電機車・制御車)の耐震評価フローを図 2-2 に示す。

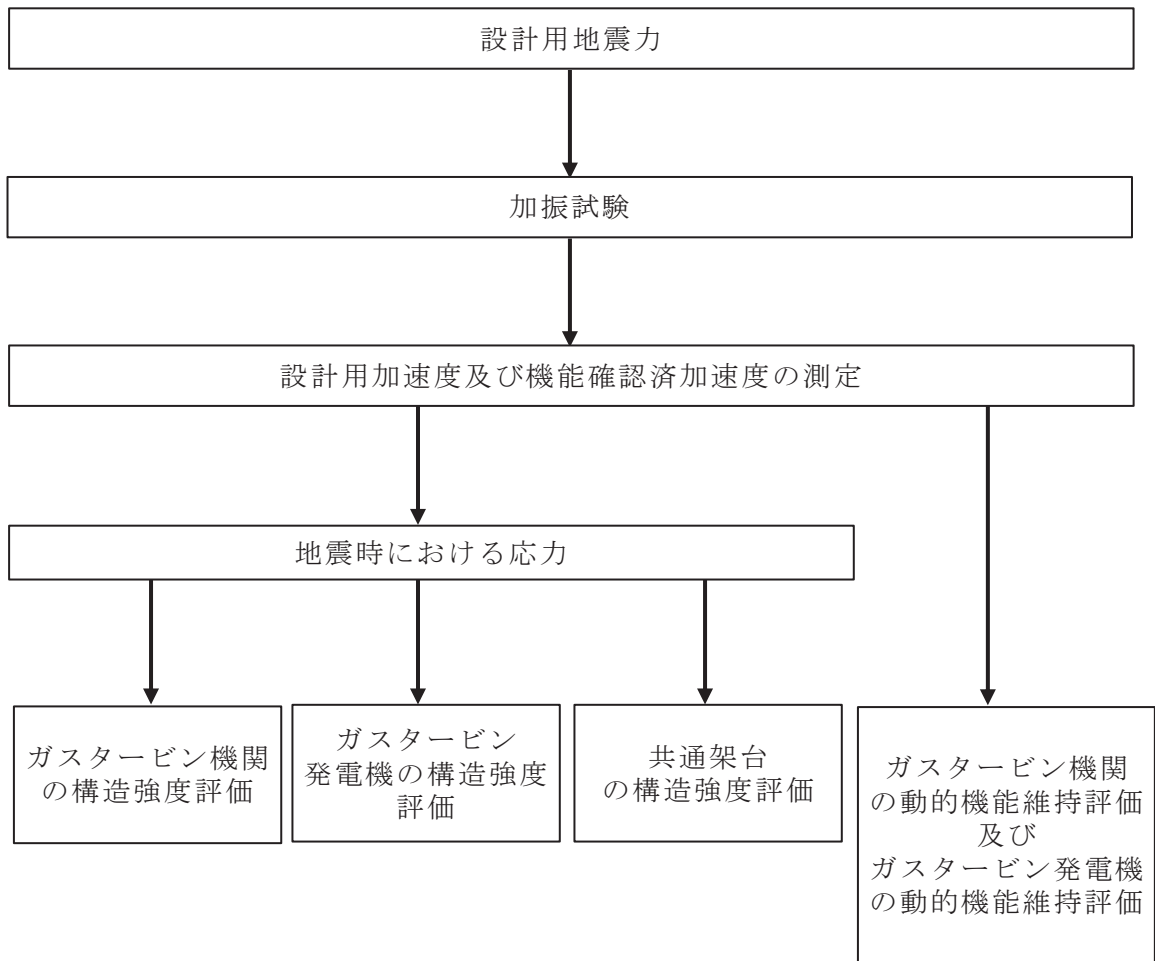


図 2-1 ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台の耐震評価フロー

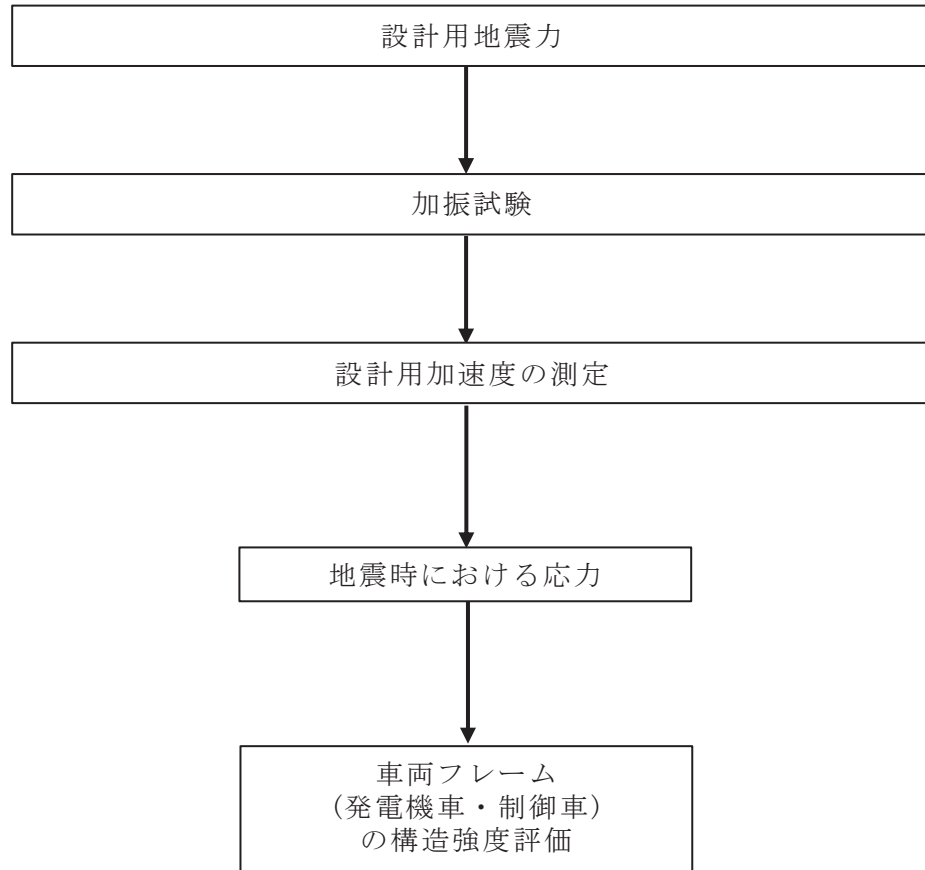


図 2-2 車両フレーム(発電機車・制御車)の耐震評価フロー

2.3 適用規格・基準等

本評価において適用する規格・基準等を以下に示す。

- (1) 原子力発電所耐震設計技術指針 (J E A G 4 6 0 1 -1987)
- (2) 原子力発電所耐震設計技術指針 重要度分類・許容応力編 (J E A G 4 6 0 1 ・
補-1984)
- (3) 原子力発電所耐震設計技術指針 (J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版)
- (4) J S M E S N C 1 -2005/2007 発電用原子力設備規格 設計・建設規格
(以下「設計・建設規格」という。)

2.4 記号の説明

2.4.1 ガスタービン機関の記号の説明

記号	記号の説明	単位
A_{bt}	取付ボルト軸断面積	mm^2
a_H	水平方向設計用加速度	m/s^2
a_P	回転体振動による加速度	m/s^2
a_V	鉛直方向設計用加速度	m/s^2
d	ボルトの呼び径	mm
F^*	設計・建設規格 SSB-3133 に定める値	MPa
F_b	取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり)	N
f_{sb}	せん断力のみを受ける取付ボルトの許容せん断応力	MPa
f_{to}	引張力のみを受ける取付ボルトの許容引張応力	MPa
f_{ts}	引張力とせん断力を同時に受ける取付ボルトの許容引張応力	MPa
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s^2
h_G	取付面から重心までの距離	mm
$L_1, L_2,$ L_3	支点となる取付ボルトから評価対象となる取付ボルトまでの距離 (短辺方向)	mm
L_{1X}	支点となる取付ボルトから評価対象となる取付ボルトまでの距離 (長辺方向)	mm
L_{GX}	支点となる取付ボルトから重心までの距離 (長辺方向)	mm
L_G	支点となる取付ボルトから重心までの距離 (短辺方向)	mm
m_{GT}	ガスタービン質量	kg
M_P	回転体回転により働くモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
n	取付ボルトの本数	—
n_1	短辺方向 (L_1 の長さ面) に設けた取付ボルトの片側本数	—
n_{1X}	長辺方向 (L_{1X} の長さ面) に設けた取付ボルトの片側本数	—
n_2	短辺方向 (L_2 の長さ面) に設けた取付ボルトの片側本数	—
n_3	短辺方向 (L_3 の長さ面) に設けた取付ボルトの片側本数	—
Q_b	取付ボルトに作用するせん断力	N
S_u	設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表9 に定める値	MPa
S_y	設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表8 に定める値	MPa
π	円周率 (=3.14159)	—
p	回転体の許容振幅	μm
P	ガスタービン機関出力	kW
R	ガスタービン定格回転数	min^{-1}
σ_{bt}	取付ボルトに生じる引張応力	MPa

記号	記号の説明	単位
τ_b	取付ボルトに生じるせん断応力	MPa

2.4.2 ガスタービン発電機の記号の説明

記号	記号の説明	単位
A_{Gb}	取付ボルトの軸断面積	mm^2
a_{GH}	水平方向設計用加速度	m/s^2
a_{GP}	回転体振動による加速度	m/s^2
a_{GV}	鉛直方向設計用加速度	m/s^2
d_G	ボルトの呼び径	mm
F^*	設計・建設規格 SSB-3133 に定める値	MPa
F_{Gb}	取付ボルトに作用する引張力 (1本当たり)	N
f_{sb}	せん断力のみを受ける取付ボルトの許容せん断応力	MPa
f_{to}	引張力のみを受ける取付ボルトの許容引張応力	MPa
f_{ts}	引張力とせん断力を同時に受ける取付ボルトの許容引張応力	MPa
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s^2
h_{GG}	取付面から重心までの距離	mm
l_{G1}	重心と取付ボルト間の水平方向距離* ¹	mm
l_{G2}	重心と取付ボルト間の水平方向距離* ¹	mm
m_G	質量	kg
M_{GP}	回転体回転によるモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
n_G	取付ボルトの本数	—
n_{Gf}	評価上引張力を受けるとして期待する取付ボルトの本数	—
Q_{Gb}	取付ボルトに作用するせん断力	N
S_u	設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表9 に定める値	MPa
S_y	設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表8 に定める値	MPa
π	円周率 (=3.14159)	—
p_G	回転体の許容振幅	μm
P_G	発電機出力	kW
R_G	発電機定格回転数	min^{-1}
σ_{Gb}	取付ボルトに生じる引張応力	MPa
τ_{Gb}	取付ボルトに生じるせん断応力	MPa

注記* 1 : $l_{G1} \leq l_{G2}$

2.4.3 共通架台の記号の説明

記号	記号の説明	単位
A_{Kbt}	取付ボルト軸断面積	mm^2
a_{KH}	水平方向設計用加速度	m/s^2
a_{KP}	回転体振動による加速度	m/s^2
a_{KV}	鉛直方向設計用加速度	m/s^2
d_K	ボルトの呼び径	mm
F^*	設計・建設規格 SSB-3133 に定める値	MPa
F_{Kb}	取付ボルトに作用する引張力 (1本あたり)	N
f_{sb}	せん断力のみを受ける取付ボルトの許容せん断応力	MPa
f_{to}	引張力のみを受ける取付ボルトの許容引張応力	MPa
f_{ts}	引張力とせん断力を同時に受ける取付ボルトの許容引張応力	MPa
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s^2
h_{KG}	取付面から重心までの距離	mm
$L_{K1},$ $L_{K2},$ L_{K3}	支点となる取付ボルトから評価対象となる取付ボルトまでの距離 (短辺方向)	mm
L_{KG}	支点となる取付ボルトから重心までの距離 (短辺方向)	mm
$L_{K1X},$ $L_{K2X},$ L_{K3X}	支点となる取付ボルトから評価対象となる取付ボルトまでの距離 (長辺方向)	mm
L_{KGX}	支点となる取付ボルトから重心までの距離 (長辺方向)	mm
m_K	質量	kg
n_K	取付ボルトの本数	—
n_{K1}	短辺方向 (L_{K1} の長さ面) に設けた取付ボルトの片側本数	—
n_{K1X}	長辺方向 (L_{K1X} の長さ面) に設けた取付ボルトの片側本数	—
n_{K2}	短辺方向 (L_{K2} の長さ面) に設けた取付ボルトの片側本数	—
n_{K2X}	長辺方向 (L_{K2X} の長さ面) に設けた取付ボルトの片側本数	—
n_{K3}	短辺方向 (L_{K3} の長さ面) に設けた取付ボルトの片側本数	—
n_{K3X}	長辺方向 (L_{K3X} の長さ面) に設けた取付ボルトの片側本数	—
Q_{Kb}	取付ボルトに作用するせん断力	N
S_u	設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表9 に定める値	MPa
S_y	設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表8 に定める値	MPa
π	円周率 (=3.14159)	—
σ_{Kbt}	取付ボルト引張応力	MPa
τ_{Kb}	取付ボルトに生じるせん断応力	MPa

2.4.4 車両フレーム（発電機車）の記号の説明

記号	記号の説明	単位
$A_{HbH}(x)$, $A_{HbV}(x)$	それぞれ水平，鉛直方向に対する支持位置 A から距離 x における車両フレーム断面積	mm^2
a_{HH}	水平方向設計用加速度	m/s^2
a_{HV}	鉛直方向設計用加速度	m/s^2
$a_{HV'}$	水平方向地震による鉛直方向加速度 $= \frac{h_{H1}}{L_{HX}} \cdot a_{HH} \quad , \quad = \frac{h_{H2}}{L_{HX}} \cdot a_{HH}$	m/s^2
h_{H1}	車両フレームからコンテナ重心までの距離	mm
h_{H2}	車両フレームから共通架台搭載機器の重心までの距離	mm
F^*	設計・建設規格 SSB-3133 に定める値	MPa
$F_{HH}(x)$, $F_{HV}(x)$, $F_{HV'}(x)$	それぞれ a_{HH} , a_{HV} , $a_{HV'}$ による支持位置 A から距離 x におけるせん断荷重	N
f_{sb}	せん断荷重のみを受けるボルト以外の許容せん断応力	MPa
f_{to}	曲げを受けるボルト以外の許容曲げ応力	MPa
f_{ts}	曲げとせん断荷重を同時に受けるボルト以外の許容組合せ応力	MPa
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s^2
L_{H1}	支持位置 A, B 間でコンテナが搭載されていない距離	mm
L_{H2}	支持位置 A, B 間距離	mm
L_H	支持位置 A から車両フレーム後端部までの距離	mm
L_{HX}	フレームの支持位置間の距離	mm
m_{H1}	コンテナより車両フレームに作用する質量	kg
m_{H2}	共通架台搭載機器より車両フレームに作用する質量	kg
$M_{HH}(x)$, $M_{HV}(x)$, $M_{HV'}(x)$	それぞれ a_{HH} , a_{HV} , $a_{HV'}$ による支持位置 A から距離 x における曲げモーメント	$N \cdot mm$
S_u	車両製造メーカー材料データ値(引張強さ)	MPa
S_y	車両製造メーカー材料データ値(降伏点)	MPa
x	支持位置 A からの距離	mm
$Z_{HH}(x)$, $Z_{HV}(x)$	それぞれ水平，鉛直方向に対する支持位置 A から距離 x における車両フレームの断面係数	mm^3
σ_{HH} , σ_{HV} , $\sigma_{HV'}$	それぞれ a_{HH} , a_{HV} , $a_{HV'}$ による車両フレームの組合せ応力	MPa

記号	記号の説明	単位
$\sigma_{HbH}(x)$, $\sigma_{HbV}(x)$, $\sigma_{HbV'}(x)$	それぞれ a_{HH} , a_{HV} , $a_{HV'}$ による支持位置 A から距離 x における車両フレームの曲げ応力	MPa
$\tau_{HbH}(x)$, $\tau_{HbV}(x)$, $\tau_{HbV'}(x)$	それぞれ a_{HH} , a_{HV} , $a_{HV'}$ による支持位置 A から距離 x における車両フレームのせん断応力	MPa
σ_H	組合せ応力	MPa

2.4.5 車両フレーム（制御車）の記号の説明

記号	記号の説明	単位
$A_{sbH}(x)$, $A_{sbV}(x)$	それぞれ水平，鉛直方向に対する支持位置 A から距離 x における車両フレーム断面積	mm^2
a_{SH}	水平方向設計用加速度	m/s^2
a_{SV}	鉛直方向設計用加速度	m/s^2
$a_{SV'}$	水平方向地震による鉛直方向加速度 = $\frac{h_{s1}}{L_{sx}} \cdot a_{SH}$	m/s^2
h_{s1}	車両フレームからコンテナ重心までの距離	mm
F^*	設計・建設規格 SSB-3133 に定める値	MPa
$F_{SH}(x)$, $F_{SV}(x)$, $F_{SV'}(x)$	それぞれ a_{SH} , a_{SV} , $a_{SV'}$ による支持位置 A から距離 x におけるせん断荷重	N
f_{sb}	せん断荷重のみを受けるボルト以外の許容せん断応力	MPa
f_{to}	曲げを受けるボルト以外の許容曲げ応力	MPa
f_{ts}	曲げとせん断荷重を同時に受けるボルト以外の許容組合せ応力	MPa
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s^2
L_{s1}	支持位置 A, B 間でコンテナが搭載されていない距離	mm
L_{s2}	支持位置 A, B 間距離	mm
L_s	支持位置 A から車両フレーム後端部までの距離	mm
L_{sx}	フレームの支持位置間の距離	mm
m_{s1}	コンテナより車両フレームに作用する質量	kg
$M_{SH}(x)$, $M_{SV}(x)$, $M_{SV'}(x)$	それぞれ a_{SH} , a_{SV} , $a_{SV'}$ による支持位置 A から距離 x における曲げモーメント	$N \cdot mm$
S_u	車両製造メーカー材料データ値(引張強さ)	MPa
S_y	車両製造メーカー材料データ値(降伏点)	MPa
x	支持位置 A からの距離	mm
$Z_{SH}(x)$, $Z_{SV}(x)$	それぞれ水平，鉛直方向に対する支持位置 A から距離 x における車両フレームの断面係数	mm^3
σ_{SH} , σ_{SV} , $\sigma_{SV'}$	それぞれ a_{SH} , a_{SV} , $a_{SV'}$ による車両フレームの組合せ応力	MPa

記号	記号の説明	単位
$\sigma_{sbH}(x)$, $\sigma_{sbV}(x)$, $\sigma_{sbV'}(x)$	それぞれ a_{sH} , a_{sV} , $a_{sV'}$ による支持位置 A から距離 x における車両フレームの曲げ応力	MPa
$\tau_{sbH}(x)$, $\tau_{sbV}(x)$, $\tau_{sbV'}(x)$	それぞれ a_{sH} , a_{sV} , $a_{sV'}$ による支持位置 A から距離 x における車両フレームのせん断応力	MPa
σ_s	組合せ応力	MPa

2.5 計算精度と数値の丸め方

計算精度は、有効数字 6 桁以上を確保する。

表示する数値の丸め方は、表 2-5 に示すとおりである。

表 2-5 表示する数値の丸め方

数値の種類	単位	処理桁	処理方法	表示桁
温度	°C	—	—	整数位
質量	kg	—	—	整数位
長さ	mm	—	—	整数位 ^{*1}
面積	mm ²	有効数字 5 桁目	四捨五入	有効数字 4 桁 ^{*2}
力	N	有効数字 5 桁目	四捨五入	有効数字 4 桁 ^{*2}
モーメント	N・mm	有効数字 5 桁目	四捨五入	有効数字 4 桁 ^{*2}
算出応力	MPa	小数点以下第 1 位	切上げ	整数位
許容応力	MPa	小数点以下第 1 位	切捨て	整数位 ^{*3}
加速度	m/s ²	有効数字 5 桁目	四捨五入	有効数字 4 桁 ^{*2}

注記*1：設計上定める値が小数点以下の場合は、小数点以下第 1 位表示とする。

*2：絶対値が 1000 以上のときは、べき数表示とする。

*3：設計・建設規格 付録材料図表に記載された温度の中間における引張強さ及び降伏点は、比例法により補間した値の小数点以下第 1 位を切り捨て、整数位までの値とする。

3. 評価部位

ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台の耐震評価は，「5.1.1 構造強度評価方法」に示す条件に基づき，耐震評価上厳しくなる取付ボルトについて実施する。ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台の耐震評価箇所について，表 2-1，表 2-2 及び表 2-3 の概略構造図に示す。

車両フレーム（発電機車・制御車）の耐震評価は，「5.2.1 構造強度評価方法」に示す条件に基づき，自重を支持している車両のフレームを評価対象部位とする。車両フレーム（発電機車・制御車）の耐震評価部位については，表 2-4 の概略構造図に示す。

4. 加振試験

4.1 基本方針

各耐震評価箇所の設計用加速度及び機能確認済加速度は、国立研究開発法人防災科学技術研究所兵庫耐震工学研究センターにおける加振試験（令和3年1月）の結果より求める。なお、加振試験時に各耐震評価箇所において応答加速度が大きくなる各機器の頂部位置で各々測定された最大応答加速度を構造強度評価で用いる設計用加速度とする。また、加振台の最大加速度を機能確認済加速度とする。

4.2 試験構成

表 2-4 に示す車両について、車両全体を固定装置に固定した状態で加振台に設置する。

4.3 入力地震動

入力地震動は、添付書類「VI-2-2-21 緊急用電気品建屋の地震応答計算書」に示す緊急用電気品建屋の地震応答から、添付書類「VI-2-1-7 設計用応答曲線の作成方針」に基づき作成する設計用床応答曲線をおおむね上回るよう作成したランダム波とする。

なお、水平（走行軸方向）＋鉛直方向，水平方向（走行軸直角方向）＋鉛直方向の2方向同時加振とする。

4.4 許容限界

機能確認済加速度を求める際、車両全体として安定性を有し、転倒しないこと、また、車両に搭載している発電装置の動的及び電氣的機能が維持できることを許容限界として設定する。

4.5 加振試験結果

加振試験結果により得られたガスタービン機関，ガスタービン発電機，蓄電池架台，制御盤，ガバナ盤，ガスタービン発電設備燃料小出槽の頂部の設計用加速度を表 4-1 から表 4-6 に，また機能確認済加速度を表 4-7 に示す。

表 4-1 ガスタービン機関の設計用加速度

(単位：m/s²)

項目	加速度
水平	24.22
鉛直	21.97

表 4-2 ガスタービン発電機の設計用加速度

(単位：m/s²)

項目	加速度
水平	17.46
鉛直	14.12

表 4-3 蓄電池架台の設計用加速度

(単位：m/s²)

項目	加速度
水平	14.71
鉛直	11.57

表 4-4 制御盤の設計用加速度

(単位：m/s²)

項目	加速度
水平	17.75
鉛直	19.91

表 4-5 ガバナ盤の設計用加速度

(単位：m/s²)

項目	加速度
水平	26.58
鉛直	19.12

表 4-6 ガスタービン発電設備燃料小出槽の設計用加速度

(単位：m/s²)

項目	加速度
水平	26.28
鉛直	18.93

表 4-7 機能確認済加速度

(単位 : $\times 9.8\text{m/s}^2$)

項目	機能確認済加速度
水平	1.88
鉛直	1.14

5. 構造強度評価

5.1 ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台

5.1.1 構造強度評価方法

- (1) ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台の応力評価には，1質点系モデルによる公式等を用いた手法を適用する。
- (2) ガスタービン機関は，加振試験で得られたガスタービン頂部における最大応答加速度を設計用加速度として用いて発生応力を算出し，応力評価を行う。
- (3) ガスタービン発電機は，加振試験で得られた発電機頂部における最大応答加速度を設計用加速度として用いて発生応力を算出し，応力評価を行う。
- (4) 共通架台は，加振試験で得られた発電機頂部*における最大応答加速度を設計用加速度として用いて発生応力を算出し，応力評価を行う。
- (5) ガスタービン機関は，給気ダクト，排気ダクト，支持脚等で支持されているが，ガスタービン機関の取付ボルトの評価が最も厳しくなるよう支持脚のみで軸方向および鉛直方向の荷重を受けた場合で評価を行う。
- (6) ガスタービン機関及び発電機本体を含む装置一式については，加振試験で耐震性を確認していることから，ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台の取付ボルトを評価対象とする。
- (7) 転倒方向は，計算モデルにおける短辺方向及び長辺方向について検討し，計算書には結果の厳しい方（許容値／発生値の小さい方をいう。）を記載する。
- (8) 耐震計算に用いる寸法は，公称値を使用する。

* 共通架台の搭載機器であるガスタービン機関および発電機を含めた重心を選定し，その重心の水平方向に近い位置かつ重心の鉛直方向より高い位置を選定

5.1.2 荷重の組合せ及び許容応力

(1) 荷重の組合せ及び許容応力状態

ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台の荷重の組合せ及び許容応力状態のうち重大事故等対処設備の評価に用いるものを表 5-1 に示す。

(2) 許容応力

ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台の許容応力は，添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」に基づき表 5-2 のとおりとする。

(3) 使用材料の許容応力評価条件

ガスタービン機関，ガスタービン発電機及び共通架台の使用材料の許容応力評価条件のうち重大事故等対処設備の評価に用いるものを表 5-3 に示す。

表 5-1 荷重の組合せ及び許容応力状態（重大事故等対処設備）

施設区分		機器名称	設備分類 ^{*1}	機器等の区分	荷重の組合せ	許容応力状態
非常用電源設備	非常用発電装置	ガスタービン機関 ガスタービン発電機 共通架台	常設耐震／防止 常設／緩和	— ^{*2}	$D + P_D + M_D + S_s$ ^{*3}	$IV_A S$
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	$V_A S$ ($V_A S$ として $IV_A S$ の許容限界を用いる。)

注記*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：その他の支持構造物の荷重の組合せ及び許容応力状態を適用する。

*3：「 $D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$ 」の評価に包絡されるため，評価結果の記載を省略する。

表 5-2 許容応力（重大事故等その他の支持構造物）

許容応力状態	許容限界 ^{*1, *2} (ボルト等)	
	一次応力	
	引張り	せん断
IV _{AS}	1.5・f _t [*]	1.5・f _s [*]
V _{AS} (V _{AS} としてIV _{AS} の許容限界を用いる。)		

注記*1：応力の組合せが考えられる場合には，組合せ応力に対しても評価を行う。

*2：当該の応力が生じない場合，規格基準で省略可能とされている場合及び他の応力で代表可能である場合は評価を省略する。

表 5-3 使用材料の許容応力評価条件（重大事故等対処設備）

評価部材	材料	温度条件 (°C)		S _y (MPa)	S _u (MPa)
ガスタービン機関取付ボルト		周囲環境温度	50		
ガスタービン発電機取付ボルト		周囲環境温度	50		
共通架台取付ボルト		周囲環境温度	50		

5.1.3 設計用加速度

構造強度評価に用いる入力加速度には、ガスタービン機関取付ボルトにおいては「4. 加振試験」で得られたガスタービン機関の設計用加速度を、ガスタービン発電機取付ボルトにおいては「4. 加振試験」で得られた発電機の設計用加速度を、共通架台取付ボルトにおいては「4. 加振試験」で得られた共通架台の設計用加速度を用いる。

設計用加速度を表 5-4, 表 5-5 及び表 5-6 に示す。

表 5-4 ガスタービン機関の設計用加速度（重大事故等対処設備）

据付場所 及び 床面高さ (m)	弾性設計用地震動 S d 又は静的震度		基準地震動 S s (m/s ²)	
	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計用加速度	鉛直方向 設計用加速度
緊急用電気品建屋 O.P. 62.90 ^{*1}	—	—	24.22 ^{*2}	21.97 ^{*2}

注記*1：基準床レベルを示す。

*2：加振試験で得られたガスタービン頂部における最大応答加速度。

表 5-5 ガスタービン発電機の設計用加速度（重大事故等対処設備）

据付場所 及び 床面高さ (m)	弾性設計用地震動 S d 又は静的震度		基準地震動 S s (m/s ²)	
	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計用加速度	鉛直方向 設計用加速度
緊急用電気品建屋 O.P. 62.90 ^{*1}	—	—	17.46 ^{*2}	14.12 ^{*2}

注記*1：基準床レベルを示す。

*2：加振試験で得られた発電機頂部における最大応答加速度。

表 5-6 共通架台の設計用加速度（重大事故等対処設備）

据付場所 及び 床面高さ (m)	弾性設計用地震動 S d 又は静的震度		基準地震動 S s (m/s ²)	
	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計用加速度	鉛直方向 設計用加速度
緊急用電気品建屋 O.P. 62.90 ^{*1}	—	—	17.46 ^{*2}	14.12 ^{*2}

注記*1：基準床レベルを示す。

*2：加振試験で得られた発電機頂部における最大応答加速度。

5.1.4 計算方法

(1) ガスタービン機関取付ボルトの応力の計算方法

ガスタービン機関取付ボルトの応力評価を行う。応力評価にあたっては、1 質点系モデルによる公式等を用いた手法にて評価を行う。

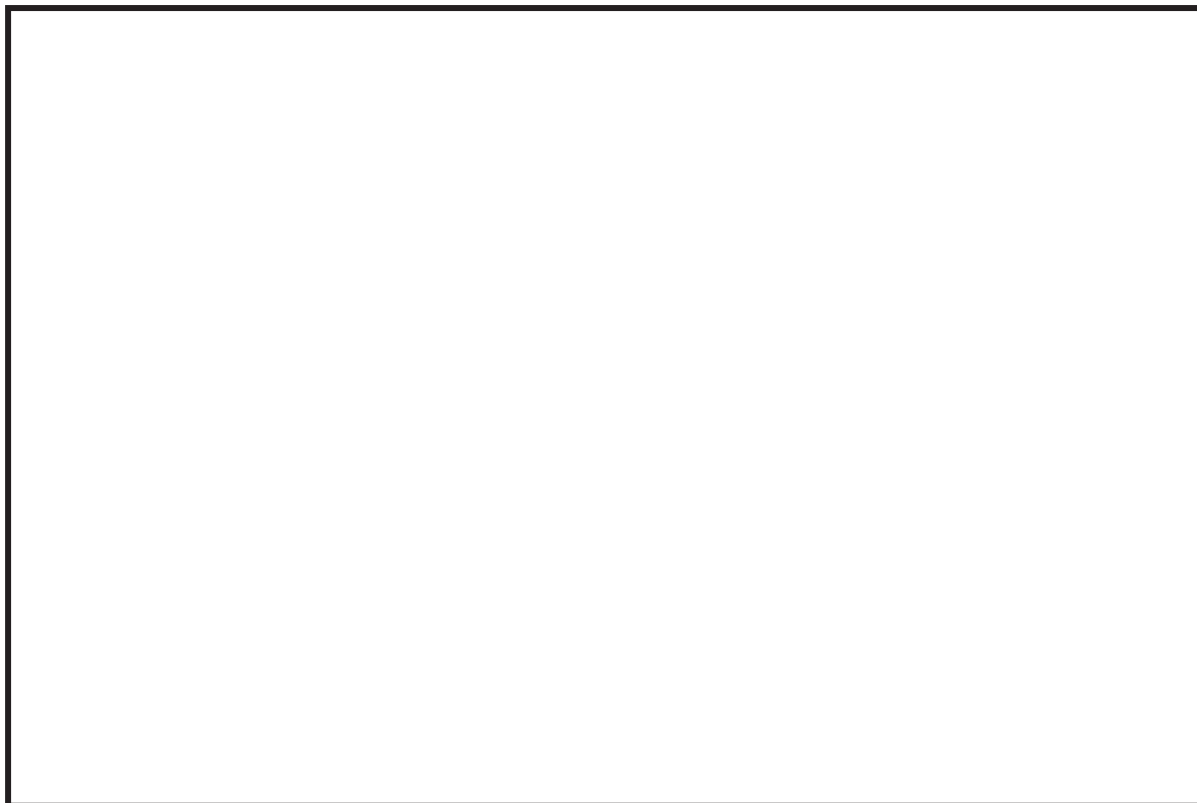


図 5-1 ガスタービン機関取付ボルトの計算モデル図（短辺方向転倒）



図 5-2 ガスタービン機関取付ボルトの計算モデル図（長辺方向転倒）
（短辺方向転倒及び長辺方向転倒 $(g - a_v - a_p) < 0$ の場合）

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

a. 引張応力

図 5-1 及び図 5-2 に示すモーメントのつり合いより以下の各計算式が得られる。

短辺方向の引張力計算式

$$F_b = \frac{\{m_{GT} \cdot (a_H + a_P) \cdot h_G + M_P - m_{GT} \cdot (g - a_V - a_P) \cdot L_G\} \cdot L_1}{L_1^2 \cdot n_1 + L_2^2 \cdot n_2 + L_3^2 \cdot n_3} \dots\dots\dots (5.1.4.1)$$

長辺方向の引張力計算式

$$F_b = \frac{m_{GT} \cdot (a_H + a_P) \cdot h_G - m_{GT} \cdot (g - a_V - a_P) \cdot L_{GX}}{n_{1X} \cdot L_{1X}} \dots\dots\dots (5.1.4.2)$$

短辺方向の引張応力計算式

$$\sigma_{bt} = \frac{F_b}{A_{bt}} \dots\dots\dots (5.1.4.3)$$

長辺方向の引張応力計算式

$$\sigma_{bt} = \frac{F_b}{A_{bt}} \dots\dots\dots (5.1.4.4)$$

σ_{bt} は、上式で得られる大きい方の値とする。

ここで、取付ボルトの軸断面積 A_{bt} は次式より求める。

$$A_{bt} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \dots\dots\dots (5.1.4.5)$$

ここで、回転体回転によるモーメント M_P は、ガスタービン機関の出力及びガスタービン機関の定格回転数を考慮して定める値である。回転体振動による加速度 a_p は、回転体の許容振幅及びガスタービン機関の定格回転数を考慮して定める値である。

回転体回転によるモーメントの計算式

$$M_P = \left(\frac{60}{2 \cdot \pi \cdot R} \right) \cdot 10^6 \cdot P \quad \dots\dots\dots (5.1.4.6)$$

回転体振動による加速度の計算式

$$a_p = \frac{\frac{1}{2} \cdot \frac{p}{1000} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{R}{60} \right)^2}{1000} \quad \dots\dots\dots (5.1.4.7)$$

b. せん断応力

取付ボルトに対するせん断力は、ボルト全本数で受けるものとして計算する。

せん断力

$$Q_b = m_{GT} \cdot (a_H + a_p) \quad \dots\dots\dots (5.1.4.8)$$

せん断応力

$$\tau_b = \frac{Q_b}{n \cdot A_{bt}} \quad \dots\dots\dots (5.1.4.9)$$

(2) ガスタービン発電機取付ボルトの応力の計算方法

ガスタービン発電機取付ボルトの応力評価を行う。応力評価にあたっては、1 質点系モデルによる公式等を用いた手法にて評価を行う。

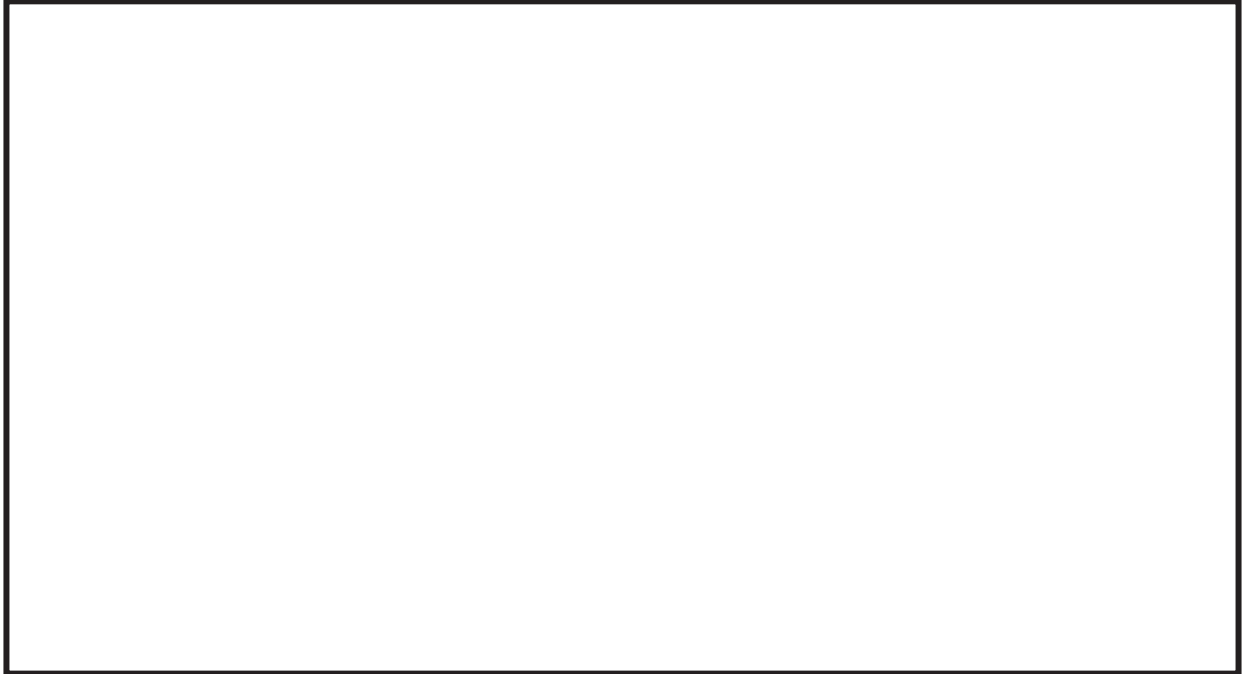


図 5-3 ガスタービン発電機取付ボルトの計算モデル図（短辺方向転倒）



図 5-4 ガスタービン発電機取付ボルトの計算モデル図（長辺方向転倒）
 （短辺方向転倒及び長辺方向転倒 $(g - a_{GV} - a_{GP}) < 0$ の場合）

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

a. 引張応力

図 5-3 及び図 5-4 に示すモーメントのつり合いより以下の各計算式が得られる。

短辺方向の引張力計算式

$$F_{Gb} = \frac{m_G \cdot (a_{GH} + a_{GP}) \cdot h_{GG} + M_{GP} - m_G \cdot (g - a_{GV} - a_{GP}) \cdot \ell_{G2}}{n_{Gf} \cdot (\ell_{G1} + \ell_{G2})} \dots\dots\dots (5.1.4.10)$$

長辺方向の引張力計算式

$$F_{Gb} = \frac{m_G \cdot (a_{GH} + a_{GP}) \cdot h_{GG} - m_G \cdot (g - a_{GV} - a_{GP}) \cdot \ell_{G2}}{n_{Gf} \cdot (\ell_{G1} + \ell_{G2})} \dots\dots\dots (5.1.4.11)$$

短辺方向の引張応力計算式

$$\sigma_{Gb} = \frac{F_{Gb}}{A_{Gb}} \dots\dots\dots (5.1.4.12)$$

長辺方向の引張応力計算式

$$\sigma_{Gb} = \frac{F_{Gb}}{A_{Gb}} \dots\dots\dots (5.1.4.13)$$

σ_{Gb} は、上式で得られる大きい方の値とする。

ここで、取付ボルトの軸断面積 A_{Gb} は次式より求める。

$$A_{Gb} = \frac{\pi}{4} \cdot d_G^2 \dots\dots\dots (5.1.4.14)$$

ここで、回転体回転によるモーメント M_{GP} は、ガスタービン発電機の実出力及び定格回転数を考慮して定める値である。回転体振動による加速度 a_{GP} は、回転体の許容振幅及びガスタービン発電機の定格回転数を考慮して定める値である。

回転体回転によるモーメントの計算式

$$M_{GP} = \left(\frac{60}{2 \cdot \pi \cdot R_G} \right) \cdot 10^6 \cdot P_G \quad \dots \quad (5.1.4.15)$$

回転体振動による加速度の計算式

$$a_{GP} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \frac{P_G}{1000} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{R_G}{60} \right)^2}{1000} \quad \dots \quad (5.1.4.16)$$

b. せん断応力

取付ボルトに対するせん断力は、ボルト全本数で受けるものとして計算する。

せん断力

$$Q_{Gb} = m_G \cdot (a_{GH} + a_{GP}) \quad \dots \quad (5.1.4.17)$$

せん断応力

$$\tau_{Gb} = \frac{Q_{Gb}}{n_G \cdot A_{Gb}} \quad \dots \quad (5.1.4.18)$$

(3) 共通架台取付ボルトの応力の計算方法

共通架台取付ボルトの応力評価を行う。応力評価にあたっては、1質点系モデルによる公式等を用いた手法にて評価を行う。

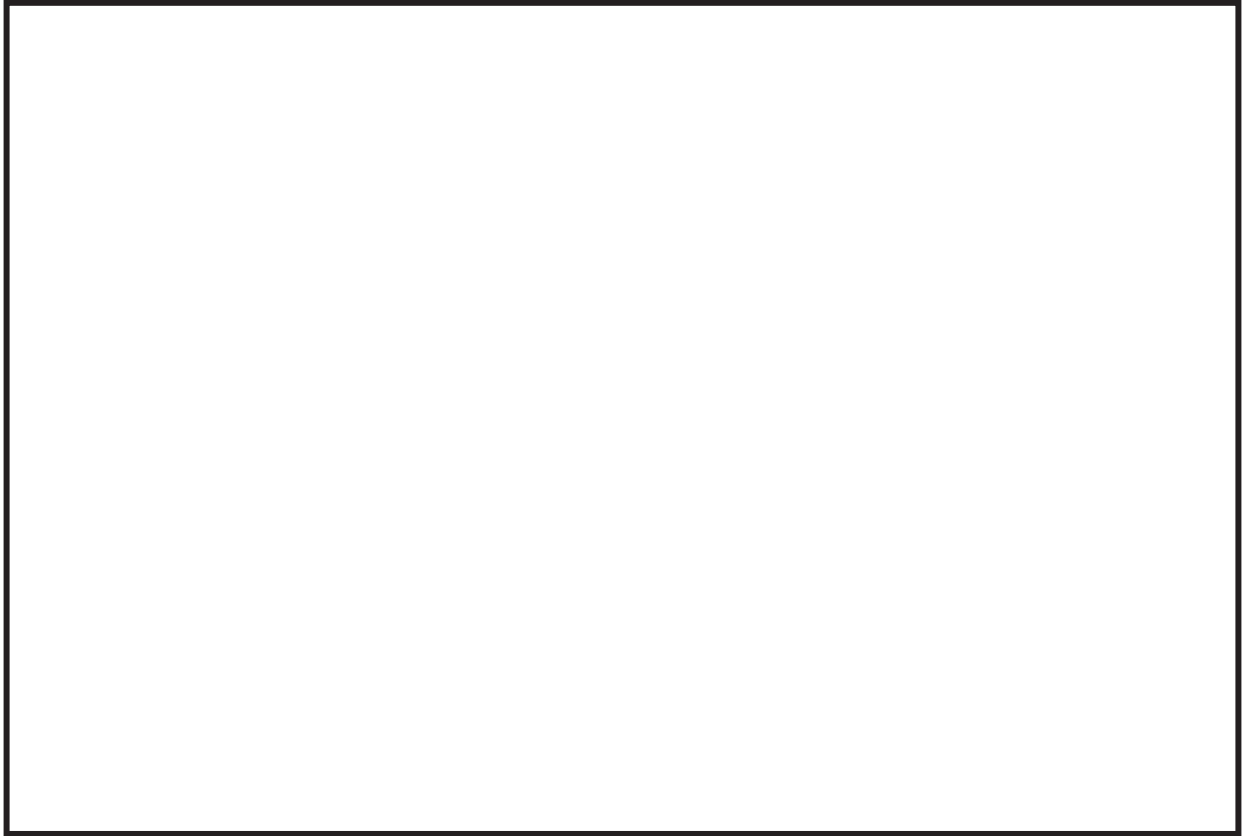


図 5-5 共通架台取付ボルトの計算モデル図（短辺方向転倒）



図 5-6 共通架台取付ボルトの計算モデル図（長辺方向転倒）
（短辺方向転倒及び長辺方向転倒 $(g - a_{KV} - a_{KP}) < 0$ の場合）

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

a. 引張応力

図 5-5 及び図 5-6 に示すモーメントのつり合いより以下の各計算式が得られる。

短辺方向の引張力計算式

$$F_{Kb} = \frac{\{m_K \cdot (a_{KH} + a_{KP}) \cdot h_{KG} - m_K \cdot (g - a_{KV} - a_{KP}) \cdot L_{KG}\} \cdot L_{K1}}{L_{K1}^2 \cdot n_{K1} + L_{K2}^2 \cdot n_{K2} + L_{K3}^2 \cdot n_{K3}} \quad \cdots (5.1.4.19)$$

長辺方向の引張力計算式

$$F_{Kb} = \frac{\{m_K \cdot (a_{KH} + a_{KP}) \cdot h_{KG} - m_K \cdot (g - a_{KV} - a_{KP}) \cdot L_{KGX}\} \cdot L_{K1X}}{\left(\sum_{j=1}^3 L_{KjX}^2 \cdot n_{KjX}\right)} \quad \cdots (5.1.4.20)$$

短辺方向の引張応力計算式

$$\sigma_{Kbt} = \frac{F_{Kb}}{A_{Kbt}} \quad \cdots (5.1.4.21)$$

長辺方向の引張応力計算式

$$\sigma_{Kbt} = \frac{F_{Kb}}{A_{Kbt}} \quad \cdots (5.1.4.22)$$

σ_{Kbt} は、上式で得られる大きい方の値とする。

ここで、取付ボルトの軸断面積 A_{Kbt} は次式より求める。

$$A_{Kbt} = \frac{\pi}{4} \cdot d_K^2 \quad \cdots (5.1.4.23)$$

また、ガスタービン回転体振動による加速度 a_{KP} は、5.1.4(1)項で求めた回転体振動による加速度 a_P を使用する。

ガスタービン回転体振動による加速度の計算式

$$a_{KP} = a_P \quad \dots\dots\dots (5.1.4.24)$$

なお、回転体回転により働くモーメントはガスタービン発電機とガスタービン機関が共通の架台上にあり、各取付部に働くモーメントは互いに打ち消しあうため、考慮しない。

b. せん断応力

取付ボルトに対するせん断力は、ボルト全本数で受けるものとして計算する。

せん断力

$$Q_{Kb} = m_K \cdot (a_{KH} + a_{KP}) \quad \dots\dots\dots (5.1.4.25)$$

せん断応力

$$\tau_{Kb} = \frac{Q_{Kb}}{n_K \cdot A_{Kbt}} \quad \dots\dots\dots (5.1.4.26)$$

5.1.5 計算条件

(1) 取付ボルトの応力計算条件

a. ガスタービン機関取付ボルトの応力計算条件

ガスタービン機関取付ボルトの応力計算に用いる計算条件は、本計算書の【ガスタービン発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算結果】の設計条件及び機器要目に示す。

b. ガスタービン発電機取付ボルトの応力計算条件

ガスタービン発電機取付ボルトの応力計算に用いる計算条件は、本計算書の【ガスタービン発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算結果】の設計条件及び機器要目に示す。

c. 共通架台取付ボルトの応力計算条件

共通架台取付ボルトの応力計算に用いる計算条件は、本計算書の【ガスタービン発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算結果】の設計条件及び機器要目に示す。

5.1.6 応力の評価

(1) ボルトの応力評価

a. ガスタービン機関

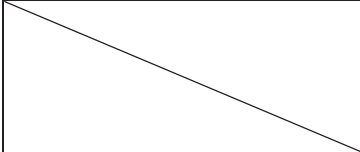
5.1.4 項で求めたボルトの引張応力 σ_{bt} は、次式より求めた許容引張応力 f_{ts} 以下であること。

ただし、 f_{to} は下表による。

$$f_{ts} = \text{Min} [1.4 \cdot f_{to} - 1.6 \cdot \tau_b, f_{to}] \quad \dots\dots\dots (5.1.6.1)$$

せん断応力 τ_b は、せん断力のみを受けるボルトの許容せん断応力 f_{sb} 以下であること。

ただし、 f_{sb} は下表による。

	基準地震動 S_s による 荷重との組合せの場合
許容引張応力 f_{to}	$\frac{F^*}{2} \cdot 1.5$
許容せん断応力 f_{sb}	$\frac{F^*}{1.5 \cdot \sqrt{3}} \cdot 1.5$

b. ガスタービン発電機

5.1.4 項で求めたボルトの引張応力 $\sigma_{Gb,t}$ は、次式より求めた許容引張応力 f_{ts} 以下であること。

ただし、 f_{to} は下表による。

$$f_{ts} = \text{Min} \left[1.4 \cdot f_{to} - 1.6 \cdot \tau_{Gb}, f_{to} \right] \quad \dots\dots\dots (5.1.6.2)$$

せん断応力 τ_{Gb} は、せん断力のみを受けるボルトの許容せん断応力 f_{sb} 以下であること。

ただし、 f_{sb} は下表による。

f_{to}	$\frac{F^*}{2} \cdot 1.5$
f_{sb}	$\frac{F^*}{1.5 \cdot \sqrt{3}} \cdot 1.5$

c. 共通架台

5.1.4 項で求めたボルトの引張応力 σ_{Kbt} は、次式より求めた許容引張応力 f_{ts} 以下であること。

ただし、 f_{to} は下表による。

$$f_{ts} = \text{Min} \left[1.4 \cdot f_{to} - 1.6 \cdot \tau_{Kb}, f_{to} \right] \quad \dots\dots\dots (5.1.6.3)$$

せん断応力 τ_{Kb} は、せん断力のみを受けるボルトの許容せん断応力 f_{sb} 以下であること。

ただし、 f_{sb} は下表による。

f_{to}	$\frac{F^*}{2} \cdot 1.5$
f_{sb}	$\frac{F^*}{1.5 \cdot \sqrt{3}} \cdot 1.5$

5.2 車両フレーム（発電機車・制御車）

5.2.1 構造強度評価方法

- (1) 車両フレーム（発電機車・制御車）の応力評価には、2点支持はりモデルによる公式等を用いた手法を適用する。
- (2) 車両フレーム（発電機車）は、加振試験で得られた発電機頂部*における最大応答加速度を設計用加速度として用いて発生応力を算出し、応力評価を行う。
- (3) 車両フレーム（制御車）は、加振試験で得られた蓄電池架台頂部*における最大応答加速度を設計用加速度として用いて発生応力を算出し、応力評価を行う。
- (4) はりのモデル化にあたっては、計算モデルの煩雑化を回避するため、分布荷重、フレームの特性が一樣となるよう計算モデルを調整する。また、発電機車は保守的となるよう2点支持とする。その際、発電機車、制御車の荷重は、支持間距離の内、車両コンテナの範囲に作用する等分布荷重を採用し付加する。また、車両フレームの剛性は、支持範囲で保守的になるようにモデル化する。
- (5) 許容応力について車両製造メーカ材料データを用いて計算する。
- (6) 耐震計算に用いる寸法は、公称値を使用する。

*車両の重心の水平方向に近い位置かつ重心の鉛直方向より高い位置を選定

5.2.2 荷重の組合せ及び許容応力

(1) 荷重の組合せ及び許容応力状態

車両フレーム（発電機車・制御車）の荷重の組合せ及び許容応力状態のうち重大事故等対処設備の評価に用いるものを表 5-7 に示す。

(2) 許容応力

車両フレーム（発電機車・制御車）の許容応力は、添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」に基づき表 5-8 のとおりとする。

(3) 使用材料の許容応力評価条件

車両フレーム（発電機車・制御車）の使用材料の許容応力評価条件のうち重大事故等対処設備の評価に用いるものを表 5-9 に示す。

表 5-7 荷重の組合せ及び許容応力状態（重大事故等対処設備）

施設区分		機器名称	設備分類*1	機器等の区分	荷重の組合せ	許容応力状態
非常用電源設備	非常用発電装置	車両フレーム (発電機車・制御車)	常設耐震／防止 常設／緩和	—*2	$D + P_D + M_D + S_s$ *3	$IV_A S$
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	$V_A S$ ($V_A S$ として $IV_A S$ の許 容限界を用 いる。)

注記*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：その他の支持構造物の荷重の組合せ及び許容応力状態を適用する。

*3：「 $D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$ 」の評価に包絡されるため，評価結果の記載を省略する。

表 5-8 許容応力（重大事故等その他の支持構造物）

許容応力状態	許容限界*1, *2, *3 (ボルト以外)			
	一次応力			
	引張り	せん断	圧縮	曲げ
IV _{AS}	1.5・f _t * (V _{AS} としてIV _{AS} の 許容限界を用いる。)	1.5・f _s *	1.5・f _c *	1.5・f _b *
V _{AS}				

注記*1：鋼構造設計規準（日本建築学会 2005 改訂版）等の幅厚比の制限を満足させる。

*2：応力の組合せが考えられる場合には，組合せ応力に対しても評価を行う。

*3：当該の応力が生じない場合，規格基準で省略可能とされている場合及び他の応力で代表可能である場合は評価を省略する。

表 5-9 使用材料の許容応力評価条件（重大事故等対処設備）

評価部材	材料	温度条件 (°C)		S _y (MPa)	S _u (MPa)
		周囲環境温度	50		
車両フレーム (発電機車・制御車)		周囲環境温度	50		

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

5.2.3 設計用加速度

構造強度評価に用いる入力加速度には、発電機車においては「4.加振試験」で得られた車両フレーム（発電機車）の設計用加速度を、制御車においては「4.加振試験」で得られた車両フレーム（制御車）の設計用加速度を用いる。

設計用加速度を表 5-10, 表 5-11 に示す。

表 5-10 車両フレーム（発電機車）の設計用加速度（重大事故等対処設備）

据付場所 及び 床面高さ (m)	弾性設計用地震動 S d 又は静的震度		基準地震動 S s (m/s ²)	
	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計用加速度	鉛直方向 設計用加速度
緊急用電気品建屋 O.P. 62.90 ^{*1}	—	—	17.46 ^{*2}	14.12 ^{*2}

注記*1：基準床レベルを示す。

*2：加振試験で得られた発電機頂部における最大応答加速度。

表 5-11 車両フレーム（制御車）の設計用加速度（重大事故等対処設備）

据付場所 及び 床面高さ (m)	弾性設計用地震動 S d 又は静的震度		基準地震動 S s (m/s ²)	
	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計用加速度	鉛直方向 設計用加速度
緊急用電気品建屋 O.P. 62.90 ^{*1}	—	—	14.71 ^{*2}	11.57 ^{*2}

注記*1：基準床レベルを示す。

*2：加振試験で得られた蓄電池架台頂部における最大応答加速度。

5.2.4 計算方法

(1) フレームの応力の計算方法

車両の前方後輪軸(支持位置A)と後2軸中心(支持位置B)を単純支持とした、各々の設備の分布荷重が作用するはりモデルとして、曲げモーメントとせん断荷重を算出する。

図5-7, 図5-8に計算モデルを示す。計算モデルは、「5.2.1 構造強度評価方法」に示すとおり、荷重条件、支持部を設定する。

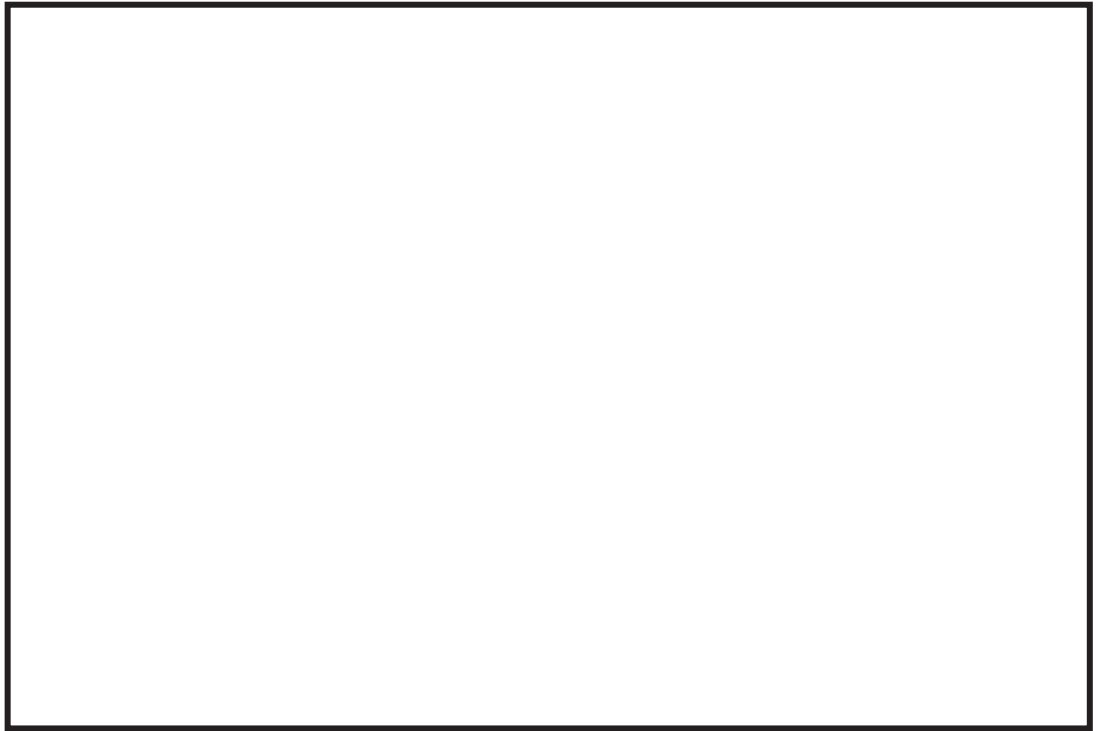


図 5-7 車両フレーム(発電機車)の計算モデル図

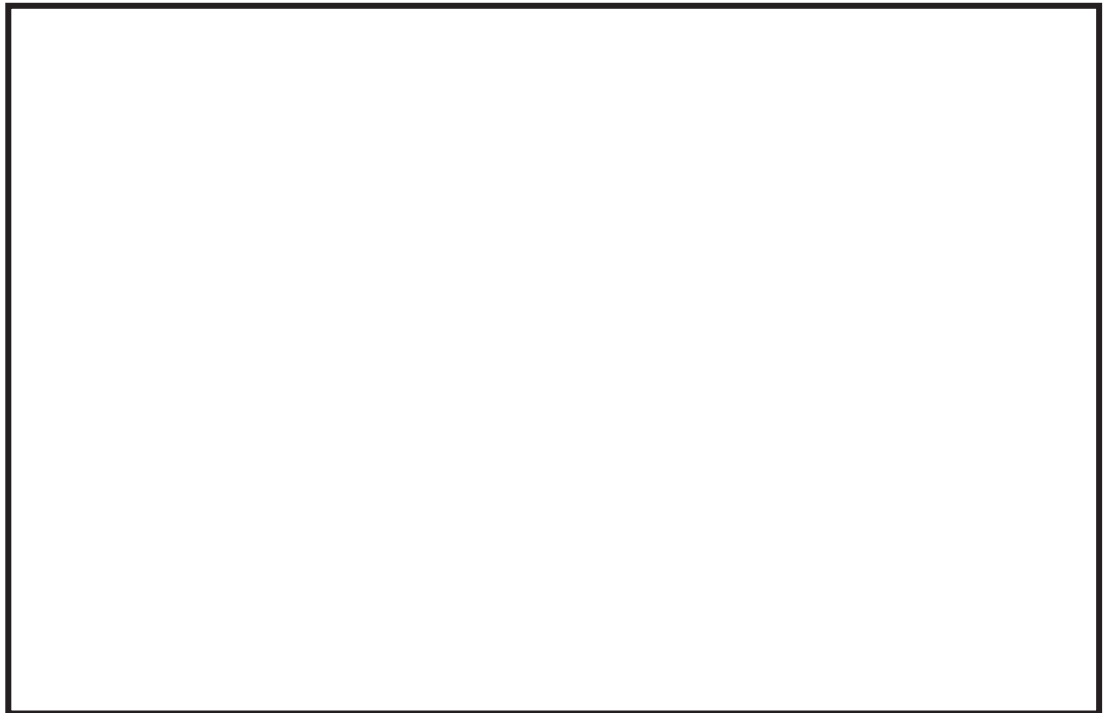


図5-8 車両フレーム(制御車)の計算モデル図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

a. 発電機車

(a) 曲げ応力

支持位置Aから距離 x における各加速度による車両フレームに発生する曲げモーメントは、次式に基づき算出する。

水平方向加速度による曲げモーメント

$0 \leq x < L_{H1}$ のとき

$$M_{HH}(x) = \frac{a_{HH}}{2 \cdot L_{H2}} \cdot \{m_{H1} \cdot (2 \cdot L_{H2} - L_H - L_{H1}) + m_{H2} \cdot (L_{H2} - L_{H1})\} \cdot x \quad \dots (5.2.4.1)$$

$L_{H1} \leq x \leq L_{H2}$ のとき

$$M_{HH}(x) = a_{HH} \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot L_{H2}} \cdot \{m_{H1} \cdot (2 \cdot L_{H2} - L_H - L_{H1}) + m_{H2} \cdot (L_{H2} - L_{H1})\} \cdot x - \left(\frac{m_{H1}}{L_H - L_{H1}} + \frac{m_{H2}}{L_{H2} - L_{H1}} \right) \cdot \frac{(x - L_{H1})^2}{2} \right] \quad \dots (5.2.4.2)$$

$L_{H2} < x \leq L_H$ のとき

$$M_{HH}(x) = -\frac{m_{H1} \cdot a_{HH}}{2 \cdot (L_H - L_{H1})} \cdot (L_H - x)^2 \quad \dots (5.2.4.3)$$

鉛直方向加速度による曲げモーメント

$0 \leq x < L_{H1}$ のとき

$$M_{HV}(x) = \frac{g + a_{HV}}{2 \cdot L_{H2}} \cdot \{m_{H1} \cdot (2 \cdot L_{H2} - L_H - L_{H1}) + m_{H2} \cdot (L_{H2} - L_{H1})\} \cdot x \quad \dots (5.2.4.4)$$

$L_{H1} \leq x \leq L_{H2}$ のとき

$$M_{HV}(x) = (g + a_{HV}) \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot L_{H2}} \cdot \{m_{H1} \cdot (2 \cdot L_{H2} - L_H - L_{H1}) + m_{H2} \cdot (L_{H2} - L_{H1})\} \cdot x - \left(\frac{m_{H1}}{L_H - L_{H1}} + \frac{m_{H2}}{L_{H2} - L_{H1}} \right) \cdot \frac{(x - L_{H1})^2}{2} \right] \quad \dots (5.2.4.5)$$

$L_{H2} < x \leq L_H$ のとき

$$M_{HV}(x) = -\frac{m_{H1} \cdot (g + a_{HV})}{2 \cdot (L_H - L_{H1})} \cdot (L_H - x)^2 \quad \dots (5.2.4.6)$$

水平方向加速度による鉛直方向の曲げモーメント

$0 \leq x < L_{H1}$ のとき

$$M_{HV'}(x) = \frac{a_{HH}}{2 \cdot L_{H2} \cdot L_{HX}} \cdot \{m_{H1} \cdot h_{H1} \cdot (2 \cdot L_{H2} - L_H - L_{H1}) + m_{H2} \cdot h_{H2} \cdot (L_{H2} - L_{H1})\} \cdot x \quad \dots (5.2.4.7)$$

$L_{H1} \leq x \leq L_{H2}$ のとき

$$M_{HV'}(x) = \frac{a_{HH}}{L_{HX}} \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot L_{H2}} \cdot \{m_{H1} \cdot h_{H1} \cdot (2 \cdot L_{H2} - L_H - L_{H1}) + m_{H2} \cdot h_{H2} \cdot (L_{H2} - L_{H1})\} \cdot x - \left(\frac{m_{H1} \cdot h_{H1}}{L_H - L_{H1}} + \frac{m_{H2} \cdot h_{H2}}{L_{H2} - L_{H1}} \right) \cdot \frac{(x - L_{H1})^2}{2} \right] \quad \dots (5.2.4.8)$$

$L_{H2} < x \leq L_H$ のとき

$$M_{HV'}(x) = - \frac{m_{H1} \cdot h_{H1} \cdot a_{HH}}{2 \cdot (L_H - L_{H1}) \cdot L_{HX}} \cdot (L_H - x)^2 \quad \dots (5.2.4.9)$$

車両フレームに発生する曲げ応力は、各加速度に対し次式に基づき算出する。

$$\sigma_{HbH}(x) = \frac{M_{HH}(x)}{Z_{HH}(x)} \quad \dots (5.2.4.10)$$

$$\sigma_{HbV}(x) = \frac{M_{HV}(x)}{Z_{HV}(x)} \quad \dots (5.2.4.11)$$

$$\sigma_{HbV'}(x) = \frac{M_{HV'}(x)}{Z_{HV}(x)} \quad \dots (5.2.4.12)$$

(b) せん断応力

支持位置Aから距離 x における各加速度による車両フレームに発生するせん

断荷重は、次式に基づき算出する。

水平方向加速度によるせん断荷重

$0 \leq x < L_{H1}$ のとき

$$F_{HH}(x) = \frac{a_{HH}}{2 \cdot L_{H2}} \cdot \{m_{H1} \cdot (2 \cdot L_{H2} - L_H - L_{H1}) + m_{H2} \cdot (L_{H2} - L_{H1})\} \quad \dots (5.2.4.13)$$

$L_{H1} \leq x \leq L_{H2}$ のとき

$$F_{HH}(x) = a_{HH} \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot L_{H2}} \cdot \{m_{H1} \cdot (2 \cdot L_{H2} - L_H - L_{H1}) + m_{H2} \cdot (L_{H2} - L_{H1})\} - \left(\frac{m_{H1}}{L_H - L_{H1}} + \frac{m_{H2}}{L_{H2} - L_{H1}} \right) \cdot (x - L_{H1}) \right] \quad \dots (5.2.4.14)$$

$L_{H2} < x \leq L_H$ のとき

$$F_{HH}(x) = \frac{m_{H1} \cdot a_{HH}}{L_H - L_{H1}} \cdot (L_H - x) \quad \dots (5.2.4.15)$$

鉛直方向加速度によるせん断荷重

$0 \leq x < L_{H1}$ のとき

$$F_{HV}(x) = \frac{g + a_{HV}}{2 \cdot L_{H2}} \cdot \{m_{H1} \cdot (2 \cdot L_{H2} - L_H - L_{H1}) + m_{H2} \cdot (L_{H2} - L_{H1})\} \quad \dots (5.2.4.16)$$

$L_{H1} \leq x \leq L_{H2}$ のとき

$$F_{HV}(x) = (g + a_{HV}) \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot L_{H2}} \cdot \{m_{H1} \cdot (2 \cdot L_{H2} - L_H - L_{H1}) + m_{H2} \cdot (L_{H2} - L_{H1})\} - \left(\frac{m_{H1}}{L_H - L_{H1}} + \frac{m_{H2}}{L_{H2} - L_{H1}} \right) \cdot (x - L_{H1}) \right] \quad \dots (5.2.4.17)$$

$L_{H2} < x \leq L_H$ のとき

$$F_{HV}(x) = \frac{m_{H1} \cdot (g + a_{HV})}{L_H - L_{H1}} \cdot (L_H - x) \quad \dots (5.2.4.18)$$

水平方向加速度による鉛直方向のせん断荷重

$0 \leq x < L_{H1}$ のとき

$$F_{HV'}(x) = \frac{a_{HH}}{2 \cdot L_{H2} \cdot L_{HX}} \cdot \{m_{H1} \cdot h_{H1} \cdot (2 \cdot L_{H2} - L_H - L_{H1}) + m_{H2} \cdot h_{H2} \cdot (L_{H2} - L_{H1})\} \quad \dots (5.2.4.19)$$

$L_{H1} \leq x \leq L_{H2}$ のとき

$$F_{HV'}(x) = \frac{a_{HH}}{L_{HX}} \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot L_{H2}} \cdot \{m_{H1} \cdot h_{H1} \cdot (2 \cdot L_{H2} - L_H - L_{H1}) + m_{H2} \cdot h_{H2} \cdot (L_{H2} - L_{H1})\} - \left(\frac{m_{H1} \cdot h_{H1}}{L_H - L_{H1}} + \frac{m_{H2} \cdot h_{H2}}{L_{H2} - L_{H1}} \right) \cdot (x - L_{H1}) \right] \quad \dots (5.2.4.20)$$

$L_{H2} < x \leq L_H$ のとき

$$F_{HV'}(x) = \frac{m_{H1} \cdot h_{H1} \cdot a_{HH}}{(L_H - L_{H1}) \cdot L_{HX}} \cdot (L_H - x) \quad \dots (5.2.4.21)$$

車両フレームに発生するせん断応力は、各加速度に対し次式に基づき算出する。

$$\tau_{HbH}(x) = \frac{F_{HH}(x)}{A_{HbH}(x)} \quad \dots (5.2.4.22)$$

$$\tau_{HbV}(x) = \frac{F_{HV}(x)}{A_{HbV}(x)} \quad \dots (5.2.4.23)$$

$$\tau_{HbV'}(x) = \frac{F_{HV'}(x)}{A_{HbV}(x)} \quad \dots (5.2.4.24)$$

(c) 組合せ応力

曲げ応力とせん断応力の最大値から，各加速度に対し組合せ応力を次式に基づき算出する。

$$\sigma_{HH} = \sqrt{\sigma_{HbH}(\mathbf{x})^2 + 3 \cdot \tau_{HbH}(\mathbf{x})^2} \cdots \cdots \cdots (5.2.4.25)$$

$$\sigma_{HV} = \sqrt{\sigma_{HbV}(\mathbf{x})^2 + 3 \cdot \tau_{HbV}(\mathbf{x})^2} \cdots \cdots \cdots (5.2.4.26)$$

$$\sigma_{HV'} = \sqrt{\sigma_{HbV'}(\mathbf{x})^2 + 3 \cdot \tau_{HbV'}(\mathbf{x})^2} \cdots \cdots \cdots (5.2.4.27)$$

b. 制御車

(a) 曲げ応力

支持位置Aから距離 x における各加速度による車両フレームに発生する曲げモーメントは，次式に基づき算出する。

水平方向加速度による曲げモーメント

$0 \leq x < L_{s1}$ のとき

$$M_{SH}(x) = m_{s1} \cdot a_{SH} \cdot \left(1 - \frac{L_s + L_{s1}}{2 \cdot L_{s2}}\right) \cdot x \quad \dots (5.2.4.28)$$

$L_{s1} \leq x \leq L_{s2}$ のとき

$$M_{SH}(x) = m_{s1} \cdot a_{SH} \cdot \left\{ \left(1 - \frac{L_s + L_{s1}}{2 \cdot L_{s2}}\right) \cdot x - \frac{(x - L_{s1})^2}{2 \cdot (L_s - L_{s1})} \right\} \quad \dots (5.2.4.29)$$

$L_{s2} < x \leq L_s$ のとき

$$M_{SH}(x) = -\frac{m_{s1} \cdot a_{SH}}{L_s - L_{s1}} \cdot \frac{(L_s - x)^2}{2} \quad \dots (5.2.4.30)$$

鉛直方向加速度による曲げモーメント

$0 \leq x < L_{s1}$ のとき

$$M_{SV}(x) = m_{s1} \cdot (g + a_{SV}) \cdot \left(1 - \frac{L_s + L_{s1}}{2 \cdot L_{s2}}\right) \cdot x \quad \dots (5.2.4.31)$$

$L_{s1} \leq x \leq L_{s2}$ のとき

$$M_{SV}(x) = m_{s1} \cdot (g + a_{SV}) \cdot \left\{ \left(1 - \frac{L_s + L_{s1}}{2 \cdot L_{s2}}\right) \cdot x - \frac{(x - L_{s1})^2}{2 \cdot (L_s - L_{s1})} \right\} \quad \dots (5.2.4.32)$$

$L_{s2} < x \leq L_s$ のとき

$$M_{SV}(x) = -\frac{m_{s1} \cdot (g + a_{SV})}{L_s - L_{s1}} \cdot \frac{(L_s - x)^2}{2} \quad \dots (5.2.4.33)$$

$0 \leq x < L_{s1}$ のとき

$$M_{SV'}(x) = \frac{m_{s1} \cdot h_{s1} \cdot a_{SH}}{L_{SX}} \cdot \left(1 - \frac{L_s + L_{s1}}{2 \cdot L_{s2}}\right) \cdot x \quad \dots (5.2.4.34)$$

$L_{s1} \leq x \leq L_{s2}$ のとき

$$M_{SV'}(x) = \frac{m_{s1} \cdot h_{s1} \cdot a_{SH}}{L_{SX}} \cdot \left\{ \left(1 - \frac{L_s + L_{s1}}{2 \cdot L_{s2}}\right) \cdot x - \frac{(x - L_{s1})^2}{2 \cdot (L_s - L_{s1})} \right\} \quad \dots (5.2.4.35)$$

$L_{s2} < x \leq L_s$ のとき

$$M_{SV'}(x) = -\frac{m_{s1} \cdot h_{s1} \cdot a_{SH}}{(L_s - L_{s1}) \cdot L_{SX}} \cdot \frac{(L_s - x)^2}{2} \quad \dots (5.2.4.36)$$

車両フレームに発生する曲げ応力は、各加速度に対し次式に基づき算出する。

$$\sigma_{sbH}(x) = \frac{M_{SH}(x)}{Z_{SH}(x)} \quad \dots (5.2.4.37)$$

$$\sigma_{sbV}(x) = \frac{M_{SV}(x)}{Z_{SV}(x)} \quad \dots (5.2.4.38)$$

$$\sigma_{sbV'}(x) = \frac{M_{SV'}(x)}{Z_{SV}(x)} \quad \dots (5.2.4.39)$$

(b) せん断応力

支持位置 A から距離 x における各加速度による車両フレームに発生するせん断荷重は、次式に基づき算出する。

水平方向加速度によるせん断荷重

$0 \leq x < L_{S1}$ のとき

$$F_{SH}(x) = m_{S1} \cdot a_{SH} \cdot \left(1 - \frac{L_S + L_{S1}}{2 \cdot L_{S2}}\right) \quad \dots (5.2.4.40)$$

$L_{S1} \leq x \leq L_{S2}$ のとき

$$F_{SH}(x) = m_{S1} \cdot a_{SH} \cdot \left(1 - \frac{L_S + L_{S1}}{2 \cdot L_{S2}} - \frac{x - L_{S1}}{L_S - L_{S1}}\right) \quad \dots (5.2.4.41)$$

$L_{S2} < x \leq L_S$ のとき

$$F_{SH}(x) = \frac{m_{S1} \cdot a_{SH}}{L_S - L_{S1}} \cdot (L_S - x) \quad \dots (5.2.4.42)$$

鉛直方向加速度によるせん断荷重

$0 \leq x < L_{S1}$ のとき

$$F_{SV}(x) = m_{S1} \cdot (g + a_{SV}) \cdot \left(1 - \frac{L_S + L_{S1}}{2 \cdot L_{S2}}\right) \quad \dots (5.2.4.43)$$

$L_{S1} \leq x \leq L_{S2}$ のとき

$$F_{SV}(x) = m_{S1} \cdot (g + a_{SV}) \cdot \left(1 - \frac{L_S + L_{S1}}{2 \cdot L_{S2}} - \frac{x - L_{S1}}{L_S - L_{S1}}\right) \quad \dots (5.2.4.44)$$

$L_{S2} < x \leq L_S$ のとき

$$F_{SV}(x) = \frac{m_{S1} \cdot (g + a_{SV})}{L_S - L_{S1}} \cdot (L_S - x) \quad \dots (5.2.4.45)$$

水平方向加速度による鉛直方向のせん断荷重

$0 \leq x < L_{S1}$ のとき

$$F_{SV'}(x) = \frac{m_{S1} \cdot h_{S1} \cdot a_{SH}}{L_{SX}} \cdot \left(1 - \frac{L_S + L_{S1}}{2 \cdot L_{S2}}\right) \quad \dots (5.2.4.46)$$

$L_{S1} \leq x \leq L_{S2}$ のとき

$$F_{SV'}(x) = \frac{m_{S1} \cdot h_{S1} \cdot a_{SH}}{L_{SX}} \cdot \left(1 - \frac{L_S + L_{S1}}{2 \cdot L_{S2}} - \frac{x - L_{S1}}{L_S - L_{S1}}\right) \quad \dots (5.2.4.47)$$

$L_{S2} < x \leq L_S$ のとき

$$F_{SV'}(x) = \frac{m_{S1} \cdot h_{S1} \cdot a_{SH}}{(L_S - L_{S1}) \cdot L_{SX}} \cdot (L_S - x) \quad \dots (5.2.4.48)$$

車両フレームに発生するせん断応力は，各加速度に対し次式に基づき算出する。

$$\tau_{sbH}(x) = \frac{F_{SH}(x)}{A_{sbH}(x)} \dots\dots\dots (5.2.4.49)$$

$$\tau_{sbV}(x) = \frac{F_{SV}(x)}{A_{sbV}(x)} \dots\dots\dots (5.2.4.50)$$

$$\tau_{sbV'}(x) = \frac{F_{SV'}(x)}{A_{sbV}(x)} \dots\dots\dots (5.2.4.51)$$

(c) 組合せ応力

曲げ応力とせん断応力の最大値から，各加速度に対し組合せ応力を次式に基づき算出する。

$$\sigma_{SH} = \sqrt{\sigma_{sbH}(\mathbf{x})^2 + 3 \cdot \tau_{sbH}(\mathbf{x})^2} \cdots \cdots \cdots (5.2.4.52)$$

$$\sigma_{SV} = \sqrt{\sigma_{sbV}(\mathbf{x})^2 + 3 \cdot \tau_{sbV}(\mathbf{x})^2} \cdots \cdots \cdots (5.2.4.53)$$

$$\sigma_{SV'} = \sqrt{\sigma_{sbV'}(\mathbf{x})^2 + 3 \cdot \tau_{sbV'}(\mathbf{x})^2} \cdots \cdots \cdots (5.2.4.54)$$

5.2.5 計算条件

(1) フレームの応力計算条件

車両フレーム(発電機車・制御車)の応力計算に用いる計算条件は、本計算書の【ガスタービン発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算結果】の設計条件及び機器要目に示す。

5.2.6 応力の評価

(1) フレームの応力評価

5.2.4項で求めたフレームの組合せ応力 σ_F は、次式より求めた許容組合せ応力 f_{ts} 以下であること。ただし、 f_{ts} は下表による。

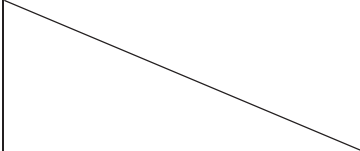
(発電機車)

$$\sigma_H = \sqrt{(\sigma_{HH} + \sigma_{HV})^2 + \sigma_{HV}^2} \leq f_{ts} \quad \dots\dots\dots (5.2.6.1)$$

(制御車)

$$\sigma_S = \sqrt{(\sigma_{SH} + \sigma_{SV})^2 + \sigma_{SV}^2} \leq f_{ts} \quad \dots\dots\dots (5.2.6.2)$$

せん断応力 τ_{Fb} は、せん断荷重のみを受けるボルト以外の許容せん断応力 f_{sb} 以下であること。ただし、 f_{sb} は下表による。

	基準地震動 S_s による 荷重との組合せの場合
許容曲げ応力 f_{to}	$\frac{F^*}{1.5} \cdot 1.5$
許容せん断応力 f_{sb}	$\frac{F^*}{1.5 \cdot \sqrt{3}} \cdot 1.5$
許容組合せ応力 f_{ts}	$\frac{F^*}{1.5} \cdot 1.5$

6. 機能維持評価

6.1 機能維持評価方法

ガスタービン機関及びガスタービン発電機の動的機能維持評価について以下に示す。

なお、機能維持評価用加速度は添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答曲線の作成方針」に基づき設定する。

ガスタービン機関、ガスタービン発電機の確認は、加振台の最大応答加速度である機能確認済加速度と設置場所の最大床応答加速度を機能維持評価用加速度として比較することで実施する。

機能確認済加速度を表 6-1 に示す。

表6-1 機能確認済加速度 (×9.8m/s²)

評価部位	方向	機能確認済加速度
ガスタービン機関	水平	1.88
	鉛直	1.14
ガスタービン発電機	水平	1.88
	鉛直	1.14

7. 評価結果

7.1 重大事故等対処設備としての評価結果

ガスタービン発電設備 機関・発電機の重大事故等時の状態を考慮した場合の耐震評価結果を以下に示す。発生値は許容限界を満足しており、設計用地震力に対して十分な構造強度及び機能を有していることを確認した。

7.1.1 構造強度評価結果

構造強度評価の結果を次頁以降の表に示す。

7.1.2 機能維持評価結果

機能維持評価の結果を次頁以降の表に示す。

【ガスタービン発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算結果】

1. 重大事故等対処設備

1.1 設計条件

1.1.1 ガスタービン機関

機器名称	設備分類	据付場所及び 床面高さ (m)	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度		基準地震動S _s (m/s ²)		回転体振動に よる加速度 (m/s ²)	回転体回転により 働くモーメント (N・mm)	周囲 環境温度 (°C)
			水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計用加速度	鉛直方向 設計用加速度			
ガスタービン機関	常設耐震/防止 常設/緩和	緊急用電気品建屋 0. P. 62. 90*	—	—	a _H =24. 22	a _V =21. 97			50

注記*：基準床レベルを示す。

1.1.2 ガスタービン発電機

機器名称	設備分類	据付場所及び 床面高さ (m)	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度		基準地震動S _s (m/s ²)		回転体振動に よる加速度 (m/s ²)	回転体回転により 働くモーメント (N・mm)	周囲 環境温度 (°C)
			水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計用加速度	鉛直方向 設計用加速度			
ガスタービン発電機	常設耐震/防止 常設/緩和	緊急用電気品建屋 0. P. 62. 90*	—	—	a _{GH} =17. 46	a _{GV} =14. 12			50

注記*：基準床レベルを示す。

1.1.3 共通架台

機器名称	設備分類	据付場所及び 床面高さ (m)	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度		基準地震動S _s (m/s ²)		回転体振動に よる加速度 (m/s ²)	回転体回転により 働くモーメント (N・mm)	周囲 環境温度 (°C)
			水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計用加速度	鉛直方向 設計用加速度			
共通架台	常設耐震/防止 常設/緩和	緊急用電気品建屋 0. P. 62. 90*	—	—	a _{KH} =17. 46	a _{KV} =14. 12		—	50

注記*：基準床レベルを示す。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

1.1.4 車両フレーム (発電機車)

機器名称	設備分類	据付場所及び 床面高さ (m)	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度		基準地震動S _s (m/s ²)		回転体振動に よる加速度 (m/s ²)	回転体回転により 働くモーメント (N・mm)	周囲 環境温度 (°C)
			水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計用加速度	鉛直方向 設計用加速度			
車両フレーム (発電機車)	常設耐震/防止 常設/緩和	緊急用電気品建屋 0. P. 62. 90*	—	—	a _{HH} =17. 46	a _{HV} =14. 12	—	—	50

注記* : 基準床レベルを示す。

1.1.5 車両フレーム (制御車)

機器名称	設備分類	据付場所及び 床面高さ (m)	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度		基準地震動S _s (m/s ²)		回転体振動に よる加速度 (m/s ²)	回転体回転により 働くモーメント (N・mm)	周囲 環境温度 (°C)
			水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計用加速度	鉛直方向 設計用加速度			
車両フレーム (制御車)	常設耐震/防止 常設/緩和	緊急用電気品建屋 0. P. 62. 90*	—	—	a _{SH} =14. 71	a _{SV} =11. 57	—	—	50

注記* : 基準床レベルを示す。

1.2 機器要目

1.2.1 ガスタービン機関

部材	m_{GT} (kg)	h_G (mm)	d (mm)	A_{bt} (mm ²)	n	R (min ⁻¹)	P (kW)	p (μ m)	S_y (MPa)	S_u (MPa)	M_P (N・mm)	
取付ボルト	[Redacted]						3810	[Redacted]				

部材	L_1 (mm)	L_2 (mm)	L_3 (mm)	L_{1X} (mm)	L_{GX} (mm)	L_G (mm)	n_1	n_2	n_3	n_{1X}
取付ボルト	[Redacted]									

64

部材	F^* (MPa)	転倒方向	
		弾性設計用 地震動 S_d 又は静的震度	基準地震動 S_s
取付ボルト	[Redacted]	—	長辺方向

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

1.2.2 ガスタービン発電機

部材	m_G (kg)	h_{GG} (mm)	d_G (mm)	A_{Gb} (mm ²)	n_G	R_G (min ⁻¹)	P_G (kW)	p_G (μ m)	S_y (MPa)	S_u (MPa)	M_{GP} (N・mm)
取付ボルト						1500	3600				

部材	l_{G1}^{*1} (mm)	l_{G2}^{*1} (mm)	n_{Gf}^{*1} (mm)	F^* (MPa)	転倒方向	
					弾性設計用 地震動S d 又は静的震度	基準地震動S s
取付ボルト					—	短辺方向

注記*1：各ボルトの機器要目における上段は短辺方向転倒に対する評価時の要目を示し、下段は長辺方向転倒に対する評価時の要目を示す。

65

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

1.2.3 共通架台

部材	m_K (kg)	h_{KG} (mm)	d_K (mm)	A_{Kbt} (mm ²)	n_K	S_y (MPa)	S_u (MPa)
取付ボルト							

部材	L_{K1} (mm)	L_{K2} (mm)	L_{K3} (mm)	L_{K1X} (mm)	L_{K2X} (mm)	L_{K3X} (mm)	L_{KG} (mm)	L_{KGX} (mm)	n_{K1}	n_{K2}	n_{K3}
取付ボルト											

99

部材	n_{K1X}	n_{K2X}	n_{K3X}	F^* (MPa)	転倒方向	
					弾性設計用 地震動 S_d 又は静的震度	基準地震動 S_s
取付ボルト					—	短辺方向

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

1.2.4 車両フレーム (発電機車)

対象機器	m_{H1} (kg)	m_{H2} (kg)	h_{H1} (mm)	h_{H2} (mm)	L_H (mm)	L_{H1} (mm)	L_{H2} (mm)	L_{HX} (mm)	A_{HbH} (mm ²)	A_{HbV} (mm ²)	Z_{HH} (mm ³)	Z_{HV} (mm ³)
発電機車												

注記*1: 組合せ応力の裕度が最も低くなる $X=5300\text{mm}$ の値

1.2.5 車両フレーム (制御車)

対象機器	m_{S1} (kg)	m_{S2} (kg)	h_{S1} (mm)	L_S (mm)	L_{S1} (mm)	L_{S2} (mm)	L_{SX} (mm)	A_{SbH} (mm ²)	A_{SbV} (mm ²)	Z_{SH} (mm ³)	Z_{SV} (mm ³)
制御車											

注記*1: 組合せ応力の裕度が最も低くなる $X=4900\text{mm}$ の値

67

1.2.6 車両フレーム (発電機車・制御車)

対象機器	S_y (MPa)	S_u (MPa)	F^* (MPa)
発電機車			
制御車			

1.3 計算数値

1.3.1 ボルトに作用する力

(1) ガスタービン機関

(単位 : N)

部材	F _b		Q _b	
	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度	基準地震動S _s	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度	基準地震動S _s
取付ボルト	—	3.684×10 ⁴	—	4.270×10 ⁴

(2) ガスタービン発電機

(単位 : N)

部材	F _{Gb}		Q _{Gb}	
	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度	基準地震動S _s	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度	基準地震動S _s
取付ボルト	—	5.910×10 ⁴	—	1.642×10 ⁵

(3) 共通架台

(単位 : N)

部材	F _{Kb}		Q _{Kb}	
	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度	基準地震動S _s	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度	基準地震動S _s
取付ボルト	—	6.011×10 ⁴	—	5.440×10 ⁵

1.3.2 車両に作用する力

(1) 車両フレーム (発電機車)

部材	M_{HV} (N・mm)		F_{HV} (N)	
	弾性設計用地震動S d 又は静的震度	基準地震動S s	弾性設計用地震動S d 又は静的震度	基準地震動S s
発電機車	—	2.387×10^8	—	1.425×10^5

(2) 車両フレーム (制御車)

部材	M_{SH} (N・mm)		F_{SV} (N)	
	弾性設計用地震動S d 又は静的震度	基準地震動S s	弾性設計用地震動S d 又は静的震度	基準地震動S s
制御車	—	1.050×10^8	—	1.070×10^5

1.4 結論

1.4.1 ボルトの応力

(1) ガスタービン機関

(単位：MPa)

部材	材料	応力	弾性設計用地震動S d又は静的震度		基準地震動S s	
			算出応力	許容応力	算出応力	許容応力
取付ボルト	<input type="text"/>	引張り	—	—	$\sigma_{bt}=184$	<input type="text"/>
		せん断	—	—	$\tau_b=27$	

注記* : $f_{ts} = \text{Min}[1.4 \cdot f_{to} - 1.6 \cdot \tau_b, f_{to}]$

すべて許容応力以下である。

70

(2) ガスタービン発電機

(単位：MPa)

部材	材料	応力	弾性設計用地震動S d又は静的震度		基準地震動S s	
			算出応力	許容応力	算出応力	許容応力
取付ボルト	<input type="text"/>	引張り	—	—	$\sigma_{Gb}=43$	<input type="text"/>
		せん断	—	—	$\tau_{Gb}=30$	

注記* : $f_{ts} = \text{Min}[1.4 \cdot f_{to} - 1.6 \cdot \tau_{Gb}, f_{to}]$

すべて許容応力以下である。

(3) 共通架台

(単位：MPa)

部材	材料	応力	弾性設計用地震動S d又は静的震度		基準地震動S s	
			算出応力	許容応力	算出応力	許容応力
取付ボルト	□	引張り	—	—	$\sigma_{Kbt}=299$	□
		せん断	—	—	$\tau_{Kb}=170$	

注記* : $f_{ts} = \text{Min}[1.4 \cdot f_{to} - 1.6 \cdot \tau_{Kb}, f_{to}]$

すべて許容応力以下である。

1.4.2 車両の応力

(1) 車両フレーム (発電機車・制御車)

(単位：MPa)

部材	材料	応力	弾性設計用地震動S d又は静的震度		基準地震動S s	
			算出応力	許容応力	算出応力	許容応力
発電機車	□	組合せ	—	—	$\sigma_H=287$	□
制御車		組合せ	—	—	$\sigma_S=362$	

すべて許容応力以下である。

1.4.3 動的機能の評価結果

(単位：×9.8m/s²)

		機能維持評価用加速度*	機能確認済加速度
ガスタービン機関	水平方向	1.19	1.88
	鉛直方向	0.65	1.14
ガスタービン発電機	水平方向	1.19	1.88
	鉛直方向	0.65	1.14

注記*：基準地震動S_sにより定まる応答加速度とする。

機能維持評価用加速度(1.0・ZPA)はすべて機能確認済加速度以下である。

ガスタービン機関



73

ガスタービン発電機



枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

共通架台



74

車両フレーム(発電機車・制御車)

