

島根原子力発電所第2号機 審査資料	
資料番号	NS2-添 2-006-06
提出年月日	2022年5月31日

VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算書

S2 補 VI-2-6-4-1-1 R0

2022年5月

中国電力株式会社

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

## 目 次

1. 概要	1
2. 一般事項	1
2.1 構造計画	1
3. 構造強度評価	5
3.1 構造強度評価方法	5
3.2 荷重の組合せ及び許容応力	5
3.3 計算条件	5
4. 機能維持評価	10
4.1 基本方針	10
4.2 ポンプの動的機能維持評価	11
4.3 原動機の動的機能維持評価	25
5. 評価結果	34
5.1 設計基準対象施設としての評価結果	34
5.2 重大事故等対処設備としての評価結果	34

## 1. 概要

本計算書は、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、ほう酸水注入ポンプが設計用地震力に対して十分な構造強度及び動的機能を有していることを説明するものである。

ほう酸水注入ポンプは、設計基準対象施設においてはSクラス施設に、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、設計基準対象施設及び重大事故等対処設備としての構造強度評価及び動的機能維持評価を示す。

なお、ほう酸水注入ポンプは、VI-2-1-14「機器・配管系の計算書作成の方法」に記載の横形ポンプであるため、VI-2-1-14「機器・配管系の計算書作成の方法 添付資料-1 横形ポンプの耐震性についての計算書作成の基本方針」に基づき剛構造として評価を行う。また、ほう酸水注入ポンプは、VI-2-1-9「機能維持の基本方針」に記載の往復動式のポンプであり、機能維持評価において機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を上回ることから、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）（日本電気協会 電気技術基準調査委員会 平成3年6月）（以下「J E A G 4 6 0 1」という。）に定められた評価部位の健全性を詳細評価することで動的機能維持の確認を行う。

## 2. 一般事項

### 2.1 構造計画

ほう酸水注入ポンプの構造計画を表2-1から表2-3に示す。

表2-1 構造計画

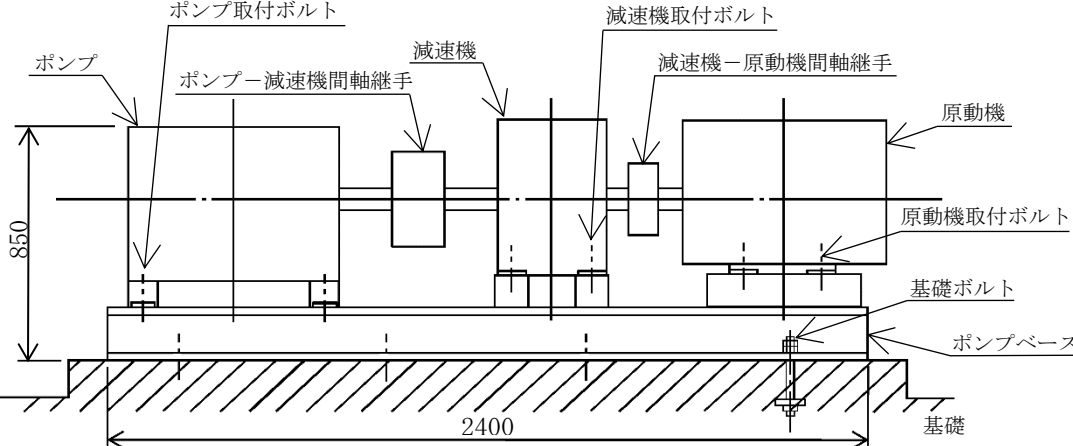
計画の概要		概略構造図
基礎・支持構造	主体構造	
<p>ポンプ等は取付ボルトでポンプベースに固定され、ポンプベースは基礎ボルトで基礎に据え付ける。</p>	<p>往復形 (横形3連往復動式 ポンプ)</p>	 <p>(単位：mm)</p>

表2-2 構造計画

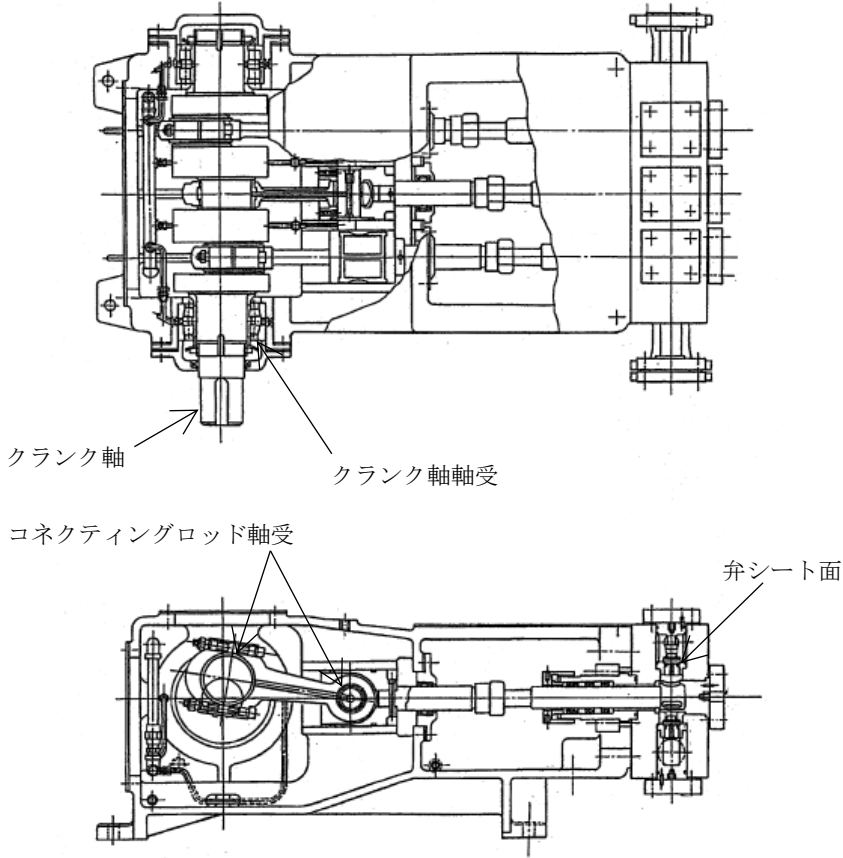
計画の概要		概略構造図
基礎・支持構造	主体構造	
<p>ポンプ等は取付ボルトでポンプベースに固定され、ポンプベースは基礎ボルトで基礎に据え付ける。</p>	<p>往復形 (横形3連往復動式ポンプ)</p>	 <p>ポンプ構造図</p>

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>ポンプ等は取付ボルトでポンプベースに固定され、ポンプベースは基礎ボルトで基礎に据え付ける。</p>	<p>往復形 (横形3連往復動式ポンプ)</p>	<p>減速機構造図</p>

### 3. 構造強度評価

#### 3.1 構造強度評価方法

ほう酸水注入ポンプの構造強度評価は、VI-2-1-14「機器・配管系の計算書作成の方法 添付資料-1 横形ポンプの耐震性についての計算書作成の基本方針」に記載の耐震計算方法に基づき行う。また、水平方向及び鉛直方向の動的地震力による荷重の組合せには、絶対値和を適用する。

#### 3.2 荷重の組合せ及び許容応力

##### 3.2.1 荷重の組合せ及び許容応力状態

ほう酸水注入ポンプの荷重の組合せ及び許容応力状態のうち設計基準対象施設の評価に用いるものを表3-1に、重大事故等対処設備の評価に用いるものを表3-2に示す。

##### 3.2.2 許容応力

ほう酸水注入ポンプの許容応力は、VI-2-1-9「機能維持の基本方針」に基づき表3-3のとおりとする。

##### 3.2.3 使用材料の許容応力評価条件

ほう酸水注入ポンプの使用材料の許容応力評価条件のうち設計基準対象施設の評価に用いるものを表3-4に、重大事故等対処設備の評価に用いるものを表3-5に示す。

#### 3.3 計算条件

応力計算に用いる計算条件は、本計算書の【ほう酸水注入ポンプ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。

表3-1 荷重の組合せ及び許容応力状態（設計基準対象施設）

施設区分		機器名称	耐震重要度分類	機器等の区分	荷重の組合せ	許容応力状態
計測制御 系統施設	ほう酸水 注入設備	ほう酸水注入ポンプ	S	クラス2ポンプ*	$D + P_D + M_D + S_d^*$	Ⅲ <sub>A</sub> S
					$D + P_D + M_D + S_s$	Ⅳ <sub>A</sub> S

注記\*：クラス2ポンプの支持構造物を含む。



表3-2 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
計測制御 系統施設	ほう酸水 注入設備	ほう酸水注入ポンプ	常設耐震／防止	重大事故等 クラス2ポンプ*2	$D + P_D + M_D + S_s$ *3	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとして IVASの許容限 界を用いる。)
原子炉冷却 系統施設	非常用炉心 冷却設備 その他原子炉 注水設備	ほう酸水注入ポンプ	常設／緩和	重大事故等 クラス2ポンプ*2	$D + P_D + M_D + S_s$ *3	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとして IVASの許容限 界を用いる。)
原子炉 格納施設	原子炉格納 容器安全設備	ほう酸水注入ポンプ	常設／緩和	重大事故等 クラス2ポンプ*2	$D + P_D + M_D + S_s$ *3	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとして IVAS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：重大事故等クラス2ポンプの支持構造物を含む。

\*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3-3 許容応力（クラス2，3支持構造物及び重大事故等クラス2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	せん断
Ⅲ <sub>A</sub> S	$1.5 \cdot f_t$	$1.5 \cdot f_s$
Ⅳ <sub>A</sub> S	$1.5 \cdot f_t^*$	$1.5 \cdot f_s^*$
V <sub>A</sub> S (V <sub>A</sub> SとしてⅣ <sub>A</sub> S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3-4 使用材料の許容応力評価条件（設計基準対象施設）

評価部材	材料	温度条件 (°C)		S <sub>y</sub> (MPa)	S <sub>u</sub> (MPa)	S <sub>y</sub> (R T) (MPa)
		周囲環境温度				
基礎ボルト	SS41* (40mm<径≤100mm)	周囲環境温度	50	211	394	—
ポンプ取付ボルト	SS41* (40mm<径≤100mm)	周囲環境温度	50	211	394	—
原動機取付ボルト	SS41* (40mm<径≤100mm)	周囲環境温度	50	211	394	—
減速機取付ボルト	SS41* (40mm<径≤100mm)	周囲環境温度	50	211	394	—

注記\*：SS400相当

表3-5 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 <sub>y</sub> (MPa)	S <sub>u</sub> (MPa)	S <sub>y</sub> (R T) (MPa)
		周囲環境温度				
基礎ボルト	SS41* (40mm<径≤100mm)	周囲環境温度	100	194	373	—
ポンプ取付ボルト	SS41* (40mm<径≤100mm)	周囲環境温度	100	194	373	—
原動機取付ボルト	SS41* (40mm<径≤100mm)	周囲環境温度	100	194	373	—
減速機取付ボルト	SS41* (40mm<径≤100mm)	周囲環境温度	100	194	373	—

注記\*：SS400相当

#### 4. 機能維持評価

##### 4.1 基本方針

ほう酸水注入ポンプ及び原動機は、VI-2-1-9「機能維持の基本方針」に記載の横形3連往復動式ポンプ及び横形ころがり軸受電動機であり、機能維持評価において機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を上回ることから、J E A G 4 6 0 1 に定められた評価部位の健全性を詳細評価することで動的機能維持の確認を行う。

詳細評価に用いる応答加速度は、VI-2-1-7「設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき、基準地震動  $S_s$  により定まる加速度又はこれを上回る加速度を設定する。

## 4.2 ポンプの動的機能維持評価

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

### 4.2.1 評価対象部位

J E A G 4 6 0 1 に記載の往復動式ポンプの動的機能維持評価に従い、以下の部位について評価を実施する。

- a. 基礎ボルト
- b. ポンプ取付ボルト
- c. 減速機取付ボルト
- d. コネクティングロッド軸受
- e. クランク軸
- f. クランク軸軸受
- g. 弁シート面
- h. 減速機軸軸受
- i. 減速機軸
- j. 減速機歯車
- k. 軸継手（原動機～減速機～ポンプ）

このうち「a. 基礎ボルト」、「b. ポンプ取付ボルト」、「c. 減速機取付ボルト」については、「3. 構造強度評価」に従い評価を行った「5. 評価結果」にて設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認している。

以上より、本計算書においては、コネクティングロッド軸受、クランク軸、クランク軸軸受、弁シート面、減速機軸軸受、減速機軸、減速機歯車及び軸継手（原動機～減速機～ポンプ）を評価対象部位とする。

### 4.2.2 評価基準値

クランク軸及び減速機軸の許容応力は、クラス2支持構造物及び重大事故等クラス2支持構造物の許容応力状態ⅢASに準拠し設定する。また、コネクティングロッド軸受、クランク軸軸受、弁シート面、減速機軸軸受及び減速機歯車についてはメーカー規定の許容値を、軸継手については、変位可能寸法を評価基準値として設定する。

評価基準値のうち設計基準対象施設の評価に用いるものを表4-1に、重大事故等対処設備の評価に用いるものを表4-2に示す。

表4-1 評価基準値（設計基準対象施設）

評価対象部位		材料	単位	評価基準値
コネクティング ロッド軸受	大端部	—	MPa	
	小端部	—	MPa	
クランク軸		<input type="text"/>	MPa	
クランク軸軸受	軸継手側	—	N	
	反軸継手側	—	N	
弁シート面		—	MPa	
減速機軸軸受	入力軸	ポンプ側	—	N
		原動機側	—	N
	出力軸	ポンプ側	—	N
		原動機側	—	N
	中間軸	ポンプ側	—	N
		原動機側	—	N
減速機軸		<input type="text"/>	MPa	
減速機歯車	第一段(入力側)	—	N	
	第二段(出力側)	—	N	
軸継手		—	mm	

注記\*：機械的性質及び化学的成分が同等な  の許容値を適用する。

表4-2 評価基準値（重大事故等対処設備）

評価対象部位		材料	単位	評価基準値
コネクティング ロッド軸受	大端部	—	MPa	
	小端部	—	MPa	
クランク軸		<input type="text"/>	MPa	
クランク軸軸受	軸継手側	—	N	
	反軸継手側	—	N	
弁シート面		—	MPa	
減速機軸軸受	入力軸	ポンプ側	—	N
		原動機側	—	N
	出力軸	ポンプ側	—	N
		原動機側	—	N
	中間軸	ポンプ側	—	N
		原動機側	—	N
減速機軸		<input type="text"/>	MPa	
減速機歯車	第一段(入力側)	—	N	
	第二段(出力側)	—	N	
軸継手		—	mm	

注記\*：機械的性質及び化学的成分が同等な  の許容値を適用する。

#### 4.2.3 記号の説明

ほう酸水注入ポンプの動的機能維持評価に使用する記号を表4-3に示す。

表 4-3 記号の説明

記号	記号の説明	単位
a	減速機入力軸軸受間の距離の1/2	mm
A <sub>1</sub>	減速機入力軸の断面積	mm <sup>2</sup>
A <sub>2</sub>	減速機出力軸の断面積	mm <sup>2</sup>
A <sub>3</sub>	減速機中間軸の断面積	mm <sup>2</sup>
A <sub>C</sub>	クランク軸の断面積	mm <sup>2</sup>
A <sub>LB</sub>	コネクティングロッド大端部軸受の投影面積	mm <sup>2</sup>
A <sub>SB</sub>	コネクティングロッド小端部軸受の投影面積	mm <sup>2</sup>
A <sub>VS</sub>	弁シート面の投影面積	mm <sup>2</sup>
b	減速機中間軸軸受間の距離の1/2	mm
c	減速機出力軸軸受間の距離の1/2	mm
C <sub>H</sub>	水平方向設計震度	—
C <sub>V</sub>	鉛直方向設計震度	—
D <sub>1</sub>	減速機入力軸の直径	mm
D <sub>2</sub>	減速機出力軸の直径	mm
D <sub>3</sub>	減速機中間軸の直径	mm
D <sub>C</sub>	クランク軸の直径	mm
D <sub>P1</sub>	ポンプー減速機間軸継手のピッチ円直径	mm
D <sub>P2</sub>	減速機ー原動機間軸継手のピッチ円直径	mm
D <sub>V</sub>	弁の直径	mm
E <sub>11</sub>	ポンプケーシングの縦弾性係数	MPa
E <sub>12</sub>	減速機ケーシングの縦弾性係数	MPa
E <sub>13</sub>	原動機ケーシングの縦弾性係数	MPa
F <sub>1</sub>	減速機入力軸に生じるラジアル荷重	N
F <sub>2</sub>	減速機出力軸に生じるラジアル荷重	N
F <sub>3</sub>	減速機中間軸に生じるラジアル荷重	N
F <sub>B</sub>	大端部及び小端部の軸受に生じる荷重	N
F <sub>C</sub>	クランク軸に生じるラジアル荷重	N
F <sub>CB1</sub>	軸継手側クランク軸軸受に生じる静等価荷重	N

記号	記号の説明	単位
F <sub>CB2</sub>	反軸継手側クランク軸軸受に生じる静等価荷重	N
F <sub>G1</sub>	第一段歯車に生じる合成荷重	N
F <sub>G2</sub>	第二段歯車に生じる合成荷重	N
F <sub>JA</sub>	原動機側減速機入力軸軸受に生じる静等価荷重	N
F <sub>JB</sub>	ポンプ側減速機入力軸軸受に生じる静等価荷重	N
F <sub>JC</sub>	原動機側減速機中間軸軸受に生じる静等価荷重	N
F <sub>JD</sub>	ポンプ側減速機中間軸軸受に生じる静等価荷重	N
F <sub>JE</sub>	原動機側減速機出力軸軸受に生じる静等価荷重	N
F <sub>JF</sub>	ポンプ側減速機出力軸軸受に生じる静等価荷重	N
F <sub>VS</sub>	弁シート面に生じる荷重	N
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s <sup>2</sup>
h <sub>P1</sub>	ポンプ取付面からポンプ重心までの高さ	mm
h <sub>P2</sub>	減速機取付面から減速機重心までの高さ	mm
h <sub>P3</sub>	原動機取付面から原動機重心までの高さ	mm
I <sub>11</sub>	ポンプケーシングの断面二次モーメント	mm <sup>4</sup>
I <sub>12</sub>	減速機ケーシングの断面二次モーメント	mm <sup>4</sup>
I <sub>13</sub>	原動機ケーシングの断面二次モーメント	mm <sup>4</sup>
l <sub>C</sub>	クランク軸軸受間の距離の1/2	mm
P <sub>d</sub>	ポンプの吐出圧力	MPa
P <sub>LB</sub>	コネクティングロッド大端部軸受に生じる面圧	MPa
P <sub>SB</sub>	コネクティングロッド小端部軸受に生じる面圧	MPa
P <sub>VS</sub>	弁シート面に生じる面圧	MPa
Q <sub>1</sub>	減速機入力軸に生じるスラスト荷重	N
Q <sub>2</sub>	減速機出力軸に生じるスラスト荷重	N
Q <sub>3</sub>	減速機中間軸に生じるスラスト荷重	N
Q <sub>C</sub>	クランク軸に生じるスラスト荷重	N
W <sub>11</sub>	プランジャ, クロスヘッド等の質量	kg
W <sub>12</sub>	コネクティングロッドの質量	kg
W <sub>13</sub>	クランク軸の質量	kg
W <sub>14</sub>	ポンプー減速機間軸継手の片側の質量	kg
W <sub>15</sub>	減速機ー原動機間軸継手の片側の質量	kg



記号	記号の説明	単位
$W_{16}$	弁の質量	kg
$W_{17}$	入力軸及び第一段小歯車の質量	kg
$W_{18}$	出力軸及び第二段大歯車の質量	kg
$W_{19}$	中間軸及び第一段大歯車並びに第二段小歯車の質量	kg
$W_{P1}$	ポンプの質量	kg
$W_{P2}$	減速機の質量	kg
$W_{P3}$	原動機の質量	kg
$X_{0A}$	原動機側減速機入力軸軸受の静ラジアル荷重係数	—
$X_{0B}$	ポンプ側減速機入力軸軸受の静ラジアル荷重係数	—
$X_{0C}$	原動機側減速機中間軸軸受の静ラジアル荷重係数	—
$X_{0D}$	ポンプ側減速機中間軸軸受の静ラジアル荷重係数	—
$X_{0E}$	原動機側減速機出力軸軸受の静ラジアル荷重係数	—
$X_{0F}$	ポンプ側減速機出力軸軸受の静ラジアル荷重係数	—
$X_{01}$	軸継手側クランク軸軸受の静ラジアル荷重係数	—
$X_{02}$	反軸継手側クランク軸軸受の静ラジアル荷重係数	—
$Y_{0A}$	原動機側減速機入力軸軸受の静アキシアル荷重係数	—
$Y_{0B}$	ポンプ側減速機入力軸軸受の静アキシアル荷重係数	—
$Y_{0C}$	原動機側減速機中間軸軸受の静アキシアル荷重係数	—
$Y_{0D}$	ポンプ側減速機中間軸軸受の静アキシアル荷重係数	—
$Y_{0E}$	原動機側減速機出力軸軸受の静アキシアル荷重係数	—
$Y_{0F}$	ポンプ側減速機出力軸軸受の静アキシアル荷重係数	—
$Y_{01}$	軸継手側クランク軸軸受の静アキシアル荷重係数	—
$Y_{02}$	反軸継手側クランク軸軸受の静アキシアル荷重係数	—
$Z_1$	減速機入力軸の断面係数	mm <sup>3</sup>
$Z_2$	減速機出力軸の断面係数	mm <sup>3</sup>
$Z_3$	減速機中間軸の断面係数	mm <sup>3</sup>
$Z_c$	クランク軸の断面係数	mm <sup>3</sup>
$\phi$	コネクティングロッドの傾き角	rad
$\pi$	円周率	—
$\sigma_1$	減速機入力軸に生じる引張応力及び曲げ応力	MPa
$\sigma_2$	減速機出力軸に生じる引張応力及び曲げ応力	MPa

記号	記号の説明	単位
$\sigma_3$	減速機中間軸に生じる引張応力及び曲げ応力	MPa
$\sigma_c$	クランク軸に生じる引張応力及び曲げ応力	MPa
$\beta_1$	クランク軸のたわみにより生じる軸継手傾き	rad
$\beta_2$	減速機出力軸のたわみにより生じる軸継手傾き	rad
$\beta_3$	減速機入力軸のたわみにより生じる軸継手傾き	rad
$\beta_4$	原動機軸のたわみにより生じる軸継手傾き	rad
$\delta_1$	ポンプー減速機間軸継手（ポンプ側）の変位量	mm
$\delta_{11}$	地震によるポンプの変位	mm
$\delta_{21}$	クランク軸のたわみにより生じる軸継手傾きによる変位	mm
$\delta_{31}$	クランク軸軸受部の軸方向クリアランス	mm
$\delta_2$	ポンプー減速機間軸継手（減速機側）の変位量	mm
$\delta_{12}$	地震による減速機の変位	mm
$\delta_{22}$	減速機出力軸のたわみにより生じる軸継手傾きによる変位	mm
$\delta_{32}$	減速機出力軸軸受部の軸方向クリアランス	mm
$\delta_3$	減速機ー原動機間軸継手（減速機側）の変位量	mm
$\delta_{23}$	減速機入力軸のたわみにより生じる軸継手傾きによる変位	mm
$\delta_{33}$	減速機入力軸軸受部の軸方向クリアランス	mm
$\delta_4$	減速機ー原動機間軸継手（原動機側）の変位量	mm
$\delta_{14}$	地震による原動機の変位	mm
$\delta_{24}$	原動機軸のたわみにより生じる軸継手傾きによる変位	mm
$\delta_{34}$	原動機軸軸受部の軸方向クリアランス	mm

#### 4.2.4 評価方法

##### (1) コネクティングロッド軸受

図 4-1 に示す計算モデルにて、大端部及び小端部の軸受に生じる荷重を算出し、軸受に生じる面圧を求め、メーカ規定の許容値以下であることを確認する。

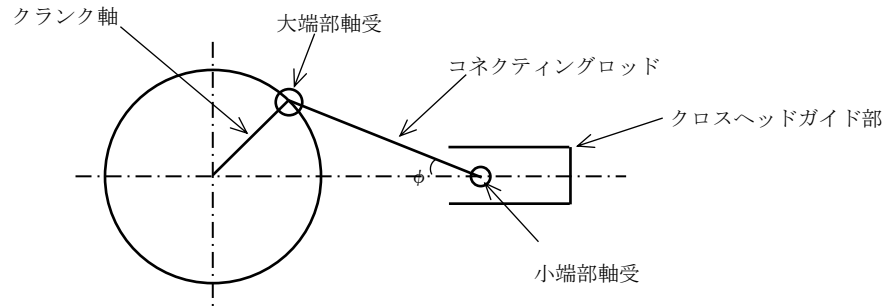


図 4-1 コネクティングロッド軸受の計算モデル

各軸受に生じる面圧は次式で求める。

コネクティングロッド大端部軸受に生じる面圧  $P_{LB}$

$$P_{LB} = F_B / A_{LB} \quad \dots \quad (4.2.4.1)$$

コネクティングロッド小端部軸受に生じる面圧  $P_{SB}$

$$P_{SB} = F_B / A_{SB} \quad \dots \quad (4.2.4.2)$$

ここで、大端部及び小端部の軸受に生じる荷重  $F_B$  は

$$F_B = \left( \frac{W_{11} \cdot g \cdot C_H}{\cos \phi} + W_{12} \cdot g \cdot \sqrt{C_H^2 + (C_V + 1)^2} \right) \quad \dots \quad (4.2.4.3)$$

(2) クランク軸

図 4-2 に示す計算モデルにて、クランク軸に生じる荷重を算出し、クランク軸に生じる引張応力及び曲げ応力を求め、許容応力以下であることを確認する。

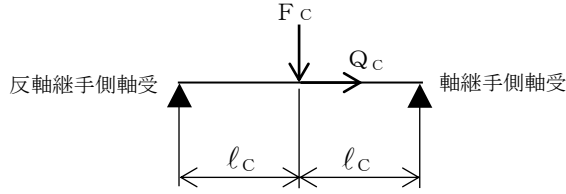


図 4-2 クランク軸の計算モデル

クランク軸に生じる引張応力及び曲げ応力  $\sigma_c$  は

$$\sigma_c = \frac{l_c \cdot l_c}{Z_c \cdot (l_c + l_c)} \cdot F_c + \frac{Q_c}{A_c} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.4)$$

ここで、クランク軸に生じる荷重は

ラジアル荷重  $F_c$

$$F_c = (W_{13} + W_{14} + 3 \cdot (W_{11} + W_{12})) \cdot g \cdot \sqrt{C_H^2 + (C_V + 1)^2} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.5)$$

スラスト荷重  $Q_c$

$$Q_c = (W_{13} + W_{14} + 3 \cdot (W_{11} + W_{12})) \cdot g \cdot C_H \quad \dots\dots\dots (4.2.4.6)$$

クランク軸の断面係数  $Z_c$  は

$$Z_c = \frac{\pi \cdot D_c^3}{32} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.7)$$

(3) クランク軸軸受

図 4-3 に示す計算モデルにて、地震力が加わる場合に発生する全荷重を軸受が受けるものとし、軸受に生じる静等価荷重を求め、メーカー規定の許容値以下であることを確認する。

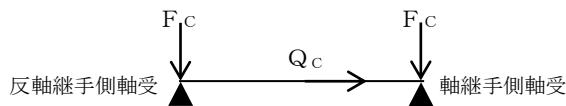


図 4-3 クランク軸軸受の計算モデル

クランク軸軸受に生じる静等価荷重は次式で求める。

軸継手側軸受に生じる静等価荷重  $F_{CB1}$

$$F_{CB1} = \max (X_{01} \cdot F_c + Y_{01} \cdot Q_c, F_c) \quad \dots\dots\dots (4.2.4.8)$$

反軸継手側軸受に生じる静等価荷重  $F_{CB2}$

$$F_{CB2} = \max (X_{02} \cdot F_c + Y_{02} \cdot Q_c, F_c) \quad \dots\dots\dots (4.2.4.9)$$

(4) 弁シート面

図 4-4 に示す計算モデルにて、弁シート面に生じる荷重を算出し、弁シート面に生じる面圧を求め、メーカー規定の許容値以下であることを確認する。

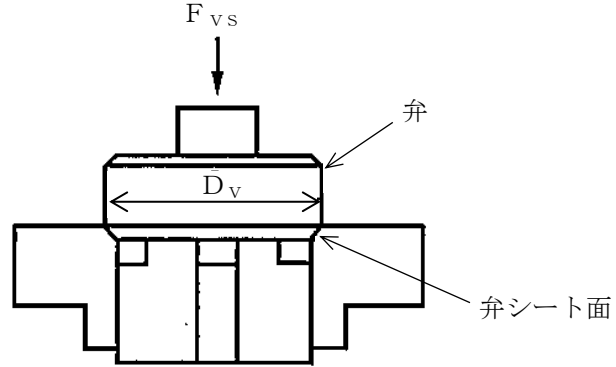


図 4-4 弁シート面の計算モデル

弁シート面に生じる面圧  $P_{Vs}$  は次式で求める。

$$P_{Vs} = \frac{F_{Vs}}{A_{Vs}} \dots\dots\dots (4.2.4.10)$$

弁シート面に生じる荷重  $F_{Vs}$  は

$$F_{Vs} = (W_{16} \cdot g \cdot \sqrt{C_H^2 + (C_V + 1)^2} + \frac{\pi \cdot D_V^2 \cdot P_d}{4}) \dots\dots\dots (4.2.4.11)$$

(5) 減速機軸軸受

図 4-5 から図 4-8 に示す計算モデルにて、地震力が加わる場合に発生する全荷重を軸受が受けるものとし、軸受に生じる静等価荷重を求め、メーカー規定の許容値以下であることを確認する。

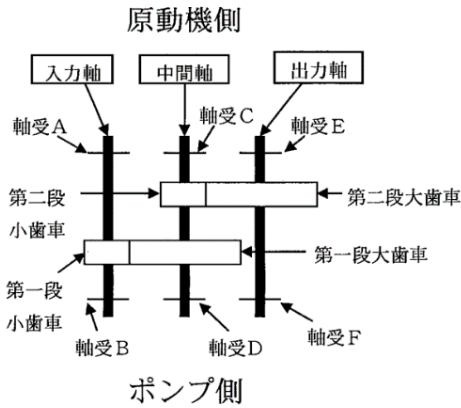


図 4-5 減速機の構造モデル

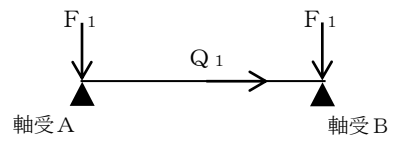


図 4-6 入力軸軸受の計算モデル

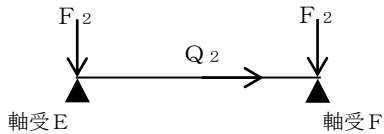


図 4-7 出力軸軸受の計算モデル

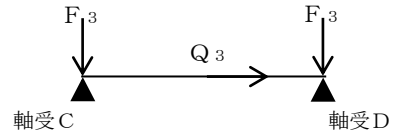


図 4-8 中間軸軸受の計算モデル

入力軸軸受に生じる静等価荷重は次式で求める。

原動機側入力軸軸受に生じる静等価荷重  $F_{JA}$

$$F_{JA} = \max (X_{0A} \cdot F_1 + Y_{0A} \cdot Q_1, F_1) \quad \dots \quad (4.2.4.12)$$

ポンプ側入力軸軸受に生じる静等価荷重  $F_{JB}$

$$F_{JB} = \max (X_{0B} \cdot F_1 + Y_{0B} \cdot Q_1, F_1) \quad \dots \quad (4.2.4.13)$$

ここで、入力軸に生じる荷重は

ラジアル荷重  $F_1$

$$F_1 = (W_{15} + W_{17}) \cdot g \cdot \sqrt{C_H^2 + (C_V + 1)^2} \quad \dots \quad (4.2.4.14)$$

スラスト荷重  $Q_1$

$$Q_1 = (W_{15} + W_{17}) \cdot g \cdot C_H \quad \dots \quad (4.2.4.15)$$

出力軸軸受に生じる静等価荷重は次式で求める。

原動機側出力軸軸受に生じる静等価荷重  $F_{JE}$

$$F_{JE} = \max (X_{0E} \cdot F_2 + Y_{0E} \cdot Q_2, F_2) \quad \dots\dots\dots (4.2.4.16)$$

ポンプ側出力軸軸受に生じる静等価荷重  $F_{JF}$

$$F_{JF} = \max (X_{0F} \cdot F_2 + Y_{0F} \cdot Q_2, F_2) \quad \dots\dots\dots (4.2.4.17)$$

ここで、出力軸に生じる荷重は

ラジアル荷重  $F_2$

$$F_2 = (W_{14} + W_{18}) \cdot g \cdot \sqrt{C_H^2 + (C_V + 1)^2} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.18)$$

スラスト荷重  $Q_2$

$$Q_2 = (W_{14} + W_{18}) \cdot g \cdot C_H \quad \dots\dots\dots (4.2.4.19)$$

中間軸軸受に生じる静等価荷重は次式で求める。

原動機側中間軸軸受に生じる静等価荷重  $F_{JC}$

$$F_{JC} = \max (X_{0C} \cdot F_3 + Y_{0C} \cdot Q_3, F_3) \quad \dots\dots\dots (4.2.4.20)$$

ポンプ側中間軸軸受に生じる静等価荷重  $F_{JD}$

$$F_{JD} = \max (X_{0D} \cdot F_3 + Y_{0D} \cdot Q_3, F_3) \quad \dots\dots\dots (4.2.4.21)$$

ここで、中間軸に生じる荷重は

ラジアル荷重  $F_3$

$$F_3 = W_{19} \cdot g \cdot \sqrt{C_H^2 + (C_V + 1)^2} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.22)$$

スラスト荷重  $Q_3$

$$Q_3 = W_{19} \cdot g \cdot C_H \quad \dots\dots\dots (4.2.4.23)$$

(6) 減速機軸

図 4-9 から図 4-11 に示す計算モデルにて、減速機軸に生じる引張応力及び曲げ応力を求め、許容応力以下であることを確認する。

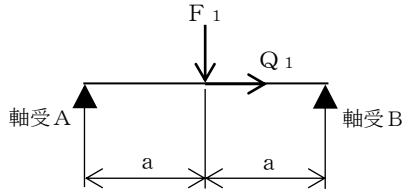


図 4-9 入力軸の計算モデル

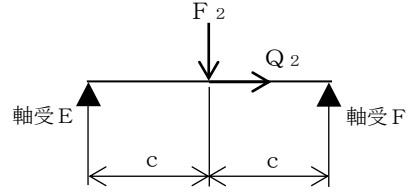


図 4-10 出力軸の計算モデル

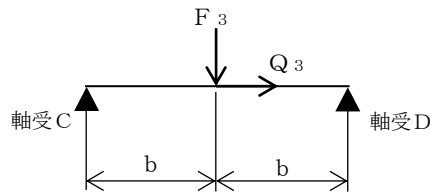


図 4-11 中間軸の計算モデル

入力軸に生じる引張応力及び曲げ応力  $\sigma_1$  は次式で求める。

$$\sigma_1 = \frac{a \cdot a}{Z_1 \cdot (a + a)} \cdot F_1 + \frac{Q_1}{A_1} \quad \dots \quad (4.2.4.24)$$

ここで、入力軸の断面係数  $Z_1$  は

$$Z_1 = \frac{\pi \cdot D_1^3}{32} \quad \dots \quad (4.2.4.25)$$

出力軸に生じる引張応力及び曲げ応力  $\sigma_2$  は次式で求める。

$$\sigma_2 = \frac{c \cdot c}{Z_2 \cdot (c + c)} \cdot F_2 + \frac{Q_2}{A_2} \quad \dots \quad (4.2.4.26)$$

ここで、出力軸の断面係数  $Z_2$  は

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot D_2^3}{32} \quad \dots \quad (4.2.4.27)$$

中間軸に生じる引張応力及び曲げ応力  $\sigma_3$  は次式で求める。

$$\sigma_3 = \frac{b \cdot b}{Z_3 \cdot (b + b)} \cdot F_3 + \frac{Q_3}{A_3} \quad \dots \quad (4.2.4.28)$$

ここで、中間軸の断面係数  $Z_3$  は

$$Z_3 = \frac{\pi \cdot D_3^3}{32} \quad \dots \quad (4.2.4.29)$$



(7) 減速機歯車

減速機軸に生じる荷重から、減速機歯車に生じる荷重を求め、メーカー規定の許容値以下であることを確認する。

第一段歯車に作用する合成荷重 $F_{G1}$ は次式で求める。

$$F_{G1} = \sqrt{F_1^2 + Q_1^2} + \sqrt{F_3^2 + Q_3^2} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.30)$$

第二段歯車に作用する合成荷重 $F_{G2}$ は次式で求める。

$$F_{G2} = \sqrt{F_2^2 + Q_2^2} + \sqrt{F_3^2 + Q_3^2} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.31)$$

(8) 軸継手（原動機～減速機～ポンプ）

図4-12に示す計算モデルにて、軸のたわみにより生じる軸継手傾きによる変位と地震による変位、及び軸受部の軸方向クリアランスから生じる軸継手の変位量を求め、変位可能寸法以下であることを確認する。

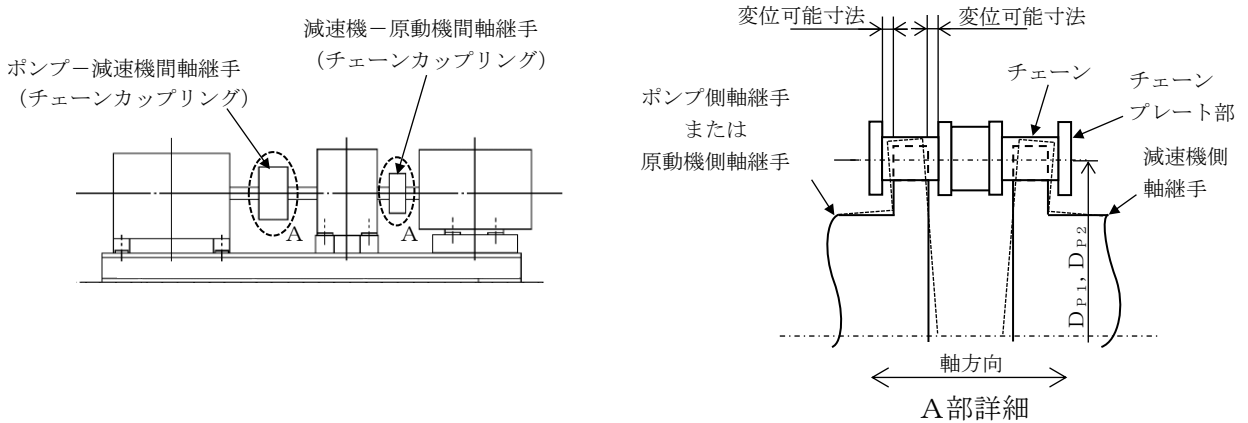


図4-12 軸継手の計算モデル

ポンプ-減速機間軸継手（ポンプ側）の変位量 $\delta_1$ は次式で求める。

$$\delta_1 = \delta_{11} + \delta_{21} + \delta_{31} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.32)$$

ここで、地震によるポンプの変位 $\delta_{11}$ は

$$\delta_{11} = \frac{W_{P1} \cdot g \cdot \sqrt{C_H^2 + (C_V + 1)^2} \cdot h_{P1}^3}{3 \cdot E_{11} \cdot I_{11}} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.33)$$

クランク軸のたわみにより生じる軸継手傾きによる変位 $\delta_{21}$ は

$$\delta_{21} = D_{P1} / 2 \cdot \beta_1 \quad \dots\dots\dots (4.2.4.34)$$

ポンプー減速機間軸継手（減速機側）の変位量  $\delta_2$  は次式で求める。

$$\delta_2 = \delta_{12} + \delta_{22} + \delta_{32} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.35)$$

ここで、地震による減速機の変位  $\delta_{12}$  は

$$\delta_{12} = \frac{W_{P2} \cdot g \cdot \sqrt{C_H^2 + (C_V + 1)^2} \cdot h_{P2}^3}{3 \cdot E_{12} \cdot I_{12}} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.36)$$

減速機出力軸のたわみにより生じる軸継手傾きによる変位  $\delta_{22}$  は

$$\delta_{22} = D_{P1} / 2 \cdot \beta_2 \quad \dots\dots\dots (4.2.4.37)$$

減速機ー原動機間軸継手（減速機側）の変位量  $\delta_3$  は次式で求める。

$$\delta_3 = \delta_{12} + \delta_{23} + \delta_{33} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.38)$$

減速機入力軸のたわみにより生じる軸継手傾きによる変位  $\delta_{23}$  は

$$\delta_{23} = D_{P2} / 2 \cdot \beta_3 \quad \dots\dots\dots (4.2.4.39)$$

減速機ー原動機間軸継手（原動機側）の変位量  $\delta_4$  は次式で求める。

$$\delta_4 = \delta_{14} + \delta_{24} + \delta_{34} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.40)$$

ここで、地震による原動機の変位  $\delta_{14}$  は

$$\delta_{14} = \frac{W_{P3} \cdot g \cdot \sqrt{C_H^2 + (C_V + 1)^2} \cdot h_{P3}^3}{3 \cdot E_{13} \cdot I_{13}} \quad \dots\dots\dots (4.2.4.41)$$

原動機軸のたわみにより生じる軸継手傾きによる変位  $\delta_{24}$  は

$$\delta_{24} = D_{P2} / 2 \cdot \beta_4 \quad \dots\dots\dots (4.2.4.42)$$

#### 4.3 原動機の動的機能維持評価

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

##### 4.3.1 評価対象部位

J E A G 4 6 0 1 に記載の原動機の動的機能維持評価に従い、以下の部位について評価を実施する。

- a. 取付ボルト
- b. 固定子
- c. 軸（回転子）
- d. 端子箱
- e. 軸受
- f. 固定子と回転子間のクリアランス
- g. モータフレーム
- h. 軸継手

このうち「a. 取付ボルト」については、「3. 構造強度評価」に従い評価を行った「5. 評価結果」にて設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認している。

以上より、本計算書においては、固定子、軸（回転子）、端子箱、軸受、固定子と回転子間のクリアランス、モータフレーム及び軸継手を評価対象部位とする。なお、軸継手においては、ポンプの動的機能維持評価に含まれている。

## 4.3.2 評価基準値

固定子及び軸（回転子）の許容応力は、クラス2支持構造物及び重大事故等クラス2支持構造物の許容応力状態Ⅲ<sub>A</sub>Sに準拠し設定し、端子箱及びモータフレームの許容応力は、クラス2支持構造物及び重大事故等クラス2支持構造物の許容応力状態Ⅳ<sub>A</sub>Sに準拠し設定する。また、軸受についてはメーカー規定の許容値を、固定子と回転子間のクリアランスについては、変位可能寸法を評価基準値として設定する。

評価基準値のうち設計基準対象施設の評価に用いるものを表4-4に、重大事故等対処設備の評価に用いるものを表4-5に示す。

表4-4 評価基準値（設計基準対象施設）

評価対象部位		材料	単位	評価基準値
固定子		SS41*	MPa	
軸（回転子）			MPa	
端子箱	引張	SS41*	MPa	
	せん断	SS41*	MPa	
軸受	軸継手側	—	N	
	反軸継手側	—	N	
固定子と回転子間のクリアランス		—	mm	
モータフレーム		SS41*	MPa	

注記\*：SS400相当

表4-5 評価基準値（重大事故等対処設備）

評価対象部位		材料	単位	評価基準値
固定子		SS41*	MPa	
軸（回転子）			MPa	
端子箱	引張	SS41*	MPa	
	せん断	SS41*	MPa	
軸受	軸継手側	—	N	
	反軸継手側	—	N	
固定子と回転子間のクリアランス		—	mm	
モータフレーム		SS41*	MPa	

注記\*：SS400相当

### 4.3.3 記号の説明

ほう酸水注入ポンプ用原動機の動的機能維持評価に使用する記号を表4-6に示す。

表 4-6 記号の説明

記号	記号の説明	単位
$A_{bt}$	端子箱取付ボルトの断面積	$\text{mm}^2$
$A_F$	モータフレーム（脚部）の断面積	$\text{mm}^2$
$A_s$	軸（回転子）の断面積	$\text{mm}^2$
$C_H$	水平方向設計震度	—
$C_P$	ポンプ振動による震度	—
$C_V$	鉛直方向設計震度	—
$D_s$	軸（回転子）の直径	mm
$E$	軸（回転子）の縦弾性係数	MPa
$F_{B1}$	軸継手側軸受に生じる静等価荷重	N
$F_{B2}$	反軸継手側軸受に生じる静等価荷重	N
$F_{bt}$	端子箱取付ボルトに生じる引張力（1本当たり）	N
$F_H$	水平方向（軸直角方向）地震力によりキーに生じるせん断力	N
$F_K$	キーに生じるせん断力	N
$F_M$	原動機の回転によりキーに生じるせん断力	N
$F_R$	軸（回転子）及び軸継手に生じるラジアル荷重	N
$g$	重力加速度（=9.80665）	$\text{m/s}^2$
$h_F$	原動機取付面から原動機重心までの高さ	mm
$h_t$	端子箱取付面から端子箱重心までの高さ	mm
$I$	軸（回転子）の断面二次モーメント	$\text{mm}^4$
$l_b$	モータフレームの脚部の長さ	mm
$l_{b,L}$	軸受間の距離	mm
$l_{h1}$	モータフレームの脚部間の距離（内側）	mm
$l_{h2}$	モータフレームの脚部間の距離（外側）	mm
$l_K$	キーと固定子の接触長さ	mm
$l_{r,C}$	軸受間の距離の1/2	mm
$l_{t1}$	端子箱重心と端子箱取付ボルト間の水平方向距離	mm
$l_{t2}$	端子箱取付ボルト間の水平方向距離	mm
$M_P$	原動機の回転により作用するモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$

記号	記号の説明	単位
$n_{bt}$	端子箱取付ボルトの本数	—
$n_{ft}$	評価上引張力を受けるとして期待する端子箱取付ボルトの本数	—
$Q_B$	軸（回転子）及び軸継手に生じるスラスト荷重	N
$Q_{bt}$	端子箱取付ボルトに生じるせん断力	N
$r$	固定子の半径	mm
$t_K$	キーの厚さ	mm
$W_{21}$	固定子の質量	kg
$W_{22}$	軸（回転子）の質量	kg
$W_{23}$	減速機－原動機間軸継手の片側の質量	kg
$W_{24}$	端子箱の質量	kg
$W_{25}$	原動機の質量	kg
$X_{01}$	軸継手側軸受の静ラジアル荷重係数	—
$X_{02}$	反軸継手側軸受の静ラジアル荷重係数	—
$y$	軸（回転子）の変位量	mm
$Y_{01}$	軸継手側軸受の静アキシアル荷重係数	—
$Y_{02}$	反軸継手側軸受の静アキシアル荷重係数	—
$Z_F$	モータフレーム（脚部）の断面係数	mm <sup>3</sup>
$Z_P$	軸（回転子）の極断面係数	mm <sup>3</sup>
$Z_S$	軸（回転子）の断面係数	mm <sup>3</sup>
$\pi$	円周率	—
$\sigma_b$	軸（回転子）に生じる引張応力及び曲げ応力	MPa
$\sigma_{bt}$	端子箱取付ボルトに生じる引張応力	MPa
$\sigma_F$	モータフレームに生じる組合せ応力	MPa
$\sigma_{F1}$	モータフレームに生じる曲げ応力	MPa
$\sigma_{F2}$	モータフレームに生じる圧縮応力	MPa
$\sigma_{F3}$	原動機回転により作用するモーメントによる圧縮応力	MPa
$\sigma_S$	軸（回転子）に生じる組合せ応力	MPa
$\tau_{bt}$	端子箱取付ボルトに生じるせん断応力	MPa
$\tau_K$	キーに生じるせん断応力	MPa
$\tau_F$	モータフレームに生じるせん断応力	MPa
$\tau_t$	軸（回転子）に生じるねじり応力	MPa

#### 4.3.4 評価方法

##### (1) 固定子

図4-13に示す計算モデルにて、キーに生じるせん断力を算出し、キーに生じるせん断応力を求め、許容応力以下であることを確認する。

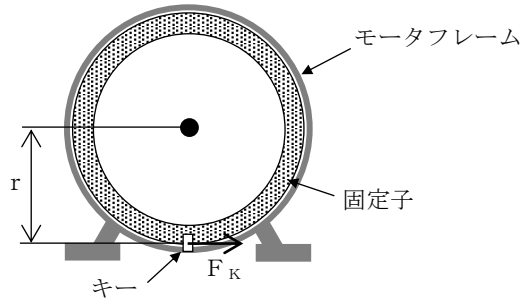


図4-13 固定子の計算モデル

キーに生じるせん断応力  $\tau_K$  は次式で求める。

$$\tau_K = F_K / (t_K \cdot l_K) \quad \dots \quad (4.3.4.1)$$

ここで、キーに生じるせん断力  $F_K$  は

$$F_K = F_H + F_M \quad \dots \quad (4.3.4.2)$$

水平方向（軸直角方向）地震力によりキーに生じるせん断力  $F_H$  は

$$F_H = W_{21} \cdot g \cdot (C_H + C_P) \quad \dots \quad (4.3.4.3)$$

原動機の回転によりキーに生じるせん断力  $F_M$  は

$$F_M = M_P / r \quad \dots \quad (4.3.4.4)$$

(2) 軸（回転子）

図4-14に示す計算モデルにて、軸に生じる荷重とモーメントから軸に生じる応力を算出し、軸に生じる組合せ応力を求め、許容応力以下であることを確認する。

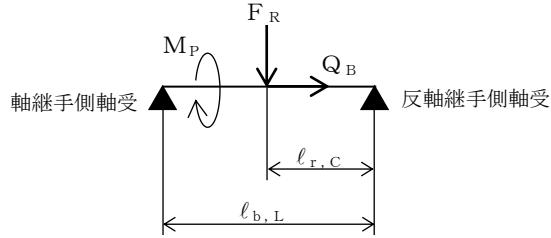


図4-14 軸（回転子）の計算モデル

軸（回転子）に生じる組合せ応力  $\sigma_s$  は次式で求める。

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \quad \dots\dots\dots (4.3.4.5)$$

ここで、軸（回転子）に生じる引張応力及び曲げ応力  $\sigma_b$  は

$$\sigma_b = \frac{(\ell_{b,L} - \ell_{r,C}) \cdot \ell_{r,C}}{Z_s \cdot \ell_{b,L}} \cdot F_R + \frac{Q_B}{A_s} \quad \dots\dots\dots (4.3.4.6)$$

軸（回転子）に生じるねじり応力  $\tau_t$  は

$$\tau_t = \frac{M_P}{Z_P} \quad \dots\dots\dots (4.3.4.7)$$

軸（回転子）の断面係数  $Z_s$  は

$$Z_s = \frac{\pi \cdot D_s^3}{32} \quad \dots\dots\dots (4.3.4.8)$$

軸（回転子）の極断面係数  $Z_P$  は

$$Z_P = \frac{\pi \cdot D_s^3}{16} \quad \dots\dots\dots (4.3.4.9)$$

軸（回転子）に生じる荷重は

ラジアル荷重  $F_R$

$$F_R = (W_{22} + W_{23}) \cdot g \cdot (\sqrt{C_H^2 + (C_V + 1)^2} + C_P) \quad \dots\dots\dots (4.3.4.10)$$

スラスト荷重  $Q_B$

$$Q_B = (W_{22} + W_{23}) \cdot g \cdot (C_H + C_P) \quad \dots\dots\dots (4.3.4.11)$$



(3) 端子箱

図4-15に示す計算モデルにて、端子箱取付ボルトに生じる荷重を算出し、端子箱取付ボルトに生じる応力を求め、許容応力以下であることを確認する。

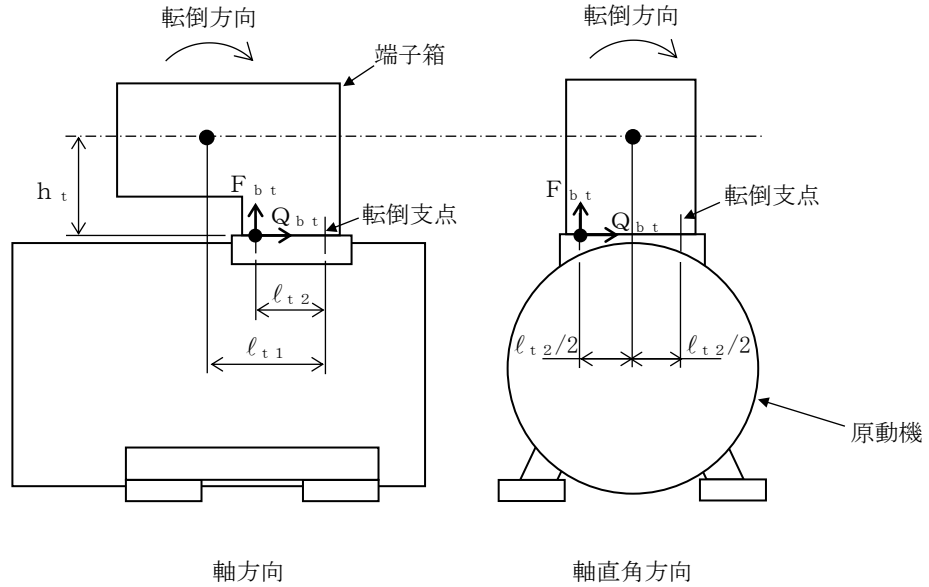


図4-15 端子箱の計算モデル

端子箱取付ボルトに生じる引張応力  $\sigma_{bt}$  は次式で求める。

$$\sigma_{bt} = F_{bt} / A_{bt} \quad \dots\dots\dots (4.3.4.12)$$

ここで、端子箱取付ボルト1本あたりに生じる引張力  $F_{bt}$  は

軸方向

$$F_{bt} = \frac{W_{24} \cdot g \cdot (C_H + C_P) \cdot h_t + W_{24} \cdot g \cdot (C_V + C_P - 1) \cdot l_{t1}}{n_{ft} \cdot l_{t2}} \quad \dots\dots\dots (4.3.4.13)$$

軸直角方向

$$F_{bt} = \frac{W_{24} \cdot g \cdot (C_H + C_P) \cdot h_t - W_{24} \cdot g \cdot (1 - C_V - C_P) \cdot (l_{t2}/2)}{n_{ft} \cdot l_{t2}} \quad \dots\dots\dots (4.3.4.14)$$

端子箱取付ボルトに生じるせん断応力  $\tau_{bt}$  は次式で求める。

$$\tau_{bt} = Q_{bt} / (n_{bt} \cdot A_{bt}) \quad \dots\dots\dots (4.3.4.15)$$

ここで、端子箱取付ボルトに生じるせん断力  $Q_{bt}$  は

$$Q_{bt} = W_{24} \cdot g \cdot (C_H + C_P) \quad \dots\dots\dots (4.3.4.16)$$

(4) 軸受

図4-16に示す計算モデルにて、地震力が加わる場合に発生する全荷重を軸受が受けるものとし、軸受に生じる静等価荷重を求め、メーカー規定の許容値以下であることを確認する。

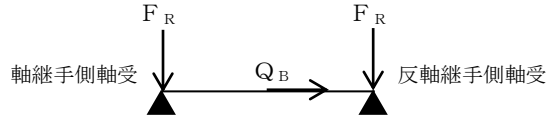


図4-16 軸受の計算モデル

軸受に生じる静等価荷重は次式で求める。

軸継手側軸受に生じる静等価荷重  $F_{B1}$

$$F_{B1} = \max (X_{01} \cdot F_R + Y_{01} \cdot Q_B, F_R) \dots\dots\dots (4.3.4.17)$$

反軸継手側軸受に生じる静等価荷重  $F_{B2}$

$$F_{B2} = \max (X_{02} \cdot F_R + Y_{02} \cdot Q_B, F_R) \dots\dots\dots (4.3.4.18)$$

(5) 固定子と回転子間のクリアランス

図4-17に示す計算モデルにて、軸（回転子）に生じる変位量を求め、変位可能寸法以下であることを確認する。

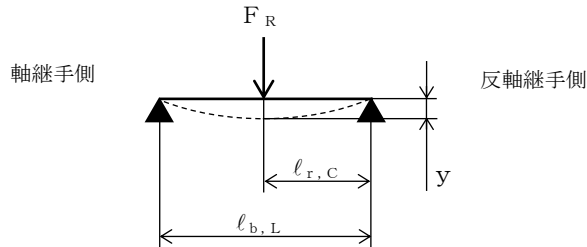


図4-17 固定子と回転子間のクリアランスの計算モデル

軸（回転子）の変位量  $y$  は次式で求める。

$$y = \frac{F_R \cdot l_{r,C} \cdot (l_{b,L}^2 - l_{r,C}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l_{b,L}} \dots\dots\dots (4.3.4.19)$$

ここで、軸（回転子）の断面二次モーメント  $I$  は

$$I = \frac{\pi \cdot D_s^4}{64} \dots\dots\dots (4.3.4.20)$$

(6) モータフレーム

図4-18に示す計算モデルにて、モータフレームに生じる応力を算出し、モータフレームに生じる組合せ応力を求め、許容応力以下であることを確認する。なお、モータフレームの評価は、構造上厳しくなる軸直角方向について評価を実施する。

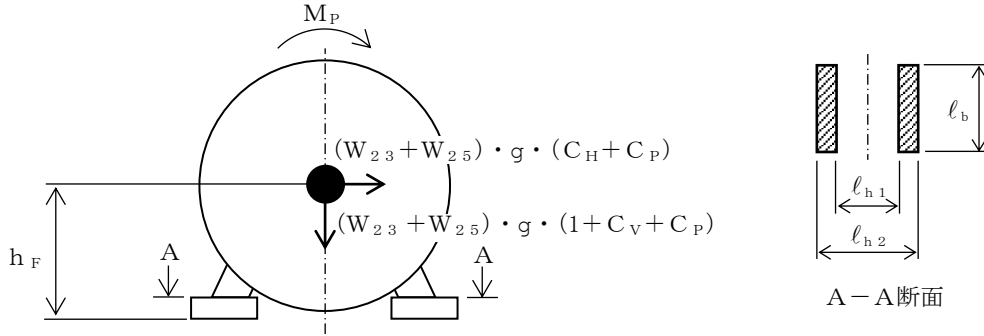


図 4-18 モータフレームの計算モデル

モータフレームに生じる組合せ応力  $\sigma_F$  は次式で求める。

$$\sigma_F = \sqrt{(\sigma_{F1} + \sigma_{F2} + \sigma_{F3})^2 + 3 \cdot \tau_F^2} \quad \dots\dots\dots (4.3.4.21)$$

ここで、水平方向（軸直角方向）地震力によりモータフレームに生じる曲げ応力  $\sigma_{F1}$  は

$$\sigma_{F1} = (W_{23} + W_{25}) \cdot g \cdot (C_H + C_P) \cdot h_F / Z_F \quad \dots\dots\dots (4.3.4.22)$$

鉛直方向地震力によりモータフレームに生じる圧縮応力  $\sigma_{F2}$  は

$$\sigma_{F2} = (W_{23} + W_{25}) \cdot g \cdot (1 + C_V + C_P) / A_F \quad \dots\dots\dots (4.3.4.23)$$

原動機回転により作用するモーメントによる圧縮応力  $\sigma_{F3}$  は

$$\sigma_{F3} = M_P / Z_F \quad \dots\dots\dots (4.3.4.24)$$

水平方向（軸直角方向）地震力によりモータフレームに生じるせん断応力  $\tau_F$  は

$$\tau_F = (W_{23} + W_{25}) \cdot g \cdot (C_H + C_P) / A_F \quad \dots\dots\dots (4.3.4.25)$$

フレームの断面係数  $Z_F$  は

$$Z_F = \frac{1}{6} \cdot \frac{\ell_b \cdot (\ell_{h2}^3 - \ell_{h1}^3)}{\ell_{h2}} \quad \dots\dots\dots (4.3.4.26)$$

## 5. 評価結果

### 5.1 設計基準対象施設としての評価結果

ほう酸水注入ポンプの設計基準対象施設として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を有し，動的機能を維持できることを確認した。

#### (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。

#### (2) 機能維持評価結果

動的機能維持評価の結果を次頁以降の表に示す。

### 5.2 重大事故等対処設備としての評価結果

ほう酸水注入ポンプ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を有し，動的機能を維持できることを確認した。

#### (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。

#### (2) 機能維持評価結果

動的機能維持評価の結果を次頁以降の表に示す。

【ほう酸水注入ポンプの耐震性についての計算結果】

1. 設計基準対象施設

1.1 構造強度評価

1.1.1 設計条件

機器名称	耐震重要度分類	据付場所及び床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S <sub>d</sub> 又は静的震度		基準地震動 S <sub>s</sub>		ポンプ振動による震度	最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
			水平方向	鉛直方向	水平方向設計震度	鉛直方向設計震度	水平方向設計震度	鉛直方向設計震度			
ほう酸水注入ポンプ	S	原子炉建物 EL 34.8*1	—*2	—*2	C <sub>H</sub> =1.56*3	C <sub>V</sub> =1.31*3	C <sub>H</sub> =3.73*4	C <sub>V</sub> =2.32*4		—	50

注記\*1：基準床レベルを示す。

\*2：固有周期は十分に小さく、計算は省略する。

\*3：設計用震度Ⅱ（弾性設計用地震動 S<sub>d</sub>）又は静的震度

\*4：設計用震度Ⅰ（基準地震動 S<sub>s</sub>）を上回る設計震度

1.1.2 機器要目

部材	m <sub>i</sub> (kg)	h <sub>i</sub> (mm)	l <sub>1i</sub> *1 (mm)	l <sub>2i</sub> *1 (mm)	d <sub>i</sub> (mm)	A <sub>bi</sub> (mm <sup>2</sup> )	n <sub>i</sub>	n <sub>fi</sub> *1
基礎ボルト (i=1)							10	4
								2
ポンプ取付ボルト (i=2)							4	2
								2
原動機取付ボルト (i=3)							4	2
								2
減速機取付ボルト (i=4)							6	2
								3

部材	S <sub>yi</sub> (MPa)	S <sub>ui</sub> (MPa)	F <sub>i</sub> (MPa)	F <sub>i</sub> * (MPa)	転倒方向		M <sub>P</sub> (N・mm)
					弾性設計用地震動 S <sub>d</sub> 又は静的震度	基準地震動 S <sub>s</sub>	
基礎ボルト (i=1)	211 (40mm<径≦100mm)	394	211	253	軸	軸	—
ポンプ取付ボルト (i=2)	211 (40mm<径≦100mm)	394	211	253	軸	軸	—
原動機取付ボルト (i=3)	211 (40mm<径≦100mm)	394	211	253	軸	軸	—
減速機取付ボルト (i=4)	211 (40mm<径≦100mm)	394	211	253	軸直角	軸直角	

H <sub>P</sub> (μm)	N (rpm)

注記\*1：各ボルトの機器要目における上段は軸直角方向転倒に対する評価時の要目を示し、  
下段は軸方向転倒に対する評価時の要目を示す。

\*2：ポンプ回転速度を示す。

\*3：原動機回転速度を示す。

1.1.3 計算数値

1.1.3.1 ボルトに作用する力

(単位：N)

部材	F <sub>bi</sub>		Q <sub>bi</sub>	
	弾性設計用地震動 S <sub>d</sub> 又は静的震度	基準地震動 S <sub>s</sub>	弾性設計用地震動 S <sub>d</sub> 又は静的震度	基準地震動 S <sub>s</sub>
基礎ボルト (i=1)				
ポンプ取付ボルト (i=2)				
原動機取付ボルト (i=3)				
減速機取付ボルト (i=4)				

1.1.4 結論

1.1.4.1 ボルトの応力

(単位：MPa)

部材	材料	応力	弾性設計用地震動 S <sub>d</sub> 又は静的震度		基準地震動 S <sub>s</sub>	
			算出応力	許容応力	算出応力	許容応力
基礎ボルト (i=1)	SS41	引張	$\sigma_{b1}=48$	$f_{ts1}=158^*$	$\sigma_{b1}=122$	$f_{ts1}=190^*$
		せん断	$\tau_{b1}=19$	$f_{sb1}=122$	$\tau_{b1}=42$	$f_{sb1}=146$
ポンプ取付ボルト (i=2)	SS41	引張	$\sigma_{b2}=25$	$f_{ts2}=158^*$	$\sigma_{b2}=61$	$f_{ts2}=190^*$
		せん断	$\tau_{b2}=17$	$f_{sb2}=122$	$\tau_{b2}=37$	$f_{sb2}=146$
原動機取付ボルト (i=3)	SS41	引張	$\sigma_{b3}=13$	$f_{ts3}=158^*$	$\sigma_{b3}=29$	$f_{ts3}=190^*$
		せん断	$\tau_{b3}=7$	$f_{sb3}=122$	$\tau_{b3}=15$	$f_{sb3}=146$
減速機取付ボルト (i=4)	SS41	引張	$\sigma_{b4}=13$	$f_{ts4}=158^*$	$\sigma_{b4}=23$	$f_{ts4}=190^*$
		せん断	$\tau_{b4}=4$	$f_{sb4}=122$	$\tau_{b4}=9$	$f_{sb4}=146$

すべて許容応力以下である。

注記\*： $f_{tsi} = \text{Min}[1.4 \cdot f_{toi} - 1.6 \cdot \tau_{bi}, f_{toi}]$

1.2 動的機能維持評価

1.2.1 設計条件

機器名称	形式	定格容量 (m <sup>3</sup> /h)	据付場所及び床面高さ (m)	固有周期(s)		基準地震動 S s		ポンプ振動 による震度	最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
				水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度			
ほう酸水注入 ポンプ	横形3連 往復動式ポンプ		原子炉建物 EL 34.8*1	—*2	—*2	C <sub>H</sub> =3.2*3	C <sub>V</sub> =2.0*3	—	—	50

注記\*1：基準床レベルを示す。

\*2：固有周期は十分に小さく，計算は省略する。

\*3：設計用震度Ⅱ（基準地震動 S s）を上回る設計震度

機器名称	形式	出力 (kW)	据付場所及び床面高さ (m)	固有周期(s)		基準地震動 S s		ポンプ振動 による震度	最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
				水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度			
ほう酸水注入 ポンプ用原動機	横形ころがり 軸受電動機	45	原子炉建物 EL 34.8*1	—*2	—*2	C <sub>H</sub> =3.2*3	C <sub>V</sub> =2.0*3			50

注記\*1：基準床レベルを示す。

\*2：固有周期は十分に小さく，計算は省略する。

\*3：設計用震度Ⅱ（基準地震動 S s）を上回る設計震度

1.2.2 機器要目

1.2.2.1 ポンプ

a [mm]	A <sub>1</sub> [mm <sup>2</sup> ]	A <sub>2</sub> [mm <sup>2</sup> ]	A <sub>3</sub> [mm <sup>2</sup> ]	A <sub>C</sub> [mm <sup>2</sup> ]	A <sub>LB</sub> [mm <sup>2</sup> ]	A <sub>SB</sub> [mm <sup>2</sup> ]	A <sub>VS</sub> [mm <sup>2</sup> ]	b [mm]	c [mm]	D <sub>1</sub> [mm]	D <sub>2</sub> [mm]	D <sub>3</sub> [mm]

D <sub>C</sub> [mm]	D <sub>P1</sub> [mm]	D <sub>P2</sub> [mm]	D <sub>V</sub> [mm]	E <sub>11</sub> [MPa]	E <sub>12</sub> [MPa]	E <sub>13</sub> [MPa]	F <sub>1</sub> [N]	F <sub>2</sub> [N]	F <sub>3</sub> [N]	F <sub>B</sub> [N]	F <sub>C</sub> [N]	F <sub>VS</sub> [N]

h <sub>P1</sub> [mm]	h <sub>P2</sub> [mm]	h <sub>P3</sub> [mm]	I <sub>11</sub> [mm <sup>4</sup> ]	I <sub>12</sub> [mm <sup>4</sup> ]	I <sub>13</sub> [mm <sup>4</sup> ]	ℓ <sub>C</sub> [mm]	P <sub>d</sub> [MPa]	Q <sub>1</sub> [N]	Q <sub>2</sub> [N]	Q <sub>3</sub> [N]	Q <sub>C</sub> [N]	W <sub>11</sub> [kg]

W <sub>12</sub> [kg]	W <sub>13</sub> [kg]	W <sub>14</sub> [kg]	W <sub>15</sub> [kg]	W <sub>16</sub> [kg]	W <sub>17</sub> [kg]	W <sub>18</sub> [kg]	W <sub>19</sub> [kg]	W <sub>P1</sub> [kg]	W <sub>P2</sub> [kg]	W <sub>P3</sub> [kg]	X <sub>0A</sub>	X <sub>0B</sub>

X <sub>0C</sub>	X <sub>0D</sub>	X <sub>0E</sub>	X <sub>0F</sub>	X <sub>01</sub>	X <sub>02</sub>	Y <sub>0A</sub>	Y <sub>0B</sub>	Y <sub>0C</sub>	Y <sub>0D</sub>	Y <sub>0E</sub>	Y <sub>0F</sub>	Y <sub>01</sub>

$Y_{02}$	$Z_1$ [mm <sup>3</sup> ]	$Z_2$ [mm <sup>3</sup> ]	$Z_3$ [mm <sup>3</sup> ]	$Z_C$ [mm <sup>3</sup> ]	$\phi$ [rad]	$\beta_1$ [rad]	$\beta_2$ [rad]	$\beta_3$ [rad]	$\beta_4$ [rad]	$\delta_{11}$ [mm]	$\delta_{21}$ [mm]	$\delta_{31}$ [mm]

$\delta_{12}$ [mm]	$\delta_{22}$ [mm]	$\delta_{32}$ [mm]	$\delta_{23}$ [mm]	$\delta_{33}$ [mm]	$\delta_{14}$ [mm]	$\delta_{24}$ [mm]	$\delta_{34}$ [mm]

1.2.2.2 原動機

$A_{bt}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_F$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_S$ [mm <sup>2</sup> ]	$D_S$ [mm]	$E$ [MPa]	$F_{bt}$ [N]	$F_H$ [N]	$F_K$ [N]	$F_M$ [N]	$F_R$ [N]	$h_F$ [mm]	$h_t$ [mm]	$I$ [mm <sup>4</sup> ]

$l_b$ [mm]	$l_{b,L}$ [mm]	$l_{h1}$ [mm]	$l_{h2}$ [mm]	$l_K$ [mm]	$l_{r,C}$ [mm]	$l_{t1}$ [mm]	$l_{t2}$ [mm]	$M_P$ (N・mm)	$n_{bt}$	$n_{ft}$	$Q_B$ [N]	$Q_{bt}$ [N]

$r$ [mm]	$t_K$ [mm]	$W_{21}$ [kg]	$W_{22}$ [kg]	$W_{23}$ [kg]	$W_{24}$ [kg]	$W_{25}$ [kg]	$X_{01}$	$X_{02}$	$Y_{01}$	$Y_{02}$	$Z_F$ [mm <sup>3</sup> ]	$Z_P$ [mm <sup>3</sup> ]

$Z_S$ [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_b$ [MPa]	$\sigma_{F1}$ [MPa]	$\sigma_{F2}$ [MPa]	$\sigma_{F3}$ [MPa]	$\tau_F$ [MPa]	$\tau_t$ [MPa]



## 1.2.3 結論

1.2.3.1 機能確認済加速度との比較 (単位:  $\times 9.8\text{m/s}^2$ )

		機能維持評価用加速度*	機能確認済加速度
ポンプ	水平方向	3.2	1.6
	鉛直方向	2.0	1.0
原動機	水平方向	3.2	4.7
	鉛直方向	2.0	1.0

注記\*: 設計用震度Ⅱ(基準地震動 $S_s$ )を上回る設計震度により定まる加速度

ポンプは、水平、鉛直方向ともに機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えるため、以下の項目について評価する。

原動機は、鉛直方向の機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えるため、以下の項目について評価する。

## 1.2.3.2 ポンプの動的機能維持評価

## 1.2.3.2.1 代表評価項目の評価

基礎ボルト、ポンプ取付ボルト、減速機取付ボルトについては、構造強度評価にて設計用地震力に対して十分な構造強度を有しているため、計算は省略する。

## 1.2.3.2.2 上記以外の基本評価項目の評価

## 1.2.3.2.2.1 コネクティングロッド軸受の評価 (単位: MPa)

評価部位	算出圧力	許容圧力
コネクティングロッド大端部軸受	0.24	
コネクティングロッド小端部軸受	0.47	

すべて許容圧力以下である。

## 1.2.3.2.2.2 クランク軸の評価 (単位: MPa)

評価部位	算出応力	許容応力
クランク軸	22	

すべて許容応力以下である。

## 1.2.3.2.2.3 クランク軸軸受の評価 (単位: N)

評価部位	算出荷重	許容荷重
軸継手側軸受	$1.354 \times 10^4$	
反軸継手側軸受	$1.284 \times 10^4$	

すべて許容荷重以下である。

## 1.2.3.2.2.4 弁シート面の評価

(単位：MPa)

評価部位	算出圧力	許容圧力
弁シート面	39	

すべて許容圧力以下である。

## 1.2.3.2.2.5 減速機軸軸受の評価

(単位：N)

評価部位		算出荷重	許容荷重
入力軸軸受	ポンプ側	$1.273 \times 10^3$	
	原動機側	$1.273 \times 10^3$	
出力軸軸受	ポンプ側	$1.608 \times 10^4$	
	原動機側	$1.608 \times 10^4$	
中間軸軸受	ポンプ側	$4.760 \times 10^3$	
	原動機側	$4.760 \times 10^3$	

すべて許容荷重以下である。

## 1.2.3.2.2.6 減速機軸の評価

(単位：MPa)

評価部位	算出応力	許容応力
入力軸	12	
出力軸	8	
中間軸	20	

すべて許容応力以下である。

## 1.2.3.2.2.7 減速機歯車の評価

(単位：N)

評価部位	算出荷重	許容荷重
第一段(入力側)	$3.173 \times 10^3$	
第二段(出力側)	$8.942 \times 10^3$	

すべて許容荷重以下である。

## 1.2.3.2.2.8 軸継手の評価

(単位：mm)

評価部位		変位量	許容変位量
ポンプ～減速機間	ポンプ側	0.030	
	減速機側	0.007	
減速機～原動機間	減速機側	0.015	
	原動機側	0.025	

すべて許容変位量以下である。

## 1.2.3.3 原動機の動的機能維持評価

## 1.2.3.3.1 代表評価項目の評価

原動機取付ボルトについては、構造強度評価にて設計用地震力に対して十分な構造強度を有しているため、計算は省略する。

## 1.2.3.3.2 上記以外の基本評価項目の評価

## 1.2.3.3.2.1 固定子の評価

(単位：MPa)

評価部位	算出応力	許容応力
固定子	5	

すべて許容応力以下である。

## 1.2.3.3.2.2 軸（回転子）の評価

(単位：MPa)

評価部位	算出応力	許容応力
軸（回転子）	18	

すべて許容応力以下である。

## 1.2.3.3.2.3 端子箱の評価

(単位：MPa)

評価部位	応力	算出応力	許容応力
	端子箱		
	せん断	2	

すべて許容応力以下である。

## 1.2.3.3.2.4 軸受の評価

(単位：N)

評価部位	算出荷重	許容荷重
軸継手側軸受	$5.579 \times 10^3$	
反軸継手側軸受	$5.579 \times 10^3$	

すべて許容荷重以下である。

## 1.2.3.3.2.5 固定子と回転子間のクリアランスの評価

(単位：mm)

評価部位	回転子のたわみ	許容変位量
固定子と回転子間のクリアランス	0.06	

すべて許容変位量以下である。

## 1.2.3.3.2.6 モータフレームの評価

(単位：MPa)

評価部位	算出応力	許容応力
モータフレーム	9	

すべて許容応力以下である。

2. 重大事故等対処設備

2.1 構造強度評価

2.1.1 設計条件

機器名称	耐震重要度分類	据付場所及び床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S <sub>d</sub> 又は静的震度		基準地震動 S <sub>s</sub>		ポンプ振動による震度	最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
			水平方向	鉛直方向	水平方向設計震度	鉛直方向設計震度	水平方向設計震度	鉛直方向設計震度			
ほう酸水注入ポンプ	常設耐震/防止 常設/緩和	原子炉建物 EL 34.8*1	—*2	—*2	—	—	C <sub>H</sub> =3.73*3	C <sub>V</sub> =2.32*3		—	100

注記\*1：基準床レベルを示す。

\*2：固有周期は十分に小さく、計算は省略する。

\*3：設計用震度 I（基準地震動 S<sub>s</sub>）を上回る設計震度

2.1.2 機器要目

部材	m <sub>i</sub> (kg)	h <sub>i</sub> (mm)	ℓ <sub>1i</sub> *1 (mm)	ℓ <sub>2i</sub> *1 (mm)	d <sub>i</sub> (mm)	A <sub>bi</sub> (mm <sup>2</sup> )	n <sub>i</sub>	n <sub>fi</sub> *1
基礎ボルト (i=1)							10	4
								2
ポンプ取付ボルト (i=2)							4	2
								2
原動機取付ボルト (i=3)							4	2
								2
減速機取付ボルト (i=4)							6	2
								3

部材	S <sub>yi</sub> (MPa)	S <sub>ui</sub> (MPa)	F <sub>i</sub> (MPa)	F <sub>i</sub> * (MPa)	転倒方向		M <sub>P</sub> (N・mm)
					弾性設計用地震動 S <sub>d</sub> 又は静的震度	基準地震動 S <sub>s</sub>	
基礎ボルト (i=1)	194 (40mm<径≦100mm)	373	—	232	—	軸	—
ポンプ取付ボルト (i=2)	194 (40mm<径≦100mm)	373	—	232	—	軸	—
原動機取付ボルト (i=3)	194 (40mm<径≦100mm)	373	—	232	—	軸	—
減速機取付ボルト (i=4)	194 (40mm<径≦100mm)	373	—	232	—	軸直角	

H <sub>P</sub> (μm)	N (rpm)

注記\*1：各ボルトの機器要目における上段は軸直角方向転倒に対する評価時の要目を示し、

下段は軸方向転倒に対する評価時の要目を示す。

\*2：ポンプ回転速度を示す。

\*3：原動機回転速度を示す。

2.1.3 計算数値

2.1.3.1 ボルトに作用する力

(単位：N)

部材	F <sub>b i</sub>		Q <sub>b i</sub>	
	弾性設計用地震動 S <sub>d</sub> 又は静的震度	基準地震動 S <sub>s</sub>	弾性設計用地震動 S <sub>d</sub> 又は静的震度	基準地震動 S <sub>s</sub>
基礎ボルト (i=1)	—		—	
ポンプ取付ボルト (i=2)	—		—	
原動機取付ボルト (i=3)	—		—	
減速機取付ボルト (i=4)	—		—	

2.1.4 結論

2.1.4.1 ボルトの応力

(単位：MPa)

部材	材料	応力	弾性設計用地震動 S <sub>d</sub> 又は静的震度		基準地震動 S <sub>s</sub>	
			算出応力	許容応力	算出応力	許容応力
基礎ボルト (i=1)	SS41	引張	—	—	$\sigma_{b1}=122$	$f_{ts1}=174^*$
		せん断	—	—	$\tau_{b1}=42$	$f_{sb1}=134$
ポンプ取付ボルト (i=2)	SS41	引張	—	—	$\sigma_{b2}=61$	$f_{ts2}=174^*$
		せん断	—	—	$\tau_{b2}=37$	$f_{sb2}=134$
原動機取付ボルト (i=3)	SS41	引張	—	—	$\sigma_{b3}=29$	$f_{ts3}=174^*$
		せん断	—	—	$\tau_{b3}=15$	$f_{sb3}=134$
減速機取付ボルト (i=4)	SS41	引張	—	—	$\sigma_{b4}=23$	$f_{ts4}=174^*$
		せん断	—	—	$\tau_{b4}=9$	$f_{sb4}=134$

すべて許容応力以下である。

注記\*： $f_{tsi} = \text{Min}[1.4 \cdot f_{toi} - 1.6 \cdot \tau_{bi}, f_{toi}]$

2.2 動的機能維持評価

2.2.1 設計条件

機器名称	形式	定格容量 (m <sup>3</sup> /h)	据付場所及び床面高さ (m)	固有周期(s)		基準地震動 S s		ポンプ振動 による震度	最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
				水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度			
ほう酸水注入 ポンプ	横形3連 往復動式ポンプ		原子炉建物 EL 34.8*1	—*2	—*2	C <sub>H</sub> =3.2*3	C <sub>V</sub> =2.0*3	—	—	100

注記\*1：基準床レベルを示す。

\*2：固有周期は十分に小さく，計算は省略する。

\*3：設計用震度Ⅱ（基準地震動 S s）を上回る設計震度

機器名称	形式	出力 (kW)	据付場所及び床面高さ (m)	固有周期(s)		基準地震動 S s		ポンプ振動 による震度	最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
				水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度			
ほう酸水注入 ポンプ用原動機	横形ころがり 軸受電動機	45	原子炉建物 EL 34.8*1	—*2	—*2	C <sub>H</sub> =3.2*3	C <sub>V</sub> =2.0*3			100

注記\*1：基準床レベルを示す。

\*2：固有周期は十分に小さく，計算は省略する。

\*3：設計用震度Ⅱ（基準地震動 S s）を上回る設計震度

2.2.2 機器要目

2.2.2.1 ポンプ

a [mm]	A <sub>1</sub> [mm <sup>2</sup> ]	A <sub>2</sub> [mm <sup>2</sup> ]	A <sub>3</sub> [mm <sup>2</sup> ]	A <sub>C</sub> [mm <sup>2</sup> ]	A <sub>LB</sub> [mm <sup>2</sup> ]	A <sub>SB</sub> [mm <sup>2</sup> ]	A <sub>VS</sub> [mm <sup>2</sup> ]	b [mm]	c [mm]	D <sub>1</sub> [mm]	D <sub>2</sub> [mm]	D <sub>3</sub> [mm]

D <sub>C</sub> [mm]	D <sub>P1</sub> [mm]	D <sub>P2</sub> [mm]	D <sub>V</sub> [mm]	E <sub>11</sub> [MPa]	E <sub>12</sub> [MPa]	E <sub>13</sub> [MPa]	F <sub>1</sub> [N]	F <sub>2</sub> [N]	F <sub>3</sub> [N]	F <sub>B</sub> [N]	F <sub>C</sub> [N]	F <sub>VS</sub> [N]

h <sub>P1</sub> [mm]	h <sub>P2</sub> [mm]	h <sub>P3</sub> [mm]	I <sub>11</sub> [mm <sup>4</sup> ]	I <sub>12</sub> [mm <sup>4</sup> ]	I <sub>13</sub> [mm <sup>4</sup> ]	l <sub>C</sub> [mm]	P <sub>d</sub> [MPa]	Q <sub>1</sub> [N]	Q <sub>2</sub> [N]	Q <sub>3</sub> [N]	Q <sub>C</sub> [N]	W <sub>11</sub> [kg]

W <sub>12</sub> [kg]	W <sub>13</sub> [kg]	W <sub>14</sub> [kg]	W <sub>15</sub> [kg]	W <sub>16</sub> [kg]	W <sub>17</sub> [kg]	W <sub>18</sub> [kg]	W <sub>19</sub> [kg]	W <sub>P1</sub> [kg]	W <sub>P2</sub> [kg]	W <sub>P3</sub> [kg]	X <sub>0A</sub>	X <sub>0B</sub>

X <sub>0C</sub>	X <sub>0D</sub>	X <sub>0E</sub>	X <sub>0F</sub>	X <sub>01</sub>	X <sub>02</sub>	Y <sub>0A</sub>	Y <sub>0B</sub>	Y <sub>0C</sub>	Y <sub>0D</sub>	Y <sub>0E</sub>	Y <sub>0F</sub>	Y <sub>01</sub>

S2 補 VI-2-6-4-1-1 R0

$Y_{02}$	$Z_1$ [mm <sup>3</sup> ]	$Z_2$ [mm <sup>3</sup> ]	$Z_3$ [mm <sup>3</sup> ]	$Z_C$ [mm <sup>3</sup> ]	$\phi$ [rad]	$\beta_1$ [rad]	$\beta_2$ [rad]	$\beta_3$ [rad]	$\beta_4$ [rad]	$\delta_{11}$ [mm]	$\delta_{21}$ [mm]	$\delta_{31}$ [mm]

$\delta_{12}$ [mm]	$\delta_{22}$ [mm]	$\delta_{32}$ [mm]	$\delta_{23}$ [mm]	$\delta_{33}$ [mm]	$\delta_{14}$ [mm]	$\delta_{24}$ [mm]	$\delta_{34}$ [mm]

2.2.2.2 原動機

$A_{bt}$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_F$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_S$ [mm <sup>2</sup> ]	$D_S$ [mm]	$E$ [MPa]	$F_{bt}$ [N]	$F_H$ [N]	$F_K$ [N]	$F_M$ [N]	$F_R$ [N]	$h_F$ [mm]	$h_t$ [mm]	$I$ [mm <sup>4</sup> ]

$\ell_b$ [mm]	$\ell_{b,L}$ [mm]	$\ell_{h1}$ [mm]	$\ell_{h2}$ [mm]	$\ell_K$ [mm]	$\ell_{r,C}$ [mm]	$\ell_{t1}$ [mm]	$\ell_{t2}$ [mm]	$M_P$ (N・mm)	$n_{bt}$	$n_{ft}$	$Q_B$ [N]	$Q_{bt}$ [N]

$r$ [mm]	$t_K$ [mm]	$W_{21}$ [kg]	$W_{22}$ [kg]	$W_{23}$ [kg]	$W_{24}$ [kg]	$W_{25}$ [kg]	$X_{01}$	$X_{02}$	$Y_{01}$	$Y_{02}$	$Z_F$ [mm <sup>3</sup> ]	$Z_P$ [mm <sup>3</sup> ]

$Z_S$ [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_b$ [MPa]	$\sigma_{F1}$ [MPa]	$\sigma_{F2}$ [MPa]	$\sigma_{F3}$ [MPa]	$\tau_F$ [MPa]	$\tau_t$ [MPa]

## 2.2.3 結論

## 2.2.3.1 機能確認済加速度との比較

(単位： $\times 9.8\text{m/s}^2$ )

		機能維持評価用加速度*	機能確認済加速度
ポンプ	水平方向	3.2	1.6
	鉛直方向	2.0	1.0
原動機	水平方向	3.2	4.7
	鉛直方向	2.0	1.0

注記\*：設計用震度Ⅱ（基準地震動 $S_s$ ）を上回る設計震度により定まる加速度

ポンプは、水平、鉛直方向ともに機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えるため、以下の項目について評価する。

原動機は、鉛直方向の機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えるため、以下の項目について評価する。

## 2.2.3.2 ポンプの動的機能維持評価

## 2.2.3.2.1 代表評価項目の評価

基礎ボルト、ポンプ取付ボルト、減速機取付ボルトについては、構造強度評価にて設計用地震力に対して十分な構造強度を有しているため、計算は省略する。

## 2.2.3.2.2 上記以外の基本評価項目の評価

## 2.2.3.2.2.1 コネクティングロッド軸受の評価

(単位：MPa)

評価部位	算出圧力	許容圧力
コネクティングロッド大端部軸受	0.24	
コネクティングロッド小端部軸受	0.47	

すべて許容圧力以下である。

## 2.2.3.2.2.2 クランク軸の評価

(単位：MPa)

評価部位	算出応力	許容応力
クランク軸	22	

すべて許容応力以下である。

## 2.2.3.2.2.3 クランク軸軸受の評価

(単位：N)

評価部位	算出荷重	許容荷重
軸継手側軸受	$1.354 \times 10^4$	
反軸継手側軸受	$1.284 \times 10^4$	

すべて許容荷重以下である。



## 2.2.3.2.2.4 弁シート面の評価 (単位: MPa)

評価部位	算出圧力	許容圧力
弁シート面	39	

すべて許容圧力以下である。

## 2.2.3.2.2.5 減速機軸軸受の評価 (単位: N)

評価部位		算出荷重	許容荷重
入力軸軸受	ポンプ側	$1.273 \times 10^3$	
	原動機側	$1.273 \times 10^3$	
出力軸軸受	ポンプ側	$1.608 \times 10^4$	
	原動機側	$1.608 \times 10^4$	
中間軸軸受	ポンプ側	$4.760 \times 10^3$	
	原動機側	$4.760 \times 10^3$	

すべて許容荷重以下である。

## 2.2.3.2.2.6 減速機軸の評価 (単位: MPa)

評価部位	算出応力	許容応力
入力軸	12	
出力軸	8	
中間軸	20	

すべて許容応力以下である。

## 2.2.3.2.2.7 減速機歯車の評価 (単位: N)

評価部位	算出荷重	許容荷重
第一段(入力側)	$3.173 \times 10^3$	
第二段(出力側)	$8.942 \times 10^3$	

すべて許容荷重以下である。

## 2.2.3.2.2.8 軸継手の評価 (単位: mm)

評価部位		変位量	許容変位量
ポンプ～減速機間	ポンプ側	0.030	
	減速機側	0.007	
減速機～原動機間	減速機側	0.016	
	原動機側	0.025	

すべて許容変位量以下である。

## 2.2.3.3 原動機の動的機能維持評価

## 2.2.3.3.1 代表評価項目の評価

原動機取付ボルトについては、構造強度評価にて設計用地震力に対して十分な構造強度を有しているため、計算は省略する。

## 2.2.3.3.2 上記以外の基本評価項目の評価

## 2.2.3.3.2.1 固定子の評価

(単位：MPa)

評価部位	算出応力	許容応力
固定子	5	

すべて許容応力以下である。

## 2.2.3.3.2.2 軸（回転子）の評価

(単位：MPa)

評価部位	算出応力	許容応力
軸（回転子）	18	

すべて許容応力以下である。

## 2.2.3.3.2.3 端子箱の評価

(単位：MPa)

評価部位	応力	算出応力	許容応力
	端子箱		
	せん断	2	

すべて許容応力以下である。

## 2.2.3.3.2.4 軸受の評価

(単位：N)

評価部位	算出荷重	許容荷重
軸継手側軸受	$5.579 \times 10^3$	
反軸継手側軸受	$5.579 \times 10^3$	

すべて許容荷重以下である。

## 2.2.3.3.2.5 固定子と回転子間のクリアランスの評価

(単位：mm)

評価部位	回転子のたわみ	許容変位量
固定子と回転子間のクリアランス	0.06	

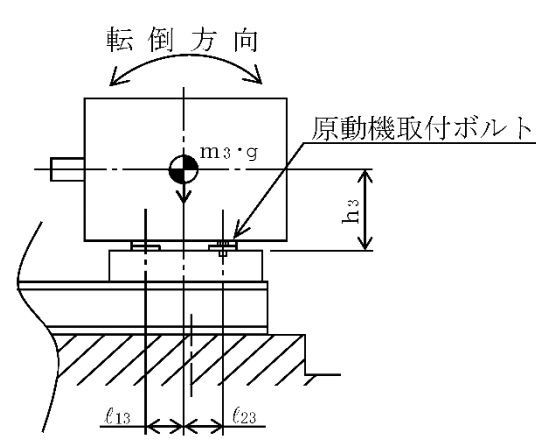
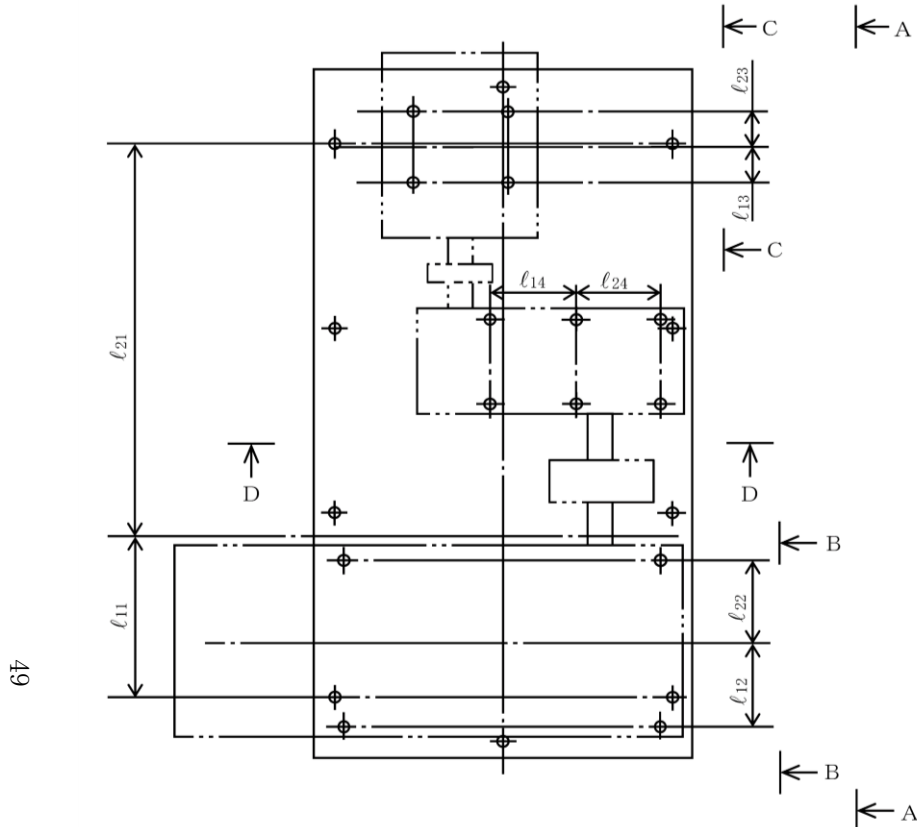
すべて許容変位量以下である。

## 2.2.3.3.2.6 モータフレームの評価

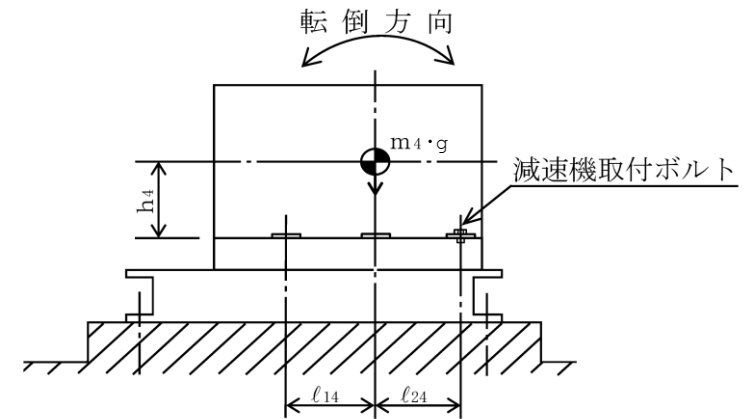
(単位：MPa)

評価部位	算出応力	許容応力
モータフレーム	9	

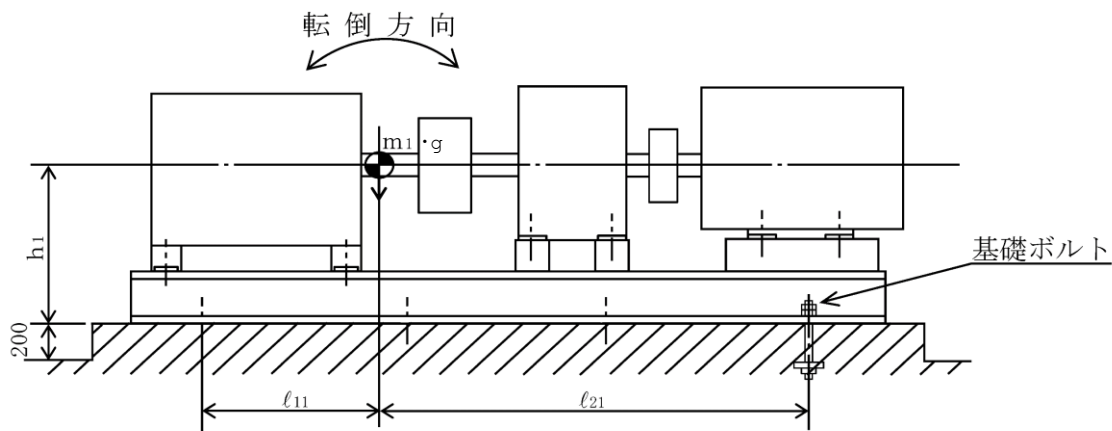
すべて許容応力以下である。



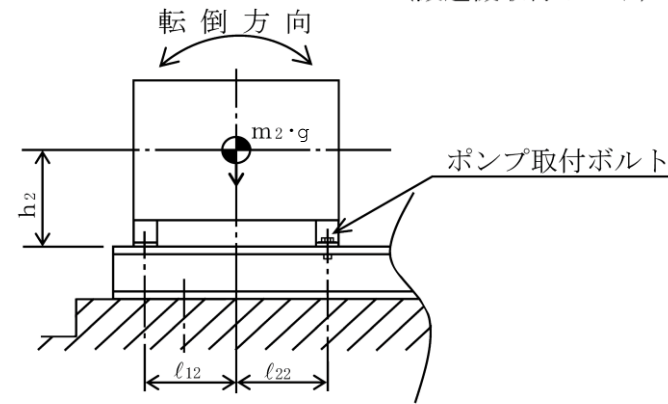
C~C矢視図  
(原動機取付ボルト)



D~D矢視図  
(減速機取付ボルト)



( $l_{1i} \leq l_{2i}$ )  
A~A矢視図  
(基礎ボルト)



B~B矢視図  
(ポンプ取付ボルト)