

2号機燃料取扱設備の設置について

2022年8月10日（第39回）



東京電力ホールディングス株式会社

■ 吊荷の影響

振動特性試験は吊荷なしの状態を実施した。

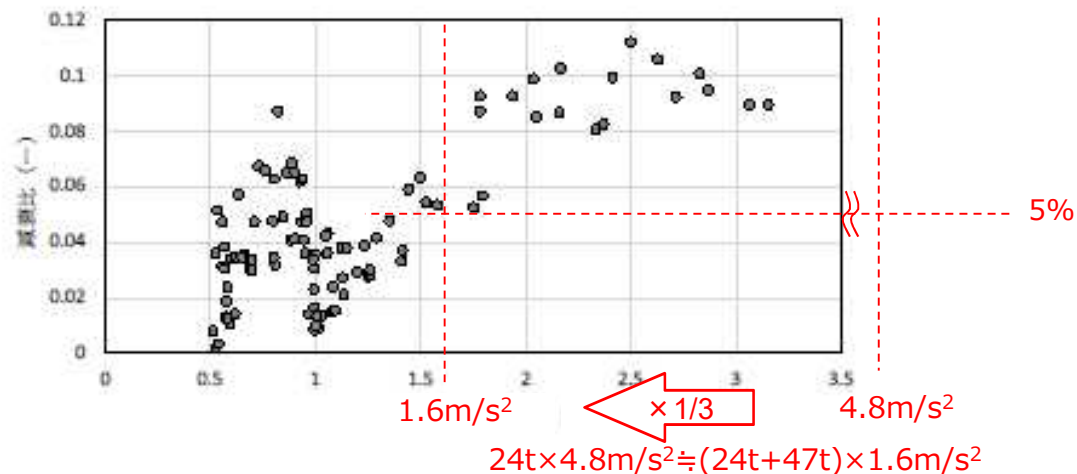
ブーム重量約24tに対して吊荷が47tとなるため、影響を考慮する。

➤ 水平方向

加速度の小さい領域から安定しているため、4%を適用する。

➤ 鉛直方向

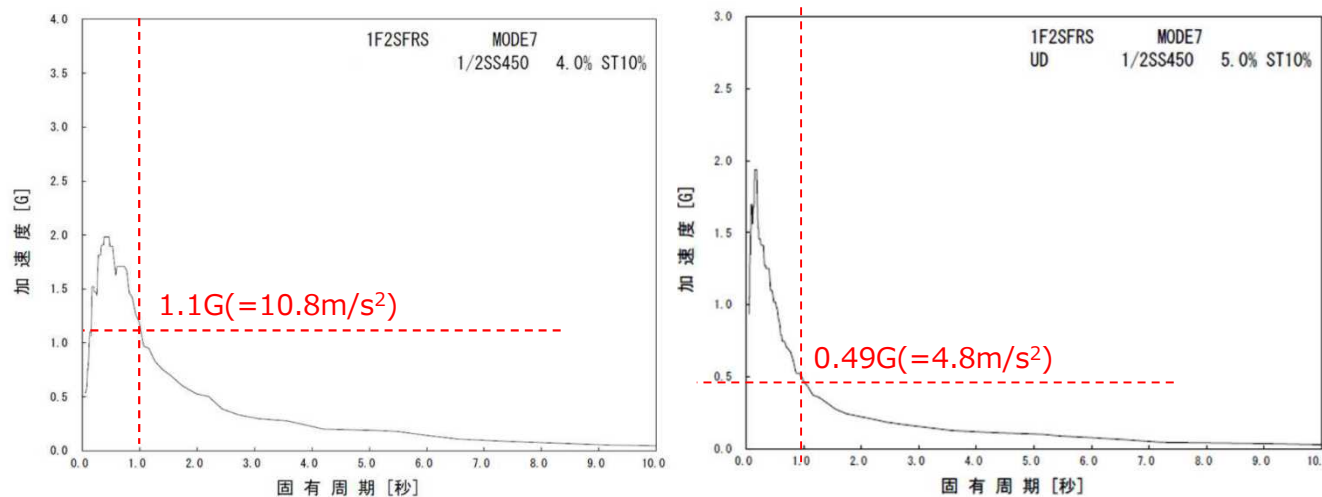
鉛直方向については加速度の増加に伴い減衰定数が増加する傾向が確認されており、耐震評価で考慮する設計震度 4.8m/s^2 は8%以上の減衰定数が確認されている領域となる。一方、振動特性把握試験時はブーム自重(24t)のみが負荷された吊荷なしの状態であり、耐震評価の吊荷あり(定格容量47t)の状態と比較すると鉛直方向の重量に約3倍の差異がある。設計震度と重量の積により求まるクレーンに負荷される地震力が同程度となる加速度を算出した結果、 1.6m/s^2 となったため、減衰定数5%を適用する。



鉛直方向 減衰定数

クレーン耐震設計に適用する減衰定数について <変更なし> **TEPCO**

- クレーンで確認された減衰定数から水平4%、鉛直5%を適用する。
- 床応答スペクトルからクレーンの固有周期における設計震度を求め、吊荷重量を考慮し換算したものに対して当設計震度近傍の減衰定数が設定値を下回らないよう減衰定数を設定する。



クレーンの固有周期

	固有周期 (s)	設計震度 (m/s ²)
水平1次	1.0	10.8 (1.1G)
上下1次	1.0	4.8 (0.49G)

床応答スペクトル(左：水平方向, 右：鉛直方向)

説明スケジュール

2号機燃料取扱設備 実施計画変更申請の説明スケジュール(案)

※説明進捗に合わせて適宜変更

No.	説明内容 (実施計画の構成に基づいて説明)	2021年度												2022年度											
		3月			4月			5月			6月			7月			8月			9月			10月		
全体スケジュール		コメント回答期間			補正申請 (燃料取り出し用構台) 認可希望 (33回 構台補正申請説明)									コメント回答期間						補正申請予定			認可希望		
1	燃料取扱設備概要と燃料取扱いに関する説明 【記載箇所】 2.11.1 基本設計 2.11.2 基本仕様 2.11 添付資料 - 1 - 1 燃料の落下防止, 臨界防止に関する説明書	32回 (初回説明)			34回 (変更箇所説明, 面談内容振り取り)																				
2	燃料取扱設備の構造強度及び耐震性に関する説明 【記載箇所】 2.11.1 基本設計 2.11.2 基本仕様 2.11 添付資料 - 4 - 1 燃料取扱設備の構造強度及び耐震性に関する説明書				35回 (耐震評価条件等)			36回 (燃料取扱機 耐震評価結果)			37回 (クレーン 耐震評価結果)			38回 (スベクトル高さ方向の影響)			39回 (走行台車, キャスク固定治具, ジブクレーン 耐震評価結果他)			40回 (一重部分の構造強度)					
3	燃料の健全性及び移送操作中の燃料集合体の落下に係る説明 【記載箇所】 2.11 添付資料 - 1 - 3 燃料の健全性確認及び取り扱いに関する説明書 2.11 添付資料 - 3 - 3 移送操作中の燃料集合体の落下																								
4	確認事項に関する説明 【記載箇所】 2.11 添付資料 - 1 - 1 燃料の落下防止, 臨界防止に関する説明書 2.11 添付資料 - 4 - 1 燃料取扱設備の構造強度及び耐震性に関する説明書																								

燃料取扱設備の耐震性についての計算書

I. 燃料取扱設備に係る耐震設計の基本方針

1. 設備の重要度による耐震クラス別分類

設備名	耐震クラス別
燃料取扱設備	B+

燃料取扱設備は、燃料取扱機及びクレーンによる揚重作業時、原子炉建屋側または燃料取り出し用構台側の所定の停止位置にて 4 本のアウトリガーピンを介してランウェイガーダに固定し、原子炉建屋側では燃料取扱及び輸送容器取扱作業を、燃料取り出し用構台側では輸送容器取扱作業を行う。また、アウトリガーピンによる固定解除後、ランウェイガーダに設置する走行レール上を走行し、原子炉建屋と燃料取り出し用構台間を移動する。

2. 構造設計

(1) 構造概要

燃料取扱設備は、構内用輸送容器(以下、輸送容器)を取り扱うクレーン、燃料を取り扱う燃料取扱機、輸送容器一次蓋を取り扱うジブクレーン、輸送容器を積載し転倒を防止するキャスク固定治具、それらを支持する走行台車から構成される。(図 1 参照)

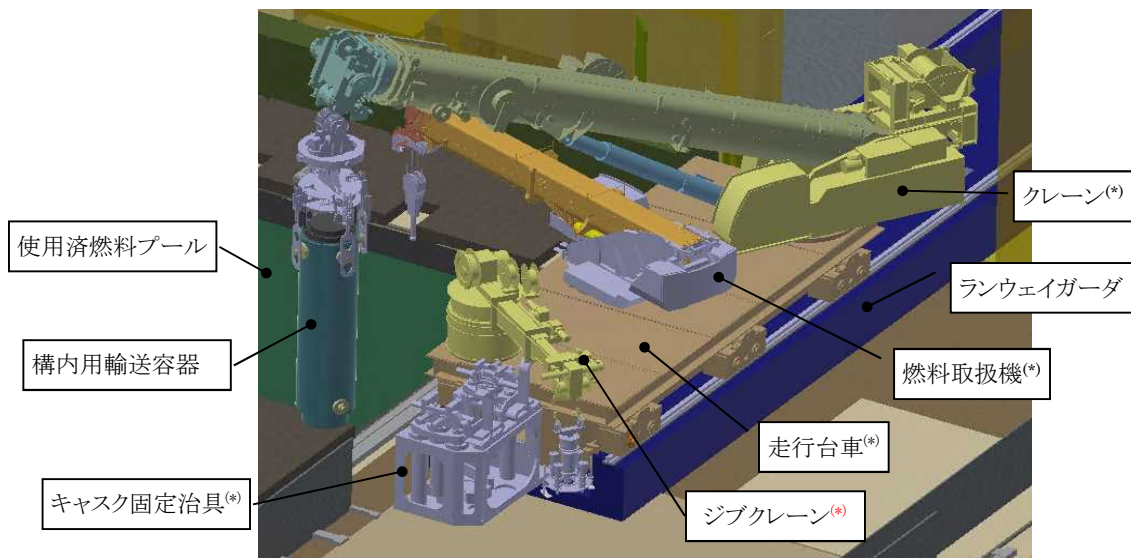


図 1 燃料取扱設備 構造概要(*が本書の評価対象機器)

3. 評価に適用する確認用地震動

使用済燃料プール、使用済燃料貯蔵ラックへの波及的影響がないことを確認するための地震動として、1/2Ss450 を適用する。

4. 設計用地震力

4.1. 設計用床応答スペクトル

- (1) 床応答スペクトルは、原子炉建屋及び燃料取り出し用構台の地震応答解析モデル(図 2 参照)に対して、 $1/2Ss450$ を用いた時刻歴応答解析を行い、ランウェイガーダ上の走行台車部車輪位置(原子炉建屋側、燃料取り出し用構台側停止位置につき 6 箇所(図 3 参照)での加速度応答時刻歴を求める。時刻歴応答解析においては、入力方向(+NS+EW+UD)、ランウェイガーダに負荷する荷重(燃料取扱状態、輸送容器取扱状態、輸送容器固定状態)の組合せを考慮する。
- (2) (1)で求めた各走行台車部車輪位置での加速度応答時刻歴を入力として、1 自由度系の床応答スペクトルを求める。
- (3) (2)で求めた床応答スペクトル 6 点を包絡する床応答スペクトルを求める。
- (4) (3)で求めた床応答スペクトルに対し、周期方向に $\pm 10\%$ の拡幅を行い設計用床応答スペクトルとする。
- (5) 走行台車部は剛構造を有しており(IV章参照)、応答増幅は極めて小さいと考えられることから、走行台車部に搭載される燃料取扱機(旋回体)、クレーン(旋回体)、キャスク固定治具の耐震性は上記床応答スペクトルを用いて評価する。
- (6) 各機器の耐震性の評価においては、水平 2 方向と鉛直方向の地震力が同時に負荷されるものとする。地震力の組合せについては、2乗和平方根法を用いて算出する。

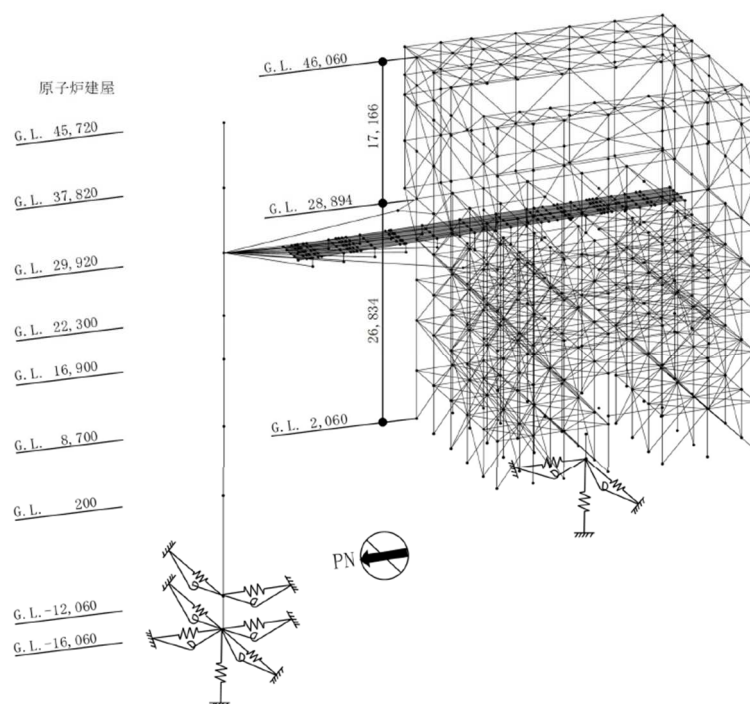


図 2 地震応答解析モデル

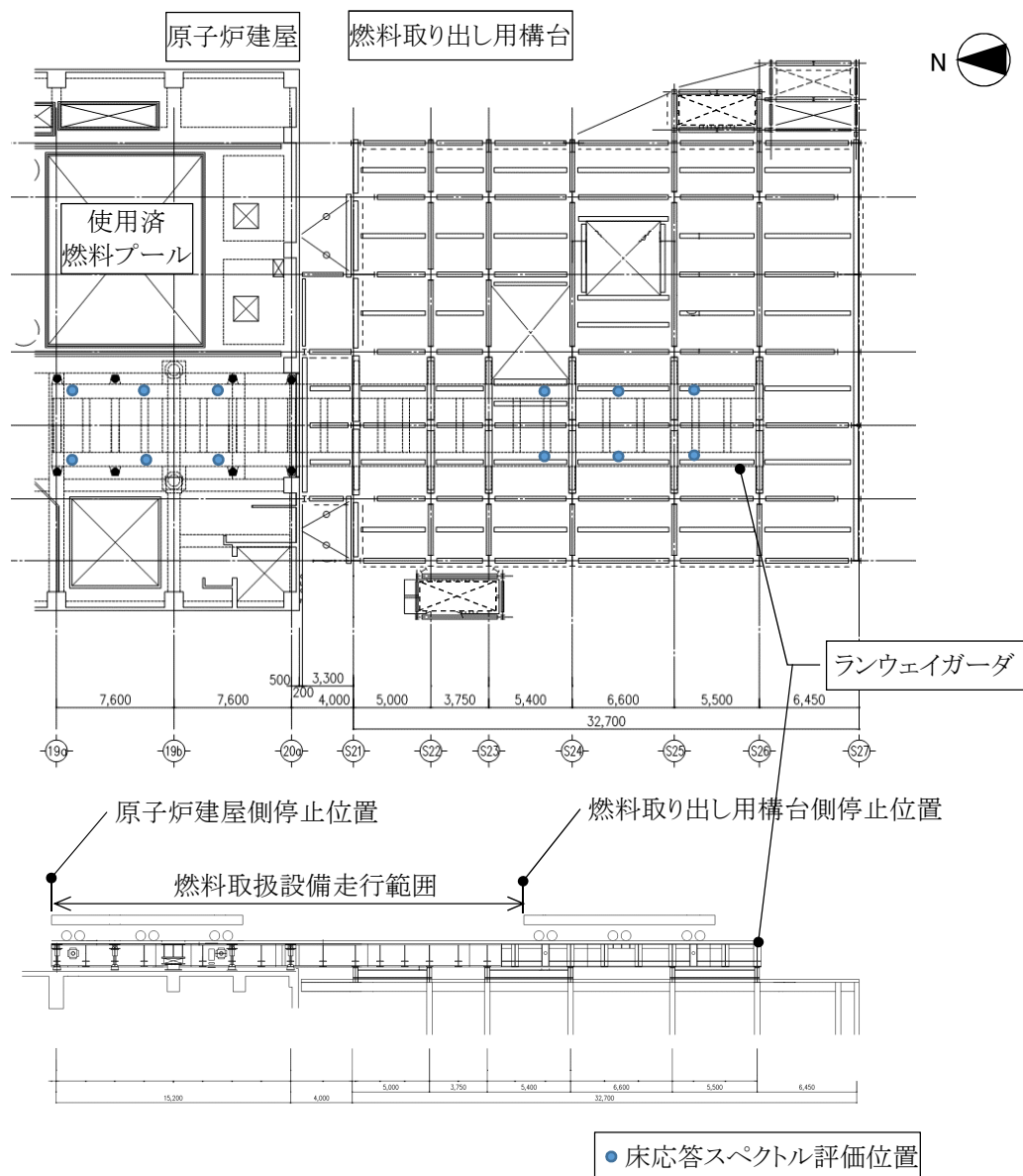


図 3 床応答スペクトル 評価位置

4.2. 剛構造の機器に適用する設計地震力

走行台車部のように評価対象機器が剛構造の場合は、各地震動、入力方向、ランウェイガーダに負荷する荷重条件においてランウェイガーダの原子炉建屋側燃料取扱設備停止位置、または、燃料取り出し用構台側燃料取扱設備停止位置から得られる最大床応答加速度の 1.2 倍の加速度を地震力とする。

5. 荷重の組合せ, 応力算定及び許容応力

記号の説明

D : 死荷重

1/2Ss450 : 1/2Ss450 地震動により求まる地震力

1.5f_t : 許容引張応力

ボルト以外の支持構造物に対しては設計・建設規格 SSB-3121.3, ボルト材
に対しては設計・建設規格 SSB-3133 により規定される値

1.5f_s : 許容せん断応力

同上

1.5f_p : 許容支圧応力

設計・建設規格 SSB-3121.3 により規定される値

1.5f_b : 許容曲げ応力

同上

荷重の組合せ	許容限界 (ボルト以外)				許容限界 (ボルト等)	
	1 次応力				1 次応力	
	引張	せん断	支圧	曲げ	引張	せん断
D+1/2Ss450	1.5f _t	1.5f _s	1.5f _p	1.5f _b	1.5f _t	1.5f _s

注) 組合せ応力についても評価する。

II. 燃料取扱機(旋回体)の耐震性についての計算書

1. 概要

1.1. 一般事項

本計算書は燃料取扱機(旋回体)の耐震性についての計算書である。

1.2. 計算条件

- (1) 燃料取扱機(旋回体)の耐震性の評価は評価姿勢, 荷重条件ともに最も厳しい条件となる燃料取扱状態で代表する。
- (2) 燃料取扱機(旋回体)は, 走行台車上面に旋回輪軸受取付ボルトで固定する。
- (3) 燃料取扱機(旋回体)には水平方向地震力と鉛直方向地震力が同時に作用するものとし, ブーム伸縮方向, ブーム旋回方向の地震力が燃料取扱機(旋回体)に同時に作用するものとする。
- (4) 地震力はランウェイガードと取り合う走行台車部の車輪位置から, 走行台車の構造物フレーム(燃料取扱機支持部)に伝達し, 燃料取扱機(旋回体)の旋回輪軸受取付ボルトを介して, 旋回体部のブーム及びブーム根元支持ピンへ伝達される。上記の荷重伝達経路を考慮し, 燃料取扱機(旋回体)として, ブーム, ブーム根元支持ピン, 旋回輪軸受取付ボルトを評価対象部位とする。

2. 計算方法

2.1. 固有周期の計算方法

2.1.1 条件

- (1) 燃料取扱機(旋回体)の重量として自重及び定格荷重を考慮する。燃料取扱機(旋回体)の重量を表 1 及び構造概要を図 4 に示す。
- (2) 旋回輪軸受取付ボルトは剛な走行台車部で支持する。
- (3) 燃料取扱機(旋回体)の重量には, 定格荷重を考慮する。

表 1 燃料取扱機(旋回体)の重量

名称	重量(t)
燃料取扱機(旋回体)	22.5
定格荷重	1

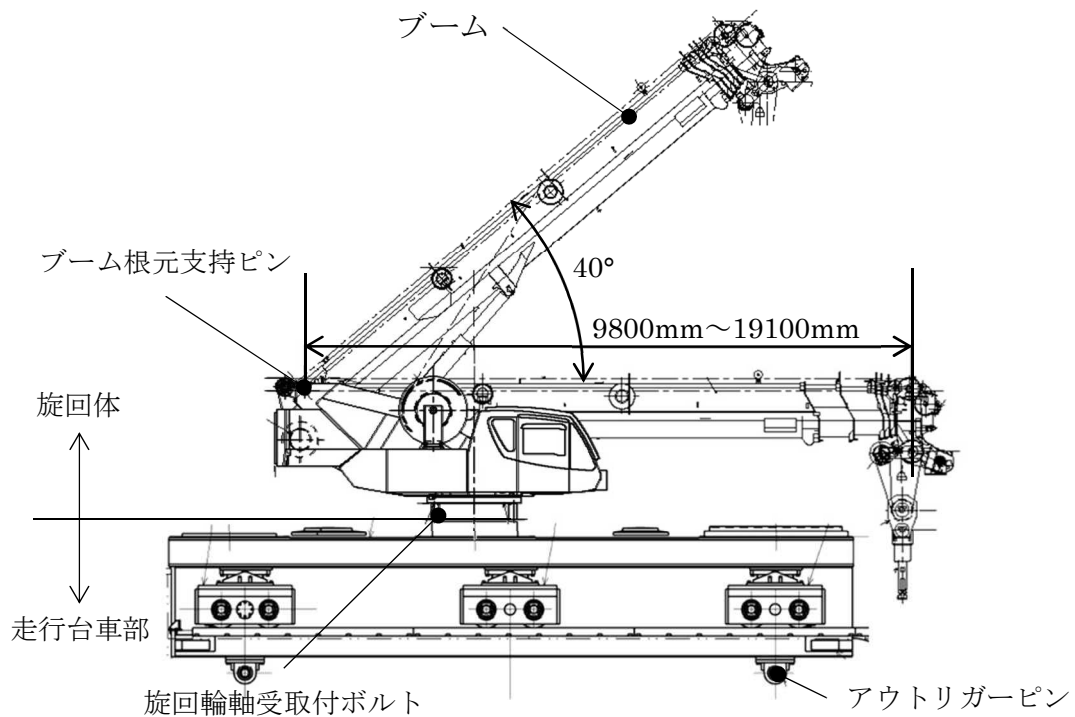


図 4 燃料取扱機 構造概要

2.1.2 計算モデル

2.1.1 の条件に基づいた計算モデルを図 5 に示す。

- (1) ブームごとに断面形状に基づき断面特性を設定したはり要素でモデル化する。
- (2) ブーム根元支持ピン及び旋回輪軸受取付ボルトははり要素でモデル化する。
- (3) 燃料取扱機(旋回体)は燃料取扱時にブーム長さ, 起伏角を変化させるため, 起伏角度 0° でのブーム長さ(9.8m, 16.64m, 19.1m)の影響, ブーム長さ 9.8m での起伏角度(0° , 40°)の影響を確認し, 裕度が最も小さい姿勢となるブーム長さ 19.1m, 起伏角 0° を代表姿勢とした。

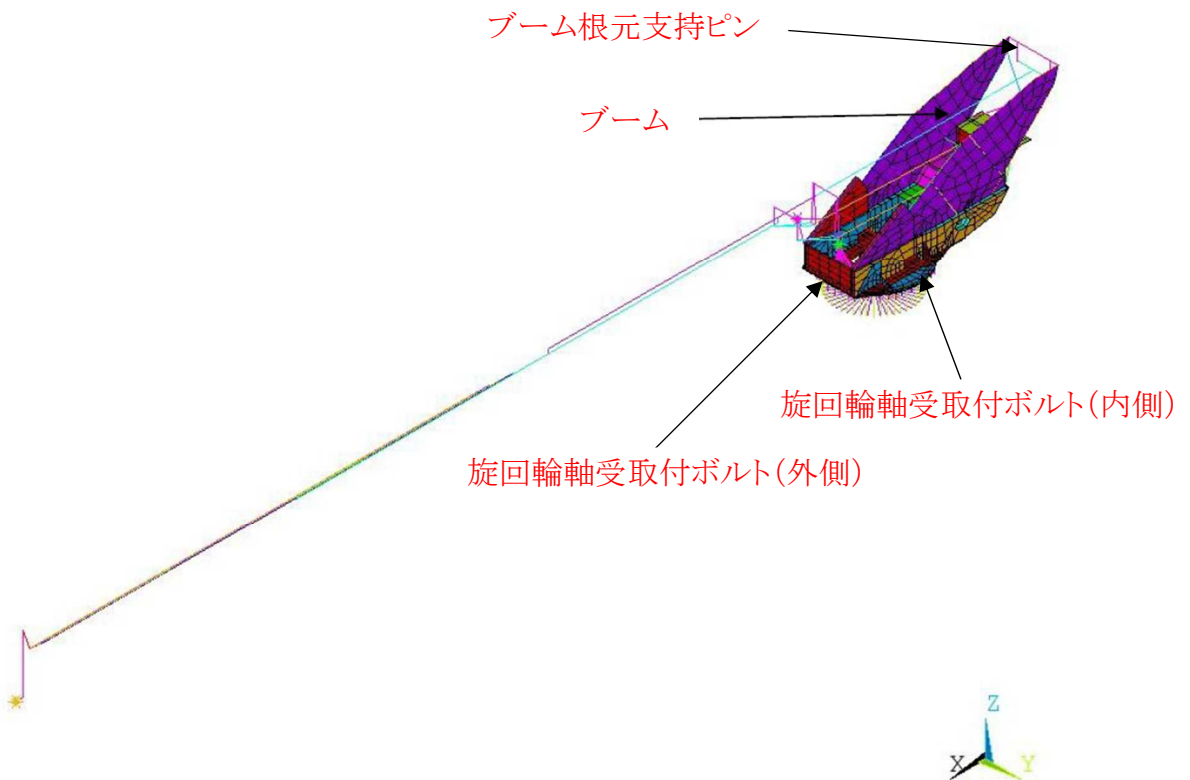


図 5 燃料取扱機(旋回体) 計算モデル(矢視:各評価部位の最大応答発生部)

2.1.3 計算

計算には計算機(計算機コード ANSYS)を用いた。

2.2. 計算に用いる入力地震動

本評価では、1/2Ss450 地震動(水平 2 方向及び鉛直方向)を原子炉建屋及び燃料取り出し用構台の地震応答解析モデルへ入力し得られる加速度応答時刻歴から求めた設計用床応答スペクトルを用いる。ランウェイガーダへの負荷荷重は、燃料取扱状態として燃料取扱設備重量及び燃料取扱機定格荷重を考慮した。床応答スペクトルの減衰定数は、燃料取扱機の振動特性から水平 3%、鉛直 1%を適用した。本評価で用いる設計用床応答スペクトルを図 6 に示す。

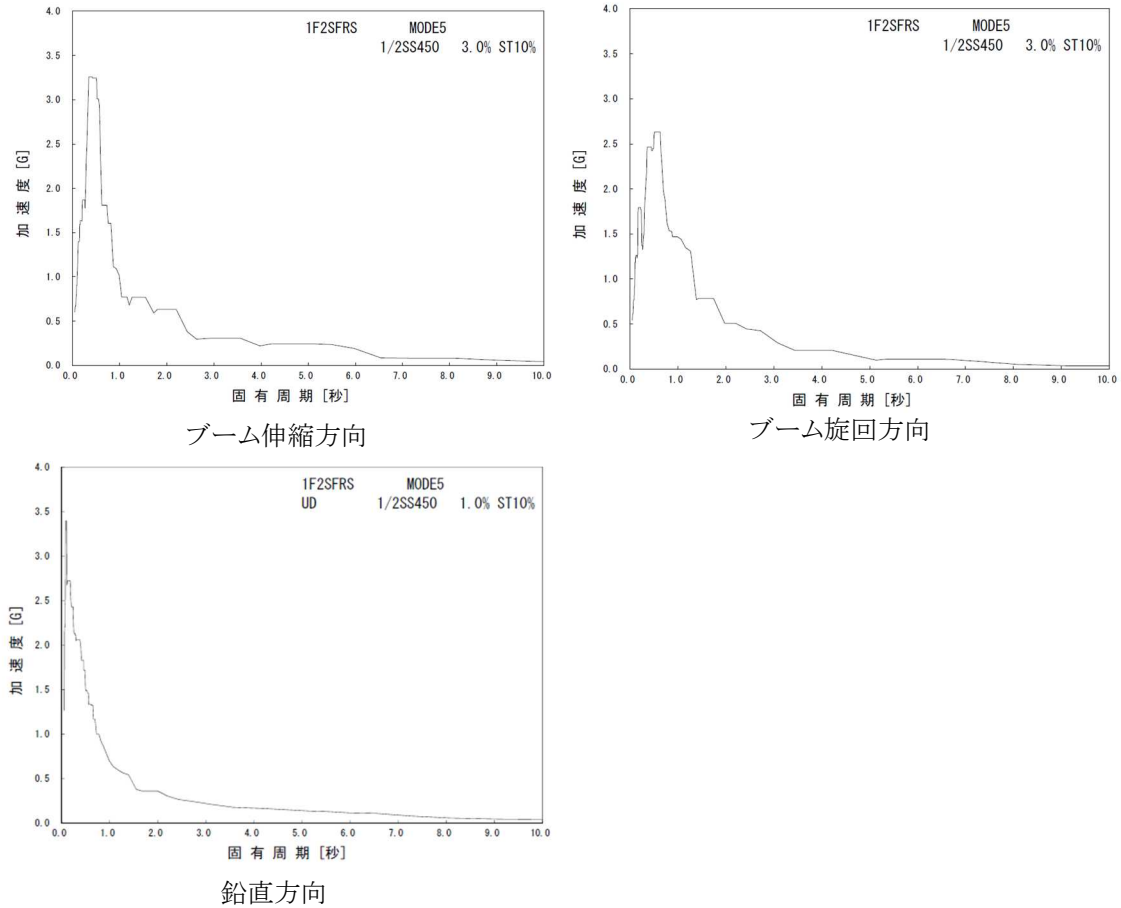


図 6 設計用床応答スペクトル(燃料取扱状態)

3. 評価方法

3.1. 応力の評価方法

材料及び許容応力を表 2 に示す。

表 2 材料及び許容応力

部位	使用材料	応力の種類	許容応力 (MPa)
ブーム	WEL-TEN980RE /WEL-TEN980E	引張	686
		せん断	396
		曲げ	686
		組合せ	686
ブーム根元支持ピン	SNB23-1	せん断	460
		曲げ	1088
		組合せ	798
旋回輪軸受取付ボルト (内側)	SUS630	引張	917
旋回輪軸受取付ボルト (外側)		せん断	529
		引張	917
		せん断	529

4. 数値計算

4.1. 燃料取扱機(旋回体)の計算過程を示す。

4.1.1 ブームの強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t1} = P_{t1}/A_1 = 115(\text{MPa})$$

P_{t1} : ブームに作用する軸方向引張力

A_1 : ブームの断面積

(2) せん断応力

$$\tau_1 = (P_{ty1} + P_{tz1})/A_1 + T_1/(2 \cdot A_{i1} \cdot t_1) = 15(\text{MPa})$$

P_{ty1} : ブームに作用する Y 軸方向せん断力

P_{tz1} : ブームに作用する Z 軸方向せん断力

A_1 : ブームの当該断面の断面積

T_1 : ブームに作用する捩じりモーメント

A_{i1} : ブームの当該断面の内側境界断面積

t_1 : ブームの当該断面の最小板厚

(3) 曲げ応力

$$\sigma_{b1} = M_{y1} \cdot H_{z1}/I_{yy1} + M_{z1} \cdot B_{y1}/I_{zz1} = 355(\text{MPa})$$

M_{y1} : ブームに作用する Y 軸周りモーメント

M_{z1} : ブームに作用する Z 軸周りモーメント

H_{z1} : ブームの当該断面中心から Z 方向端部までの最長長さ

B_{y1} : ブームの当該断面中心から Y 方向端部までの最長長さ

I_{yy1} : ブームの当該断面の Y 方向断面二次モーメント

I_{zz1} : ブームの当該断面の Z 方向断面二次モーメント

(4) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma 1} = \sqrt{(\sigma_{b1} + \sigma_{t1})^2 + 3\tau_1^2} = 471(\text{MPa})$$

4.1.2 ブーム根元支持ピンの強度検討

(1) せん断応力

$$\tau_2 = (P_{tx2} + P_{tz2})/A_2 = 153(\text{MPa})$$

P_{tx2} : ブーム根元支持ピンに作用する X 方向せん断力

P_{tz2} : ブーム根元支持ピンに作用する Z 方向せん断力

A_2 : ブーム根元支持ピンの断面積

(2) 曲げ応力

$$\sigma_{b2} = (P_{\tau x2} + P_{\tau z2}) \cdot B_2 \cdot D_2 / (2 \cdot I_2) = 112(\text{MPa})$$

$P_{\tau x2}$: ブーム根元支持ピンに作用する X 方向せん断力

$P_{\tau z2}$: ブーム根元支持ピンに作用する Z 方向せん断力

B_2 : ブーム根元支持ピンからせん断力の作用点までの距離

D_2 : ブーム根元支持ピンの外径

I_2 : ブーム根元支持ピンの断面二次モーメント

(3) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma 2} = \sqrt{\sigma_{b2}^2 + 3\tau_2^2} = 288(\text{MPa})$$

4.1.3 旋回輪軸受取付ボルト(内側)の強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t3} = P_{t3} / A_3 = 187(\text{MPa})$$

P_{t3} : 取付ボルトに作用する引張力

A_3 : 取付ボルトの有効断面積

(2) せん断応力

$$\tau_3 = P_{\tau 3} / A_3 + \tau_{b3} = 53(\text{MPa})$$

$P_{\tau 3}$: 取付ボルトに作用するせん断力

A_3 : 取付ボルトの有効断面積

τ_{b3} : 捩じりモーメントによるせん断応力

4.1.4 旋回輪軸受取付ボルト(外側)の強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t4} = P_{t4} / A_4 = 237(\text{MPa})$$

P_{t4} : 取付ボルトに作用する引張力

A_4 : 取付ボルトの有効断面積

(2) せん断応力

$$\tau_4 = P_{\tau 4} / A_4 + \tau_{b4} = 66(\text{MPa})$$

$P_{\tau 4}$: 取付ボルトに作用するせん断力

A_4 : 取付ボルトの有効断面積

τ_{b4} : 捩じりモーメントによるせん断応力

5. 結論

算出応力は、表 3 に示すように、全て許容応力値以下であることを確認した。

表 3 算出応力

部位	使用材料	応力の種類	許容応力 (MPa)	算出応力 (MPa)
ブーム	WEL-TEN980RE /WEL-TEN980E	引張	686	115
		せん断	396	15
		曲げ	686	355
		組合せ	686	471
ブーム根元支持ピン	SNB23-1	せん断	460	153
		曲げ	1088	112
		組合せ	798	288
旋回輪軸受取付ボルト (内側)	SUS630	引張	917	187
旋回輪軸受取付ボルト (外側)		せん断	529	53
		引張	917	237
		せん断	529	66

III. クレーン(旋回体)の耐震性についての計算書

1. 概要

1.1. 一般事項

本計算書はクレーン(旋回体)の耐震性についての計算書である。

1.2. 計算条件

- (1) 輸送容器取扱状態以外ではクレーン(旋回体)は吊荷, 旋回体ともに使用済燃料プール上にないことから, クレーン(旋回体)の耐震性の評価は評価姿勢, 荷重条件ともに最も厳しい条件となる輸送容器取扱状態で代表する。
- (2) クレーン(旋回体)は, 走行台車上面に旋回輪軸受取付ボルトで固定する。
- (3) クレーン(旋回体)には水平方向地震力と鉛直方向地震力が同時に作用するものとし, ブーム伸縮方向, ブーム旋回方向の地震力がクレーン(旋回体)に対して同時に作用するものとする。
- (4) クレーン(旋回体)の評価は原子炉建屋側及び燃料取り出し用構台側での輸送容器取扱姿勢にて行う。
- (5) 地震力はランウェイガードと取り合う走行台車部の車輪位置から, 走行台車の構造物フレーム(クレーン支持部)に伝達し, クレーンの旋回輪軸受取付ボルトを介して, 旋回体部のブーム及びブーム根元支持ピンへ伝達される。上記の荷重伝達経路を考慮し, クレーン(旋回体)として, ブーム, ブーム根元支持ピン, 旋回輪軸受取付ボルトを評価対象部位とする。

2. 計算方法

2.1. 固有周期の計算方法

2.1.1 条件

- (1) クレーン(旋回体)の重量として自重及び定格荷重を考慮する。クレーン(旋回体)の重量を表 4 に示す。
- (2) クレーン(旋回体)の原子炉建屋側での評価姿勢を図 7 に, 燃料取り出し用構台側での評価姿勢を図 8 に示す。
- (3) 旋回輪軸受取付ボルトは剛な走行台車部で支持する。

表 4 クレーンの重量

名称	重量(t)
クレーン(旋回体)	54
定格荷重	47

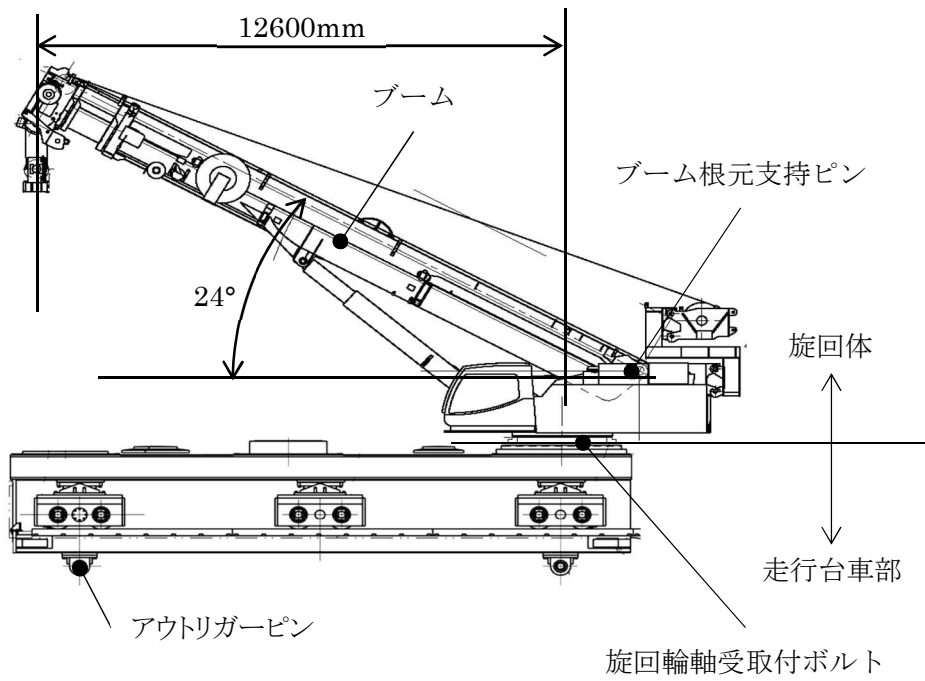


図 7 クレーン 構造概要(原子炉建屋側)

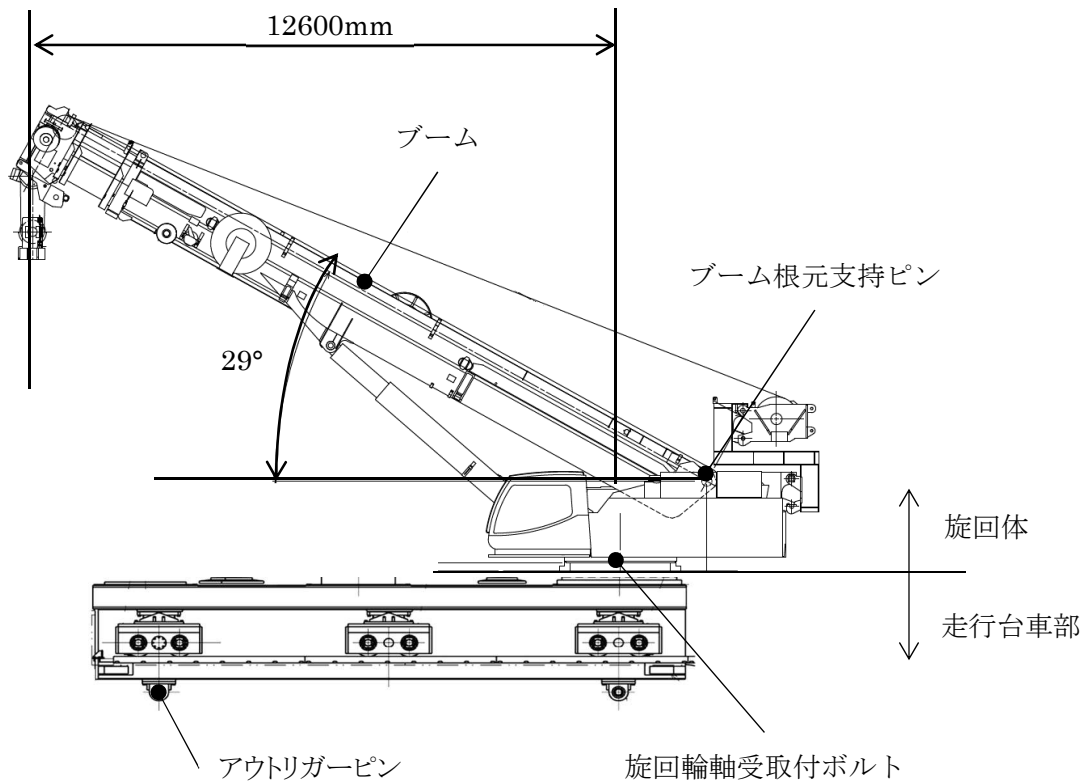


図 8 クレーン 構造概要(燃料取り出し用構台側)

2.1.2 計算モデル

2.1.1 の条件に基づいた計算モデルを図 9 に示す。

- (1) ブームごとに断面形状に基づき断面特性を設定したはり要素でモデル化する。
- (2) ブーム根元支持ピン及び旋回輪軸受取付ボルトははり要素でモデル化する。
- (3) クレーンは輸送容器取扱時の姿勢である旋回半径 12.6m, 起伏角 24° または起伏角 29° とする。

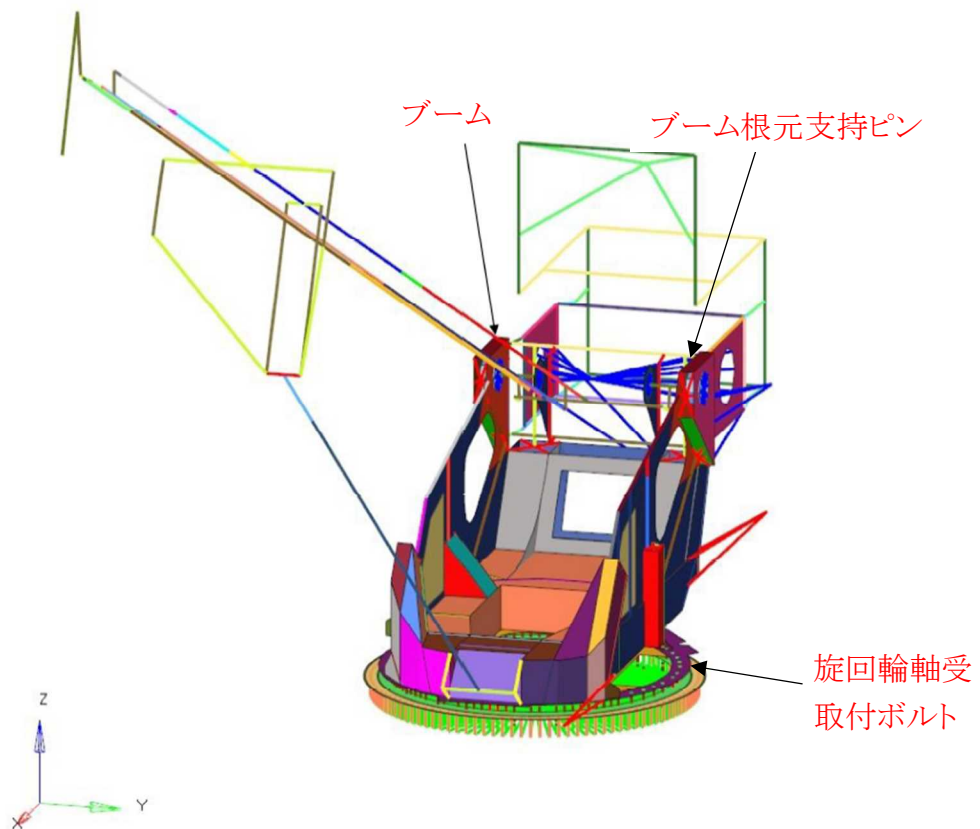


図 9 クレーン(旋回体) 計算モデル(矢視:各評価部位の最大応答発生部)
(原子炉建屋側, 最大応力発生部材は燃料取り出し構台側も同様)

2.1.3 計算

計算には計算機(計算機コード ANSYS)を用いた。

2.2. 計算に用いる入力地震動

本評価では、1/2Ss450 地震動(水平 2 方向及び鉛直方向)を原子炉建屋及び燃料取り出し用構台の地震応答解析モデルへ入力し得られる加速度応答時刻歴から求めた設計用床応答スペクトルを用いる。ランウェイガーダへの負荷荷重は、輸送容器取扱状態として燃料取扱設備重量及びクレーン定格荷重を考慮した。床応答スペクトルの減衰定数は、クレーンの振動特性から水平 4%、鉛直 5%を適用した。本評価で用いる原子炉建屋側の設計用床応答スペクトルを図 10 に、燃料取り出し用構台側の設計用床応答スペクトルを図 11 に示す。

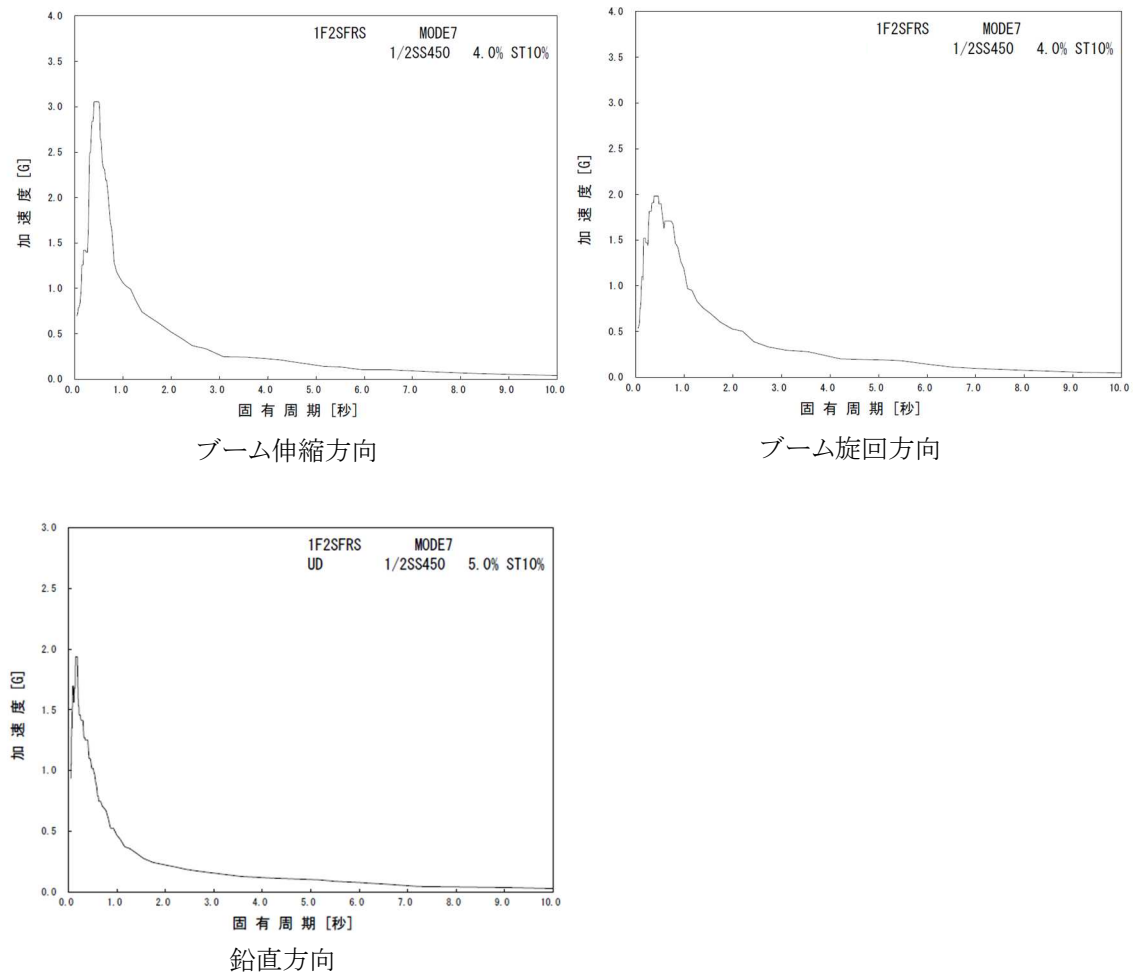


図 10 設計用床応答スペクトル(輸送容器取扱状態, 原子炉建屋側)

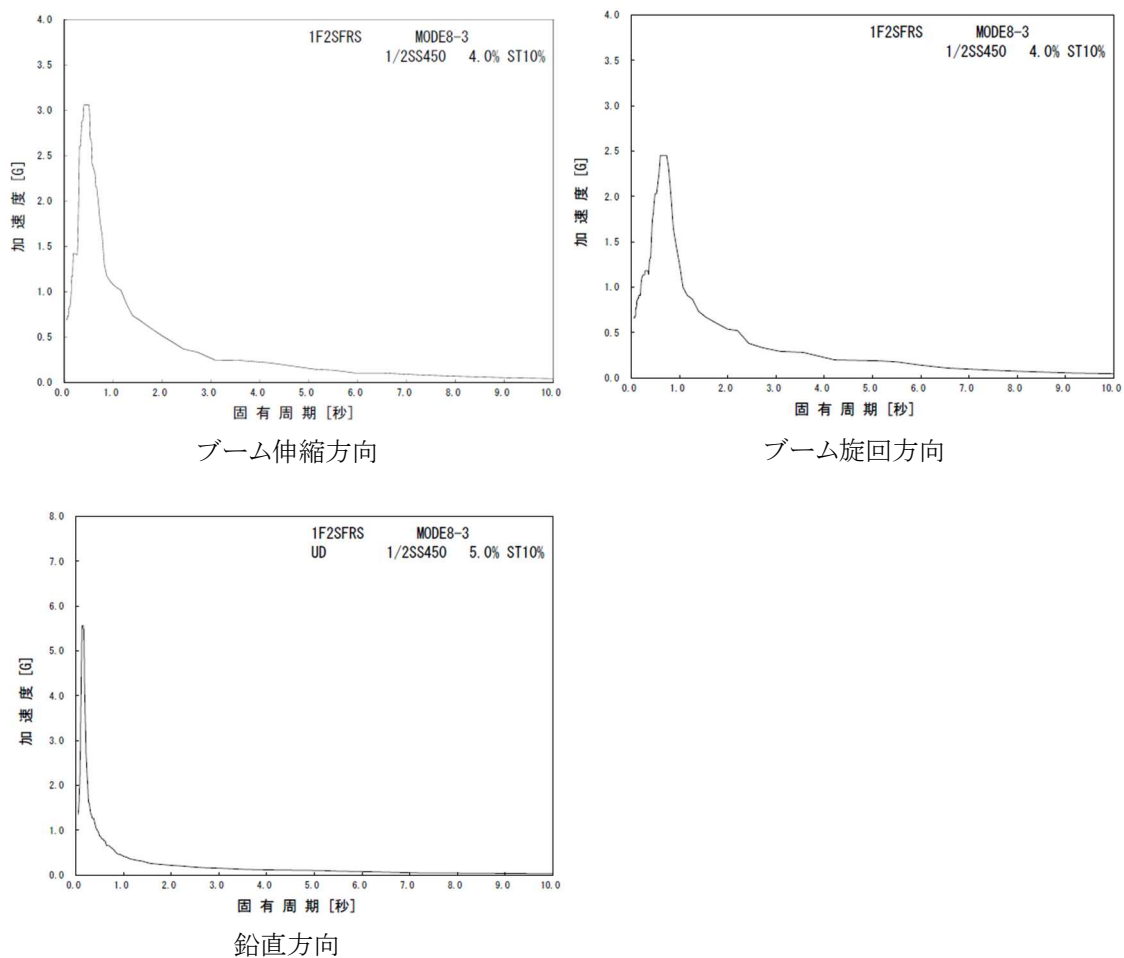


図 11 設計用床応答スペクトル(輸送容器取扱状態, 燃料取り出し用構台側)

3. 評価方法

3.1. 応力の評価方法

材料及び許容応力を表 5 に示す。

表 5 材料及び許容応力

部位	使用材料	応力の種類	許容応力 (MPa)
ブーム	WELDOX1100E (Strenx1100E)	引張	875
		せん断	505
		曲げ	875
		組合せ	875
ブーム根元支持ピン	42CrMoS4	せん断	303
		曲げ	525
		組合せ	525
旋回輪軸受取付ボルト	SUS630	引張	917

4. 数値計算

4.1. 原子炉建屋側でのクレーン(旋回体)の計算過程を示す。

4.1.1 ブームの強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t1} = P_{t1}/A_1 = 108(\text{MPa})$$

P_{t1} : ブームに作用する軸方向引張力

A_1 : ブームの断面積

(2) 曲げ応力

$$\sigma_{b1} = M_{y1} \cdot H_{z1}/I_{yy1} + M_{z1} \cdot B_{y1}/I_{zz1} = 297(\text{MPa})$$

M_{y1} : ブームに作用する Y 軸周りモーメント

M_{z1} : ブームに作用する Z 軸周りモーメント

H_{z1} : ブームの当該断面中心から Z 方向端部までの最長長さ

B_{y1} : ブームの当該断面中心から Y 方向端部までの最長長さ

I_{yy1} : ブームの当該断面の Y 方向断面二次モーメント

I_{zz1} : ブームの当該断面の Z 方向断面二次モーメント

(3) せん断応力

$$\tau_1 = (P_{ty1} + P_{tz1})/A_1 + T_1/(2 \cdot A_{i1} \cdot t_1) = 18(\text{MPa})$$

P_{ty1} : ブームに作用する Y 軸方向せん断力

P_{tz1} : ブームに作用する Z 軸方向せん断力

A_1 : ブームの当該断面の断面積

T_1 : ブームに作用する捩じりモーメント

A_{i1} : ブームの当該断面の内側境界断面積

t_1 : ブームの当該断面の最小板厚

(4) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma 1} = \sqrt{(\sigma_{b1} + \sigma_{t1})^2 + 3\tau_1^2} = 407(\text{MPa})$$

4.1.2 ブーム根元支持ピンの強度検討

(1) 曲げ応力

$$\sigma_{b2} = \sqrt{P_{\tau x2}^2 + P_{\tau z2}^2} \cdot B_2 \cdot D_2 / (2 \cdot I_2) = 58(\text{MPa})$$

$P_{\tau x2}$: ブーム根元支持ピンに作用する X 方向せん断力

$P_{\tau z2}$: ブーム根元支持ピンに作用する Z 方向せん断力

B_2 : ブーム根元支持ピンからせん断力の作用点までの距離

D_2 : ブーム根元支持ピンの外径

I_2 : ブーム根元支持ピンの断面二次モーメント

(2) せん断応力

$$\tau_2 = \sqrt{P_{\tau x2}^2 + P_{\tau z2}^2} / A_2 = 153(\text{MPa})$$

$P_{\tau x2}$: ブーム根元支持ピンに作用する X 方向せん断力

$P_{\tau z2}$: ブーム根元支持ピンに作用する Z 方向せん断力

A_2 : ブーム根元支持ピンの断面積

(3) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma 2} = \sqrt{\sigma_{b2}^2 + 3\tau_2^2} = 272(\text{MPa})$$

4.1.3 旋回輪軸受取付ボルトの強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t3} = P_{t3} / A_3 = 815(\text{MPa})$$

P_{t3} : 取付ボルトに作用する引張力

A_3 : 取付ボルトの有効断面積

4.2. 燃料取り出し用構台側でのクレーン(旋回体)の計算過程を示す。

4.2.1 ブームの強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t1} = P_{t1}/A_1 = 96(\text{MPa})$$

P_{t1} : ブームに作用する軸方向引張力

A_1 : ブームの断面積

(2) 曲げ応力

$$\sigma_{b1} = M_{y1} \cdot H_{z1}/I_{yy1} + M_{z1} \cdot B_{y1}/I_{zz1} = 277(\text{MPa})$$

M_{y1} : ブームに作用する Y 軸周りモーメント

M_{z1} : ブームに作用する Z 軸周りモーメント

H_{z1} : ブームの当該断面中心から Z 方向端部までの最長長さ

B_{y1} : ブームの当該断面中心から Y 方向端部までの最長長さ

I_{yy1} : ブームの当該断面の Y 方向断面二次モーメント

I_{zz1} : ブームの当該断面の Z 方向断面二次モーメント

(3) せん断応力

$$\tau_1 = (P_{ty1} + P_{tz1})/A_1 + T_1/(2 \cdot A_{i1} \cdot t_1) = 17(\text{MPa})$$

P_{ty1} : ブームに作用する Y 軸方向せん断力

P_{tz1} : ブームに作用する Z 軸方向せん断力

A_1 : ブームの当該断面の断面積

T_1 : ブームに作用する捩じりモーメント

A_{i1} : ブームの当該断面の内側境界断面積

t_1 : ブームの当該断面の最小板厚

(4) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma 1} = \sqrt{(\sigma_{b1} + \sigma_{t1})^2 + 3\tau_1^2} = 375(\text{MPa})$$

4.2.2 ブーム根元支持ピンの強度検討

(1) 曲げ応力

$$\sigma_{b2} = \sqrt{P_{\tau x2}^2 + P_{\tau z2}^2} \cdot B_2 \cdot D_2 / (2 \cdot I_2) = 54(\text{MPa})$$

$P_{\tau x2}$: ブーム根元支持ピンに作用する X 方向せん断力

$P_{\tau z2}$: ブーム根元支持ピンに作用する Z 方向せん断力

B_2 : ブーム根元支持ピンからせん断力の作用点までの距離

D_2 : ブーム根元支持ピンの外径

I_2 : ブーム根元支持ピンの断面二次モーメント

(2) せん断応力

$$\tau_2 = \sqrt{P_{\tau x2}^2 + P_{\tau z2}^2} / A_2 = 142(\text{MPa})$$

$P_{\tau x2}$: ブーム根元支持ピンに作用する X 方向せん断力

$P_{\tau z2}$: ブーム根元支持ピンに作用する Z 方向せん断力

A_2 : ブーム根元支持ピンの断面積

(3) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma 2} = \sqrt{\sigma_{b2}^2 + 3\tau_2^2} = 252(\text{MPa})$$

4.2.3 旋回輪軸受取付ボルトの強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t3} = P_{t3} / A_3 = 830(\text{MPa})$$

P_{t3} : 取付ボルトに作用する引張力

A_3 : 取付ボルトの有効断面積

5. 結論

算出応力は、表 6 に示す通り、全て許容応力値以下であることを確認した。

表 6 算出応力の評価

評価位置	部位	使用材料	応力の種類	許容応力 (MPa)	算出応力 (MPa)
原子炉 建屋側	ブーム	WELDOX1100E (Strenx1100E)	引張	875	108
			せん断	505	18
			曲げ	875	297
			組合せ	875	407
	ブーム根元支持ピン	42CrMoS4	せん断	303	153
			曲げ	525	58
			組合せ	525	272
旋回輪軸受取付ボルト	SUS630	引張	917	815	
燃料取り 出し用 構台側	ブーム	WELDOX1100E (Strenx1100E)	引張	875	96
			せん断	505	17
			曲げ	875	277
			組合せ	875	375
	ブーム根元支持ピン	42CrMoS4	せん断	303	142
			曲げ	525	54
			組合せ	525	252
旋回輪軸受取付ボルト	SUS630	引張	917	830	

IV. 燃料取扱機／クレーン(走行台車部)の耐震性についての計算書

1. 概要

1.1. 一般事項

本書は燃料取扱機及びクレーンを構成する走行台車部の耐震性についての計算書である。

1.2. 計算条件

- (1) 燃料取扱設備全体が使用済燃料プール及び使用済燃料貯蔵ラックに波及的影響を及ぼさないことを確認するため、燃料取扱状態、輸送容器取扱状態について評価を行う。
- (2) 走行台車部は走行レール上を走行し、燃料取扱時及び輸送容器取扱時、輸送容器固定状態ではアウトリガーピンによりランウェイガーダに固定されるものとする。
- (3) 走行台車部には水平 2 方向地震力と鉛直方向地震力が同時に作用するものとする。
- (4) 地震力はランウェイガーダと取り合う走行台車部の車輪位置から、走行台車部の構造物フレーム、アウトリガーピン及び転倒防止ラグに伝達される。また、搭載機器からの反力を走行台車部の構造物フレーム、アウトリガーピン及び転倒防止ラグで支持する。上記の荷重伝達経路を考慮し、走行台車部として、構造物フレーム、アウトリガーピン及び転倒防止ラグを評価対象部位とする。

2. 計算方法

2.1. 固有周期の計算方法

2.1.1 条件

- (1) 走行台車部の重量として自重及び搭載機器を考慮する。走行台車部の重量を表 7 に示す。
- (2) 走行台車部の自重及び搭載機器に作用する地震力は、搭載機器を支持する構造物フレームからアウトリガーピン及び転倒防止ラグを介してランウェイガーダに支持される。このとき、アウトリガーピンは走行台車の走行方向である水平(NS)方向及び鉛直(UD)方向の荷重を、転倒防止ラグは水平(EW)方向の荷重を伝達する。

表 7 走行台車部の重量

名称	重量(t)	各状態において追加で考慮する重量
走行台車部	153.6	—
燃料取扱機(旋回体)	22.5	燃料取扱状態において定格荷重(1t)を考慮
クレーン(旋回体)	54	輸送容器取扱において定格荷重(47t)を考慮
キャスク固定治具	28	—

2.1.2 計算モデル

2.1.1 の条件に基づいた計算モデルを図 12 に示す。

- (1) 走行台車部の計算モデルは、H 形又は箱型断面を有する構造物フレームにより構成される。

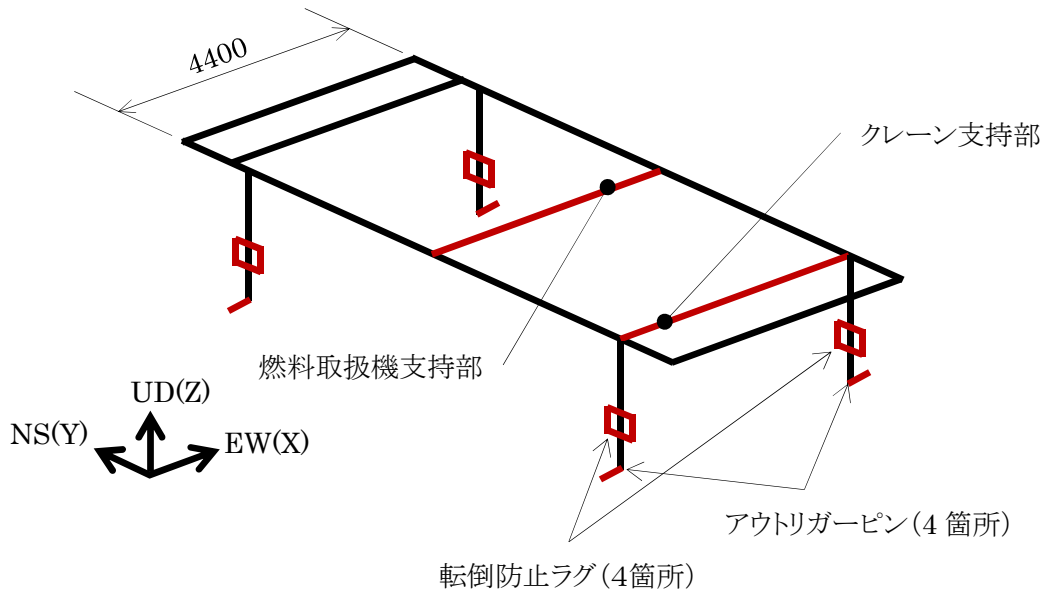


図 12 走行台車 計算モデル

2.1.3 計算

燃料取扱機及びクレーンを支持する構造物フレームの固有周期を次式により求める。

$$T = 2L^2/\pi \cdot \sqrt{w/1000EI}$$

T :固有周期

L :はりの長さ

w :単位長さ当りのはりの重量

E :はりの縦弾性係数

I :はりの断面二次モーメント

2.2. 計算に用いる入力地震動

構造物フレームの固有周期は水平方向、鉛直方向ともに0.01s以下であり、剛構造と考えられるため、各状態におけるランウェイガーダへの負荷荷重を考慮し、ランウェイガーダの燃料取扱設備停止位置から得られる最大応答加速度の1.2倍の加速度を用いて設計用震度とする。

表 8 適用する地震動

	燃料取扱機 支持部	クレーン支持部	
	原子炉 建屋側	原子炉 建屋側	燃料取り出し用 構台側
NS 方向	0.83	0.83	0.81
EW 方向	0.67	0.66	0.81
鉛直方向	0.74	0.77	1.47

3. 評価方法

3.1. 応力の評価方法

材料及び許容応力を表 9 に示す。

表 9 材料及び許容応力

部位	使用材料	応力の種類	許容応力 (MPa)
構造物フレーム	SM490B	引張	343
		せん断	198
		曲げ	343
		組合せ	343
アウトリガーピン	SNB23-1	せん断	460
		曲げ	1088
		組合せ	798
転倒防止ラグ	SM490B	支圧	977

4. 数値計算

4.1. 走行台車部の燃料取扱状態における各部の強度

4.1.1 走行台車の構造物フレーム(燃料取扱機支持部)の強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t1} = P_{t1}/A_1 = 1(\text{MPa})$$

$$P_{t1} : \text{構造物フレームに作用する軸方向引張力} \quad 1.780 \times 10^5 (\text{N})$$

$$A_1 : \text{構造物フレームの断面積} \quad 1.734 \times 10^5 (\text{mm}^2)$$

(2) せん断応力

$$\tau_1 = (P_{ty1} + P_{tz1})/A_1 + T_1/(2A_{i1} \cdot t_1) = 10(\text{MPa})$$

$$P_{ty1} : \text{構造物フレームに作用する Y 軸方向せん断力} \quad 2.588 \times 10^5 (\text{N})$$

$$P_{tz1} : \text{構造物フレームに作用する Z 軸方向せん断力} \quad 4.441 \times 10^5 (\text{N})$$

$$A_1 : \text{構造物フレームの断面積} \quad 1.734 \times 10^5 (\text{mm}^2)$$

$$T_1 : \text{構造物フレームに作用する捩じりモーメント} \quad 2.091 \times 10^8 (\text{N} \cdot \text{mm})$$

$$A_{i1} : \text{構造物フレームの内側境界断面} \quad 9.402 \times 10^5 (\text{mm}^2)$$

$$t_1 : \text{構造物フレームの最小板厚} \quad 22 (\text{mm})$$

(3) 曲げ応力

$$\sigma_{b1} = M_{y1} \cdot H_{z1}/I_{yy1} + M_{z1} \cdot B_{y1}/I_{zz1} = 38(\text{MPa})$$

$$M_{y1} : \text{構造物フレームに作用する Y 軸まわりのモーメント} \quad 1.287 \times 10^9 (\text{N} \cdot \text{mm})$$

$$M_{z1} : \text{構造物フレームに作用する Z 軸まわりのモーメント} \quad 3.593 \times 10^8 (\text{N} \cdot \text{mm})$$

$$H_{z1} : \text{構造物フレームの評価断面中立軸から評価点までの Z 方向の長さ} \quad 288 (\text{mm})$$

$$B_{y1} : \text{構造物フレームの評価断面中立軸から評価点までの Y 方向の長さ} \quad 850 (\text{mm})$$

$$I_{yy1} : \text{構造物フレームにおける Y 軸まわりの断面二次モーメント} \quad 1.074 \times 10^{10} (\text{mm}^4)$$

$$I_{zz1} : \text{構造物フレームにおける Z 軸まわりの断面二次モーメント} \quad 9.279 \times 10^{10} (\text{mm}^4)$$

(4) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma t1} = \sqrt{(\sigma_{t1} + \sigma_{b1})^2 + 3\tau_1^2} = 43(\text{MPa})$$

4.1.2 走行台車の構造物フレーム(クレーン支持部)の強度検討

クレーン(旋回体)は使用済燃料プール上から退避しており、クレーン停止中の姿勢は維持されることから、使用済燃料プールや使用済燃料貯蔵ラックに波及的影響を及ぼすことはない。

4.1.3 アウトリガーピンの強度検討

(1) せん断応力

$$\tau_3 = P_{\tau 3} / (\pi d_3^2 / 4) = 169(\text{MPa})$$

$P_{\tau 3}$:ピンに作用するせん断力

$$4.293 \times 10^6(\text{N})$$

d_3 :ピンの外径

$$180(\text{mm})$$

(2) 曲げ応力

$$\sigma_{b3} = (P_{\tau 3} \cdot L_3 / 2) / (\pi d_3^3 / 32) = 150(\text{MPa})$$

$P_{\tau 3}$:ピンに作用するせん断力

$$4.293 \times 10^6(\text{N})$$

L_3 :ピンの曲げ長さ

$$40(\text{mm})$$

d_3 :ピンの外径

$$180(\text{mm})$$

(3) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma 3} = \sqrt{\sigma_{b3}^2 + 3\tau_3^2} = 329(\text{MPa})$$

4.1.4 転倒防止ラグの強度検討

(1) 支圧応力

$$\sigma_{p4} = P_{p4} / A_4 = 69(\text{MPa})$$

P_{p4} :転倒防止ラグに作用する水平力

$$1.362 \times 10^6(\text{N})$$

A_4 :支圧面積

$$2.000 \times 10^4(\text{mm}^2)$$

4.2. 原子炉建屋側での走行台車部の輸送容器取扱状態における各部の強度

4.2.1 走行台車の構造物フレーム(燃料取扱機支持部)の強度検討

4.1.1 の評価に包含される。

4.2.2 走行台車の構造物フレーム(クレーン支持部)の強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t2} = P_{t2}/A_2 = 2(\text{MPa})$$

P_{t2} : 構造物フレームに作用する軸方向引張力 $3.172 \times 10^5(\text{N})$

A_2 : 構造物フレームの断面積 $1.998 \times 10^5 (\text{mm}^2)$

(2) せん断応力

$$\tau_2 = (P_{ty2} + P_{tz2})/A_2 + T_2/(2 \cdot A_{i2} \cdot t_2) = 40(\text{MPa})$$

P_{ty2} : 構造物フレームに作用する Y 軸方向せん断力 $6.398 \times 10^5(\text{N})$

P_{tz2} : 構造物フレームに作用する Z 軸方向せん断力 $3.219 \times 10^6(\text{N})$

A_2 : 構造物フレームの断面積 $1.998 \times 10^5 (\text{mm}^2)$

T_2 : 構造物フレームに作用する捩じりモーメント $1.151 \times 10^9(\text{N} \cdot \text{mm})$

A_{i2} : 構造物フレームの内側境界断面 $1.273 \times 10^6 (\text{mm}^2)$

t_2 : 構造物フレームの最小板厚 $22 (\text{mm})$

(3) 曲げ応力

$$\sigma_{b2} = M_{y2} \cdot H_{z2}/I_{yy2} + M_{z2} \cdot B_{y2}/I_{zz2} = 229(\text{MPa})$$

M_{y2} : 構造物フレームに作用する Y 軸まわりのモーメント

$9.849 \times 10^9(\text{N} \cdot \text{mm})$

M_{z2} : 構造物フレームに作用する Z 軸まわりのモーメント

$9.114 \times 10^8(\text{N} \cdot \text{mm})$

H_{z2} : 構造物フレームの評価断面中立軸から評価点までの z 方向の長さ

$288 (\text{mm})$

B_{y2} : 構造物フレームの評価断面中立軸から評価点までの y 方向の長さ

$1150 (\text{mm})$

I_{yy2} : 構造物フレームにおける Y 軸まわりの断面二次モーメント

$1.276 \times 10^{10} (\text{mm}^4)$

I_{zz2} : 構造物フレームにおける Z 軸まわりの断面二次モーメント

$1.793 \times 10^{11} (\text{mm}^4)$

(4) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma\tau 2} = \sqrt{(\sigma_{t2} + \sigma_{b2})^2 + 3\tau_2^2} = 242(\text{MPa})$$

4.2.3 アウトリガーピンの強度検討

(1) せん断応力

$$\tau_4 = P_{\tau 4} / (\pi d_4^2 / 4) = 169 \text{ (MPa)}$$

$P_{\tau 4}$: ピンに作用するせん断力

$$4.300 \times 10^6 \text{ (N)}$$

d_4 : ピンの外径

$$180 \text{ (mm)}$$

(2) 曲げ応力

$$\sigma_{b4} = (P_{\tau 4} \cdot L_3 / 2) / (\pi d_4^3 / 32) = 151 \text{ (MPa)}$$

$P_{\tau 4}$: ピンに作用するせん断力

$$4.300 \times 10^6 \text{ (N)}$$

L_4 : ピンの曲げ長さ

$$40 \text{ (mm)}$$

d_4 : ピンの外径

$$180 \text{ (mm)}$$

(3) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma 4} = \sqrt{\sigma_{b4}^2 + 3\tau_4^2} = 330 \text{ (MPa)}$$

4.2.4 転倒防止ラグの強度検討

(1) 支圧応力

$$\sigma_{p5} = P_{p5} / A_5 = 67 \text{ (MPa)}$$

P_{p5} : 転倒防止ラグに作用する水平力

$$1.341 \times 10^6 \text{ (N)}$$

A_5 : 支圧面積

$$2.000 \times 10^4 \text{ (mm}^2\text{)}$$

4.3. 燃料取り出し用構台側での走行台車部の輸送容器取扱状態における各部の強度

4.3.1 走行台車の構造物フレーム(燃料取扱機支持部)の強度検討

4.1.1 の評価に包含される。

4.3.2 走行台車の構造物フレーム(クレーン支持部)の強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t2'} = P_{t2'}/A_{2'} = 3(\text{MPa})$$

$$P_{t2'} : \text{構造物フレームに作用する軸方向引張力} \quad 5.227 \times 10^5 (\text{N})$$

$$A_{2'} : \text{構造物フレームの断面積} \quad 1.998 \times 10^5 (\text{mm}^2)$$

(2) せん断応力

$$\tau_{2'} = (P_{\tau y2'} + P_{\tau z2'})/A_{2'} + T_{2'}/(2 \cdot A_{i2'} \cdot t_{2'}) = 41(\text{MPa})$$

$$P_{\tau y2'} : \text{構造物フレームに作用する Y 軸方向せん断力} \quad 5.862 \times 10^5 (\text{N})$$

$$P_{\tau z2'} : \text{構造物フレームに作用する Z 軸方向せん断力} \quad 3.073 \times 10^6 (\text{N})$$

$$A_{2'} : \text{構造物フレームの断面積} \quad 1.998 \times 10^5 (\text{mm}^2)$$

$$T_{2'} : \text{構造物フレームに作用する捩じりモーメント} \quad 1.237 \times 10^9 (\text{N} \cdot \text{mm})$$

$$A_{i2'} : \text{構造物フレームの内側境界断面} \quad 1.273 \times 10^6 (\text{mm}^2)$$

$$t_{2'} : \text{構造物フレームの最小板厚} \quad 22 (\text{mm})$$

(3) 曲げ応力

$$\sigma_{b2'} = M_{y2'} \cdot H_{z2'}/I_{yy2'} + M_{z2'} \cdot B_{y2'}/I_{zz2'} = 221(\text{MPa})$$

$$M_{y2'} : \text{構造物フレームに作用する Y 軸まわりのモーメント} \quad 9.540 \times 10^9 (\text{N} \cdot \text{mm})$$

$$M_{z2'} : \text{構造物フレームに作用する Z 軸まわりのモーメント} \quad 8.521 \times 10^8 (\text{N} \cdot \text{mm})$$

$$H_{z2'} : \text{構造物フレームの評価断面中立軸から評価点までの z 方向の長さ} \quad 288 (\text{mm})$$

$$B_{y2'} : \text{構造物フレームの評価断面中立軸から評価点までの y 方向の長さ} \quad 1150 (\text{mm})$$

$$I_{yy2'} : \text{構造物フレームにおける Y 軸まわりの断面二次モーメント} \quad 1.276 \times 10^{10} (\text{mm}^4)$$

$$I_{zz2'} : \text{構造物フレームにおける Z 軸まわりの断面二次モーメント} \quad 1.793 \times 10^{11} (\text{mm}^4)$$

(4) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma t2'} = \sqrt{(\sigma_{t2'} + \sigma_{b2'})^2 + 3\tau_{2'}^2} = 235(\text{MPa})$$

4.3.3 アウトリガーピンの強度検討

(1) せん断応力

$$\tau_{4r} = P_{\tau 4r} / (\pi d_{4r}^2 / 4) = 184(\text{MPa})$$

$$P_{\tau 4r} : \text{ピンに作用するせん断力} \quad 4.673 \times 10^6(\text{N})$$

$$d_{4r} : \text{ピンの外径} \quad 180(\text{mm})$$

(2) 曲げ応力

$$\sigma_{b4r} = (P_{\tau 4r} \cdot L_{4r} / 2) / (\pi d_{4r}^3 / 32) = 164(\text{MPa})$$

$$P_{\tau 4r} : \text{ピンに作用するせん断力} \quad 4.673 \times 10^6(\text{N})$$

$$L_{4r} : \text{ピンの曲げ長さ} \quad 40(\text{mm})$$

$$d_{4r} : \text{ピンの外径} \quad 180(\text{mm})$$

(3) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma 4r} = \sqrt{\sigma_{b4r}^2 + 3\tau_{4r}^2} = 359(\text{MPa})$$

4.3.4 転倒防止ラグの強度検討

(1) 支圧応力

$$\sigma_{p5r} = P_{p5r} / A_{5r} = 73(\text{MPa})$$

$$P_{p5r} : \text{転倒防止ラグに作用する水平力} \quad 1.451 \times 10^6(\text{N})$$

$$A_{5r} : \text{支圧面積} \quad 2.000 \times 10^4(\text{mm}^2)$$

5. 結論

算出応力は、表 10 に示す通り、全て許容応力値以下であることを確認した。

表 10 算定応力の評価
(燃料取扱状態, 輸送容器取扱状態)

部位	評価位置	使用材料	応力の種類	許容応力 (MPa)	算出応力(MPa)	
					燃料取扱状態	輸送容器取扱状態
構造物フレーム (燃料取扱機支持部)	原子炉 建屋側	SM490B	引張	343	1	
			せん断	198	10	
			曲げ	343	38	
			組合せ	343	43	
構造物フレーム (クレーン支持部)	原子炉 建屋側	SM490B	引張	343		2
			せん断	198		40
			曲げ	343		229
			組合せ	343		242
	燃料取り出し用 構台側		引張	343		3
			せん断	198		41
			曲げ	343		221
			組合せ	343		235
アウトリガーピン	原子炉 建屋側	SNB23-1	せん断	460	169	169
			曲げ	1088	150	151
			組合せ	798	329	330
	燃料取り出し用 構台側		せん断	460	184	
			曲げ	1088	164	
			組合せ	798	359	
転倒防止ラグ	原子炉 建屋側	SM490B	支圧	977	69	67
	燃料取り出し用 構台側					73

V. キャスク固定治具の耐震性についての計算書

1. 概要

1.1. 一般事項

本計算書はキャスク固定治具の耐震性についての計算書である。

1.2. 計算条件

- (1) キャスク固定治具に積載する輸送容器が転倒して使用済燃料プール及び使用済燃料貯蔵ラックに波及的影響を及ぼさないことを確認するため、輸送容器積載時の評価を行う。設計床応答スペクトルは加速度応答のより大きいランウェイガーダ先端側を含む走行台車車輪位置 6 点を包絡したものを使用する。
- (2) キャスク固定治具には水平 2 方向地震力と鉛直方向地震力が同時に作用するものとする。

2. 計算方法

2.1. 固有周期の計算方法

2.1.1 条件

- (1) キャスク固定治具の重量として自重及び搭載機器(輸送容器)を考慮する。キャスク固定治具の重量を表 11 に、構造概要を図 13 に示す。
- (2) キャスク仮置台取付ボルトは剛な走行台車に支持されているものとする。
- (3) キャスク仮置台取付ボルトにせん断力が生じないように、走行台車接続部に発生するせん断力は構造物フレームで支持する構造とする。

表 11 キャスク固定治具の重量

名称	重量(t)
キャスク固定治具	28
搭載機器(輸送容器)	50

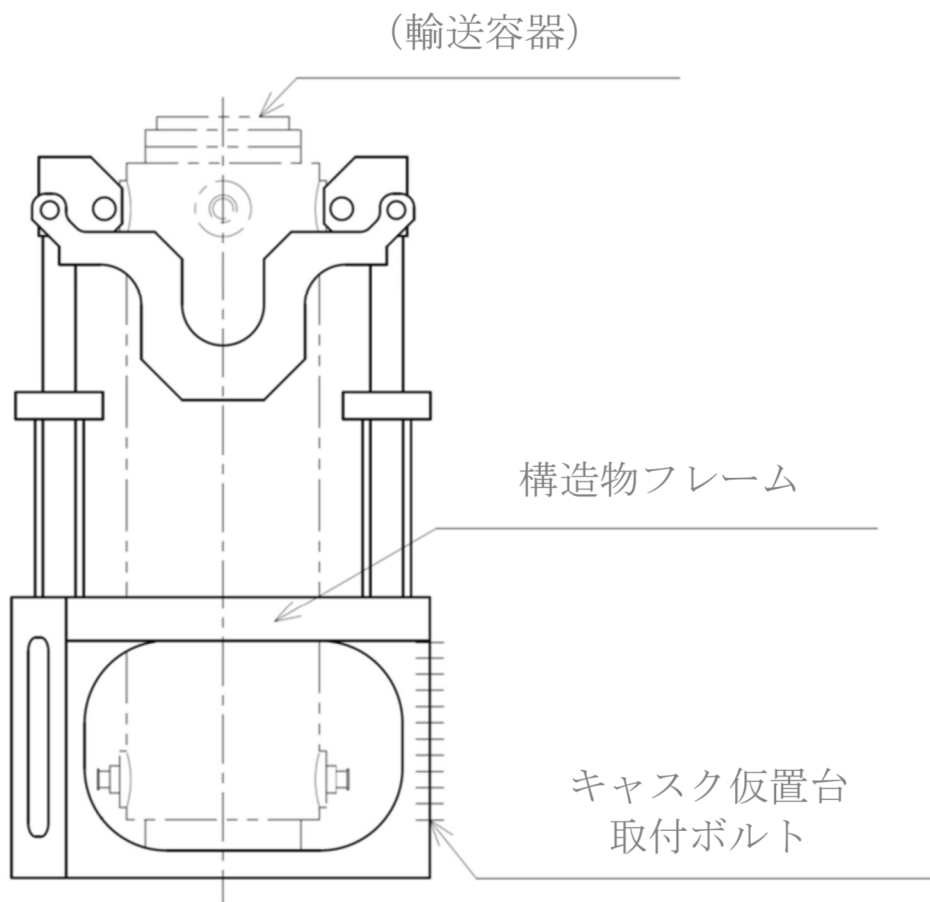


図 13 キャスク固定治具 構造概要

2.1.2 計算モデル

2.1.1 の条件に基づいた計算モデルを図 14 に示す。

- (1) 輸送容器を支持する構造物フレームははり要素でモデル化する。

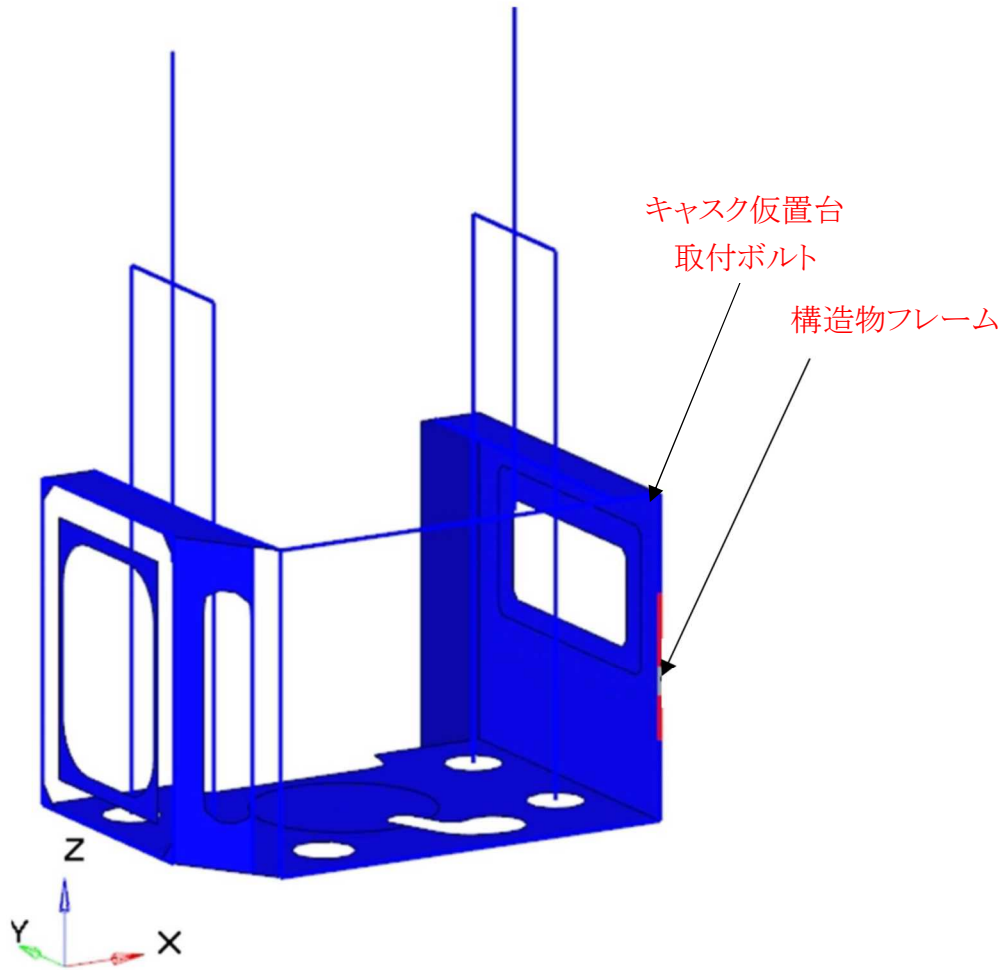


図 14 パレット固定治具 計算モデル(矢視:各評価部位の最大応答発生部)

2.1.3 計算

計算は計算機(計算機コード ANSYS)を用いて計算した。

2.2. 計算に用いる入力地震動

本評価では、1/2Ss450 地震動(水平 2 方向及び鉛直方向)を原子炉建屋及び燃料取り出し用構台の地震応答解析モデルへ入力し得られる応答加速度時刻歴から求めた設計用床応答スペクトルを用いる。ランウェイガードへの負荷荷重は、輸送容器固定状態として燃料取扱設備重量及び輸送容器重量を考慮した。床応答スペクトルの減衰定数は、ボルト及びリベット構造物として水平 2%、鉛直 2%を適用した。本評価で用いる設計用床応答スペクトルを図 15 に示す。

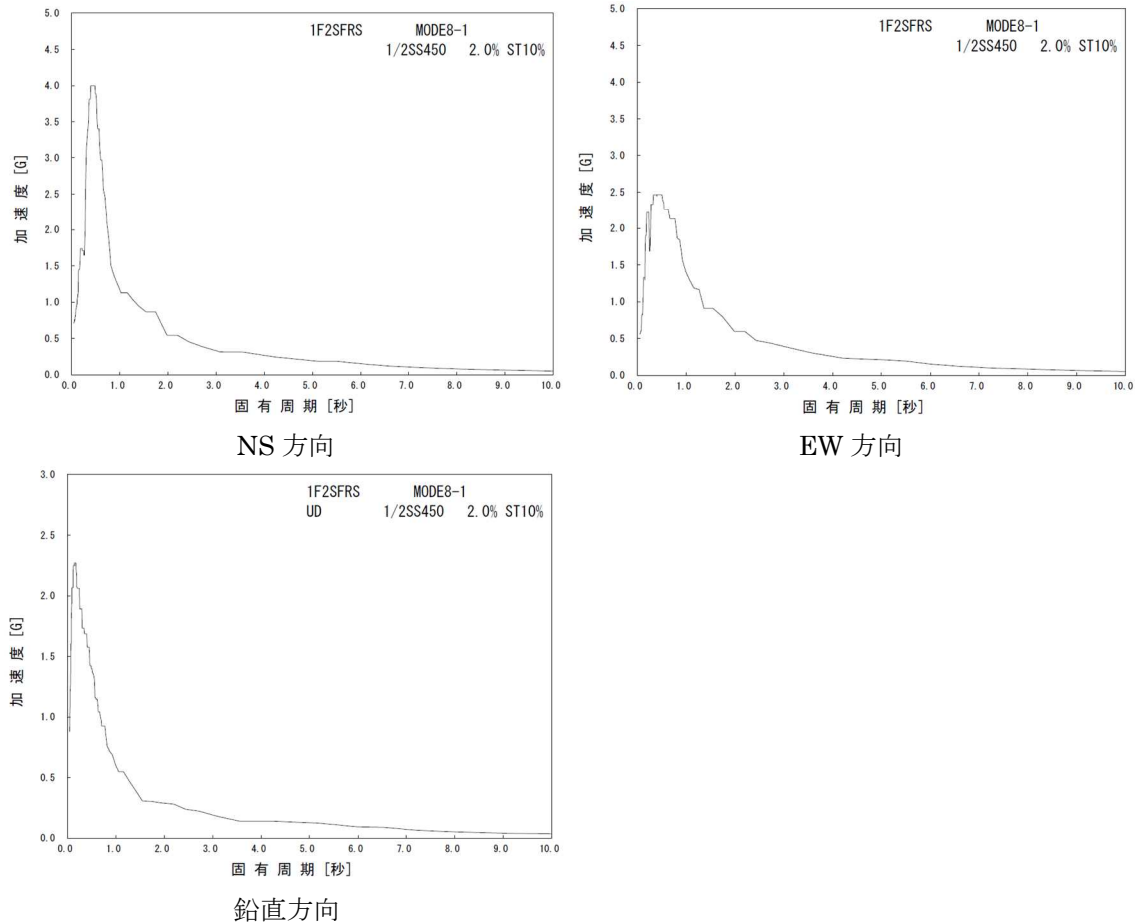


図 15 設計用床応答スペクトル(輸送容器固定状態)

3. 評価方法

3.1. 応力の評価方法

材料及び許容応力を表 12 に示す。

表 12 材料及び許容応力

部位	使用材料	応力の種類	許容応力 (MPa)
構造物フレーム	SM490B	引張	343
		せん断	198
		曲げ	343
		組合せ	343
キャスク仮置台取付ボルト	SNB23-1	引張	798

4. 数値計算

4.1. キャスク固定治具の輸送容器固定状態における各部の強度

4.1.1 構造物フレームの強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t1} = P_{t1}/A_1 = 72(\text{MPa})$$

$$P_{t1} : \text{構造物フレームに作用する軸方向引張力} \quad 1.171 \times 10^6(\text{N})$$

$$A_1 : \text{構造物フレームの断面積} \quad 1.625 \times 10^4 (\text{mm}^2)$$

(2) せん断応力

$$\tau_1 = (P_{ty1} + P_{tz1})/A_1 + T_1/Z_{p1} = 34(\text{MPa})$$

$$P_{ty1} : \text{構造物フレームに作用する Y 軸方向せん断力} \quad 2.319 \times 10^5(\text{N})$$

$$P_{tz1} : \text{構造物フレームに作用する Z 軸方向せん断力} \quad 2.372 \times 10^4(\text{N})$$

$$A_1 : \text{構造物フレームの断面積} \quad 1.625 \times 10^4 (\text{mm}^2)$$

$$T_1 : \text{構造物フレームに作用する捩じりモーメント} \quad 4.923 \times 10^6(\text{N} \cdot \text{mm})$$

$$Z_{p1} : \text{捩じり極断面係数} \quad 2.822 \times 10^5 (\text{mm}^2)$$

(3) 曲げ応力

$$\sigma_{b1} = M_{y1}/Z_{y1} + M_{z1}/Z_{z1} = 252(\text{MPa})$$

$$M_{y1} : \text{構造物フレームに作用する Y 軸まわりのモーメント} \quad 4.997 \times 10^6(\text{N} \cdot \text{mm})$$

$$M_{z1} : \text{構造物フレームに作用する Z 軸まわりのモーメント} \quad 1.514 \times 10^8(\text{N} \cdot \text{mm})$$

$$Z_{y1} : \text{構造物フレームの当該断面の Y 軸まわりの断面係数} \quad 1.760 \times 10^5(\text{mm}^3)$$

$$Z_{z1} : \text{構造物フレームの当該断面の Z 軸まわりの断面係数} \quad 6.771 \times 10^5(\text{mm}^3)$$

(4) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma t1} = \sqrt{(\sigma_{t1} + \sigma_{b1})^2 + 3\tau_1^2} = 330(\text{MPa})$$

4.1.2 キャスク仮置台取付ボルトの強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t2} = P_{t2}/A_2 = 774(\text{MPa})$$

P_{t2} :取付ボルトに作用する引張力

$$6.322 \times 10^5(\text{N})$$

A_2 :取付ボルトの有効断面積

$$817 (\text{mm}^2)$$

5. 結論

算出応力は, 表 13 に示す通り全て許容応力値以下であることを確認した。

表 13 算出応力の評価

部位	使用材料	応力の種類	許容応力 (MPa)	算出応力 (MPa)
構造物フレーム	SM490B	引張	343	72
		せん断	198	34
		曲げ	343	252
		組合せ	343	330
キャスク仮置台取付ボルト	SNB23-1	引張	798	774

VI. ジブクレーンの耐震性についての計算書

1. 概要

1.1. 一般事項

本計算書はジブクレーンの耐震性についての計算書である。

1.2. 計算条件

- (1) ジブクレーンが転倒して使用済燃料プール及び使用済燃料貯蔵ラックに波及的影響を及ぼさないことを確認するため、輸送容器一次蓋取扱時の評価を行う。
- (2) ジブクレーンには水平 2 方向地震力と鉛直方向地震力が同時に作用するものとする。

2. 計算方法

2.1. 固有周期の計算方法

2.1.1 条件

- (1) ジブクレーンの重量として自重及び搭載機器(一次蓋と一次蓋仮締付装置)を考慮する。ジブクレーンの重量を表 14 に、構造概要を図 16 に示す。
- (2) 取付ボルトは剛な走行台車に支持されているものとする。
- (3) 取付ボルトはコラム下面に取付けられるものとする。

表 14 ジブクレーンの重量

名称	重量(t)
ジブクレーン	9
搭載機器	4

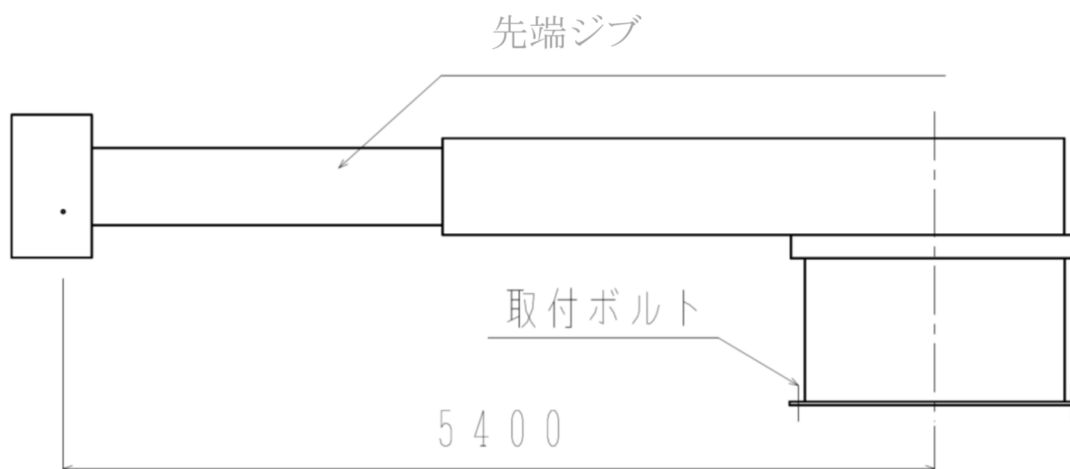


図 16 ジブクレーン 構造概要(単位:mm)

2.1.2 計算モデル

2.1.1 の条件に基づいた計算モデルを図 17 に示す。

- (1) ジブクレーンの計算モデルは、はり要素でモデル化する。
- (2) ジブクレーンの姿勢は、先端ジブ最大長(作業半径 5.4m)とする。

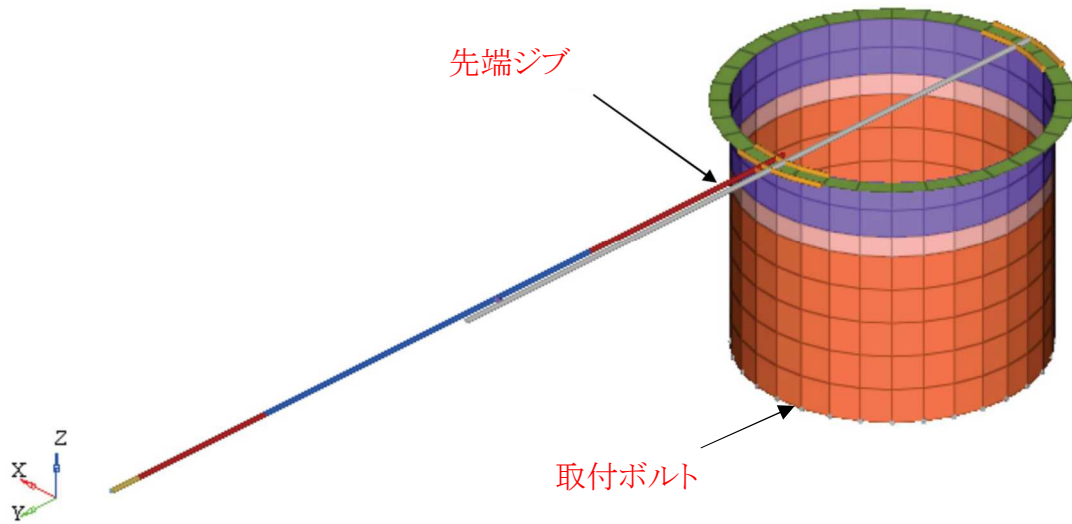


図 17 ジブクレーン 計算モデル

2.1.3 計算

計算は計算機(計算機コード ANSYS)を用いて計算した。

2.2. 計算に用いる入力地震動

本評価では、1/2Ss450 地震動(水平 2 方向及び鉛直方向)を原子炉建屋及び燃料取り出し用構台の地震応答解析モデルへ入力し得られる応答加速度時刻歴から求めた設計用床応答スペクトルを用いる。ランウェイガードへの負荷荷重は、輸送容器固定状態として燃料取扱設備重量及び輸送容器重量を考慮した。床応答スペクトルの減衰定数は、ボルト及びリベット構造物として水平 2%、鉛直 2%を適用した。本評価で用いる設計用床応答スペクトルを図 18 に示す。

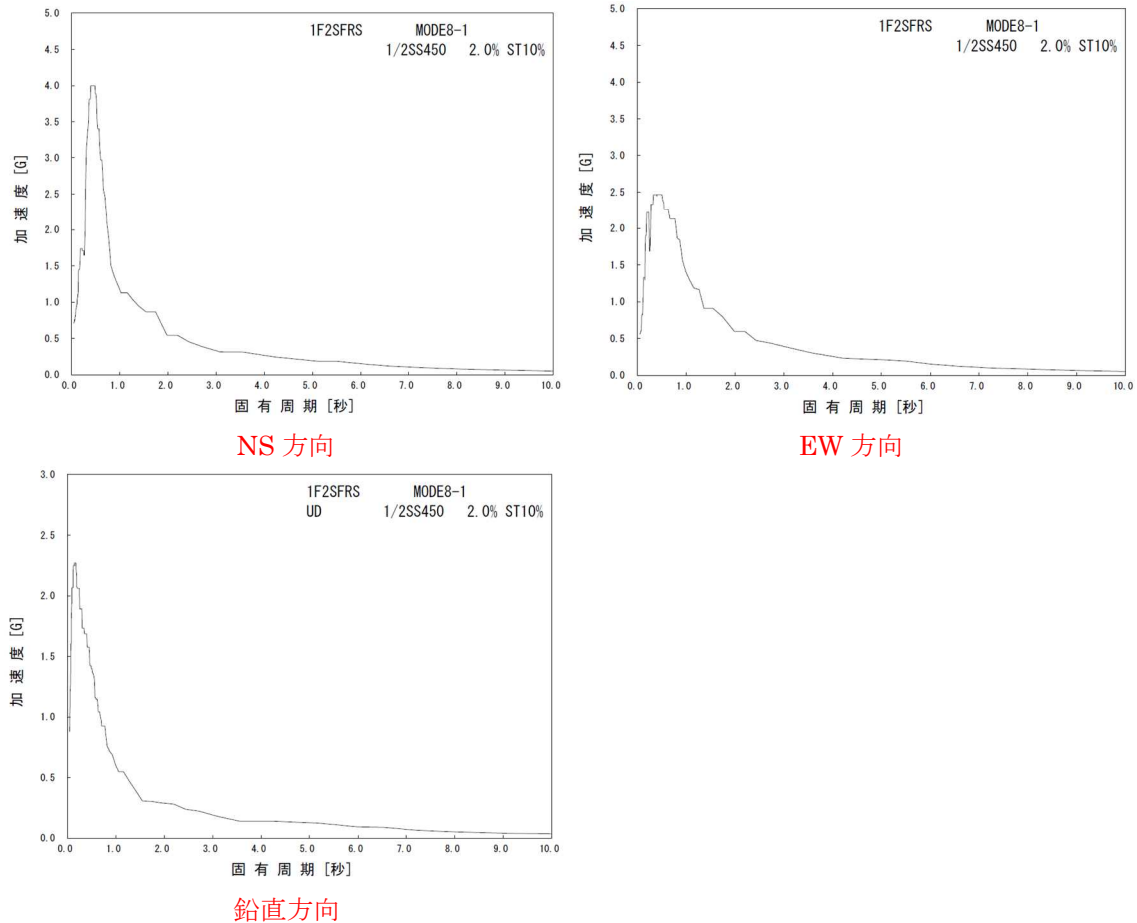


図 18 設計用床応答スペクトル(輸送容器固定状態)

3. 評価方法

3.1. 応力の評価方法

材料及び許容応力を表 15 に示す。

表 15 材料及び許容応力

部位	使用材料	応力の種類	許容応力 (MPa)
先端ジブ	SM490B	引張	343
		せん断	198
		曲げ	343
		組合せ	343
取付ボルト	S45C	引張	399
		せん断	230

4. 数値計算

4.1. ジブクレーンの輸送容器固定状態における各部の強度

4.1.1 先端ジブの強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t1} = P_{t1}/A_1 = 0(\text{MPa})$$

$$P_{t1} : \text{先端ジブに作用する軸方向引張力} \quad 6.661 \times 10^2(\text{N})$$

$$A_1 : \text{先端ジブの断面積} \quad 2.175 \times 10^4 (\text{mm}^2)$$

(2) せん断応力

$$\tau_1 = (P_{ty1} + P_{tz1})/A_1 + T_1/(2A_{i1} \cdot t_1) = 21(\text{MPa})$$

$$P_{ty1} : \text{先端ジブに作用する Y 軸方向せん断力} \quad 4.195 \times 10^4(\text{N})$$

$$P_{tz1} : \text{先端ジブに作用する Z 軸方向せん断力} \quad 1.939 \times 10^5(\text{N})$$

$$A_1 : \text{先端ジブの断面積} \quad 2.175 \times 10^4 (\text{mm}^2)$$

$$T_1 : \text{先端ジブに作用する捩じりモーメント} \quad 1.517 \times 10^7(\text{N} \cdot \text{mm})$$

$$A_{i1} : \text{先端ジブの内側境界断面} \quad 8.431 \times 10^4 (\text{mm}^2)$$

$$t_1 : \text{先端ジブの最小板厚} \quad 9 (\text{mm})$$

(3) 曲げ応力

$$\sigma_{b1} = M_{y1} \cdot H_{z1}/I_{yy1} + M_{z1} \cdot B_{y1}/I_{zz1} = 254(\text{MPa})$$

$$M_{y1} : \text{先端ジブに作用する Y 軸まわりのモーメント} \quad 8.245 \times 10^8(\text{N} \cdot \text{mm})$$

$$M_{z1} : \text{先端ジブに作用する Z 軸まわりのモーメント} \quad 1.284 \times 10^7(\text{N} \cdot \text{mm})$$

$$H_{z1} : \text{先端ジブの評価断面中立軸から評価点までの Z 方向の長さ} \\ 247 (\text{mm})$$

$$B_{y1} : \text{先端ジブの評価断面中立軸から評価点までの Y 方向の長さ} \\ 191 (\text{mm})$$

$$I_{yy1} : \text{先端ジブにおける Y 軸まわりの断面二次モーメント} \\ 8.407 \times 10^8 (\text{mm}^4)$$

$$I_{zz1} : \text{先端ジブにおける Z 軸まわりの断面二次モーメント} \\ 2.182 \times 10^8 (\text{mm}^4)$$

(4) 組合せ応力

$$\sigma_{\sigma t1} = \sqrt{(\sigma_{t1} + \sigma_{b1})^2 + 3\tau_1^2} = 257(\text{MPa})$$

4.1.2 取付ボルトの強度検討

(1) 引張応力

$$\sigma_{t2} = P_{t2}/A_2 = 201(\text{MPa})$$

$$P_{t2} : \text{取付ボルトに作用する引張力} \quad 7.095 \times 10^4(\text{N})$$

$$A_2 : \text{取付ボルトの有効断面積} \quad 353(\text{mm}^2)$$

(2) せん断応力

$$\tau_2 = P_{\tau 2}/A_2 = 33(\text{MPa})$$

$$P_{\tau 2} : \text{取付ボルトに作用するせん断力} \quad 1.148 \times 10^4(\text{N})$$

$$A_2 : \text{取付ボルトの有効断面積} \quad 353(\text{mm}^2)$$

5. 結論

算出応力は, 表 16 に示す通り全て許容応力値以下であることを確認した。

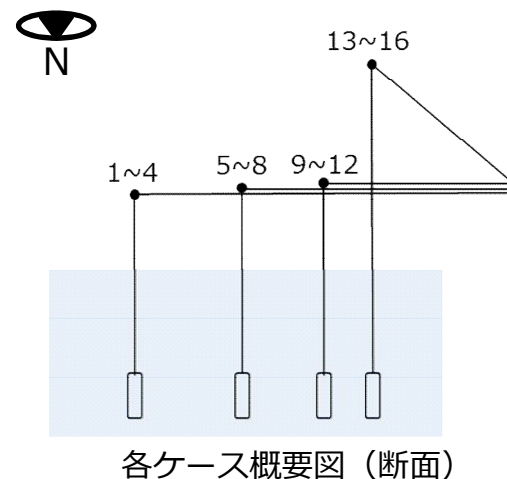
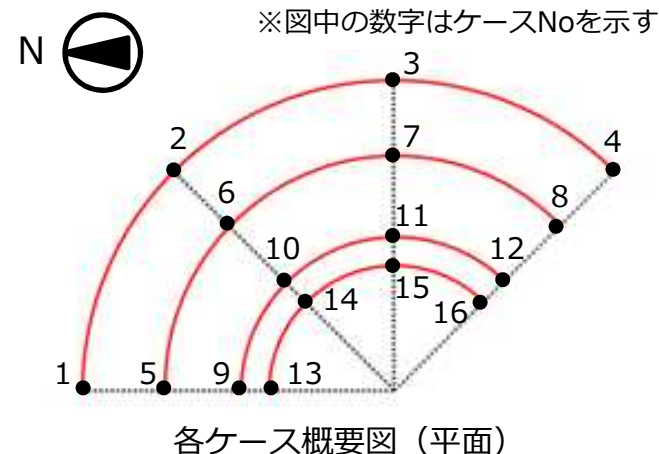
表 16 算出応力の評価

部位	使用材料	応力の種類	許容応力 (MPa)	算出応力 (MPa)
先端ジブ	SM490B	引張	343	0
		せん断	198	21
		曲げ	343	254
		組合せ	343	257
取付ボルト	S45C	引張	399	201
		せん断	230	33

- 燃料取扱機はブームの起伏角，旋回角，伸縮長さを変化させることで対象とする燃料に対して位置合わせを行う。
- 燃料取扱設備の耐震評価においては，下表の各姿勢ごとに応力評価を行い，許容応力以下であることを確認している。また実施計画に添付する計算書には，評価結果の内，最も厳しい裕度を持つケースを代表姿勢とし記載している。

燃料取扱機評価姿勢

ケースNo	ブーム長さ (m)	起伏角度	旋回角度
1	19.1	0	0
2	19.1	0	45
3	19.1	0	90
4	19.1	0	135
5	16.64	0	0
6	16.64	0	45
7	16.64	0	90
8	16.64	0	135
9	9.8	0	0
10	9.8	0	45
11	9.8	0	90
12	9.8	0	135
13	9.8	40	0
14	9.8	40	45
15	9.8	40	90
16	9.8	40	135



- 下表に各姿勢における算出応力結果を示す。

算出応力結果（単位：N/mm²）

ケース No	ブーム				ブーム根元支持ピン			回転輪軸受 取付ボルト (内側)		回転輪軸受 取付ボルト (外側)	
	引張	せん断	曲げ	組合せ	せん断	曲げ	組合せ	引張	せん断	引張	せん断
許容応力	686	396	686	686	460	1088	798	917	529	917	529
1	115	14	351	467	152	111	286	188	50	233	64
2	115	14	343	459	149	108	280	191	47	229	61
3	115	14	349	465	150	109	282	186	49	232	63
4	115	15	355	471	153	112	288	187	53	237	66
5	112	16	336	449	150	109	282	178	49	256	62
6	112	16	324	437	145	106	273	178	45	250	58
7	112	16	332	445	147	107	277	174	48	255	61
8	112	16	341	454	152	111	286	176	51	260	66
9	66	22	252	321	139	101	261	145	45	237	54
10	64	22	254	321	142	103	267	154	48	234	56
11	65	23	274	342	156	114	294	164	54	246	64
12	66	22	272	341	151	110	284	143	51	254	65
13	18	13	280	299	157	114	295	289	42	425	60
14	15	12	225	241	126	92	237	227	49	334	58
15	14	12	224	239	128	93	241	232	49	316	57
16	17	13	277	295	158	115	297	291	40	411	59

- 下表に各姿勢における算出応力の許容応力に対する裕度を示す。
- 裕度の内、最小値を含んでいるケース4（ブーム長さ：19.1m，起伏角度：0度，旋回角度：135度）を代表姿勢として計算書に記載している。

各評価姿勢での許容応力に対する裕度

ケース No	ブーム				ブーム根元支持ピン			旋回輪軸受 取付ボルト (内側)		旋回輪軸受 取付ボルト (外側)	
	引張	せん断	曲げ	組合せ	せん断	曲げ	組合せ	引張	せん断	引張	せん断
1	5.96	28.28	1.95	1.46	3.02	9.8	2.79	4.87	10.58	3.93	8.26
2	5.96	28.28	2	1.49	3.08	10.07	2.85	4.8	11.25	4	8.67
3	5.96	28.28	1.96	1.47	3.06	9.98	2.82	4.93	10.79	3.95	8.39
4	5.96	26.4	1.93	1.45	3	9.71	2.77	4.9	9.98	3.86	8.01
5	6.12	24.75	2.04	1.52	3.06	9.98	2.82	5.15	10.79	3.58	8.53
6	6.12	24.75	2.11	1.56	3.17	10.26	2.92	5.15	11.75	3.66	9.12
7	6.12	24.75	2.06	1.54	3.12	10.16	2.88	5.27	11.02	3.59	8.67
8	6.12	24.75	2.01	1.51	3.02	9.8	2.79	5.21	10.37	3.52	8.01
9	10.39	18	2.72	2.13	3.3	10.77	3.05	6.32	11.75	3.86	9.79
10	10.71	18	2.7	2.13	3.23	10.56	2.98	5.95	11.02	3.91	9.44
11	10.55	17.21	2.5	2	2.94	9.54	2.71	5.59	9.79	3.72	8.26
12	10.39	18	2.52	2.01	3.04	9.89	2.8	6.41	10.37	3.61	8.13
13	38.11	30.46	2.45	2.29	2.92	9.54	2.7	3.17	12.59	2.15	8.81
14	45.73	33	3.04	2.84	3.65	11.82	3.36	4.03	10.79	2.74	9.12
15	49	33	3.06	2.87	3.59	11.69	3.31	3.95	10.79	2.9	9.28
16	40.35	30.46	2.47	2.32	2.91	9.46	2.68	3.15	13.22	2.23	8.96

燃料取扱設備の耐震性についての計算書 補足説明資料

TEPCO

-
1. 耐震評価に適用する減衰定数について P3 ~ 18
 2. 燃料取扱設備に使用する材料について P19 ~ 20
 3. 計算書に採用する代表姿勢の根拠について P21 ~ 24

1. 耐震評価に適用する減衰定数について

■ 目的

燃料取扱設備を構成する燃料取扱機，クレーンは多層に重なり合ったブームが伸縮する構造を有しており，その減衰定数を把握するため，同型式の移動式クレーンを用いた試験を実施した。

なお，ジブクレーン，キャスク仮置き架台については燃料取扱機やクレーンと異なり多層に重なりあったブーム構造を有さないため，JEAG4601-1991に規定される「ボルト及びリベット構造物（型鋼等を用いた支持構造物）」に該当するため，上下方向／水平方向ともに減衰定数2%を適用する。

■ 実施内容

- 振動特性試験（燃料取扱機及びクレーンについて実施）
移動式クレーン自体の運転操作の範囲内で加振した。
- 加振試験（燃料取扱機について実施）
移動式クレーンの旋回体部を加振台に設置し加振した。

■ 水平方向

ブームの旋回動作から急停止させることで、ブームを水平方向に加振した。

■ 鉛直方向

クレーンワイヤ先端と吊荷間に吊荷重量以下の荷重で切断する切断ピンを設置し、クレーン巻上げにより切断ピンを切断することで、ブームを鉛直方向に加振した。

- ① 燃料取扱機 起伏角度0°／ブーム長さ9.8m
- ② 燃料取扱機 起伏角度0°／ブーム長さ19.1m
- ③ クレーン 起伏角度24°／作業半径12.6m



①燃料取扱機 (起伏角度0°／ブーム長さ9.8m)



③クレーン (起伏角度24°／作業半径12.6m)



②燃料取扱機 (起伏角度0°／ブーム長さ19.1m)

■ 加速度計測点

ブーム先端に加速度計を設置した。



加速度計測点

■ 減衰定数算定方法

自由振動波形は指数関数的に減衰することから，加速度計測点にて得られた自由振動波形から減衰定数を算定した。

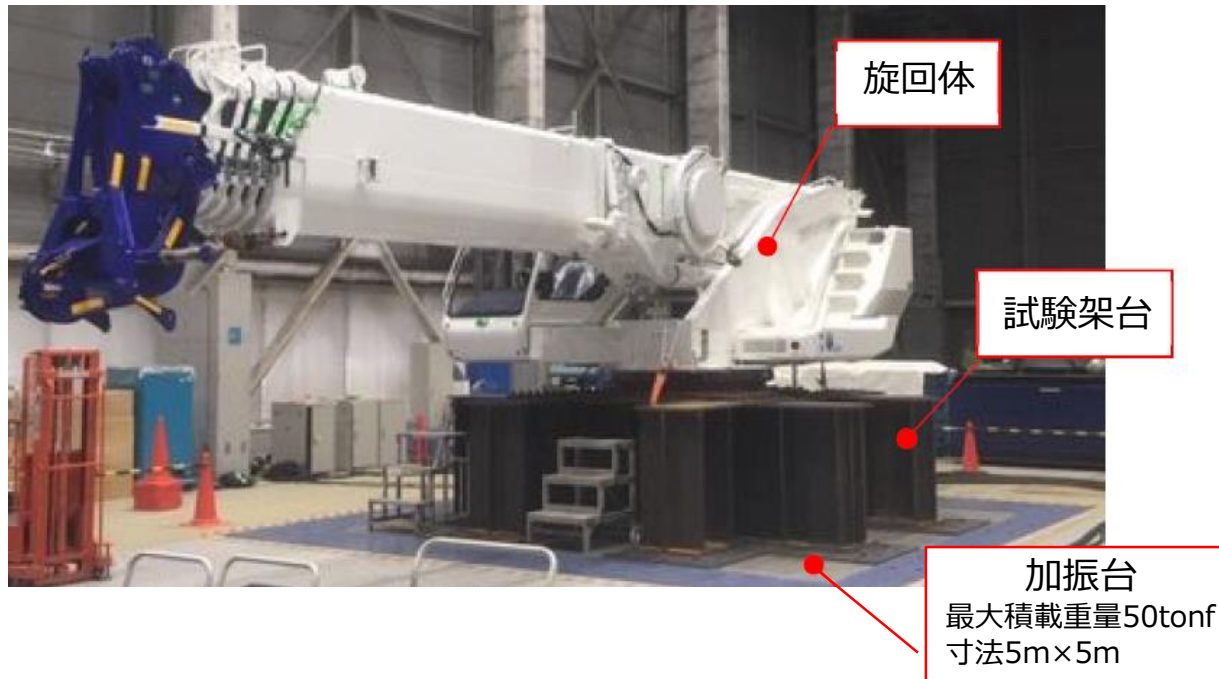
■ 試験方法

- 燃料取扱機の旋回体部を試験架台を介して加振台に設置した。
- 水平方向または鉛直方向に加振した。

■ 試験姿勢

	起伏角度	ブーム長さ
ブーム長さの影響確認	0°	9.8m
		11.9m
		14m

	起伏角度	ブーム長さ
起伏角度の影響確認	0°	9.8m
	19°	
	40°	



■ 加速度計測点

加速度計測点
(ブーム先端)



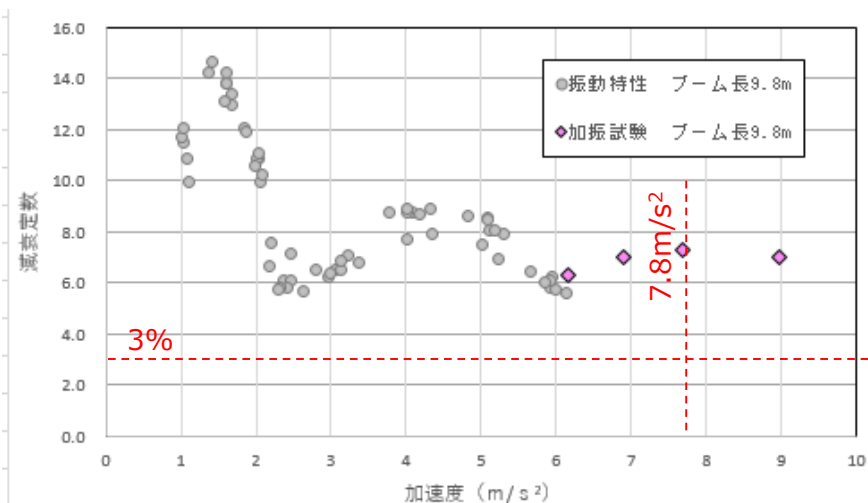
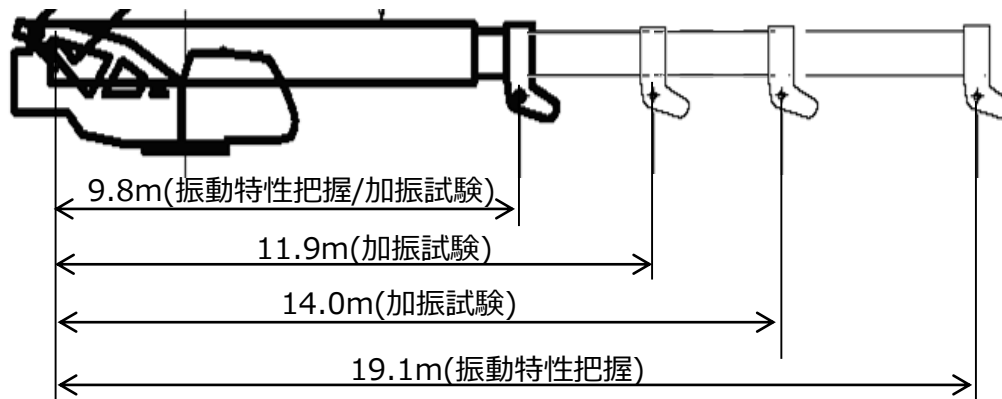
加速度計測点
(加振台上面)

■ 減衰定数算定方法

ブーム先端と加振台上面の加速度計測結果から伝達関数を求め、ハーフパワー法により減衰定数を求めた。

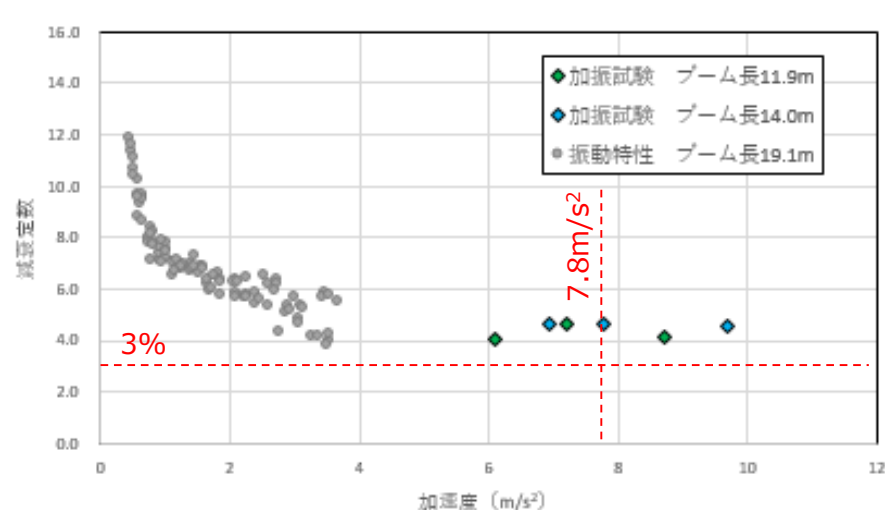
- ブーム長さ9.8mとそれ以外のブーム長さを比較すると減衰定数の低下が見られたが、ブームを伸ばした状態では水平方向の減衰定数は安定することを確認した。
- 水平方向の減衰定数は加速度増加に伴い安定することを確認した。

試験姿勢



ブーム長さ9.8m, 起伏角度0°

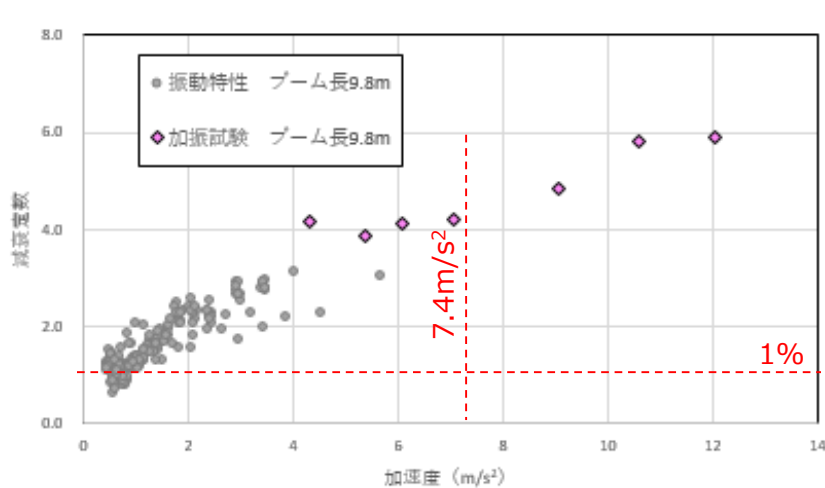
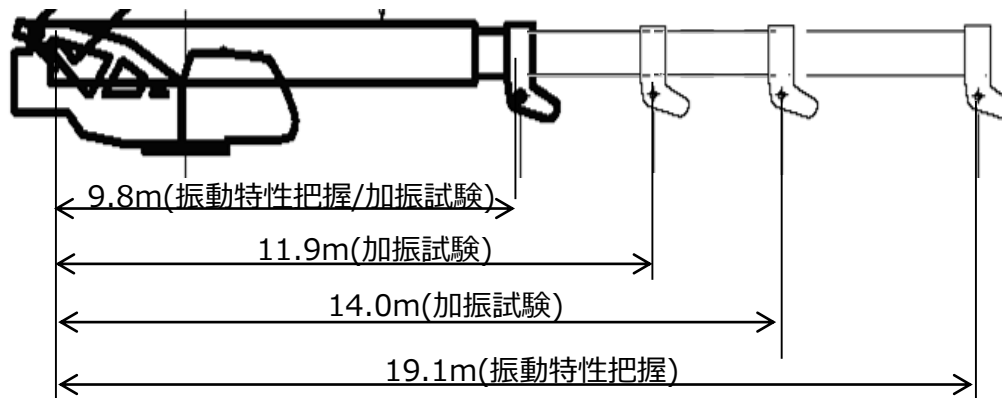
減衰定数 (水平方向)



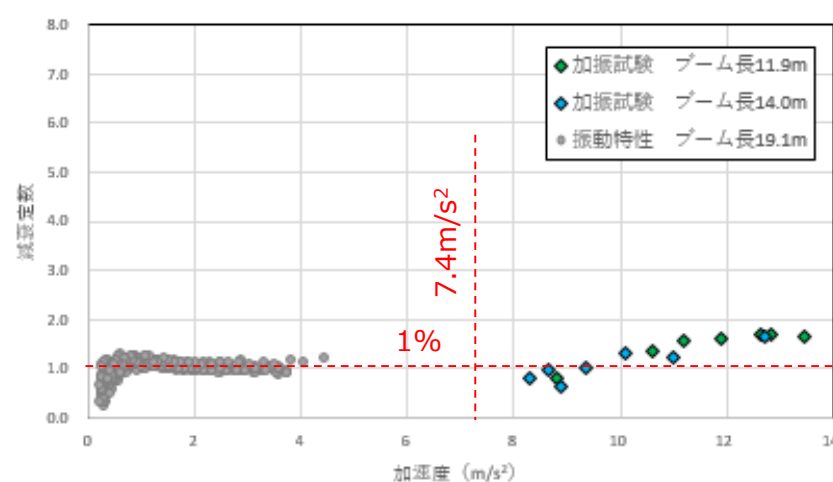
ブーム長さ11.9m/14m/19.1m, 起伏角度0°

- ブーム長さ9.8mとそれ以外のブーム長さを比較すると減衰定数の低下が見られたが、ブームを伸ばした状態では上下方向の減衰定数は安定することを確認した。
- 上下方向の減衰定数は加速度増加に伴い安定することを確認した。

試験姿勢



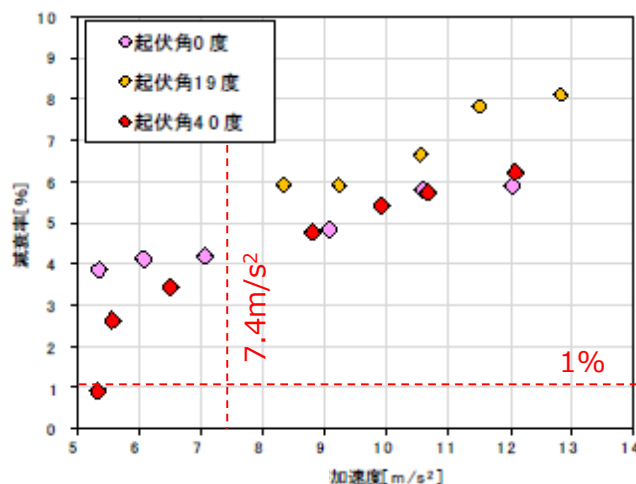
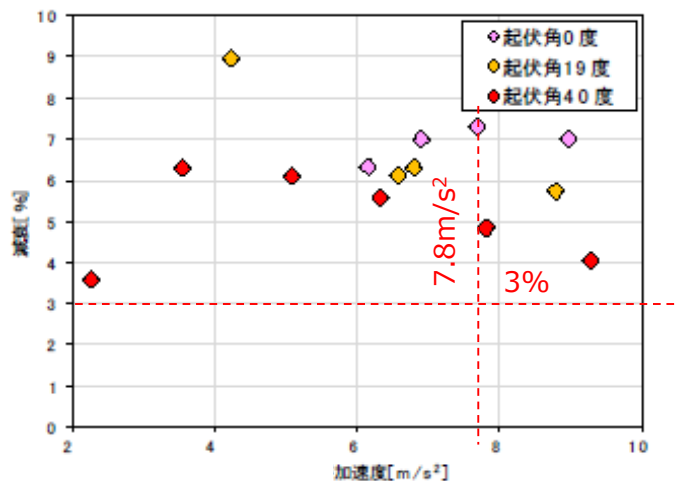
ブーム長さ9.8m, 起伏角度0°



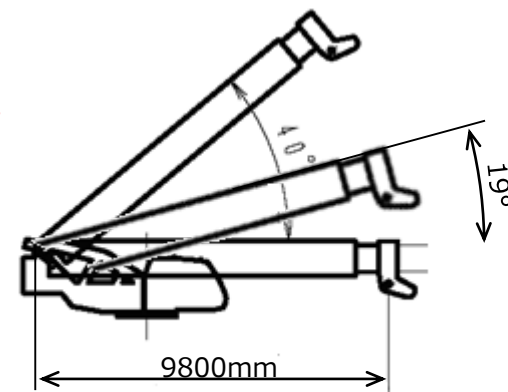
ブーム長さ11.9m/14m/19.1m, 起伏角度0°

減衰定数 (上下方向)

- 加振試験の結果より水平方向／上下方向ともに起伏角度の変化による減衰定数への影響は小さいことを確認した。
- 上下方向については，起伏角度に関わらず最大応答加速度の増加に伴い減衰定数が大きくなる傾向を確認した。



減衰定数
(左：水平方向、右：上下方向)



試験姿勢

■ 吊荷の影響

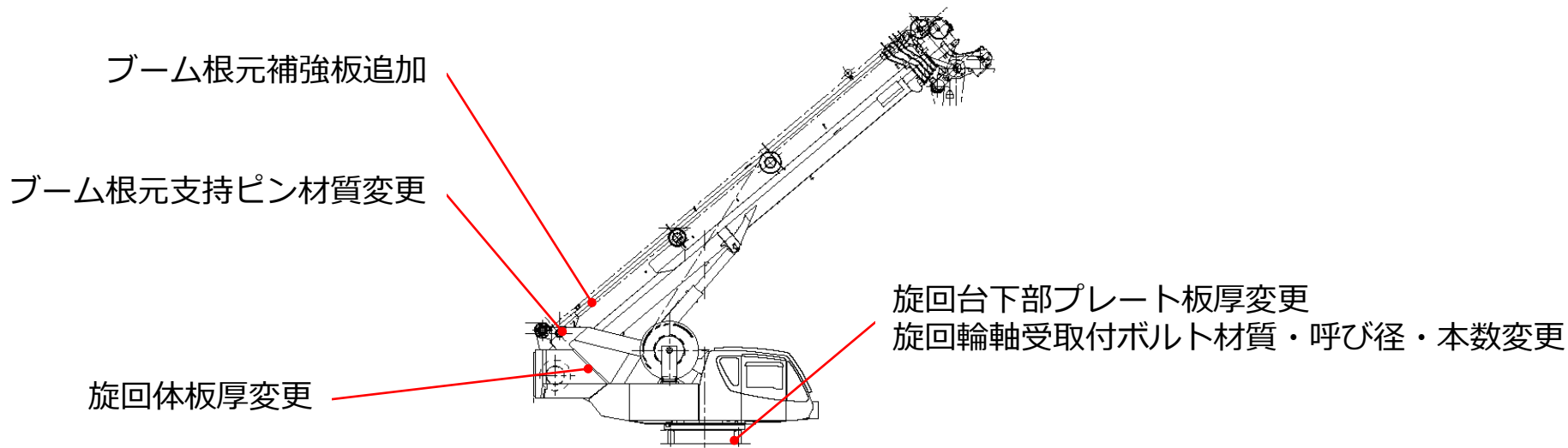
振動特性試験，加振試験は吊荷なしの状態を実施した。

ブーム重量約10 t に対して，吊荷(燃料集合体重量)は460kgのため，減衰定数に対する影響は小さいと考える。

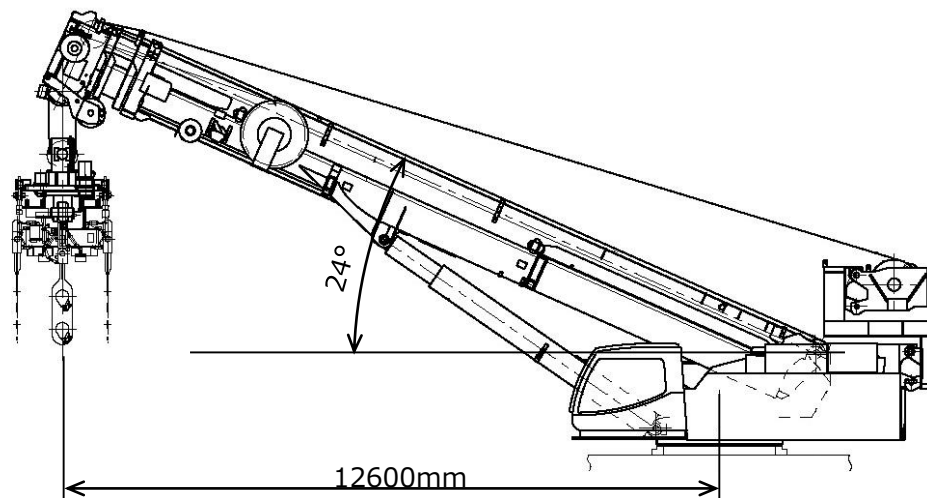
■ 改造の影響

振動特性試験，加振試験は同型式の移動式クレーンを用いた。

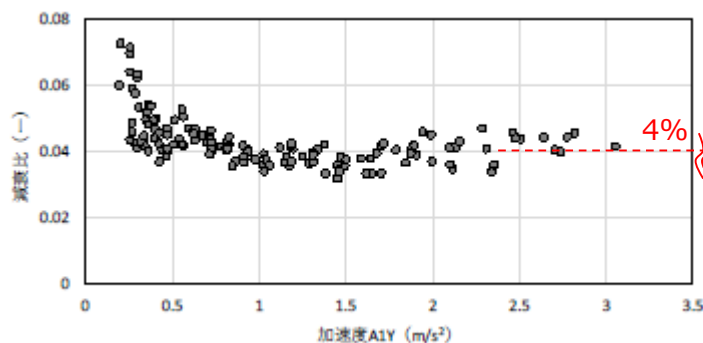
燃料取扱機では移動式クレーンに対して以下の耐震補強改造を実施するが，構成部品間の取り付け寸法は変更しないため，減衰定数に対する影響は小さいと考える。



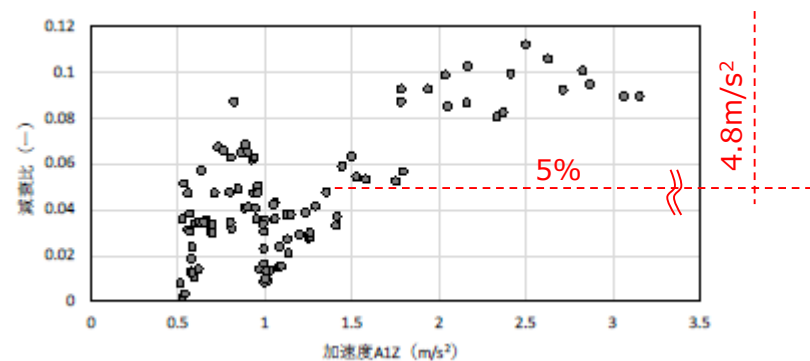
- 水平方向の減衰定数は加速度の増加に伴い安定する傾向を確認した。
- 上下方向の減衰定数は加速度の増加に伴い上昇後、安定する傾向を確認した。



試験姿勢



減衰定数



(左：水平方向、右：上下方向)

■ 吊荷の影響

振動特性試験は吊荷なしの状態を実施した。

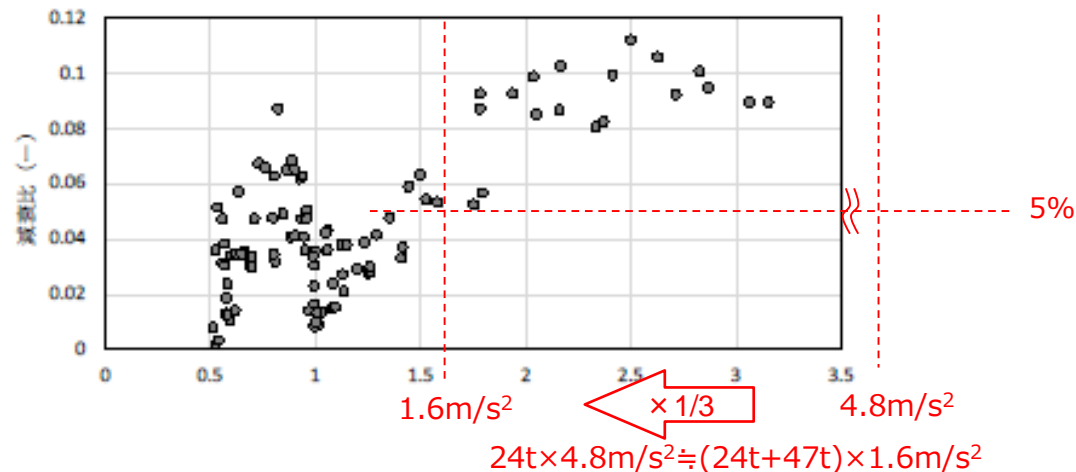
ブーム重量約24tに対して吊荷が47tとなるため、影響を考慮する。

➤ 水平方向

加速度の小さい領域から安定しているため、4%を適用する。

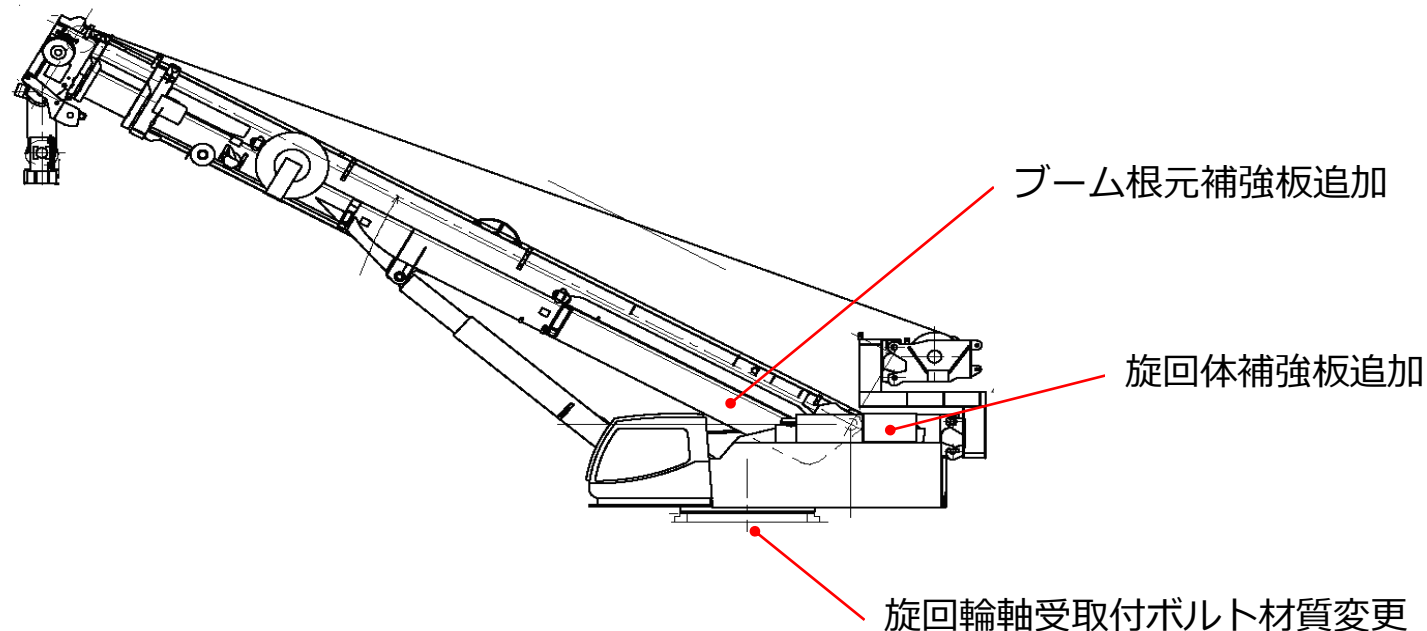
➤ 鉛直方向

鉛直方向については加速度の増加に伴い減衰定数が増加する傾向が確認されており、耐震評価で考慮する設計震度 4.8m/s^2 は8%以上の減衰定数が確認されている領域となる。一方、振動特性把握試験時はブーム自重(24t)のみが負荷された吊荷なしの状態であり、耐震評価の吊荷あり(定格容量47t)の状態と比較すると鉛直方向の重量に約3倍の差異がある。設計震度と重量の積により求まるクレーンに負荷される地震力が同程度となる加速度を算出した結果、 1.6m/s^2 となったため、減衰定数5%を適用する。

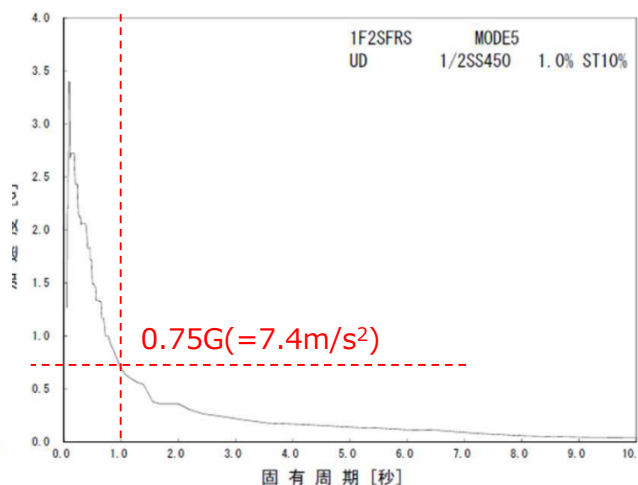
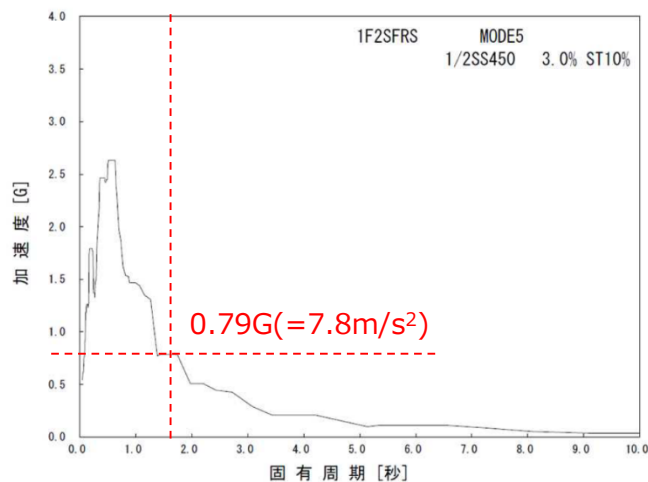


■ 改造の影響

振動特性試験は同型式の移動式クレーンを用いた。クレーンでは移動式クレーンに対して以下の耐震補強改造を実施するが、構成部品間の取り付け寸法は変更しないため、減衰定数に対する影響は小さいと考えられる。



- 燃料取扱機の各姿勢で確認された減衰定数から水平3%，鉛直1%を適用する。
- 床応答スペクトルから燃料取扱機の固有周期における設計震度を求め、各試験結果において当設計震度近傍の減衰定数が設定値を下回らないことを確認した。

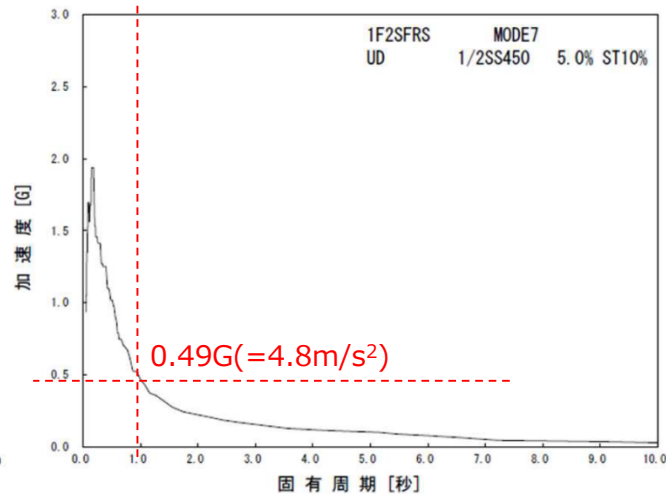
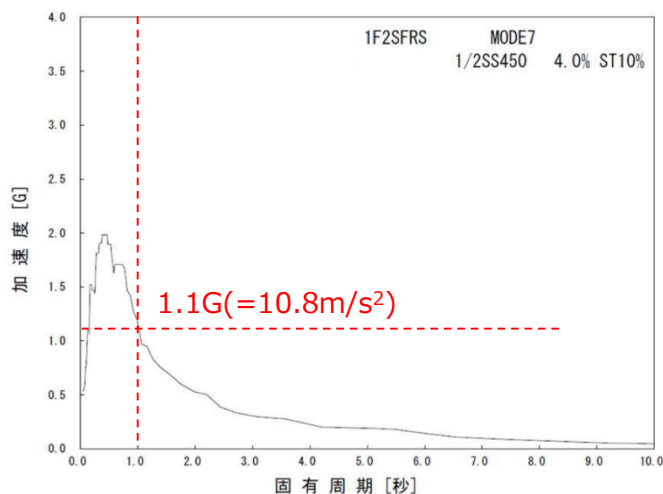


燃料取扱機の固有周期

	固有周期 (s)	設計震度 (m/s ²)
水平1次	1.6	7.8 (0.79G)
上下1次	1.0	7.4 (0.75G)

床応答スペクトル (左：水平方向, 右：鉛直方向)

- クレーンで確認された減衰定数から水平4%, 鉛直5%を適用する。
- 床応答スペクトルからクレーンの固有周期における設計震度を求め、吊荷重量を考慮し換算したものに対して当設計震度近傍の減衰定数が設定値を下回らないよう減衰定数を設定する。



クレーンの固有周期

	固有周期 (s)	設計震度 (m/s ²)
水平1次	1.0	10.8 (1.1G)
上下1次	1.0	4.8 (0.49G)

床応答スペクトル(左：水平方向, 右：鉛直方向)

2. 燃料取扱設備に使用する材料について

- 下表に燃料取扱設備の内、各機器に使用する材料及び適用規格を示す。なお、規格材でないものに関してはメーカー名称を示す。

燃料取扱機

部位	使用材料	適用規格 (メーカー名称)
ブーム	WEL-TEN980RE /WEL-TEN980E	— (日本製鉄株式会社)
ブーム根元支持ピン	SNB23-1	JIS G 4108
旋回輪軸受取付ボルト	SUS630	JIS G 4303

クレーン

ブーム	WELDOX1100E (Strenx1100E)	— (SSAB 社)
ブーム根元支持ピン	42CrMoS4	DIN-EN 10083-3
旋回輪軸受取付ボルト	SUS630	JIS G 4303

走行台車

構造物フレーム	SM490B	JIS G 3106
アウトリガーピン	SNB23-1	JIS G 4108
転倒防止ラグ	SM490B	JIS G 3106

キャスク固定治具

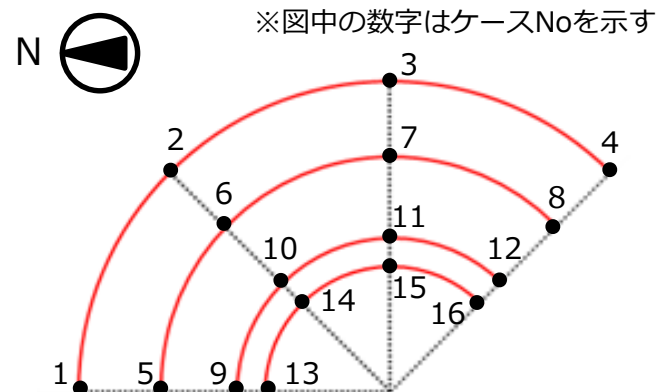
構造物フレーム	SM490B	JIS G 3106
キャスク仮置台取付ボルト	SNB23-1	JIS G 4108

3. 計算書に採用する代表姿勢の根拠について

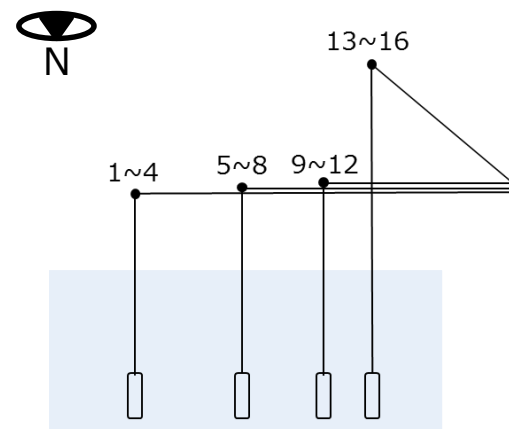
- 燃料取扱機はブームの起伏角，旋回角，伸縮長さを変化させることで対象とする燃料に対して位置合わせを行う。
- 燃料取扱設備の耐震評価においては，下表の各姿勢ごとに応力評価を行い，許容応力以下であることを確認している。また実施計画に添付する計算書には，評価結果の内，最も厳しい裕度を持つケースを代表姿勢とし記載している。

燃料取扱機評価姿勢

ケースNo	ブーム長さ (m)	起伏角度	旋回角度
1	19.1	0	0
2	19.1	0	45
3	19.1	0	90
4	19.1	0	135
5	16.64	0	0
6	16.64	0	45
7	16.64	0	90
8	16.64	0	135
9	9.8	0	0
10	9.8	0	45
11	9.8	0	90
12	9.8	0	135
13	9.8	40	0
14	9.8	40	45
15	9.8	40	90
16	9.8	40	135



各ケース概要図（平面）



各ケース概要図（断面）

■ 下表に各姿勢における算出応力結果を示す。

算出応力結果（単位：N/mm²）

ケース No	ブーム				ブーム根元支持ピン			旋回輪軸受 取付ボルト (内側)		旋回輪軸受 取付ボルト (外側)	
	引張	せん断	曲げ	組合せ	せん断	曲げ	組合せ	引張	せん断	引張	せん断
許容応力	686	396	686	686	460	1088	798	917	529	917	529
1	115	14	351	467	152	111	286	188	50	233	64
2	115	14	343	459	149	108	280	191	47	229	61
3	115	14	349	465	150	109	282	186	49	232	63
4	115	15	355	471	153	112	288	187	53	237	66
5	112	16	336	449	150	109	282	178	49	256	62
6	112	16	324	437	145	106	273	178	45	250	58
7	112	16	332	445	147	107	277	174	48	255	61
8	112	16	341	454	152	111	286	176	51	260	66
9	66	22	252	321	139	101	261	145	45	237	54
10	64	22	254	321	142	103	267	154	48	234	56
11	65	23	274	342	156	114	294	164	54	246	64
12	66	22	272	341	151	110	284	143	51	254	65
13	18	13	280	299	157	114	295	289	42	425	60
14	15	12	225	241	126	92	237	227	49	334	58
15	14	12	224	239	128	93	241	232	49	316	57
16	17	13	277	295	158	115	297	291	40	411	59

- 下表に各姿勢における算出応力の許容応力に対する裕度を示す。
- 裕度の内、最小値を含んでいるケース4（ブーム長さ：19.1m，起伏角度：0度，旋回角度：135度）を代表姿勢として計算書に記載している。

各評価姿勢での許容応力に対する裕度

ケース No	ブーム				ブーム根元支持ピン			旋回輪軸受 取付ボルト (内側)		旋回輪軸受 取付ボルト (外側)	
	引張	せん断	曲げ	組合せ	せん断	曲げ	組合せ	引張	せん断	引張	せん断
1	5.96	28.28	1.95	1.46	3.02	9.8	2.79	4.87	10.58	3.93	8.26
2	5.96	28.28	2	1.49	3.08	10.07	2.85	4.8	11.25	4	8.67
3	5.96	28.28	1.96	1.47	3.06	9.98	2.82	4.93	10.79	3.95	8.39
4	5.96	26.4	1.93	1.45	3	9.71	2.77	4.9	9.98	3.86	8.01
5	6.12	24.75	2.04	1.52	3.06	9.98	2.82	5.15	10.79	3.58	8.53
6	6.12	24.75	2.11	1.56	3.17	10.26	2.92	5.15	11.75	3.66	9.12
7	6.12	24.75	2.06	1.54	3.12	10.16	2.88	5.27	11.02	3.59	8.67
8	6.12	24.75	2.01	1.51	3.02	9.8	2.79	5.21	10.37	3.52	8.01
9	10.39	18	2.72	2.13	3.3	10.77	3.05	6.32	11.75	3.86	9.79
10	10.71	18	2.7	2.13	3.23	10.56	2.98	5.95	11.02	3.91	9.44
11	10.55	17.21	2.5	2	2.94	9.54	2.71	5.59	9.79	3.72	8.26
12	10.39	18	2.52	2.01	3.04	9.89	2.8	6.41	10.37	3.61	8.13
13	38.11	30.46	2.45	2.29	2.92	9.54	2.7	3.17	12.59	2.15	8.81
14	45.73	33	3.04	2.84	3.65	11.82	3.36	4.03	10.79	2.74	9.12
15	49	33	3.06	2.87	3.59	11.69	3.31	3.95	10.79	2.9	9.28
16	40.35	30.46	2.47	2.32	2.91	9.46	2.68	3.15	13.22	2.23	8.96