

本資料のうち、枠囲みの内容は、
営業秘密又は防護上の観点から
公開できません。

東海第二発電所 工事計画審査資料	
資料番号	補足-440-1 改1
提出年月日	平成30年5月23日

工事計画に係る補足説明資料

補足-440-1 【竜巻への配慮が必要な施設の強度に関する説明書 の全般の補足説明】

平成30年5月

日本原子力発電株式会社

補足説明資料目次

I. はじめに

1. 強度計算の方針に関する補足資料

- 1.1 風力係数について
- 1.2 強度計算時の施設の代表性について

2. 竜巻より防護すべき施設を内包する施設の強度計算に関する補足資料

- 2.1 鉄筋コンクリート部材の裏面剥離評価方法について
- 2.2 原子炉建屋大物搬入口扉の貫通評価について
- 2.3 ブローアウトパネル開口部から侵入する風に対する対応方針について
- 2.4 使用済燃料乾式貯蔵建屋の使用済燃料乾式貯蔵容器冷却性能について

3. 海水ストレーナの強度計算に関する補足資料

- 3.1 海水ストレーナの評価対象部位について

4. 屋外の重大事故等対処設備の固縛装置の強度計算に関する補足資料

- 4.1 固縛装置の設計における保守性について

: 今回ご説明分

I. はじめに

1. 概要

本補足説明資料は、以下の説明書についての内容を補足するものである。
本補足説明資料と添付書類との関連を表-1に示す。

- ・ V-3-別添 1 竜巻への配慮が必要な施設の強度に関する説明書

表-1 補足説明資料と添付資料との関連 (1/2)

工事計画添付書類に係わる補足説明資料 (竜巻)	該当添付資料
<p>1. 強度計算の方針に関する補足資料</p> <p>1.1 風力係数について</p>	<p>V-3-別添 1-1-2 「残留熱除去系海水系ポンプの強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-3 「残留熱除去系海水系ストレーナの強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-4 「排気筒の強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-5 「換気空調設備の強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-6 「ディーゼル発電機海水ポンプの強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-7 「ディーゼル発電機海水ストレーナの強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-8 「ディーゼル発電機吸気口の強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-9 「配管および弁の強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-10-2 「消音器の強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-10-3 「排気管、放出管およびベント管の強度計算書」</p>
<p>1.2 強度計算時の施設の代表性について</p>	<p>V-3-別添 1-1-2 「残留熱除去系海水系ポンプの強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-3 「残留熱除去系海水系ストレーナの強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-5 「換気空調設備の強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-6 「ディーゼル発電機用海水ポンプの強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-7 「ディーゼル発電機用海水ストレーナの強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-8 「ディーゼル発電機吸気口の強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-9 「配管および弁の強度計算書」</p> <p>V-3-別添 1-1-10-3 「排気管、放出管およびベント管の強度計算書」</p>

表-1 補足説明資料と添付資料との関連 (2/2)

工事計画添付書類に係わる補足説明資料 (竜巻)	該当添付資料
2. 竜巻より防護すべき施設を内包する施設の強度計算に関する補足資料	
2.1 鉄筋コンクリート部材の裏面剥離評価方法について	V-3-別添 1-1-1 「竜巻より防護すべき施設を内包する施設の強度計算書」
2.2 原子炉建屋大物搬入口扉の貫通評価について	
2.3 ブローアウトパネル開口部から侵入する風に対する対応方針について	
2.4 使用済燃料乾式貯蔵建屋の使用済燃料乾式貯蔵容器冷却性能について	
3. 海水ストレーナの強度計算に関する補足資料	
3.1 海水ストレーナの評価対象部位について	V-3-別添 1-1-3 「残留熱除去系海水系ストレーナの強度計算書」 V-3-別添 1-1-7 「ディーゼル発電機海水ストレーナの強度計算書」
4. 屋外の重大事故等対処設備の固縛装置の強度計算に関する補足資料	
4.1 固縛装置の設計における保守性について	V-3-別添 1-3 「屋外重大事故等対処設備の固縛装置の強度計算の方針」

1. 強度計算の方針に関する補足資料

1.1 風力係数について

1. 概要

本資料は、V-3-別添1「竜巻への配慮が必要な施設の強度に関する説明書」のV-3-別添1-1-2「残留熱除去系海水系ポンプの強度計算書」、V-3-別添1-1-3「残留熱除去系海水系ストレーナの強度計算書」、V-3-別添1-1-4「排気筒の強度計算書」、V-3-別添1-1-5「換気空調設備の強度計算書」、V-3-別添1-1-6「ディーゼル発電機海水ポンプの強度計算書」V-3-別添1-1-7「ディーゼル発電機海水ストレーナの強度計算書」、V-3-別添1-1-8「ディーゼル発電機吸気口の強度計算書」、V-3-別添1-1-9「配管および弁の強度計算書」、V-3-別添1-1-10-2「消音器の強度計算書」、V-3-別添1-1-10-3「排気管、放出管およびベント管の強度計算書」にて用いられる風力係数Cについて、選定根拠を示すものである。

2. 風力係数の選定根拠

風力係数の選定は、評価対象部位の形状から、「建築物荷重指針・同解説（2004）」（日本建築学会）の値を準用する。

表2-1 部材の風力係数*

①		②									
C_X	$\theta(^{\circ})$	C_X	C_Y	$\theta(^{\circ})$	C_X	C_Y	$\theta(^{\circ})$	C_X	C_Y		
1.2	0	2.1	0	0	2.4	0	0	2.1	0		
	45	1.6	1.6	45	1.6	0.7	30	2.1	-0.2		
				90	0	0.8	60	0.7	1.1		
$\theta(^{\circ})$	C_X	C_Y	$\theta(^{\circ})$	C_X	C_Y	$\theta(^{\circ})$	C_X	C_Y	$\theta(^{\circ})$	C_X	C_Y
0	1.2	0	0	1.1	0	0	2.0	0	0	1.9	2.2
45	0.8	0.8	45	0.8	0.7	45	1.8	0.1	45	2.3	2.3
90	0.6	0.5	90	0.9	0.5	90	0	0.1	90	2.2	1.9
135	-1.7	0.6	135	-2.3	0.6				135	-1.9	-0.6
180	-2.3	0	180	-2.5	0				180	-2.0	0.3
									225	-1.4	-1.4

注記 *：「建築物荷重指針・同解説（2004）」より抜粋

ただし、V-3-別添1-1-4「排気筒の強度計算書」において、排気筒はラチス構造物となるため、平成12年5月31日建設省告示第1454号より、以下の値を準用する。

表2-2 ラチス構造の風力係数*

図5 ラチス構造物(表7を用いるものとする。)

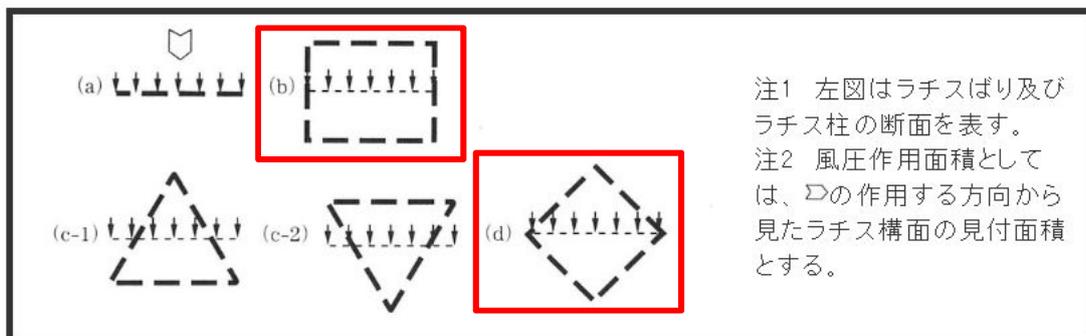


表7 ラチス構造物のCf

種類	φ	(1)	(2)	(3)
		0.1以下	0.1を超え0.6未満	0.6
鋼管	(a)	1.4kz		1.4kz
	(b)	2.2kz		1.5kz
	(c-1、2)	1.8kz		1.4kz
	(d)	1.7kz	(1)と(3)とに掲げる数値を直線的に補間した数値	1.3kz
形鋼	(a)	2.0kz	(1)と(3)とに掲げる数値を直線的に補間した数値	1.6kz
	(b)	3.6kz		2.0kz
	(c-1、2)	3.2kz		1.8kz
	(d)	2.8kz		1.7kz

注記 * : 「平成12年5月31日建設省告示第1454号」より抜粋

φ : 充足率 (風を受ける部分の最外縁に囲まれる面積に対する見付面積の割合)
kz : 1.0 とする。

(1) 残留熱除去系海水系ポンプ

a. ポンプ部

- ・原動機取付ボルト (C=1.2)
- ・原動機台取付ボルト (C=1.2)
- ・据付面基礎ボルト (C=1.2)

円形断面を有する部材より, Cを選定。(表2-1①)

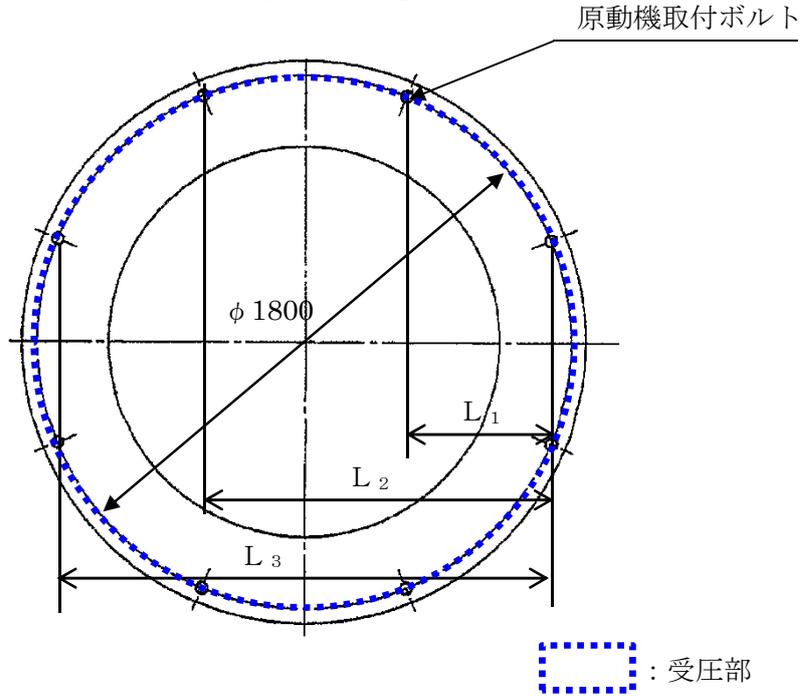


図 2-1 原動機取付ボルト受圧部

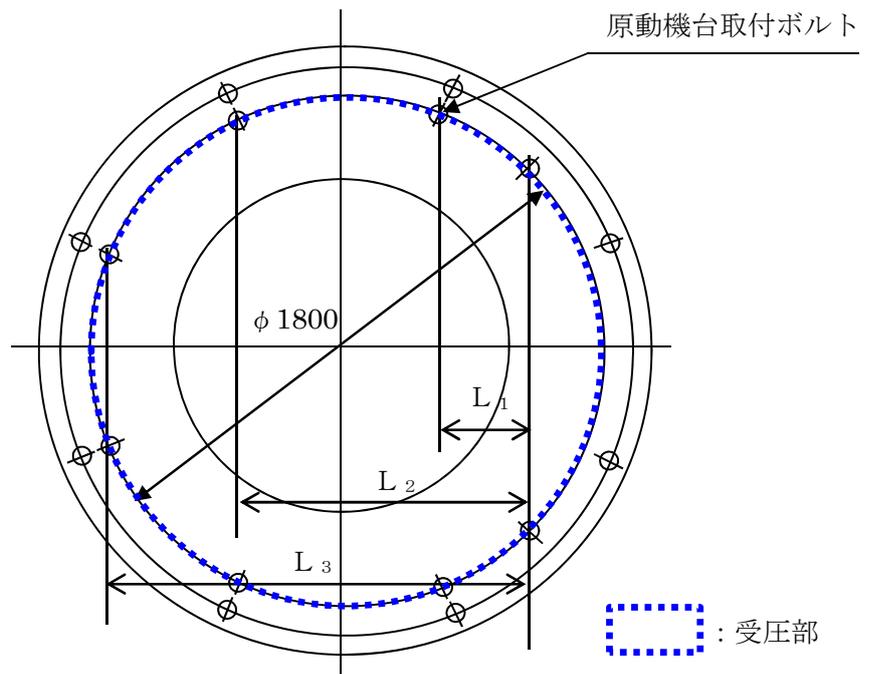


図 2-2 原動機台取付ボルト受圧部
1-1-4

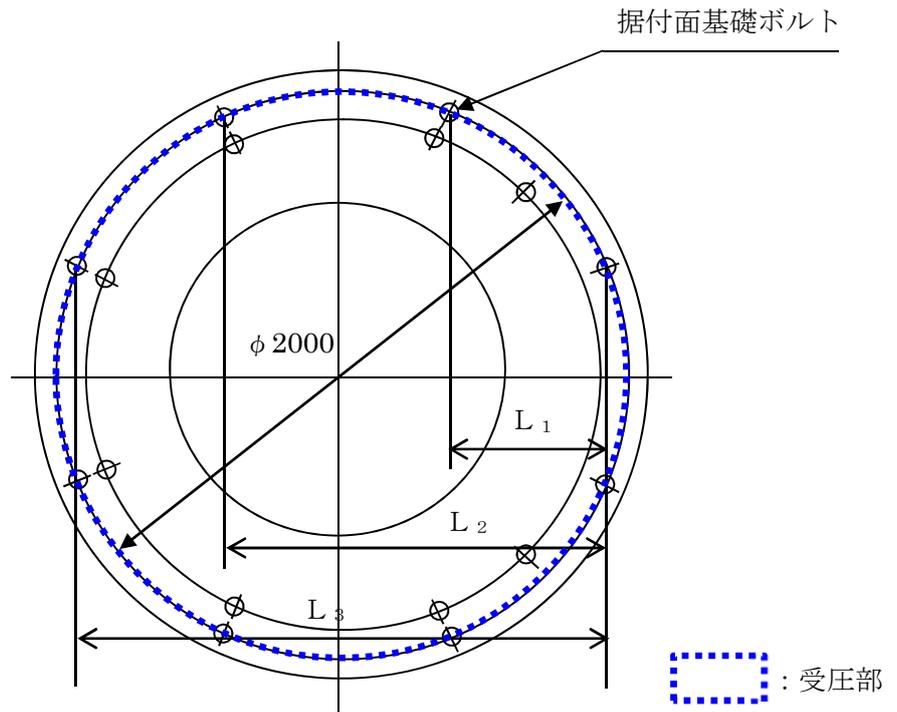


図 2-3 据付面基礎ボルト受圧部

b. 原動機部

- ・原動機フレーム (C=1.2)

円形断面を有する部材よりCを選定。(表2-1①)

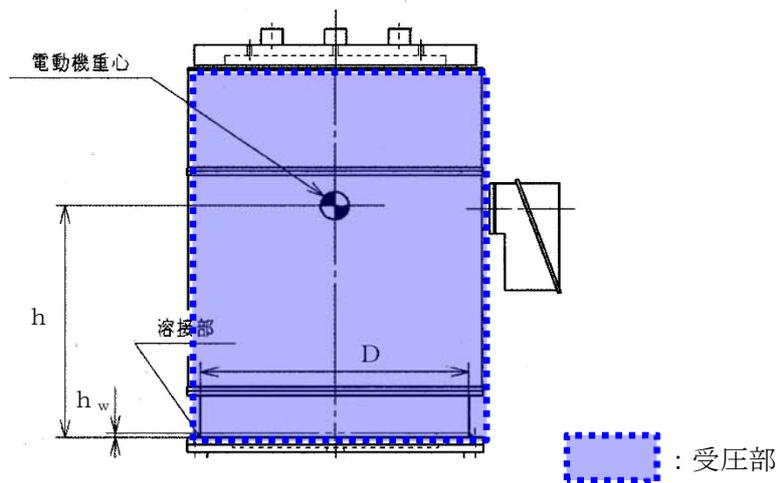


図 2-4 原動機フレーム受圧部

- 一次側端子箱取付ボルト (C=2.4)
四角形断面 (長方形) を有する部材よりCを選定。(表2-1②)

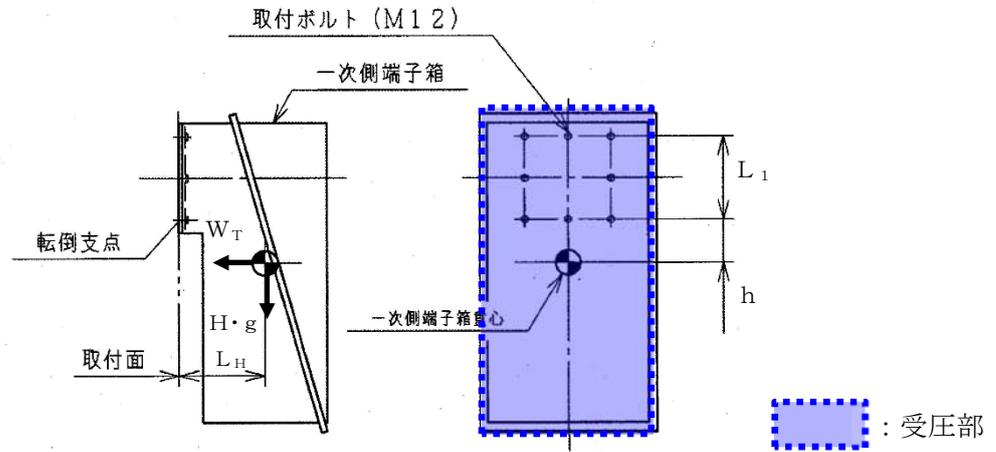


図2-5 端子箱受圧部

- 上部軸受ブラケット取付ボルト (C=1.2)
- 上部軸受タンクカバー取付ボルト (C=1.2)
- 円形断面を有する部材よりCを選定。(表2-1①)

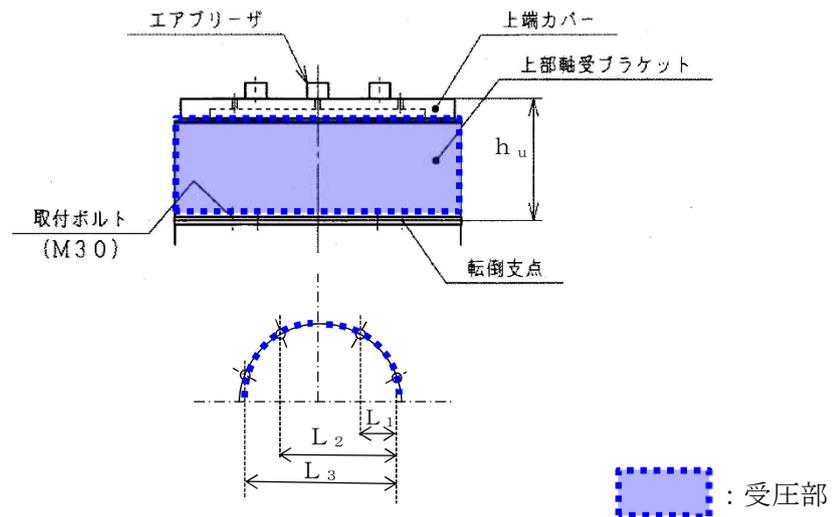


図2-6 上部軸受ブラケット受圧部

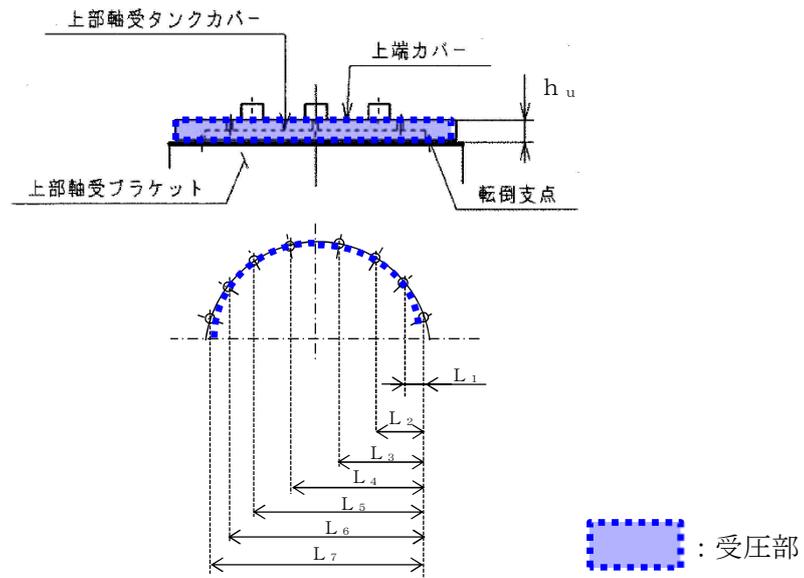


図2-7 上部軸受タンクカバー受圧部

(2) 残留熱除去系海水系ストレーナ

- ・ 残留熱除去系海水系ストレーナ基礎ボルト (C=2.4)

四角形断面 (長方形) を有する部材よりCを選定。(表2-1②)

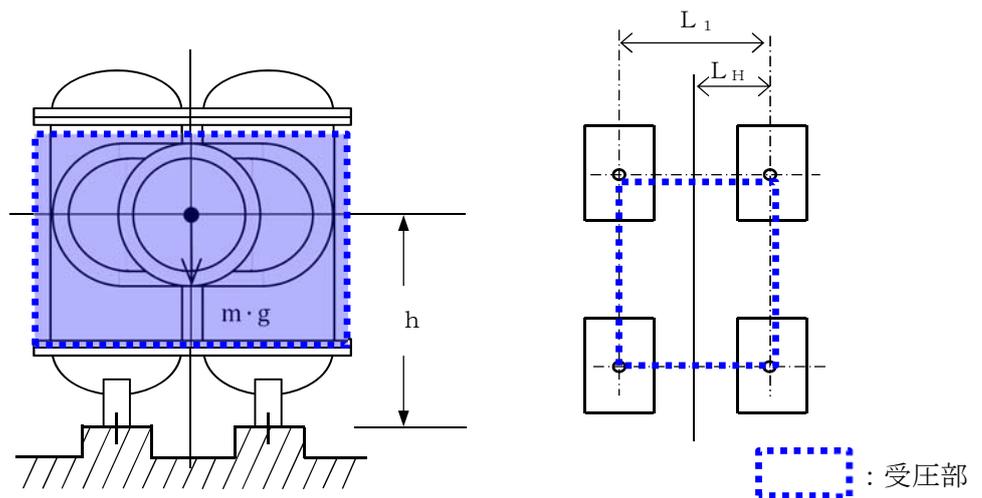


図2-8 残留熱除去系海水系ストレーナ受圧部

(3) 排気筒

- ・排気筒（筒身部）（ $C=0.9Kz$ ）
- ・排気筒（鉄塔部）（表2-2参照）

排気筒はラチス構造物となるため、平成12年5月31日建設省告示第1454号より、表2-2の値を準用する。

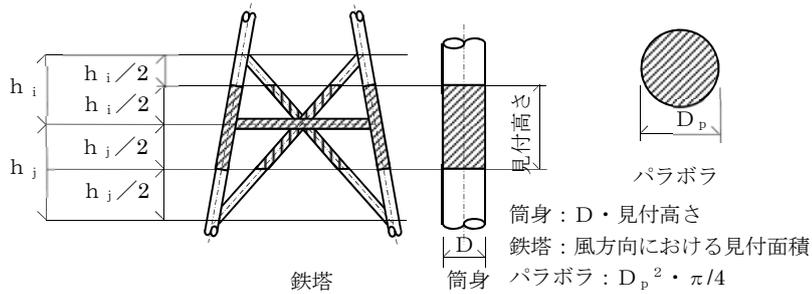


図 2-9 鉄塔及び筒身の見付面積 A

(4) 換気空調設備

- ・ディーゼル発電機室ルーフベントファン基礎ボルト（ $C=1.2$ ）
- 円形断面を有する部材よりCを選定。（表2-1①）

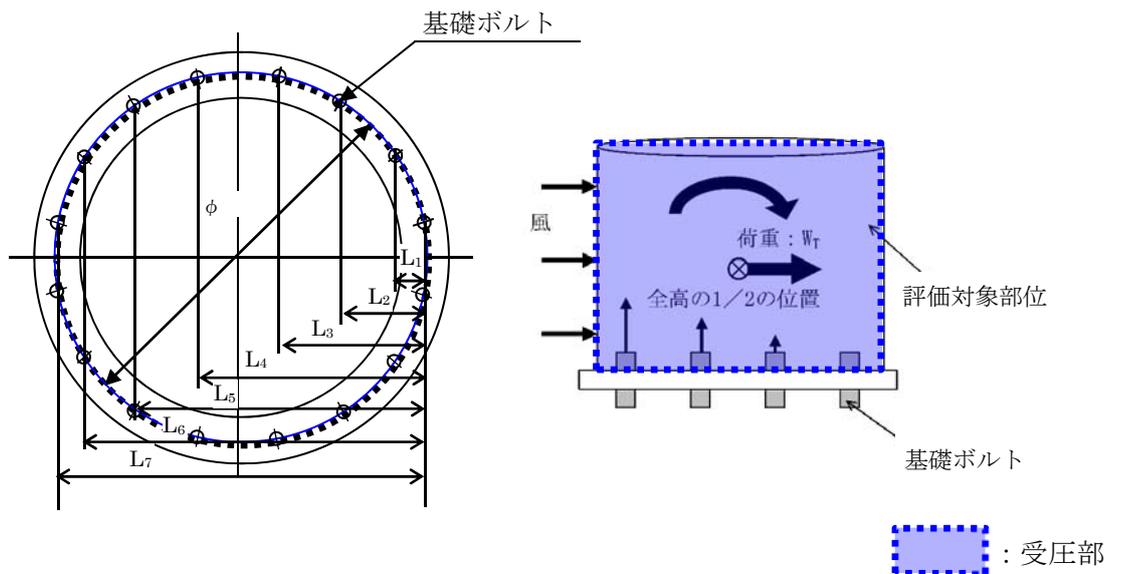


図2-10 ディーゼル発電機室ルーフベントファン受圧部

- 中央制御室換気系冷凍機取付ボルト (C=2.4)
四角形断面 (長方形) を有する部材よりCを選定。(表2-1②)

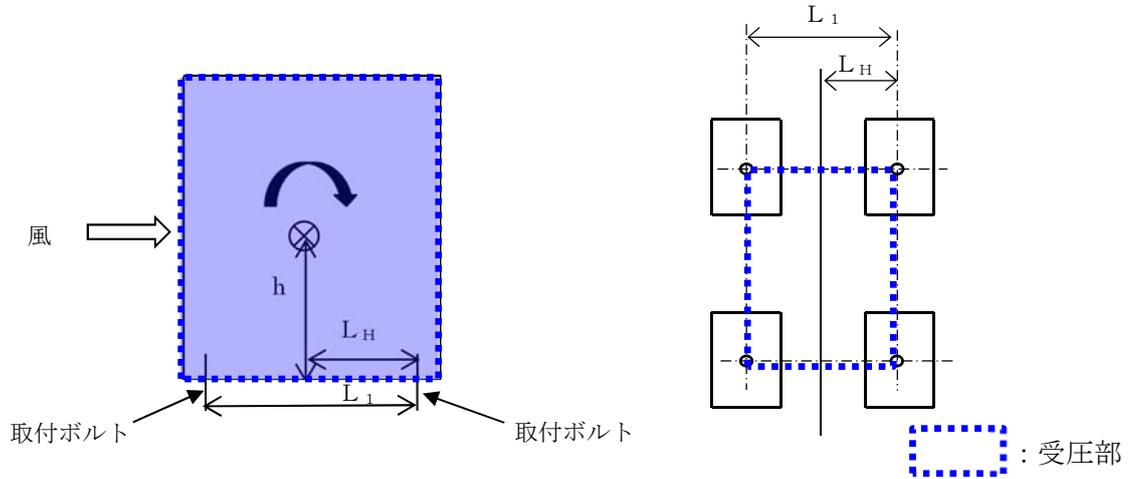


図2-11 中央制御室換気系冷凍機受圧部

(5) ディーゼル発電機海水ポンプ

a. ポンプ部

- 原動機取付ボルト (C=1.2)
- 原動機台取付ボルト (C=1.2)
- 据付面基礎ボルト (C=1.2)

円形断面を有する部材より, Cを選定。

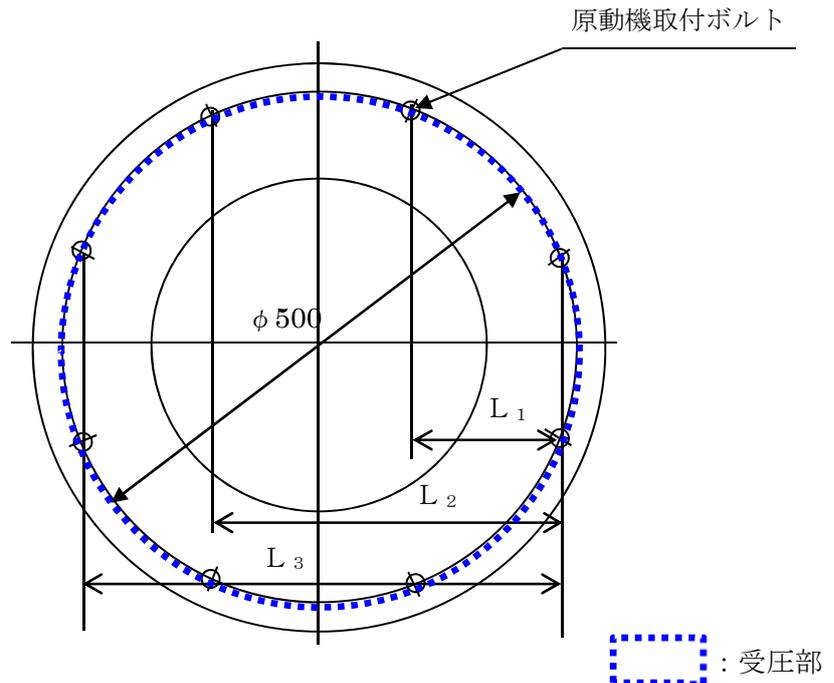


図 2-12 原動機取付ボルト受圧部
1-1-9

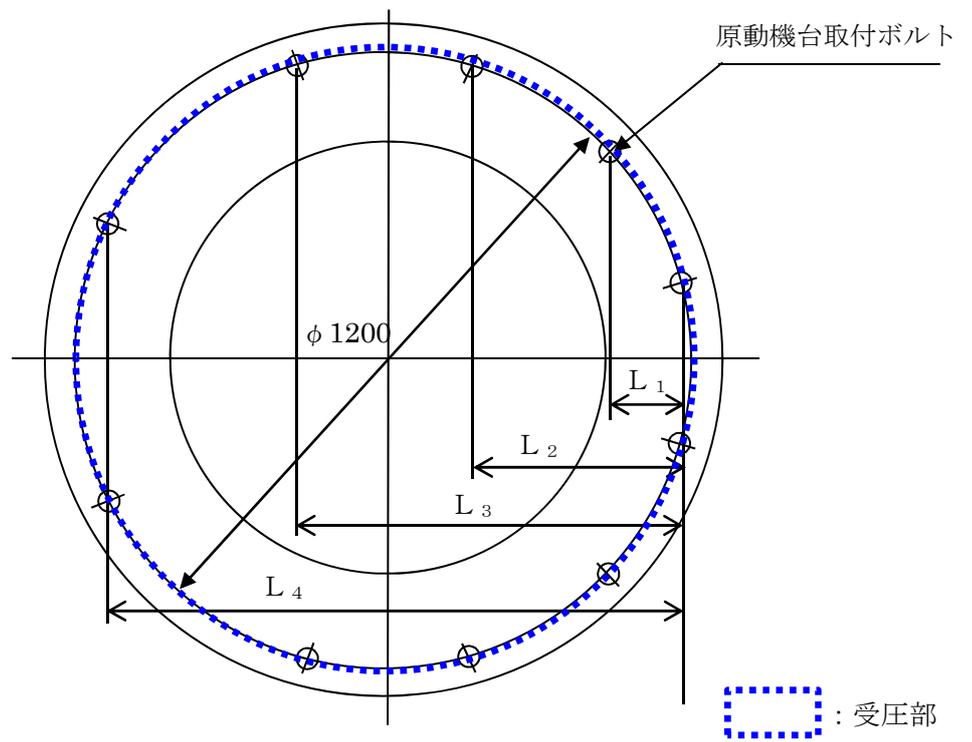


図 2-13 原動機台取付ボルト受圧部

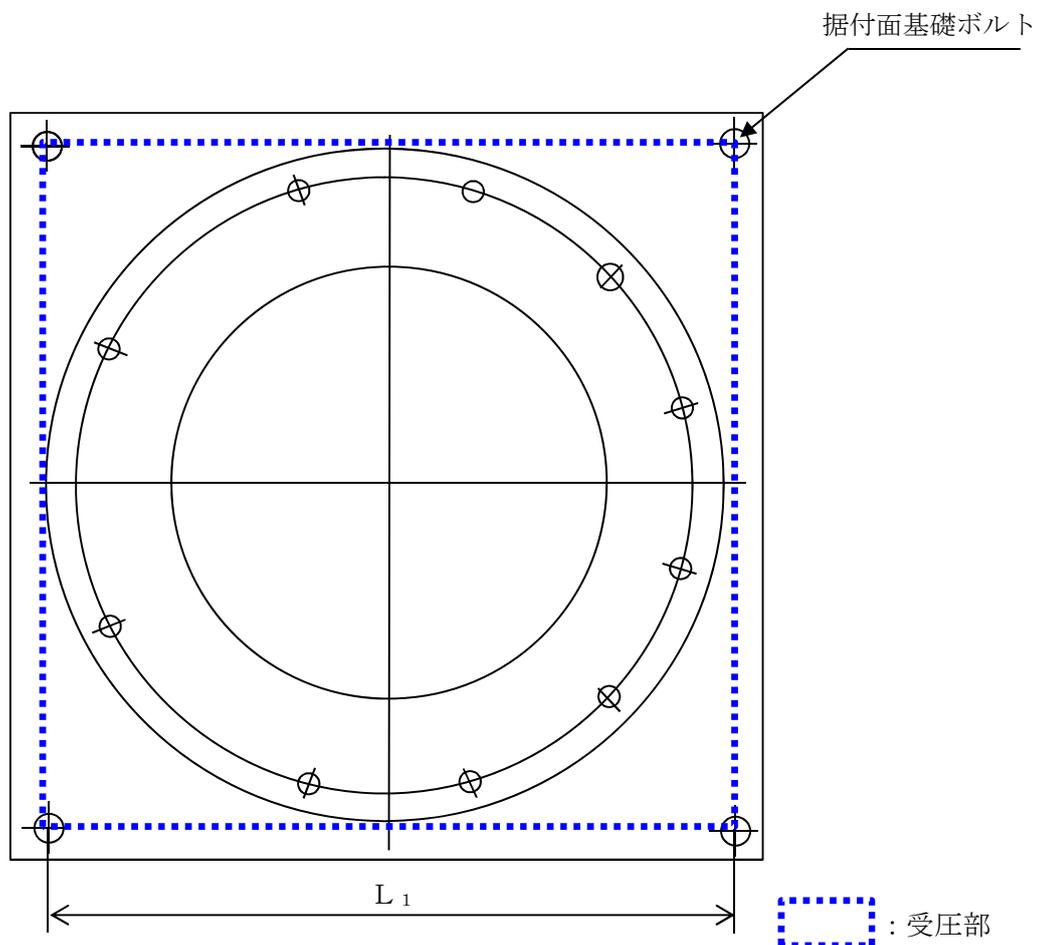


図 2-14 据付面基礎ボルト受圧部
1-1-10

b. 原動機部

- ・原動機フレーム (C=1.2)

円形断面を有する部材よりCを選定。(表2-1①)

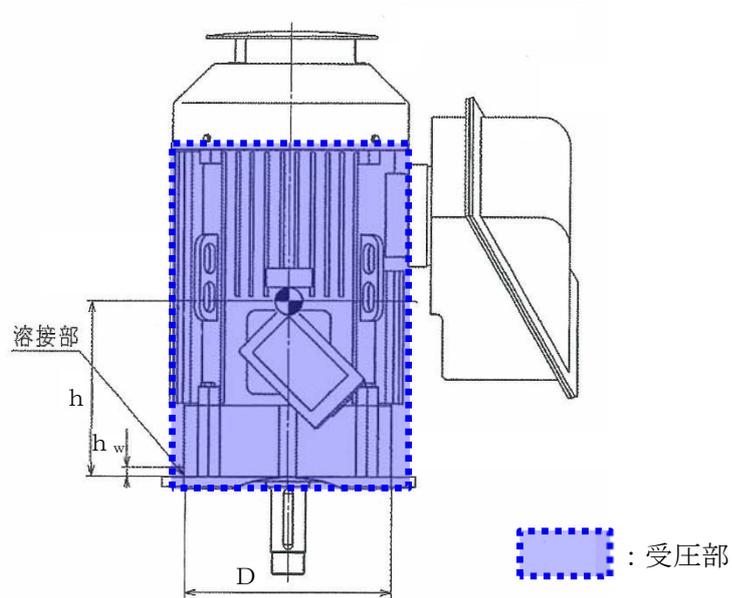


図 2-15 原動機フレーム受圧部

- ・主回路端子箱取付ボルト (C=2.4)
- ・スペースヒータ用端子箱取付ボルト (C=2.4)

四角形断面 (長方形) を有する部材よりCを選定。(表2-1②)

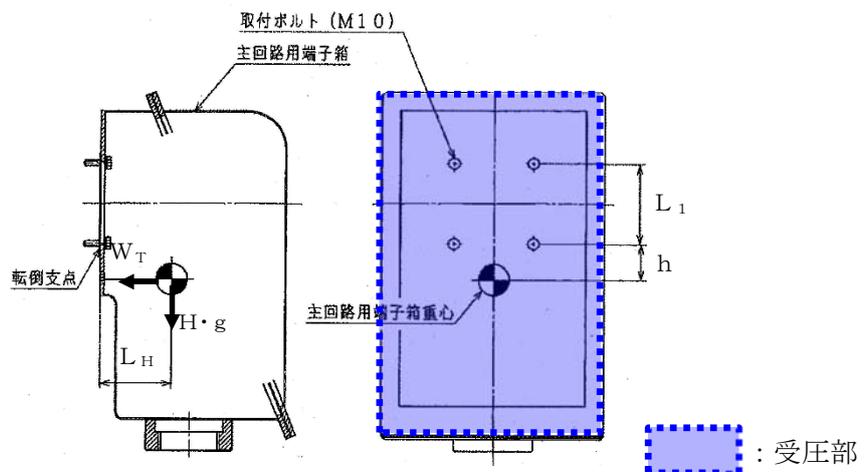


図 2-16 主回路端子箱受圧部

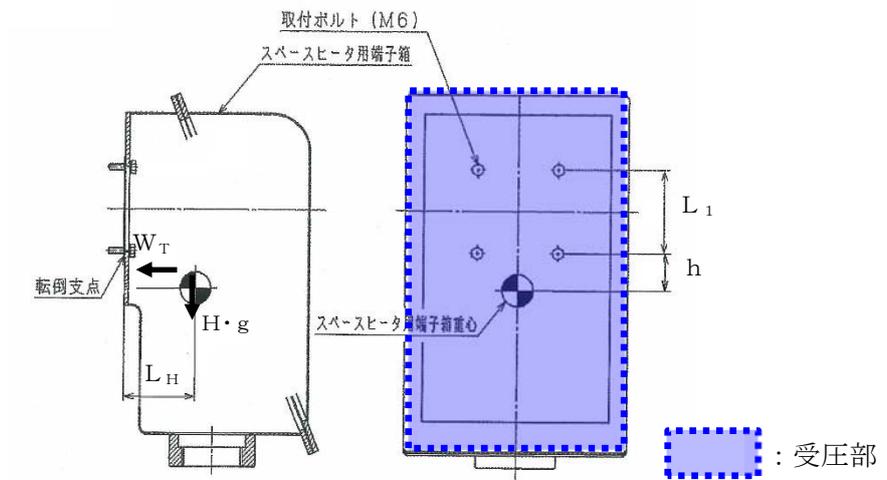


図 2-17 スペースヒータ用端子箱受圧部

- エンドカバー取付ボルト (C=1.2)
円形断面を有する部材よりCを選定。(表2-1①)

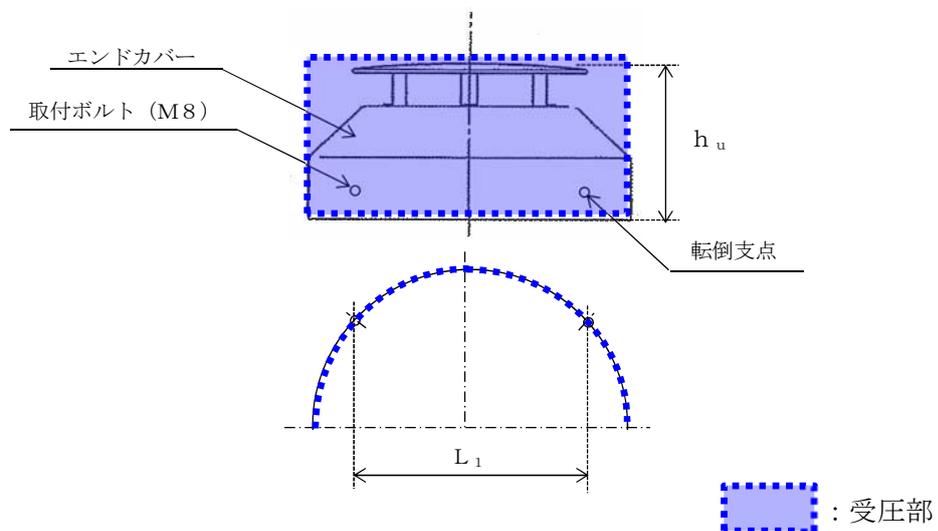


図2-18 エンドカバー受圧部

(6) ディーゼル発電機海水ストレーナ

- ・ディーゼル発電機海水ストレーナ基礎ボルト (C=2.4)

四角形断面 (長方形) を有する部材よりCを選定。(表2-1②)

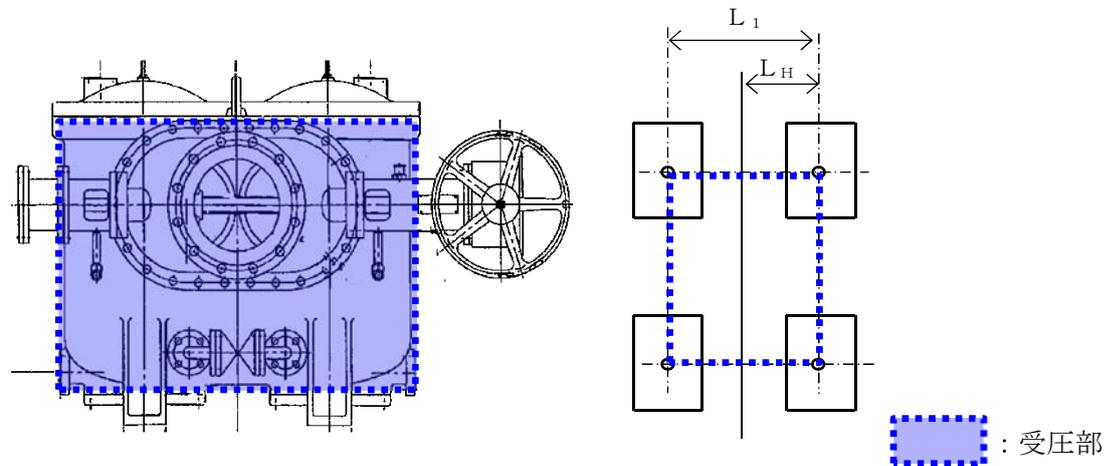


図2-19 ディーゼル発電機海水ストレーナ受圧部

(7) ディーゼル発電機吸気口

- ・胴坂 (C=1.2)

円形断面を有する部材よりCを選定。(表2-1 ①)

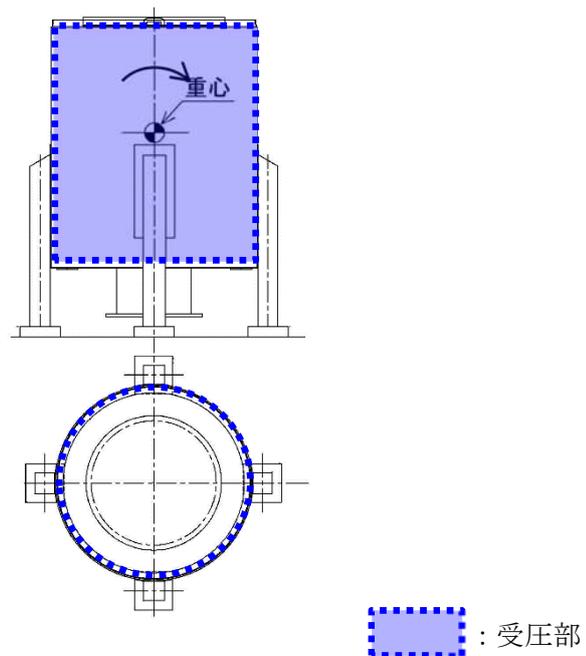


図2-20 ディーゼル発電機吸気口受圧部

(8) 配管および弁

- ・中央制御室換気系冷凍機廻り配管 (C=1.2)
- ・残留熱除去系海水系ポンプ廻りの配管 (C=1.2)
- ・ディーゼル発電機用海水ポンプ廻りの配管 (C=1.2)
- ・非常用ガス処理系排気配管 (C=1.2)

円形断面を有する部材よりCを選定。(表2-1①)

(9) 消音器

- ・非常用ディーゼル発電機2C排気消音器取付ボルト

a. 軸直角方向から風を受けた場合 ($C_H=1.2$)

円形断面を有する部材よりCを選定。(表2-1①)

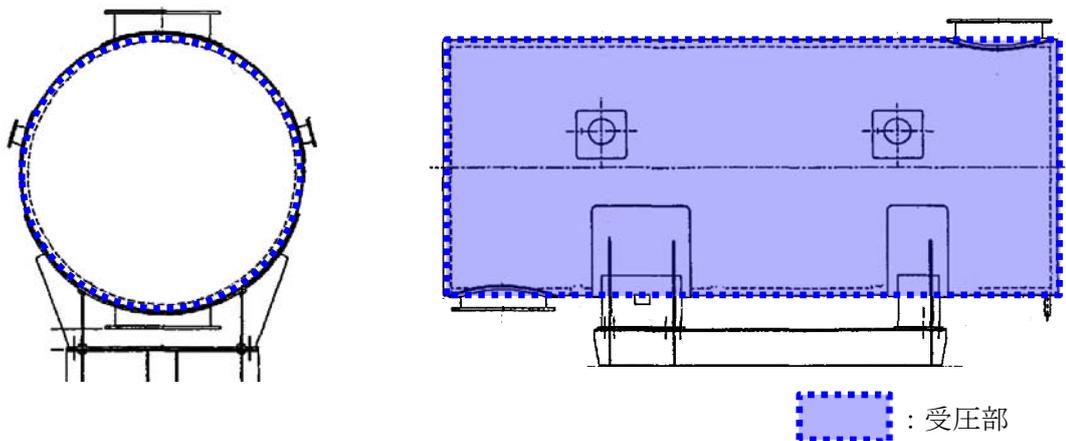


図2-21 非常用ディーゼル発電機2C排気消音器受圧部(軸直角方向)

b. 軸方向から風を受けた場合 ($C_A=2.4$)

平面として風を受けることから、四角形断面(長方形)を有する部材よりCを選定。
(表2-1②)

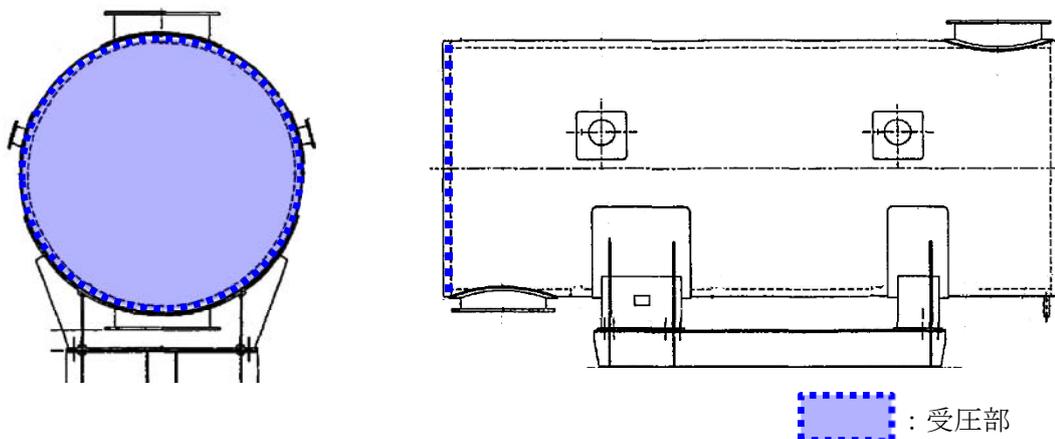


図2-22 非常用ディーゼル発電機2C排気消音器受圧部(軸方向)

- ・非常用ディーゼル発電機2D排気消音器基礎ボルト
 - ・高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機排気消音器基礎ボルト
- a. フィルタ部

(a) 軸直角方向から風を受けた場合 ($C_H=1.2$)
 円形断面を有する部材よりCを選定。(表2-1①)

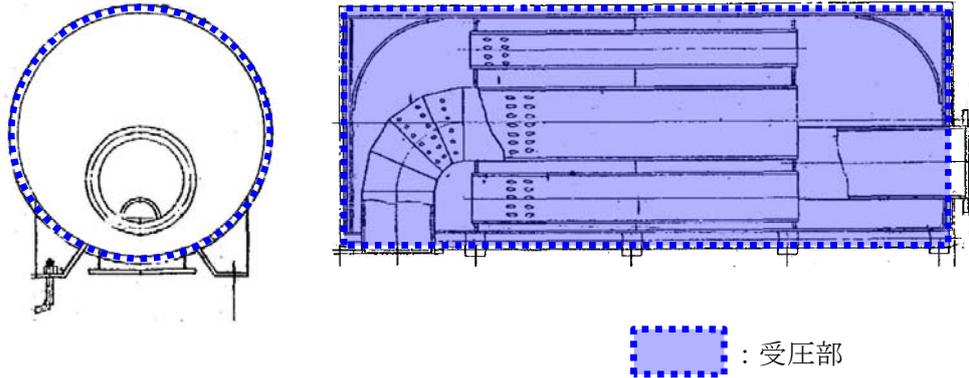


図 2-23 非常用ディーゼル発電機2D排気消音器, 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機排気消音器受圧部 (フィルタ部軸直角方向)

(b) 軸方向から風を受けた場合 ($C_A=2.4$)
 平面として風を受けることから, 四角形断面 (長方形) を有する部材よりCを選定。(表2-1②)

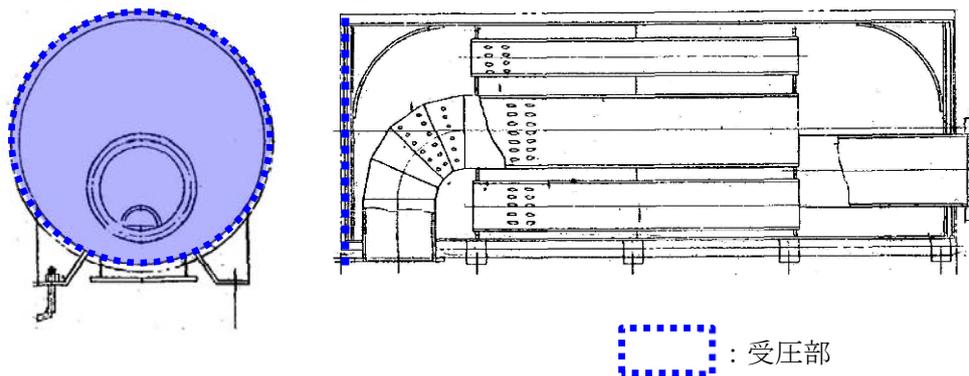


図 2-24 非常用ディーゼル発電機2D排気消音器, 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機排気消音器受圧部 (フィルタ部軸方向)

b. 吸収部

(a) 軸直角方向から風を受けた場合 ($C_H=1.2$)

円形断面を有する部材よりCを選定。(表2-1①)

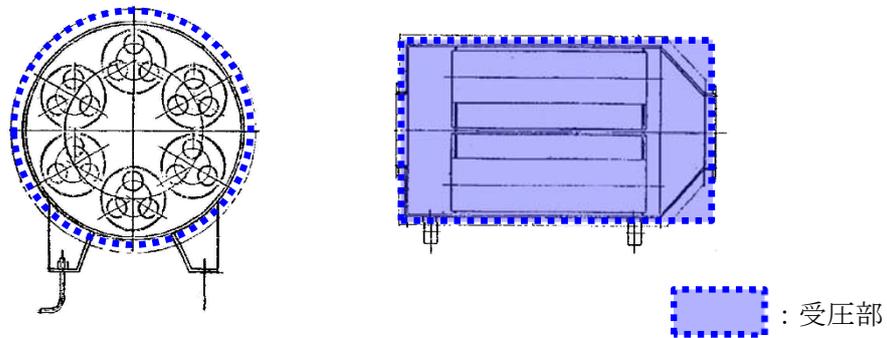


図 2-25 非常用ディーゼル発電機 2 D 排気消音器, 高圧炉心スプレィ系ディーゼル発電機排気消音器受圧部 (吸収部軸直角方向)

(b) 軸方向から風を受けた場合 ($C_A=2.4$)

平面として風を受けることから, 四角形断面 (長方形) を有する部材よりCを選定。(表2-1②)

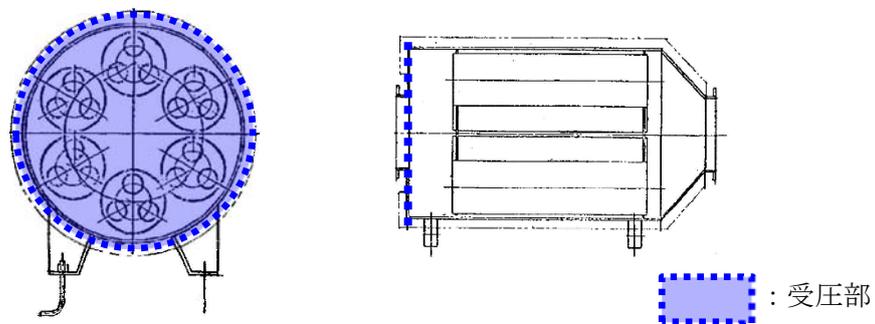


図 2-26 非常用ディーゼル発電機 2 D 排気消音器, 高圧炉心スプレィ系ディーゼル発電機排気消音器受圧部 (吸収部軸方向)

(10) 排気管、放出管およびベント管

- ・ディーゼル発電機付属排気配管 ($C=1.2$)
- ・ディーゼル発電機付属ベント管 ($C=1.2$)
- ・残留熱除去系海水配管 (放出側) ($C=1.2$)
- ・ディーゼル発電機海水配管 (放出側) ($C=1.2$)

円形断面を有する部材よりCを選定。(表2-1①)

1.2 強度計算時の施設の代表性について

1. 概要

本資料は、V-3-別添 1「竜巻への配慮が必要な施設の強度に関する説明書」のうち、V-3-別添 1-1-2「残留熱除去系海水系ポンプの強度計算書」、V-3-別添 1-1-3「残留熱除去系海水系ストレーナの強度計算書」、V-3-別添 1-1-5「換気空調設備の強度計算書」、V-3-別添 1-1-6「ディーゼル発電機用海水ポンプの強度計算書」、V-3-別添 1-1-7「ディーゼル発電機用海水ストレーナの強度計算書」、V-3-別添 1-1-8「ディーゼル発電機吸気口の強度計算書」、V-3-別添 1-1-9「配管及び弁の強度計算書」、V-3-別添 1-1-10-3「排気管、放出管及びベント管の強度計算書」において、同種類の計算対象施設が複数存在する場合にはその中から代表となる施設を選定して計算を行う際の、選定された代表施設の代表性について説明するものである。

2. 代表性の説明

2.1 残留熱除去系海水系ポンプ

残留熱除去系海水系ポンプは4台設置されており、全てが同一設計となっている。

2.2 残留熱除去系海水系ストレーナ

残留熱除去系海水系ストレーナは2台設置されており、全てが同一設計となっている。

2.3 換気空調設備

(1) 角ダクト

角ダクトにおいて、気圧差による発生応力が最も大きくなるものは面外荷重である。面外荷重により発生する応力は主に式中のダクト幅 a 、補強ピッチ c 及び板厚 t の兼ね合いにより変化することから、その発生応力比が最も厳しくなる角ダクトを代表ダクトとする。

以下に、「V-3-別添 1-1-5 換気空調設備の強度計算書」における各応力の算出式を示す。

- ・ 面外荷重

$$\sigma_{\max} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \delta_{\max}}{8(1-\nu^2)} \left\{ \frac{(2-\nu^2)\delta_{\max} + 4t}{a^2} + \frac{\nu(\delta_{\max} + 4t)}{c^2} \right\} \dots \textcircled{1}$$

$$\frac{256(1-\nu^2)}{\pi^6 \cdot E \cdot t^4} (P + g \cdot D_p) = \frac{4}{3} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{c^2} \right)^2 \frac{\delta_{\max}}{t}$$

$$+ \left\{ \frac{4\nu}{a^2 \cdot c^2} + (3-\nu^2) \left(\frac{1}{a^4} + \frac{1}{c^4} \right) \right\} \left(\frac{\delta_{\max}}{t} \right)^3 \dots \textcircled{2}$$

式②より得られる δ_{\max} の値を式①へ代入し、 σ_{\max} を算出する。

- ・ 面内荷重
- ・ 外圧による発生応力

$$\sigma_{p1} = \frac{a \cdot b \cdot \Delta P}{8 \cdot \pi \cdot t^2} \sqrt{\frac{12(1-\nu^2)\sigma_y}{E}}$$

- ・ 自重による曲げモーメント

$$M_p = \frac{g \cdot \mu \cdot L^2}{8}$$

σ_{max} : 中心に生じる面外荷重による最大応力
 E : ヤング率
 δ_{max} : 面外荷重によるダクト鋼板の最大変位量
 ν : ポアソン比
 t : ダクト板厚
 a : ダクト幅
 b : ダクト高さ
 c : 補強ピッチ
 ΔP : 設計竜巻の気圧低下量
 σ_y : 許容応力
 M_p : 自重により作用する曲げモーメント
 g : 重力加速度
 L : ダクトサポートの支持間隔
 μ : ダクトの単位長さ当たりの質量
 π : 円周率
 P : ダクトにかかる外圧
 D_p : 単位面積当たりのダクト鋼板の質量

角ダクトの代表箇所の選定結果を表 2-1 に示す。

表 2-1 角ダクトの代表選定結果

系統	材料 ダクトサイズ(mm) 長辺×短辺×板厚	材料	面外荷重 (MPa)			外圧による発生応力 (MPa)			自重(長期)+設計竜巻(短期) による面内荷重 (kN・mm)			代表
			発生 応力	許容 応力	発生 応力 比	発生 応力	許容 応力	発生 応力比	発生曲げ モーメン ト	許容値	裕度	
中央制御室 換気系	900×670×2.3	SPHC	76	189	0.41	5	189	0.03	1324	50983	0.03	
	1000×880×2.3	SPHC	81	189	0.43	6	189	0.04	1585	68873	0.03	
	900×450×2.3	SPHC	76	189	0.41	3	189	0.02	1139	32470	0.04	
	600×450×2.3	SPHC	81	189	0.43	2	189	0.02	887	35017	0.03	
	400×400×2.3	SPHC	83	189	0.44	2	189	0.02	677	33299	0.03	
	3200×2000×2.0	SUS304	125	205	0.61	61	205	0.30	678	81597	0.01	○
ディーゼル 発電機室 換気系	2200×1000×2.0	SUS304	103	205	0.51	21	205	0.11	1799	164629	0.02	
	1365×1365×1.0	SGCC	109	205	0.54	70	205	0.35	345	14667	0.03	
	1245×1245×1.0	SGCC	108	205	0.53	58	205	0.29	314	14750	0.03	
	965×610×0.8	SGCC	113	205	0.56	35	205	0.18	161	9578	0.02	

※太枠内は代表選定グループを示す。

(2) 丸ダクト

式①において算出した、外圧により生じる周方向応力 σ_{cripl} を座屈応力 σ_{crip} と比較し、 σ_{cripl} が σ_{crip} を超えないことを確認する。

座屈応力 σ_{crip} は半径 r 、補強ピッチ c 及び板厚 t の兼ね合いによって変化するため、その発生応力比が最も厳しくなる丸ダクトを代表ダクトとする。

以下に、「V-3-別添 1-1-5 換気空調設備の強度計算書」における各応力の算出式を示す。

- ・ 外圧により生じる周方向応力

$$\sigma_{cripl} = \frac{\Delta P \cdot r}{t} \dots \textcircled{1}$$

$$\sigma_{crip} = \frac{k_p \cdot \pi^2 \cdot E \left(\frac{t}{c}\right)^2}{12(1-\nu^2)} \dots \textcircled{2}$$

$$k_p = \frac{(1 + \beta^2)^2}{0.5 + \beta^2} + \frac{12 \cdot Z_c^2}{\pi^4 (1 + \beta^2)^2 (0.5 + \beta^2)}$$

$$\beta = \frac{c \cdot n}{\pi \cdot r}$$

$$Z_c = \frac{c^2}{r \cdot t} \sqrt{1 - \nu^2}$$

- ・ 自重による曲げモーメント

$$M_p = \frac{g \cdot \mu \cdot L^2}{8}$$

ΔP : 設計竜巻の気圧低下量
σ_{cripl} : 外圧により生じる周方向応力
r : 丸ダクトのダクト半径
t : ダクト板厚
M_p : 自重により作用する曲げモーメント
g : 重力加速度
L : ダクトサポートの支持間隔
μ : ダクトの単位長さ当たりの質量
σ_{crip} : 座屈応力
c : 補強ピッチ
ν : ポアソン比
K_p : 座屈係数
β, Z_c : 円筒かくの座屈応力の式における係数
n : 座屈モード次数
π : 円周率

丸ダクトの代表箇所を選定結果を表 2-2 に示す。

表 2-2 丸ダクトの代表選定結果

系統	ダクトサイズ (mm) 内径×板厚	補強ピッチ (mm)	材料	気圧差による周方向応力 (MPa)			自重(長期)+設計竜巻(短期)による制限値			代表	
				許容 応力	発生 応力	発生 応力比	許容値	発生値	裕度		
中央 制御室換気系	φ 450×6.0	359	SS400	540	0.3	0.01	0.9	0.01	0.01		
	φ 450×6.0	818	SS400	248	0.3	0.01	0.9	0.01	0.01		
	φ 450×6.0	185	SS400	1129	0.3	0.01	0.9	0.01	0.01		
	φ 450×0.8	675	SUS304	13	3.0	0.24	0.9	0.2	0.22		
	φ 450×0.8	400	SUS304	21	3.0	0.15	0.9	0.1	0.11		
	φ 450×0.8	960	SUS304	9	3.0	0.34	0.9	0.3	0.33	○	
	φ 450×6.0	300	SS400	676	0.3	0.01	0.9	0.01	0.01		
	φ 450×0.8	762	SGCC	11	3.0	0.28	0.9	0.2	0.22		
	φ 2300×6.0	4199	SPHC	19	1.7	0.09	0.9	0.1	0.11		
	φ 2300×6.0	2400	SPHC	34	1.7	0.05	0.9	0.05	0.06		
原子 炉建屋換気系	φ 2300×6.0	600	SPHC	146	1.7	0.02	0.9	0.01	0.01		
	φ 2300×6.0	450	SPHC	202	1.7	0.01	0.9	0.01	0.01		
	φ 2300×6.0	1800	SPHC	45	1.7	0.04	0.9	0.04	0.04		
	φ 2300×6.0	1220	SPHC	69	1.7	0.03	0.9	0.02	0.02		
	φ 2300×6.0	2250	SPHC	36	1.7	0.05	0.9	0.05	0.06		
	φ 2300×6.0	1400	SPHC	59	1.7	0.03	0.9	0.03	0.03		
	φ 2300×6.0	1394	SPHC	59	1.7	0.03	0.9	0.03	0.03		

※太枠内は代表選定グループを示す。

(3) 隔離弁

- 原子炉建屋換気系隔離弁 (SB2-1A, 1B, 1C, 1D, 2A, 2B, 2C, 2D)
原子炉建屋換気系隔離弁 (SB2-1A, 1B, 1C, 1D, 2A, 2B, 2C, 2D) は、全てが同一設計となっている。
- 原子炉建屋換気系隔離弁 (SB2-11A, 11B)
原子炉建屋換気系隔離弁 (SB2-11A, 11B) は、全てが同一設計となっている。
- 中央制御室換気系隔離弁 (SB2-18A, 18B, 19A, 19B, 20A, 20B)
中央制御室換気系隔離弁 (SB2-18A, 18B, 19A, 19B, 20A, 20B) は、全てが同一設計となっている。

2.4 ディーゼル発電機用海水ポンプ

ディーゼル発電機用海水ポンプは 3 台設置されており、全てが同一設計となっている。

2.5 ディーゼル発電機用海水ストレーナ

ディーゼル発電機用海水ストレーナは 3 台設置されており、全てが同一設計となっている。

2.6 ディーゼル発電機吸気口

ディーゼル発電機吸気口は 6 台設置されており、全てが同一設計となっている。

2.7 配管（「V-3-別添 1-1-9 配管及び弁の強度計算書」及び「V-3-別添 1-1-10-3 排気管，放出管及びベント管の強度計算書」における配管）

竜巻による風荷重下における配管の応力計算において、代表箇所を選定している。

代表の選定方法は、「V-3-別添 1-1-9 配管及び弁の強度計算書」及び「V-3-別添 1-1-10-3 排気管，放出管及びベント管の強度計算書」の「3.5 評価方法」に記載のとおり、評価に用いる支持間隔について管外径，材料ごとにサポートの支持間隔が最長となる箇所を選定し代表とする。

以下に、「V-3-別添 1-1-9 配管及び弁の強度計算書」及び「V-3-別添 1-1-10-3 排気管，放出管及びベント管の強度計算書」における各応力の算出式を示す。

風圧力及び自重により生じる応力は支持間隔（L）の 2 乗に比例するため、応力が大きくなる箇所として、管外径，材料ごとにサポートの支持間隔が最長となる箇所を選定する。

（両端支持形状）

$$\sigma_{ww} = \frac{W_w \cdot L^2}{8 \cdot Z}$$

$$\sigma_{\text{自重}} = \frac{w \cdot L^2}{8 \cdot Z}$$

(片持ち支持形状)

$$\sigma_{ww} = \frac{W_w \cdot L^2}{2 \cdot Z}$$

$$\sigma_{\text{自重}} = \frac{w \cdot L^2}{2 \cdot Z}$$

σ_{ww} : 風圧力により生じる応力
 $\sigma_{\text{自重}}$: 自重により生じる応力
 W_w : 設計竜巻の単位長さ当たりの風圧力による荷重
 w : 単位長さ当たりの自重による荷重
 L : 支持間隔
 Z : 断面係数

配管の代表箇所を選定結果を表 2-3, 表 2-4 に示す。

表 2-3 配管 (V-3-別添 1-1-9 配管及び弁の強度計算書) の代表選定結果

系統		管外径 (mm)	材料	最長支持間隔 (m)	代表箇所
中央制御室換気系 冷凍機周り	冷凍機 WC2-1 周り	89.1	STPT410	3.25	○
	冷凍機 WC2-2 周り			2.46	
残留熱除去系海水 系ポンプ周り	A, C ポンプ周り	355.6	STPT410	9.05	
	B, D ポンプ周り			14.20	○
	A, C ポンプ周り	508.0	SM490B	9.05	
	B, D ポンプ周り			14.20	○
ディーゼル発電機 海水ポンプ周り	2C ポンプ周り	267.4	STPT410	11.03	○
	2D ポンプ周り			5.61	
	H P C S ポンプ 周り			5.61	
非常用ガス処理系 排気配管	非常用ガス処理 系排気配管	457.2	SM41B	21.04	○

※太枠内は代表選定グループを示す。

表 2-4 配管（V-3-別添 1-1-10-3 排気管，放出管及びベント管の強度計算書）の
代表選定結果

系統		支持	管外径 (mm)	材料	最長支持間隔 (m)	代表	
ディーゼル発 電機付属排気 配管及びベン ト配管	排気配管	2C	両端支持	863.6	SM400	9.362	○
		2D				9.206	
		2C	片持ち	863.6	SM400	6.070	
		2D				7.251	○
		HPCS	両端支持	660.4	SM400	8.500	○
		HPCS	片持ち	660.4	SM400	5.570	○
	ベント配管	2C	両端支持	42.7	STPT370	2.100	
		2D				2.440	○
		HPCS				2.125	
		2C	片持ち	42.7	STPT370	0.750	
		2D				0.950	○
		HPCS				0.925	
		2C	両端支持	165.2	STPT370	2.700	
		2D				2.800	○
		HPCS				2.660	
		2C	片持ち	165.2	STPT370	1.293	
		2D				1.378	○
		HPCS				1.333	
		2C	両端支持	216.3	STPT370	2.440	
		2D				2.900	○
		HPCS				2.500	
		2C	片持ち	216.3	STPT370	1.473	
		2D				1.578	○
		HPCS				1.538	
残留熱除去系海水配管（放出側）	A系	両端支持	508.0	SB410	12.00		
	B系				13.35	○	
ディーゼル発電機海水配管（放出側）	2C	両端支持	267.4	STPT410	10.00	○	
	2D				8.500		
	HPCS				7.362		

※太枠内は代表選定グループを示す。

2. 竜巻より防護すべき施設を内包する施設の強度計算に関する補足資料

2.1 鉄筋コンクリート部材の裏面剥離評価方法について

1. 概要

V-3-別添 1-1-1「竜巻より防護すべき施設を内包する施設の強度計算書」における「裏面剥離評価」では、裏面剥離限界厚さを算定し、施設の部材厚さとの比較を行っている。なお、評価の結果、裏面剥離の発生が想定される場合には、詳細な衝突解析を実施し、鉄筋に発生するひずみにより評価を行うこととする。

ここでは、鉄筋のひずみによる裏面剥離評価について説明するものである。

2. 裏面剥離評価方法

2.1 裏面剥離評価フロー

裏面剥離評価フローを図 2-1 に示す。

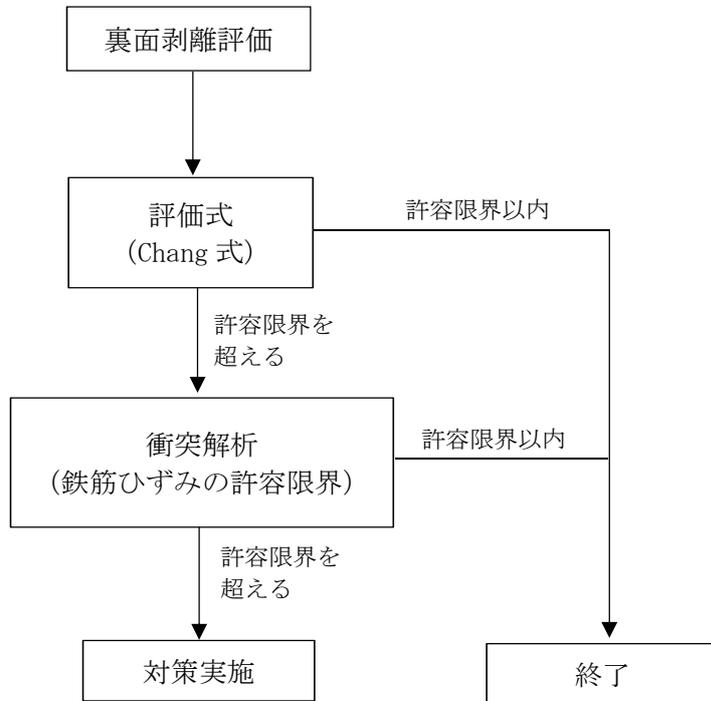


図 2-1 裏面剥離評価フロー

2.2 裏面剥離評価における鉄筋ひずみの許容限界

裏面剥離評価式により、裏面剥離の発生が想定される場合には、文献^(注1)に示す剛飛翔体の衝突試験と解析結果との比較検討より、裏面側鉄筋ひずみが約 \square を下回る場合は裏面剥離が発生しないと考えられることから、裏面剥離評価における鉄筋ひずみの許容限界として \square を設定している。

文献^(注1)の衝突速度による破壊モードの変化について、図 2-2 に示す。裏面剥離は、飛翔体の衝撃によりコンクリート裏面側でシェアコーン形状に大きなコンクリート塊が剥がれるが飛翔体は貫通しないモードである。図 2-2 より、衝突速度 50m/s の場合の破壊モードは裏面剥離となり、衝突速度 40m/s の場合では裏面剥離には至らないと推定される。

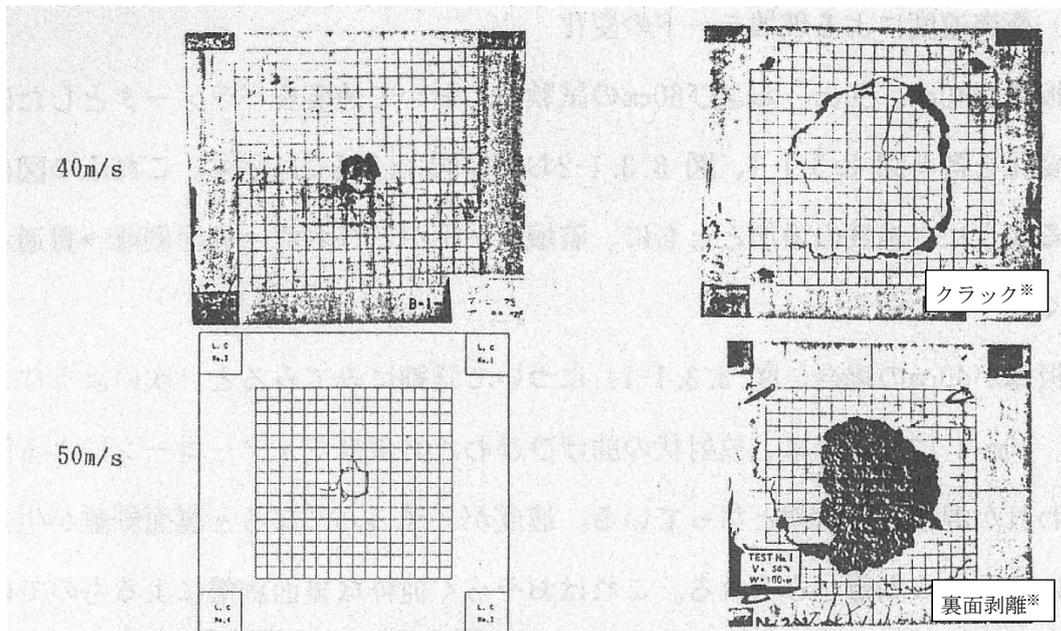


図 2-2 剛飛翔体の衝突速度 40m/s 及び 50m/s による破壊モードの変化
(RC 板厚：40cm の場合) (※日本原子力発電 (株) にて一部加筆)

文献^(注1)では、衝突実験で行った実験ケースのうち、同一板厚で破壊モードの異なった実験に対して解析検討を行っている。表 2-1 に実験結果のまとめを示す。

表 2-1 実験結果のまとめ (破壊モード)

	飛来物		床版	破壊モード
	重量 (kgf)	速度 (m/s)	厚さ (cm)	
CASE-1	100	40	40	クラック
CASE-2	100	100	40	裏面剥離
CASE-3	100	150	40	貫通

表 2-2 に解析結果のまとめを示す。

また、図 2-3 及び図 2-4 に解析結果の判定の考え方及び解析による衝突部の鉄筋要素のひずみの時刻歴と最下部コンクリート要素の破壊状況図を示す。

解析結果によれば、CASE-1 で鉄筋に発生した最大ひずみは 1540×10^{-6} であり、かつ衝突部以外のコンクリートは残存しているものがある。これより、破壊モードは「クラック」となる。CASE-2 では、最大ひずみは 7900×10^{-6} であり、シェアコーン内の最下層コンクリートが全面にわたり破壊している。これより、破壊モードは「裏面剥離」となる。CASE-3 では、発生した最大ひずみは 34000×10^{-6} であり、面外変形に対する鉄筋の限界ひずみとして CEB-FIP, DIN で定められている最大ひずみ (1%) を用いると破壊モード

は「貫通」となる。これより，解析による破壊の推定モードと実験結果は良く一致することが確認されている。

表 2-2 解析結果のまとめ

	床版中央の鉄筋に発生した最大ひずみ ($\times 10^{-6}$)	最下部コンクリート破壊状態
CASE-1	1540	衝突部破壊 (クラック)
CASE-2	7900	シェアコーン内全壊
CASE-3	34000	衝突部破壊

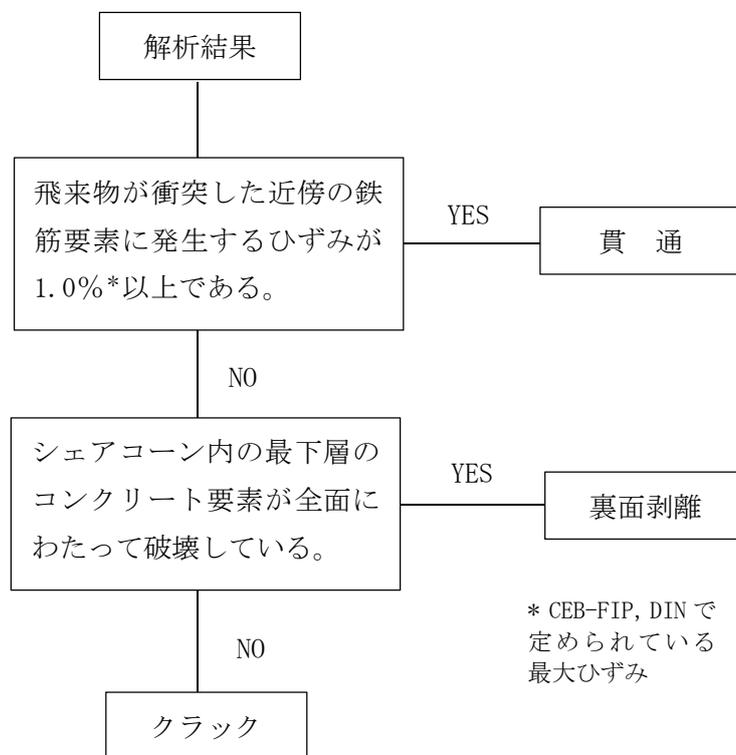


図 2-3 解析結果の判定の考え方

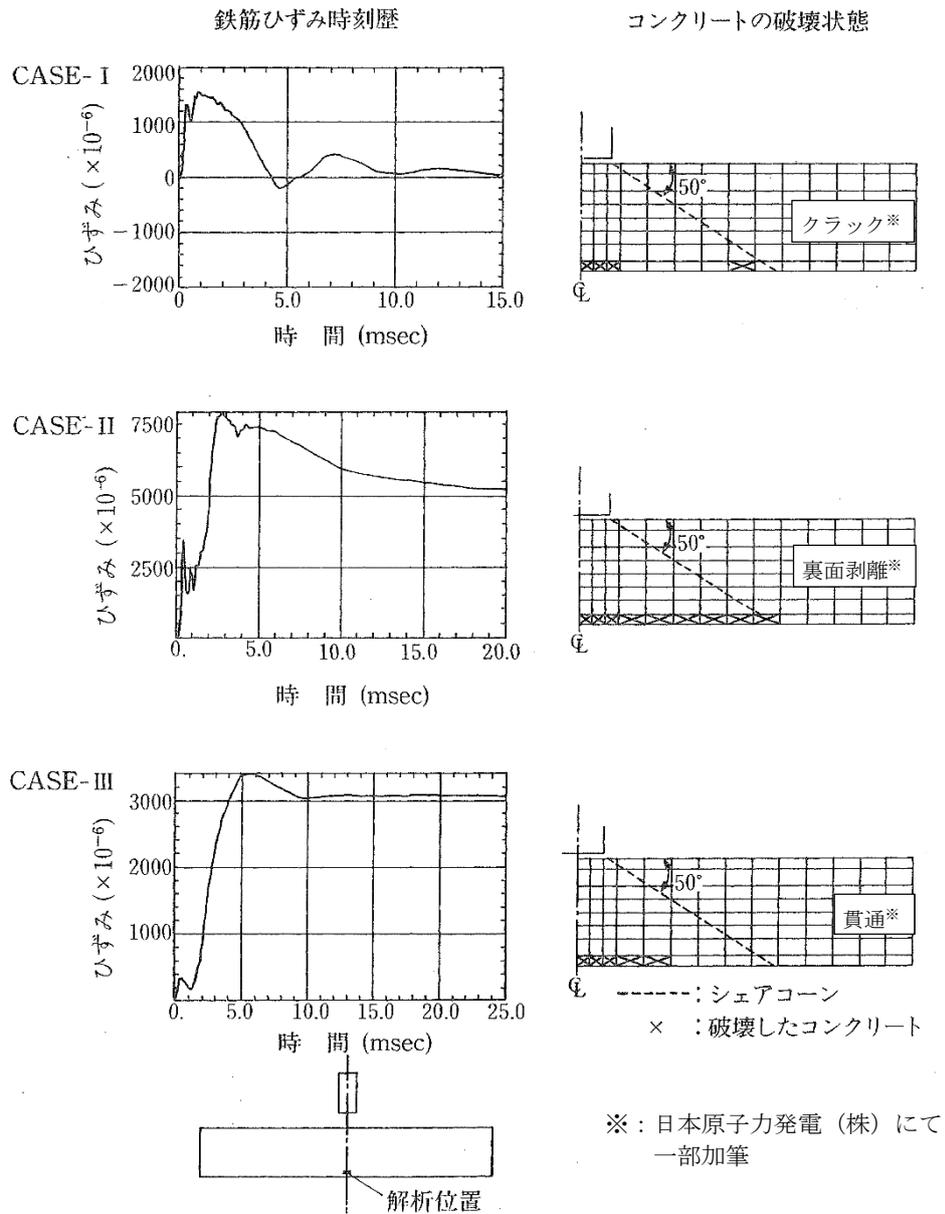


図 2-4 床版中央部下側鉄筋要素の鉄筋ひずみ時刻歴

以上より、解析結果と実験結果の比較によれば、現象を完全にシミュレートすることは難しいが、貫通、裏面剥離などの局所的な破壊モードや衝突部近傍でのひずみの応答に対して本解析手法が適用できることが確認されており、破壊モード等の推定に適用できると考える。

(注 1) : 「飛来物の衝突に対するコンクリート構造物の耐衝撃設計手法」平成 3 年 7 月
財団法人電力中央研究所 著者 伊藤千浩, 大沼博志, 白井孝治

3. 電力中央研究所文献値の当社の解析モデルへの適用性について

上述の電力中央研究所の文献においては、実験及び解析の成果を踏まえ、耐衝撃設計法の適用範囲を提案しており、東海第二発電所の解析で予定しているモデルについても、概ね提案の範囲に収まっていることを確認した。

このため、電力中央研究所の文献の成果を踏まえたひずみ値を許容限界に適用することについては、問題ないものと判断している。

表 電中研文献における適用と東海第二解析モデルとの比較

主要な条件		文献	東海第二	備考
適用		剛飛来物*の衝突による局所的破壊	柔飛来物(鋼製材)の衝突	※: 柔な飛来物の衝突に関しては、安全側の評価となる。
飛来物	重量	70~200kgf	135 kg f	
	径	10~30cm	20cm×30 cm	
	衝突速度	5~250m/s	51m/s	
	先端形状	平坦, 球状, 鋭敏	平坦	
コンクリート床版	配筋	格子状, 複鉄筋		
	鉄筋比	片側 0.5%程度		
	強度	240~420 kg f/cm ²		コンクリートの強度が低い方が、鉄筋による荷重負担が増えるため、鉄筋のひずみ量制限の観点からは保守側と考えられる。

2.2 原子炉建屋大物搬入口扉の貫通評価について

1. 概要

図1及び図2に示す原子炉建屋大物搬入口扉（原子炉建屋原子炉棟水密扉及び機器搬入口内側扉）についての貫通評価は以下のとおり実施しており，各手法について説明する。

- ・原子炉建屋原子炉棟水密扉（潜戸）：
 - スキンプレート厚さとBRL式による貫通限界厚さとの比較
- ・原子炉建屋原子炉棟水密扉（大扉）及び機器搬入口内側扉：
 - 両扉の鋼板によるエネルギー吸収量と設計飛来物の運動エネルギーとの比較

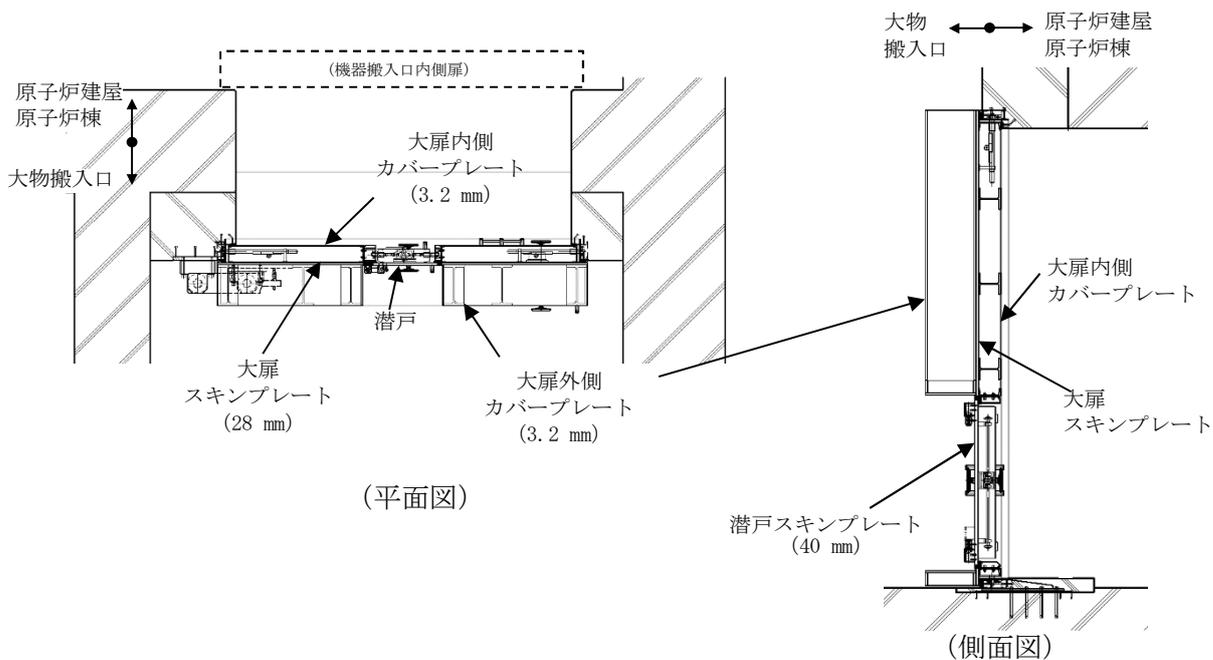


図1 原子炉建屋原子炉棟水密扉

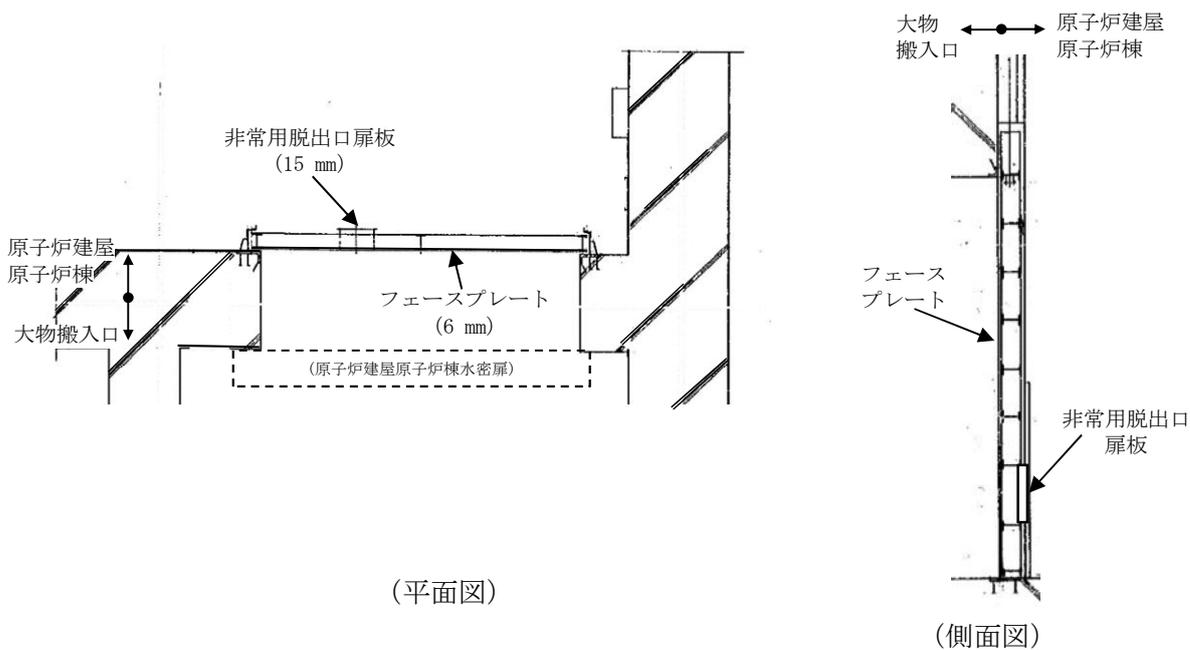


図2 機器搬入口内側扉

2. 貫通評価手法

2.1 原子炉建屋原子炉棟水密扉（潜戸）の貫通評価

鋼板の貫通限界厚さを評価するために用いられるBRL式は以下の式で示される。

$$T^{\frac{3}{2}} = \frac{0.5mV^2}{1.4396 \times 10^9 \cdot K^2 \cdot d^{\frac{3}{2}}}$$

T : 貫通限界厚さ (m)

d : 飛来物が衝突する衝突断面の等価直径 (m)

(最も投影面積が小さくなる衝突断面の等価直径)

K : 鋼板の材質に関する係数 (= 1.0)

m : 飛来物の質量 (kg)

v : 飛来物の飛来速度 (m/s)

表1に示すBRL式への入力値から、水平に衝突する設計飛来物に対する貫通限界板厚は以下のとおり32mmとなるが、潜戸のスキンプレートの板厚はこれを上回る40mmであるため、潜戸を設計飛来物が貫通することはない。

表1 BRL式への入力値

記号	単位	値	備考
d	m	0.079	設計飛来物（鋼製材）の衝突断面の等価直径
K	—	1.0	鋼板の材質に関する係数
m	kg	135	設計飛来物（鋼製材）の質量
V	m/s	51	設計飛来物（鋼製材）の水平速度

貫通限界板厚：T

$$T = \left\{ \frac{0.5 \times 135 \times 51^2}{1.4396 \times 10^9 \cdot 1^2 \cdot (0.079)^{\frac{3}{2}}} \right\}^{\frac{2}{3}}$$

$$= 32 \text{ (mm)}$$

2.2 原子炉建屋原子炉棟水密扉（大扉）及び機器搬入口内側扉の貫通評価

原子炉建屋原子炉棟水密扉（大扉）及び機器搬入口内側扉の扉板は、単品では上記の32mm未満の厚さとなるため、以下に示すエネルギー吸収量に基づく貫通評価を実施した。

BRL式の右辺の分子には飛来物の運動エネルギーに相当する項(0.5mV²)があることに着目し、式を変形すると

$$0.5mV^2 = \left(1.4396 \times 10^9 \cdot K^2 \cdot d^{\frac{3}{2}} \right) \cdot T^{\frac{3}{2}}$$

となることから、BRL式は、ある厚さTの鋼板を貫通するために必要な飛来物の運動エネ

ルギーを評価する式と見なすことが出来る。

いま、複数の鋼板（ n 枚）を考慮し、 i 枚目の板厚を t_i とすると、 i 枚目の板で吸収可能なエネルギー e_i は、

$$e_i = \left(1.4396 \times 10^9 \cdot K^2 \cdot d^{\frac{3}{2}} \right) \cdot t_i^{\frac{3}{2}}$$

n 枚の板により吸収可能な飛来物の運動エネルギー E は

$$E = \sum_{i=1}^n E_i$$

となり、 $E_{(n)}$ が飛来物の初期の運動エネルギー E_0 を上回れば、飛来物の貫通を阻止できることになる。

図1及び図2に示すとおり、原子炉建屋大物搬入口扉（原子炉建屋原子炉棟水密扉及び機器搬入口内側扉）は直列に配置されており、扉には計4枚の鋼板が取り付けられている。

表1に示すBRL式への入力値から、両扉による吸収可能エネルギー E は以下のとおりとなる。

表1 BRL式への入力値

記号	単位	値	備考
d	m	0.079	設計飛来物（鋼製材）の衝突断面の等価直径
K	—	1.0	鋼板の材質に関する係数
t_1	m	0.0032	原子炉建屋原子炉棟水密扉の板厚 （大扉外側カバープレート）
t_2	m	0.028	原子炉建屋原子炉棟水密扉の板厚 （大扉スキンプレート）
t_3	m	0.0032	原子炉建屋原子炉棟水密扉の板厚 （大扉内側カバープレート）
t_4	m	0.006	機器搬入口内側扉の板厚 （フェースプレート※）

※：非常脱出口扉板（15 mm）とのうち薄い方で代表

原子炉建屋原子炉棟水密扉（大扉）による吸収可能エネルギー： $e_1 \sim e_3$

$$e_1 = \left\{ 1.4396 \times 10^9 \times 1^2 \times (0.079)^{\frac{3}{2}} \right\} \times (0.0032)^{\frac{3}{2}}$$

$$= 5.7 \text{ (kJ)}$$

$$e_2 = \left\{ 1.4396 \times 10^9 \times 1^2 \times (0.079)^{\frac{3}{2}} \right\} \times (0.028)^{\frac{3}{2}}$$

$$= 149.7 \text{ (kJ)}$$

$$e_3 = \left\{ 1.4396 \times 10^9 \times 1^2 \times (0.079)^{\frac{3}{2}} \right\} \times (0.0032)^{\frac{3}{2}}$$

$$= 5.7 \text{ (kJ)}$$

機器搬入口内側扉（フェースプレート）による吸収可能エネルギー： e_4

$$e_4 = \left\{ 1.4396 \times 10^9 \times 1^2 \times (0.079)^{\frac{3}{2}} \right\} \times (0.006)^{\frac{3}{2}}$$

$$= 14.8 \text{ (kJ)}$$

両扉による吸収可能エネルギー：E

$$E = e_1 + e_2 + e_3 + e_4$$

$$= 175.9 \text{ (kJ)}$$

となる。

一方，設計飛来物（鋼製材）の運動エネルギー E_0 は，

$$E_0 = 0.5 \times 135 \times 512$$

$$= 175.6 \text{ (kJ)}$$

であるため，両扉にて設計飛来物の運動エネルギーを全て吸収可能であり，設計飛来物の貫通を防止できると評価した。

2.3 ブローアウトパネル開口部から侵入する風に対する対応方針に ついて

1. 概要

原子炉建屋外側ブローアウトパネル（以下「BOP」という。）の開放に伴い、竜巻の風の侵入が想定される。

ここでは、原子炉建屋天井クレーン、燃料交換機及びその他原子炉建屋6階に配置されるモニタ及び重大事故等対処設備について、外部から流入する風の影響は小さく、特別な設備対応は不要と判断したことを説明するものである。

2. 原子炉棟6階の施設の配置状況

原子炉棟6階の施設の配置を図1から図3に示す。6階の壁面に設置されるBOPの開放により生ずる開口部の寸法は、東西のBOPが1枚当たり幅約4.2m×高さ3.7m、南北のBOPが1枚当たり幅約3.7m×高さ4.2mであり、開口部下端はEL.約54.6mに位置する。また、天井クレーン及び燃料交換機は、竜巻襲来の事前準備として使用済燃料プールから離れた位置に移動するため、南側壁面近傍に停止している。

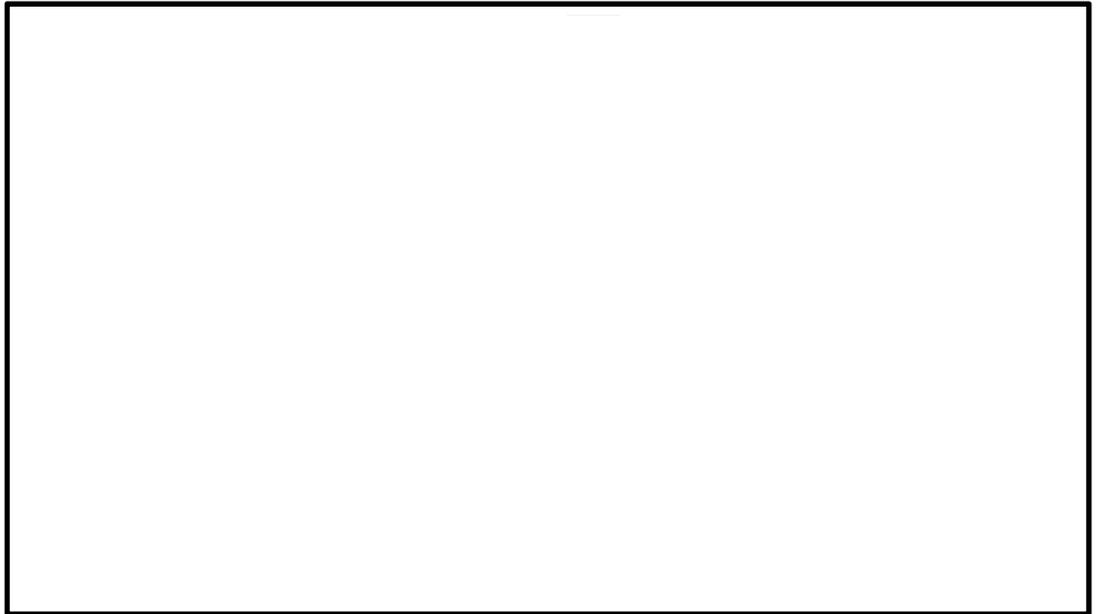


図1 原子炉棟6階平面図

原子炉棟6階設置設備（図1～図3共通）

- ：PAR及びPAR動作監視装置
- ：原子炉建屋水素濃度検出器
- ：使用済燃料プール監視カメラ
- ◆：使用済燃料プールエリア放射線モニタ（高レンジ・低レンジ）
- ：使用済燃料プール温度（SA）
- ：使用済燃料プール水位・温度（SA広域）
- ：原子炉建屋燃料取替床排気ダクトモニタ（検出器）



図2 原子炉棟6階南北方向断面図（図1のA-A視）



図3 原子炉棟6階東西方向断面図（図1のB-B視）

3. BOP開放時に侵入する風の影響

室内への風の侵入に際し、最も抵抗が小さくなると考えられる、「東西方向のBOP開放」及び「南北方向のBOP開放」のケースを想定する。

(1) 東西方向のBOP開放時

図から分かるとおり、東西方向のBOPが開放した場合においては、東西開口部を結ぶ流線の近傍に防護対象施設は存在しないことから、侵入する風により防護対象施設に影響を与える可能性は小さいと判断する。

(2) 南北方向のBOP開放時

a. 南側から風が侵入する場合

図から分かるように、南側のBOP開口部から侵入する風は、南側壁面付近に避難している天井クレーンのガーダにその一部が当たることが考えられるが、開口部を通過する風は減衰すると考えられ、また竜巻は移動していくことから、内部への吹込みの角度も変化して行き、風荷重の作用方向も一定でないと考えられることから、天井クレーン

を使用済燃料プール近傍まで移動させ、落下させる様な強風が作用し続ける状況は想定し難い。

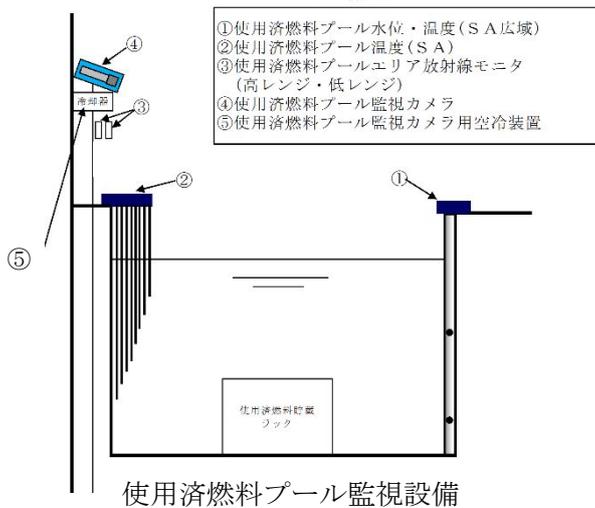
また、天井クレーン同様に南側壁面付近に避難している燃料交換機は、南北開口部を直線で結ぶ流線から外れた領域にあることから、燃料交換機を使用済燃料プール近傍まで移動させ、落下させる様な強風が作用し続ける状況は想定し難い。

b. 北側から風が侵入する場合

北側のBOP開口部から風が侵入する場合には、南側壁面付近に避難している天井クレーン及び燃料交換機に対して、これらを使用済燃料プールまで移動させるような継続的な「南→北」方向の風が作用することはないと考えられる。

(3) 設備の風荷重に対する健全性について

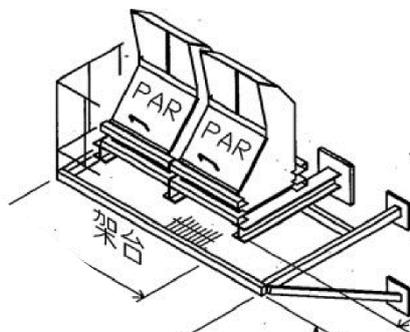
当該エリアに設置される計装品、SA設備は、基準地震動 S_s に対し機能を維持出来る様な設計としており、かつ、図4に示すとおり、風荷重が慣性力に対し大幅に卓越する様な、大寸法の受風面は有していないことから、室内に一時的に流入する風に対しても、設備が破断、脱落に至るような大荷重は発生せず、機能を喪失することはないと判断している。



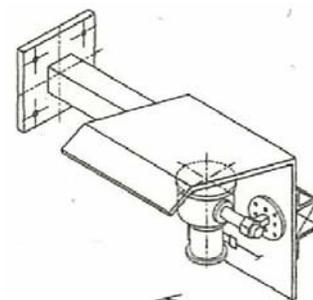
使用済燃料プール監視設備



燃料取替床排気ダクトモニタ



PAR 外形



水素濃度検出器

図4 原子炉棟6階屋内設備の外形イメージ

以上

開口部から侵入する風の状況に関する知見について

1. 風向の不安定性

建屋の開口部から侵入する竜巻の風の流れについて解析を行った文献における、停止した竜巻の中に存在する、開口を有する区画の内外における流線を図1に示す。竜巻の流れに対し、開口部の数や向きが変われば、区画内部の流れも複雑に変化することが分かる。

静止している建屋に対し竜巻は移動して行くことを考えれば、BOP開放により生じた開口により生じる原子炉棟6階の内部の風についても、刻々と変化し安定した流れを形成することは無い。

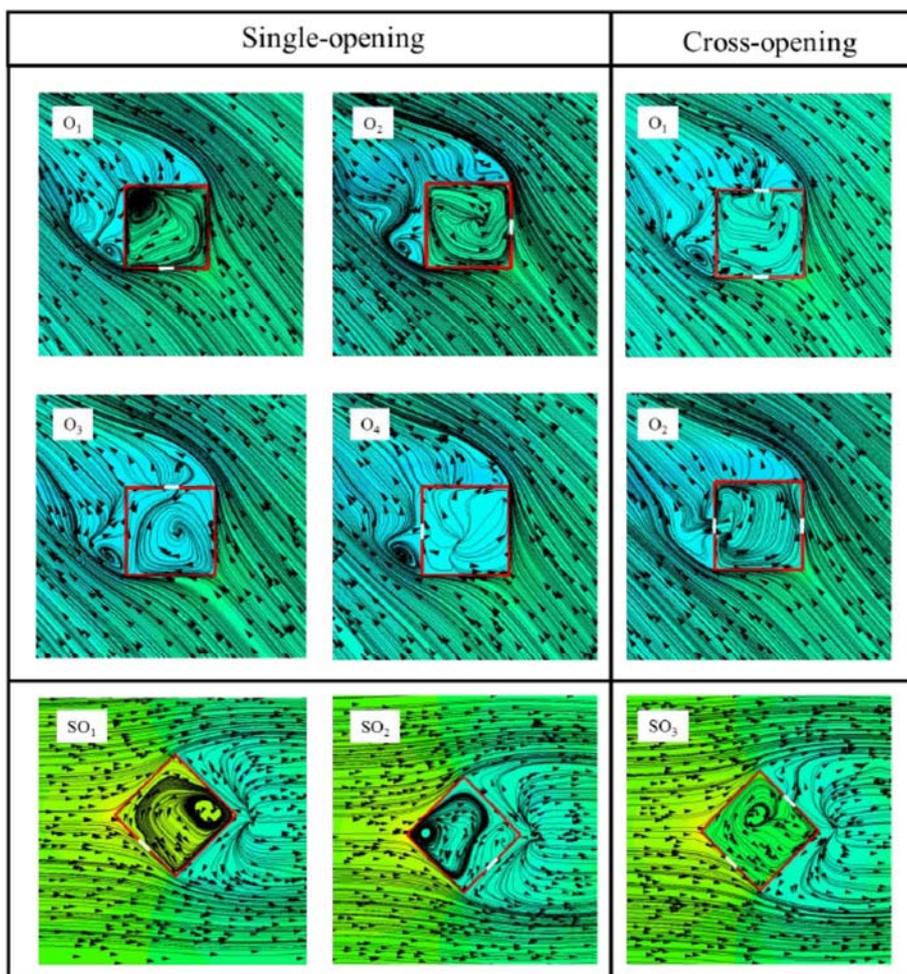


図1 開口から建屋内に流入する風の流線（水平断面）⁽¹⁾

2. 屋内における風速の傾向

建屋を模した区画に侵入する流れに関する文献における、対面にも開口を有し、開口から流入する風が受ける抵抗が最も少ないと考えられる場合の建屋内風速分布を図2及び図3に示す。これより以下の傾向が読み取れる。

- ・侵入後の風速は、侵入前に比べ減速する。
- ・両開口を直線的に結ぶ流路から外れる領域における風速は小さい。

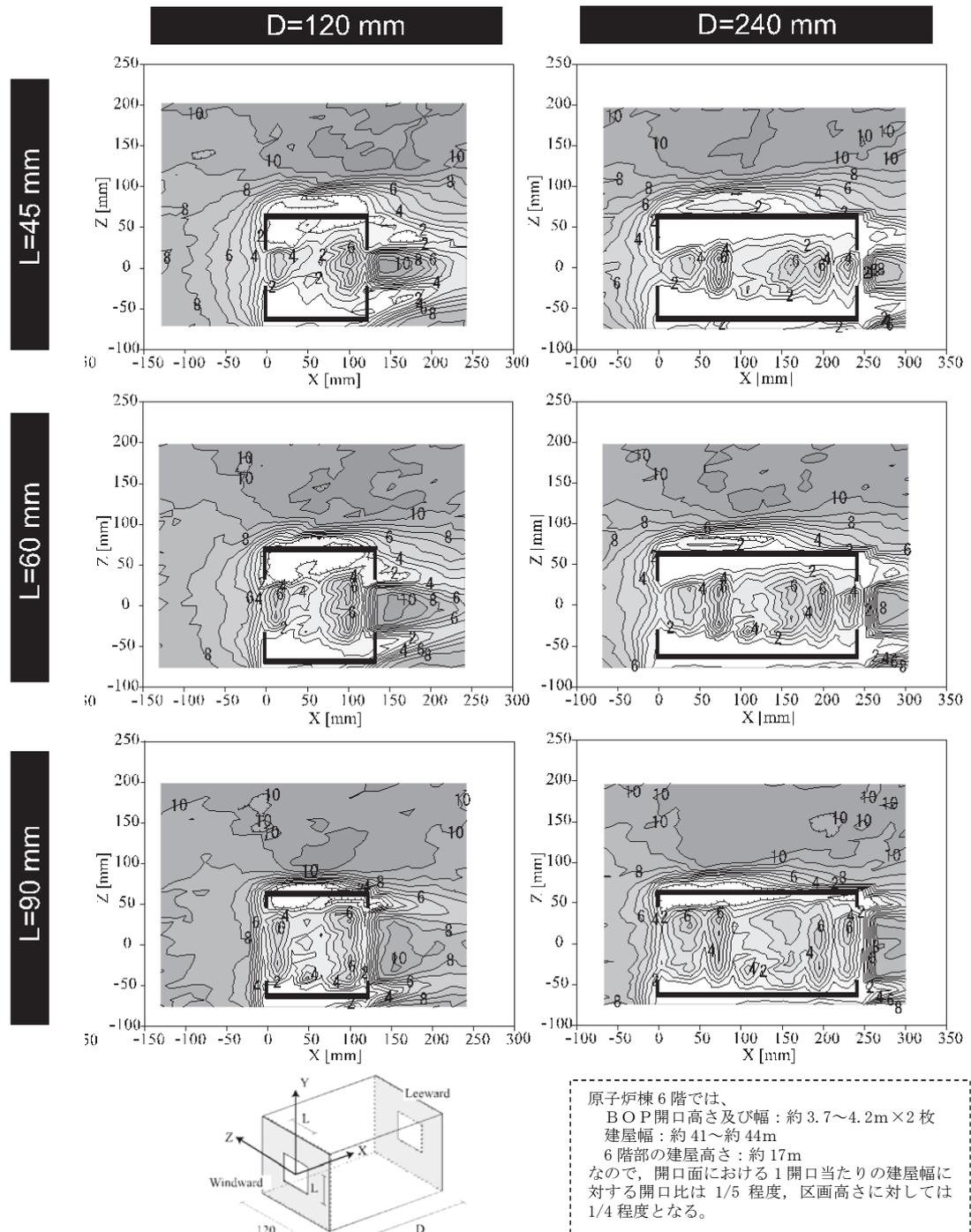


図2 開口を通過した屋内流のスカラー風速分布（水平断面）
 （文献⁽²⁾の図から一部抜粋）

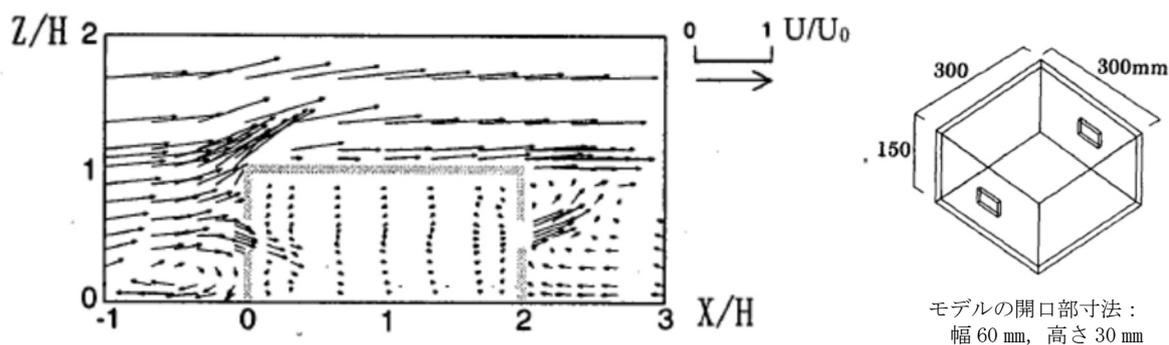


図3 開口から侵入した屋内流の風速分布（鉛直断面）⁽³⁾

<参考文献>

- (1) Nasir, Zoheb, 「Numerical modeling of tornado-like vortex and its interaction with bluff-bodies」 (2017). Electronic Thesis and Dissertation Repository. 4451. (<https://ir.lib.uwo.ca/etd/4451>)
- (2) 小林, 相良, 山中 他, 「通風時の建物周辺気流に関する風洞実験及び CFD 解析精度の検証」, 日本建築学会環境系論文集 第 74 巻(2009) 第 638 号
(https://www.jstage.jst.go.jp/article/aije/74/638/74_638_481/_article/-char/ja/)
- (3) 大場, 倉淵, 入江, 「通風開口部の流入気流と圧力損失に関する実験的研究」, 日本建築学会計画系論文集 第 67 巻(2002) 第 552 号
(https://www.jstage.jst.go.jp/article/aija/67/552/67_KJ00004226499/_article/-char/ja/)

2.4 使用済燃料乾式貯蔵建屋の使用済燃料乾式貯蔵容器冷却性能に ついて

1. 概要

使用済燃料乾式貯蔵建屋（以下「貯蔵建屋」という。）は、使用済燃料を収納した使用済燃料乾式貯蔵容器（以下「貯蔵容器」という。）を24基保管するが、貯蔵容器で使用済燃料の崩壊熱を貯蔵建屋内の空気の流れによって除熱するよう設計する。

本資料は、竜巻防護対策として、貯蔵建屋上部の排気口に追設する使用済燃料乾式貯蔵容器竜巻防護対策施設（防護ネット及び車両防止柵）によって、貯蔵建屋の除熱設計に影響がないことを確認するものである。

2. 基本条件

2.1 貯蔵容器の仕様

- | | |
|----------------|----------------|
| (1) 外径×全長 | φ 2391×5725 mm |
| (2) 発熱量（1基当たり） | 17.1 kW |

2.2 貯蔵建屋給排気温度

- | | |
|----------------|-------|
| (1) 給気温度（外気温度） | 32 °C |
| (2) 排気温度 | 45 °C |

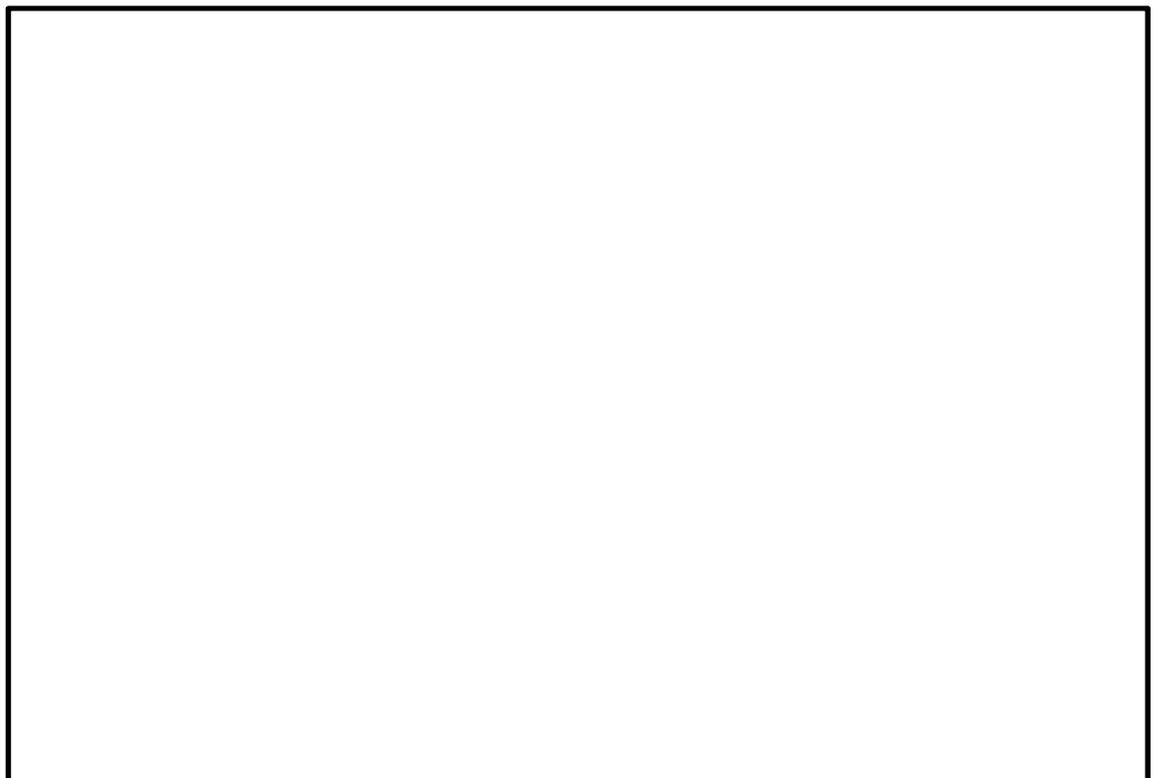
2.3 評価モデル

- (1) 貯蔵建屋のドラフト高さ

貯蔵容器蓋表面と排気口中心の高さの差とする。

- (2) 評価領域

貯蔵建屋貯蔵エリアの1スパン（7 m）当たり、給排気口が各2組配置されている。除熱計算は、図 2-1 に示すように車両防止柵により圧損の大きくなる東側の給排気口1組とし、4基の貯蔵容器が収納された状態で評価する。



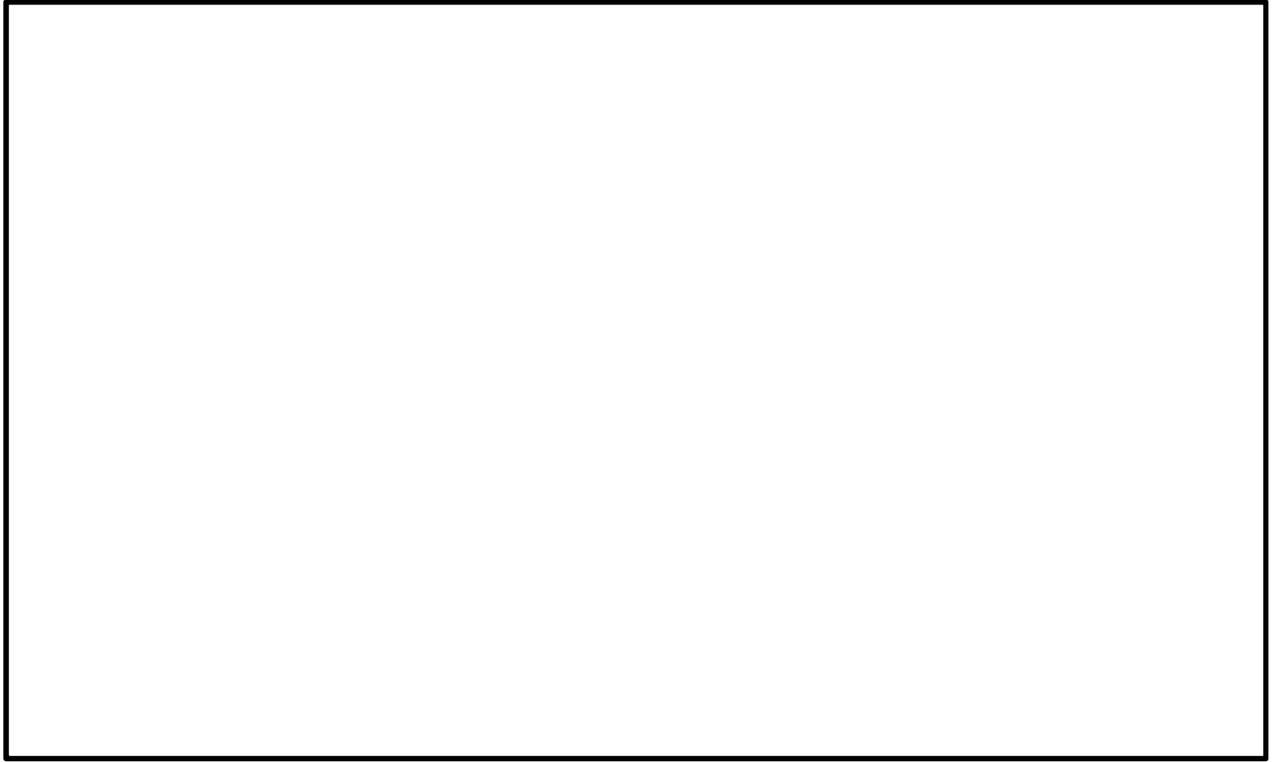


図 2-1 評価領域及び検討対象流路

(3) 流路の形状，寸法

評価対象流路の形状，寸法を表 2-1 に示す。

表 2-1 評価対象流路の形状，寸法（単位：m）

対象流路		部位	流路寸法（高さ×幅） (m)	圧損計算用寸法 (m)	備考
給気流路	ガラリ A	図 2-1①	3.92 ± 0.01 $\times 4.545 \pm 0.01$	3.91×4.53	開口率 60%
	防虫金網	図 2-1②	3.92 ± 0.01 $\times 4.545 \pm 0.01$	3.91×4.53	
	給気流路	図 2-1③	2.0 ± 0.04 $\times 5.8 \pm 0.04$	1.96×5.76	
	吐出口	図 2-1④	$2.0 \pm 0.04 \times 5.8 \pm 0.04$ $6.075 \times 7.0 \pm 0.04$	1.96×5.76 6.07×6.96	
貯蔵容器横断流 (最速部)		図 2-1⑤	6.075×2.187 $(7 \pm 0.04 - 2 \times 2.391)$	6.07×2.17	
排気流路	ガラリ 誘導部	図 2-1⑥	2.898 ± 0.04 $\times 5.8 \pm 0.04$	2.85×5.76	
	ガラリ B	図 2-1⑦	2.8 ± 0.01 $\times 5.345 \pm 0.01$	2.79×5.33	開口率 50%
	防虫金網	図 2-1⑧	2.8 ± 0.01 $\times 5.345 \pm 0.01$	2.79×5.33	
	防護ネット	図 2-1⑨	2.8 ± 0.01 $\times 5.345 \pm 0.01$	2.79×5.33	追設部
	車両防止柵	図 2-1⑩	2.8 ± 0.01 $\times 5.345 \pm 0.01$	2.79×5.33	追設部 開口率 80%

2.4 評価方法

本貯蔵建屋では貯蔵容器の冷却を空気の自然対流によって行うため，冷却性能は熱ドラフトと空気の圧力損失の平衡点で決まる。

熱ドラフトは，貯蔵建屋の排気部の高さ及び外気との温度差で決まり，また圧力損失は風路の圧力損失係数と風量で決まる。

排気温度が 45℃以下の場合，貯蔵容器及び周辺設備の健全性が確保されることより，給排気温度差（13℃）による貯蔵建屋の熱ドラフトが空気の圧力損失より大きいことを確認する。

3. 記号の定義

表3-1 評価に用いる記号

記号	単位	定義
W	m ³ /s	評価領域当たりの必要風量
Q	kW	貯蔵容器1基分の発熱量
n	—	評価領域に設置される貯蔵容器の数量
ρ	kg/m ³	給排気の平均密度
ρ ₁	kg/m ³	給気（外気）の密度
ρ ₂	kg/m ³	排気の密度
C _P	kJ/kg°C	空気の比熱
ΔT	°C	給排気の温度差
ΔP	Pa	空気の圧力損失
ζ _i	—	各流路の圧力損失係数
A _i	m ²	各流路の断面積
g	m/s ²	重力加速度
h	Pa	貯蔵建屋の熱ドラフト
H	m	貯蔵建屋のドラフト高さ

4. 計算方法

(1) 必要風量

$$W = \frac{n \cdot Q}{\rho \cdot C_P \cdot \Delta T}$$

(2) 圧力損失

$$\Delta P = \sum_i \frac{\zeta_i}{A_i} \times \frac{\rho \cdot W^2}{2}$$

(3) 熱ドラフト

$$h = (\rho_1 - \rho_2) \times g \times H$$

5. 計算結果

(1) 空気の密度と比熱

表 5-1 空気の密度と比熱

	32°C	45°C	平均値
密度 ρ (kg/m ³)	1.158	1.110	1.134
比熱 C_P (kJ/kg°C)	1.007	1.007	1.007

(2) 必要風量

表 5-2 必要風量

Q (kW)	n	ρ (kg/m ³)	C_P (kJ/kg°C)	ΔT (°C)	W (m ³ /s)

(3) 圧力損失

表 5-3 圧力損失

$\sum_i \zeta_i / A_i^2$ (m ⁻⁴)	ρ (kg/m ³)	W (m ³ /s)	ΔP (Pa)

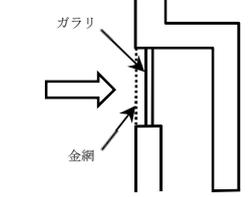
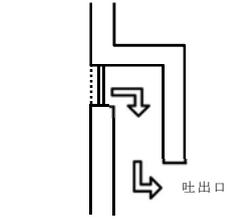
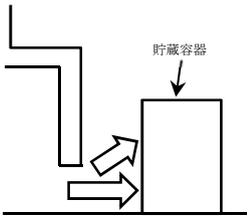
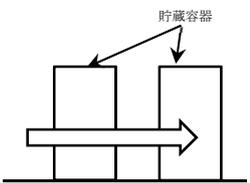
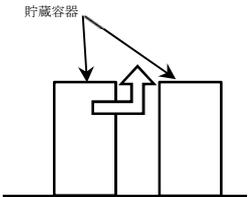
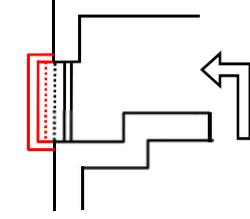
※：圧力損失係数の算出方法は表 5-5 による。

(4) 貯蔵建屋の熱ドラフト

表 5-4 貯蔵建屋の熱ドラフト

ρ_1 (kg/m ³)	ρ_2 (kg/m ³)	H (m)	g (m/s ²)	h (Pa)

表 5-5 流路の圧力損失係数

No.	流路形状	部位	流路面積 (m)	圧損係数	ζ_i / A_i^2 (m ⁻⁴)	圧損係数の 出典
① ②		給気側の ガラリ・ 金網				
③		給気風路 の曲がり				
④		貯蔵エリ アへの吐 出口				
⑤	 	貯蔵容器 を横切る 流れ 横切る流 れ～上昇 流				
⑥		排気口へ の曲がり				

No.	流路形状	部位	流路面積 (m)	圧損係数	ζ_i / A_i^2 (m ⁻⁴)	圧損係数の 出典
⑦ ⑧		排気口の ガラリ, 金網, 防 護ネット				
⑨ ⑩		排気口の 防護ネッ ト, 車両 防止柵 (追設部)				

6. 評価結果

自然対流による空気の圧力損失 (Pa) に対して, 貯蔵建屋の熱ドラフト
(Pa) が大きく, 除熱性能は満足されている。

3 海水ストレーナの強度計算に関する補足資料

3.1 海水ストレーナの強度評価対象部位について

1. 概要

本資料は、V-3-別添 1-1-3「残留熱除去系海水系ストレーナの強度計算書」及びV-3-別添 1-1-7「ディーゼル発電機海水系ストレーナの強度計算書」における、海水系ストレーナ（残留熱除去系海水系ストレーナ、ディーゼル発電機用海水系ストレーナ）の強度評価対象部位について、選定理由及び評価内容を説明するものである。

2. 評価対象部位の選定理由及び評価内容

海水系ストレーナの評価対象部位の選定理由及び評価内容を表 1 に示す。

表 1 海水系ストレーナの評価対象部位の選定理由及び評価内容

部位 ^{※1}	考慮する荷重及び選定理由	評価内容
	風荷重（水平）	
支持脚	— 風荷重により発生する応力の観点より、支持断面積の小さい基礎ボルトを選定	—
胴板	— 同上	—
蓋	— 同上	—
基礎ボルト	○ 同上	風荷重による水平荷重により発生する引張、せん断応力を算出。

※1：外荷重による応力を受ける主要構造部材

(補足)

引張応力の式は以下で表される。

$$F = \frac{W_w \cdot h - m \cdot g \cdot L_H}{n_f \cdot L_1}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{A}$$

F：引張力
 W_w：風圧力による荷重
 h：基礎～ストレーナ重心高さ
 m：質量
 g：重力加速度 (g=9.80665)
 L_H：重心からの水平距離
 n_f：引張力を受ける箇所数
 L₁：支点間水平距離
 σ_t：引張応力
 A：断面積

支持脚が高い場合は重心高さhが大きくなり、転倒モーメント(W_w・h)が大きくなるが、安定モーメント(m・g・L_H)は変わらないため、発生応力は支持脚が低い場合に比べ、より大きくなる傾向となる。

支持脚が低い場合は重心位置が低くなり、転倒モーメントを安定モーメントが打ち消す作用が大きいため、支持脚、胴板に作用する応力は小さい傾向となることから、断面積の小さい基礎ボルトを評価対象部位として選定している。

残留熱除去系海水系ストレーナに竜巻の風荷重が作用した場合を例とし、支持脚に発生する引張応力について表 2 に、基礎ボルトに発生する引張応力について表 3 に示す。

基礎ボルトに発生する応力に対し、支持脚に発生する応力は十分小さい。

表2 支持脚に発生する引張応力

条件	対象部位	発生応力 (MPa)	許容応力 (MPa)	応力比
風荷重 (100m/s)	残留熱除去系海水系 ストレーナの支持脚	1.46	185	0.008

表3 基礎ボルトに発生する引張応力

条件	対象部位	発生応力 (MPa)	許容応力 (MPa)	応力比
風荷重 (100m/s)	残留熱除去系海水系 ストレーナの基礎ボ ルト	25	173	0.145

3. 接続配管の扱い

風荷重を受けた場合、海水ストレーナの接続配管についても機器本体に発生する応力は伝達されるが、応力を分担することで機器本体の発生応力は小さくなるため、保守的に配管はないものとして評価を行う。なお、接続配管は10インチ以上の炭素鋼配管であり、十分な強度を有している。

以上

4. 屋外の重大事故等対処設備の固縛装置の強度計算に関する補足資料

4.1 固縛装置の設計における保守性について

1. 概要

本資料は、東海第二発電所の屋外の重大事故等対処設備（以下「SA設備」という。）の悪影響防止対策として、V-3-別添 1-3「屋外重大事故等対処設備の固縛装置の強度計算の方針」に示している固縛装置の設計における保守性について補足する資料である。

固縛装置は、竜巻の襲来時において、屋外のSA設備の固縛状態を維持するために必要な構造強度を有するよう設計しているが、設計においては保守性を見込むことで、固縛装置への信頼性を高めるように配慮しており、その詳細について説明する。

2. 固縛装置設計での保守性

固縛装置の設計において見込んでいる保守性は、保守性を見込む設計段階に応じ、次に示す3つに整理することができる。次項において具体的な内容を示す。

- (1) 荷重算出における保守性
- (2) 設計竜巻の風速の評価における保守性
- (3) 許容限界における保守性

3. 具体的な保守性について

3.1 荷重の算出における保守性

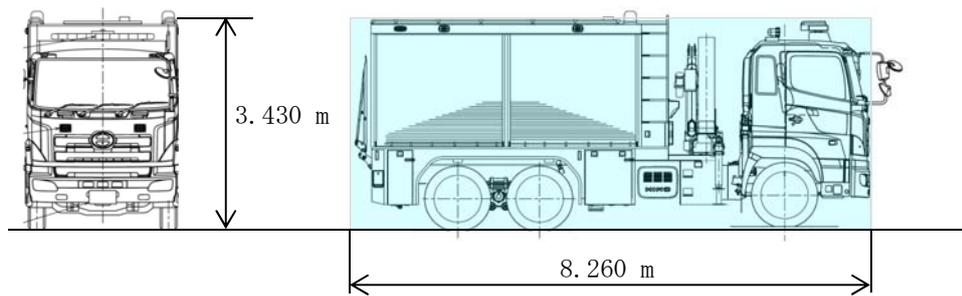
- (1) 固縛対象設備の受圧面積の設定における保守性

固縛対象設備に作用する横滑り荷重は、次の①式に示すように、設計竜巻の風圧力による荷重の受圧面積を用いて算出する。

$$P_H = W_W = q \cdot G \cdot C \cdot A \quad \dots \textcircled{1}$$

- q : 設計用速度圧
G : ガスト係数 (=1.0)
C : 風力係数
A : 受圧面積

この受圧面積は、実際の固縛対象設備の外形面積より大きくなるように外接する直方体の面積で近似した最大値を用いており、荷重の算出に保守性を見込んでいる。固縛装置の強度計算において最も裕度の小さい評価対象部位を有する「可搬型代替注水中型ポンプ」における受圧面積の保守性を図3-1に示す。



- ・荷重算出に用いている受圧面積（ 部）：28.332 m²
- ・風荷重を受ける部分（実外形）の面積：23.189 m²

図 3-1 可搬型代替注水中型ポンプの外形図

前述のとおり、荷重算出に用いている受圧面積は風荷重を受けない（風が通り抜ける）部分も含めた面積で算出しており、可搬型代替注水中型ポンプの裕度が最小となる荷重ケースである側面においては、荷重算出用の面積と実際の風荷重を受ける面積との比より、1.22（=28.332 / 23.189）倍の保守性を有している。

他の屋外の S A 設備の受圧面積においても、同様に実外形よりも大きな面積として荷重を算出しており、保守性を有している。

(2) 固縛対象設備に作用する揚力算出における保守性

固縛対象設備に作用する揚力は、次の②式にて示すことができる。

$$F_{L} = \frac{1}{2} \rho \cdot V_{SA}^2 \cdot C_{L} a \quad \dots \textcircled{2}$$

ρ ：空気の密度

V_{SA} ：固縛対象設備に作用する設計竜巻の最大水平風速

$C_{L} a$ ：揚力係数と見付面積の積

このとき、 $C_{L} a$ は、風洞実験により得られる値であり、固縛対象設備の風洞実験を各対象に対して行うことは現実的ではなく、揚力算出式としての実用性に欠けることもあり、物体の外形により算出できる、抗力係数と見付面積の積の平均値 $C_{D} A$ が、 $C_{L} a$ より大きな値を取ることが、既往の風洞実験等の結果により確認されていることから、固縛対象設備に作用する揚力は、②式の $C_{L} a$ を $C_{D} A$ に置換した③式で算出される揚力 $F_{L, m}$ を用いる。

$$F_{L, m} = \frac{1}{2} \rho \cdot V_{SA}^2 \cdot C_{D} A \quad \dots \textcircled{3}$$

$C_{D} A$ ：抗力係数と見付面積の積の平均値

固縛対象設備に作用する揚力 $F_{L, m}$ において、前述のとおり、 $C_{D} A > C_{L} a$ であることから、固縛対象設備は、実際の揚力よりも大きな揚力を受け、より飛散しやすい条件にて評

価されており、揚力の算出において保守性を有している。

(3) 動的荷重算出のための摩擦係数に対する保守性

連結材に余長を設けた固縛装置（以下「余長付き固縛装置」という。）においては、連結材が展張することによる急制動に伴って作用する動的荷重に対する設計を行い、動的荷重は摩擦力を考慮して各検討段階での風速等の算出が必要となる。

具体的には、横滑り開始風速、連結材の展張時の固縛対象設備が有する終端速度及び固縛対象設備が停止するまでの静荷重の算出であり、このときに摩擦力を算出するための摩擦係数は以下の値を用いる。

- ・ 静摩擦係数 $\mu_s = 0.44$ (20km/h での走行車両のタイヤと路面の縦すべり摩擦係数)
- ・ 動摩擦係数 $\mu_d = 0.29$ (120km/h での走行車両のタイヤと路面の縦すべり摩擦係数)

摩擦係数は、「道路構造令の解説と運用」に記載される湿潤状態での路面の縦すべり摩擦係数を参考としており、静摩擦係数は、停止している車両を横滑りさせるという事象に対して走行状態での進行方向の摩擦係数を用いること、動摩擦係数は、高速で走行中の摩擦が少ない走行状態での進行方向の摩擦係数を用いることから、いずれの摩擦係数の設定においても、十分な保守性を有している。

(4) 動的荷重算出モデルに摩擦を考慮しないことにおける保守性

動的荷重は、連結材に弾力的な荷重が作用し、固縛対象設備が停止したとして算出する。動的荷重の算出式は、連結材が等価剛性 k を有している弾性体として、連結材が展張する時点を $t = 0$ として時間 t の関数として、④式にて表される。

$$\begin{aligned} F_i(t) &= k \cdot x_{RP} = k \cdot B \sin\left(\sqrt{\frac{k}{m}} \cdot t\right) \\ &= \sqrt{k \cdot m} \cdot v_{SA, OT} \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{k}{m}} \cdot t\right) \dots \textcircled{4} \end{aligned}$$

ここで、

- F_i : 連結材に発生する動的荷重
- k : 連結材の等価剛性
- x_{RP} : 連結材の変位
- B : 振幅
- m : 固縛対象設備の質量
- $v_{SA, OT}$: 連結材が展張した時に固縛対象設備が有する速度（終端速度）

連結材の展張する際には、図 3-2 に示すように、固縛対象設備と路面との間に摩擦力は生じるが、保守的に摩擦を考慮せずに、動的荷重を算出する設計としている。摩擦力を F_f として考慮して、④式に反映すると、摩擦による項目が加わり、⑤式にて表される。

$$F_i(t) = k \left(x_{RP} - \frac{F_f}{k} \right) = k \left(x_{RP} - \frac{\mu_d (m \cdot g - F_{L, m})}{k} \right) \dots \textcircled{5}$$

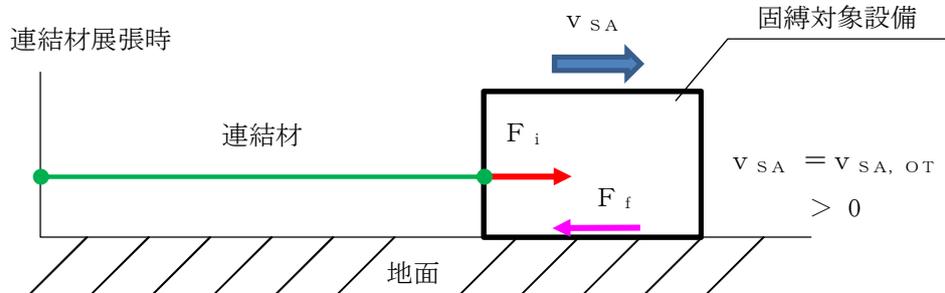


図 3-2 摩擦力を考慮した動的荷重の算出時の荷重状態

動的荷重の算出式は、連結材を弾性体とした荷重と変位の関係であり、④式及び⑤式を比較すると、動的荷重と摩擦力は作用方向が逆向きであることから、連結材の変位が、摩擦力 F_f の作用により変位が小さくなった分、動的荷重も小さくなることがわかる。

連結材の展張時には、自重が揚力よりも大きく、摩擦力は発生するため、摩擦力を考慮していない動的荷重には保守性を有している。

(5) 動的荷重算出のための連結材の等価剛性における保守性

動的荷重については、(4)にて示した④式にて算出する。

連結材の等価剛性は、連結材の弾性係数から算出する。なお、連結材の等価剛性は、荷重により変化するが、動的荷重算出に用いる連結材の弾性係数は、図 3-3 に示すように、固縛装置に使用する連結材の引張試験によって得られた結果に対し、使用範囲（許容限界とした規格引張強度までの範囲）において、試験結果よりも大きな弾性係数（ 15785 N/mm^2 ）となる値を設定している。また、④式のとおり、動的荷重 F_i は、等価剛性 k と比例関係にあるため、試験により得られる実際の等価剛性より大きい等価剛性（硬い材料）を用いることにより、動的荷重も保守的な値となるため、等価剛性の設定において保守性を有している。

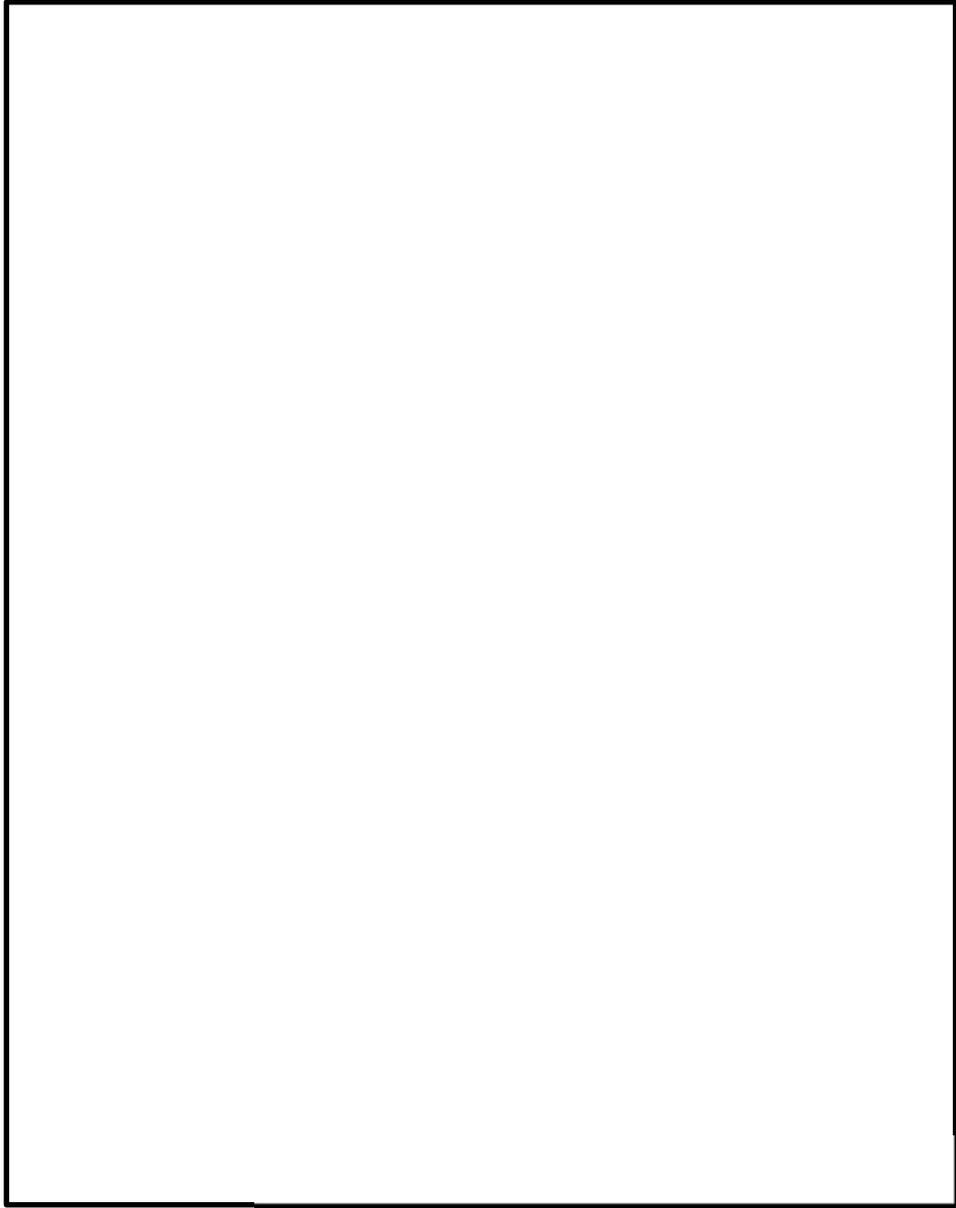


図 3-3 連結材の弾性係数の設定について

3.2 設計竜巻の風速の評価における保守性

固縛装置の設計において、竜巻風速場モデルとフジタモデルとしており、図 3-4 に示すフジタモデルでの関係式を基に、各固縛対象設備に作用する風速分布を設定する。

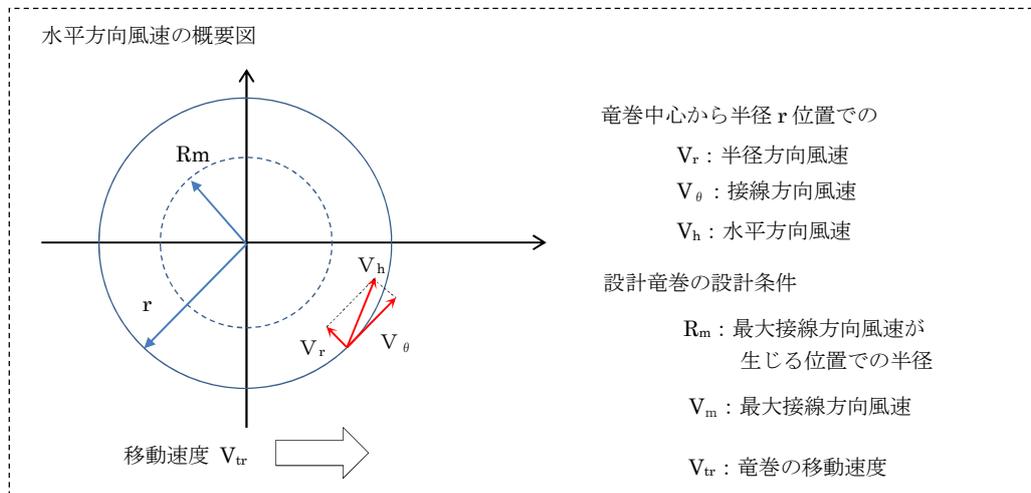
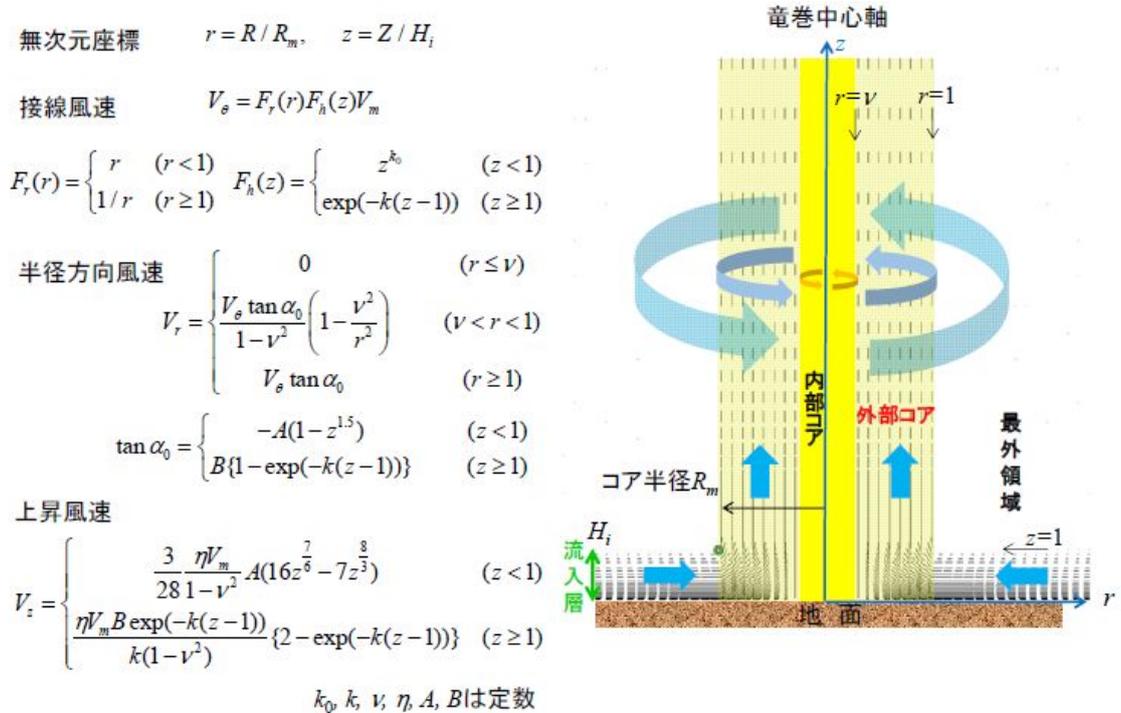


図 3-4 フジタモデルでの竜巻の風速の関係式

また、フジタモデルでは、固縛対象設備の高さが風速に影響するため、風速の分布は固縛対象設備ごとに異なるため、風荷重の算出用の風速は、固縛対象設備ごとに設定する。

この風速分布は、固縛対象設備に最も大きな風速が作用する条件としており、図 3-5 に示すような任意の位置から設計竜巻が近づき、 t 秒後の固縛対象設備の位置に最大接線方向風速が生じる条件により求めている。図 3-6 に可搬型代替注水中型ポンプに対する設計竜巻の風速分布を示す。

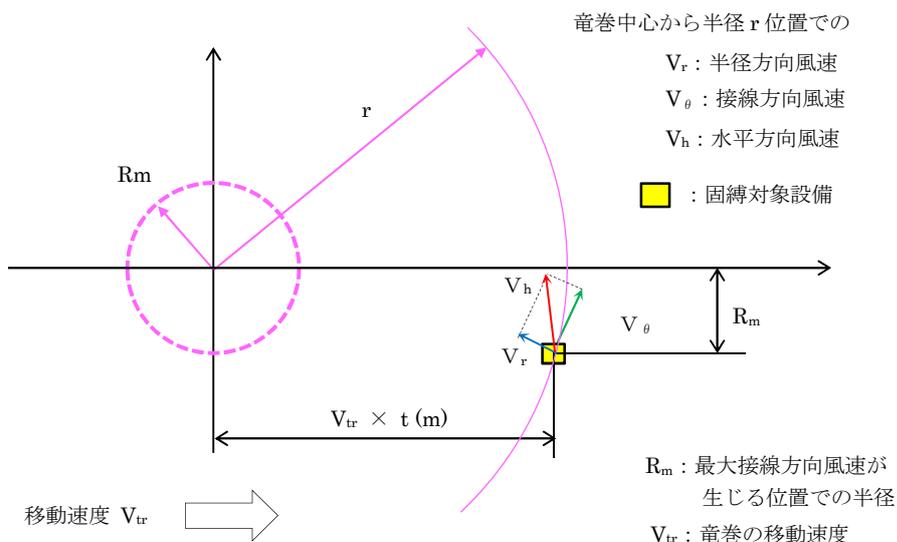


図 3-5 固縛対象設備に作用する風速分布の検討モデル

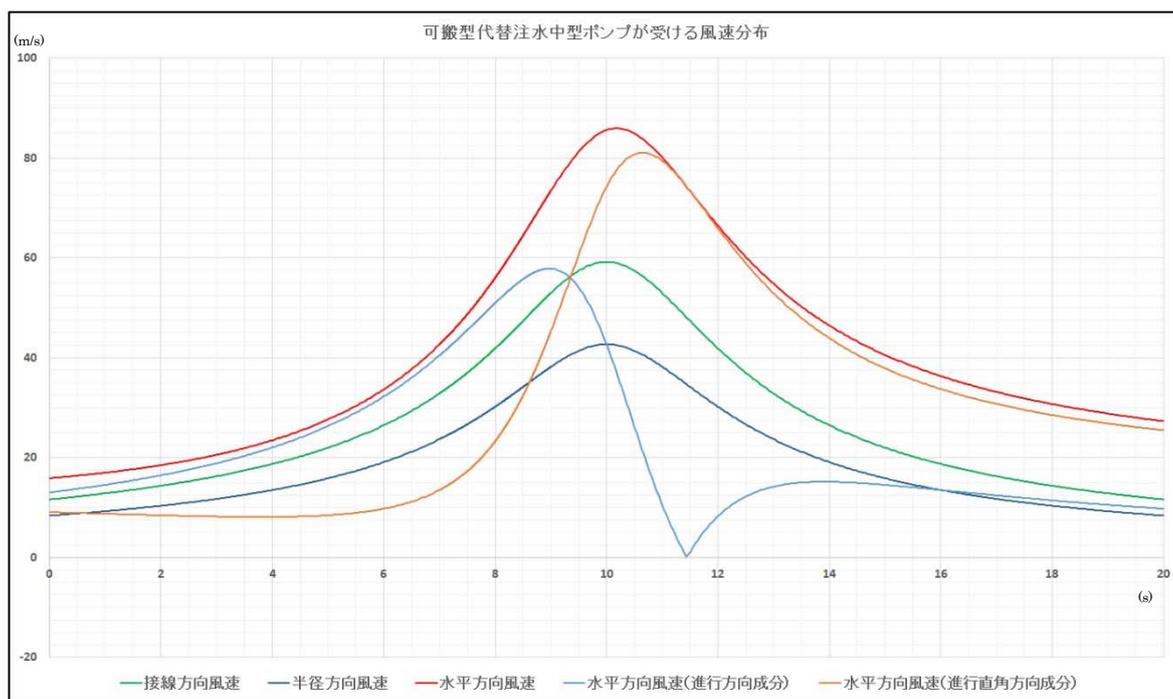


図 3-6 可搬型代替注水中型ポンプに作用する設計竜巻の風速の時刻歴分布

(1) 竜巻の水平風速の向きについて

設計竜巻の水平方向風速の分布は、図 3-6 に示した形状を示すが、水平方向風速の向きは、図 3-5 の検討モデルで分かるように接線方向風速の向きにより、竜巻の進行に応じて変化するため、固縛対象設備の最大受圧面に対して、常に作用し続けることはないが、本評価においては、設計竜巻による水平風速は、常に固縛対象設備の最大受圧面に対して、直角方向に作用するとして風荷重を算出しており、保守性を見込んでいる。

また、風荷重の作用方向に対する検討として、固縛対象設備の軸に対して斜め方向に作用した場合を考える。固縛対象設備に作用する横滑り荷重は、①式により算出する。なお、本検討においては、車両を想定し、進行方向の面を正面、正面に対して直角方向の面（最大受圧面）を側面とする。

風荷重が、固縛対象設備の側面に直角方向に作用するケースを図 3-7 に、斜め（設備の対角線を設定（見かけの見付面積が最大のため））に対して直角方向に作用するケースを、図 3-8 に示す。

- ① 固縛対象設備の側面に対し、直角方向に風荷重が作用した場合
 （正面方向も同様であるが、最大受圧面となる側面に対してのモデルを示す。）
 ケース①での風荷重は、図 3-7 に示す $W_{w①}$ となる。
- ② 固縛対象設備に対角線に対し、直角方向（斜め方向）に風荷重が作用した場合
 （方向は、対角線に対し直角方向だが作用箇所は設備の外面に沿って作用する）
 ケース②での風荷重 $W_{w②}$ については、図 3-8 に示すように、斜め方向の風荷重を、側面及び正面方向に直角に作用する荷重（ $W_{w②(x)}$ 及び $W_{w②(y)}$ ）に分解して計算し、それらの荷重を合成することで求める。

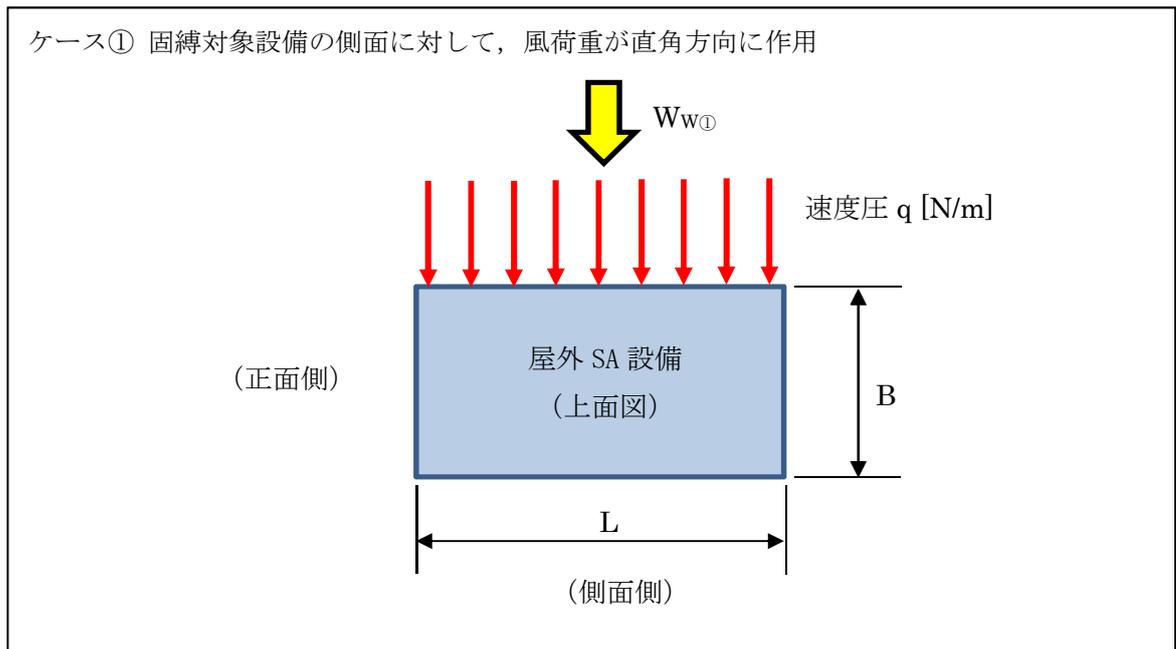


図 3-7 固縛対象設備の側面直角方向に風荷重が作用したモデル図

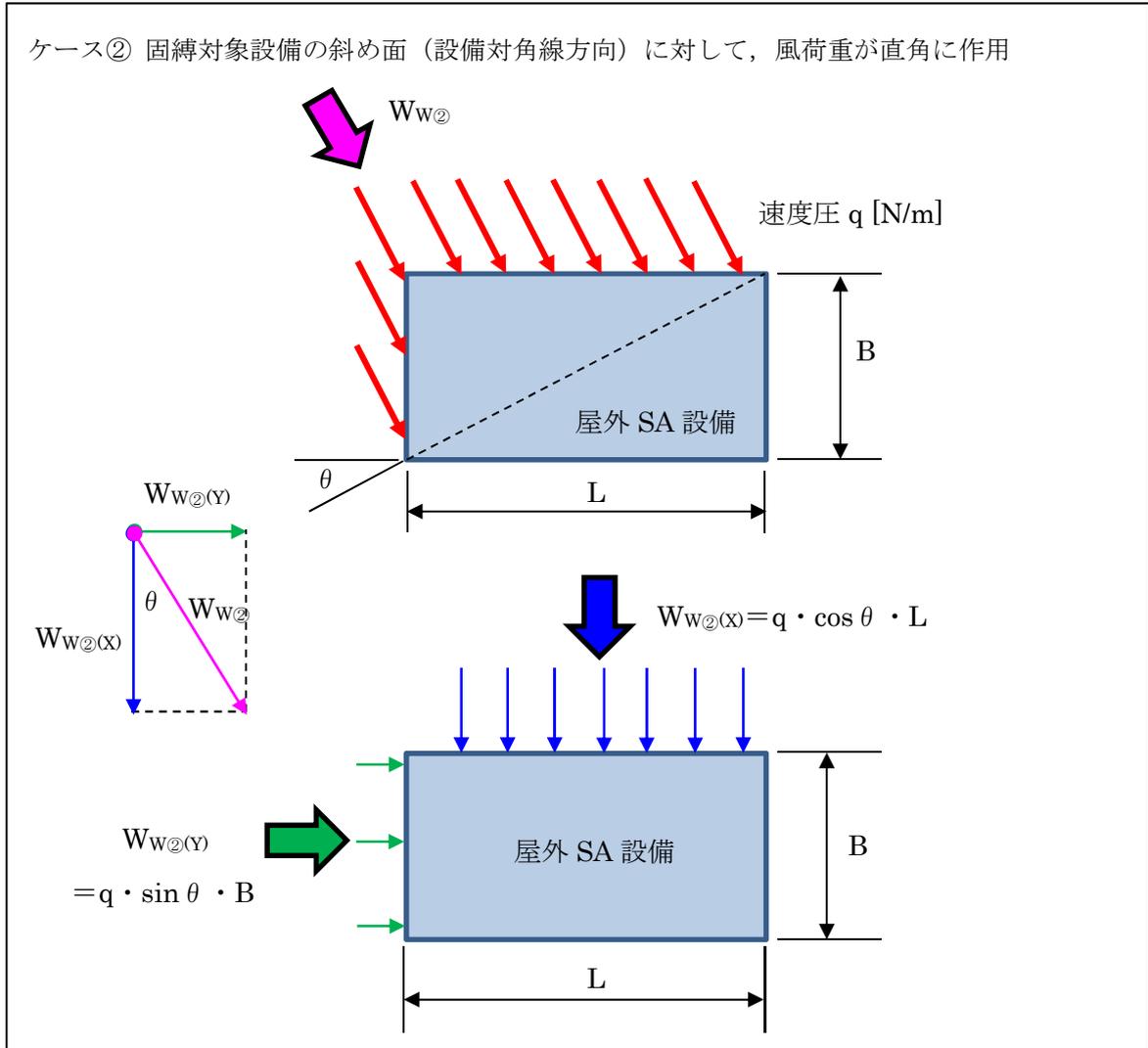


図 3-8 固縛対象設備の斜面（対角線）直角方向に風荷重が作用したモデル図

この時，固縛対象設備に作用する横滑り荷重 $W_{w①}$ と $W_{w②}$ を整理すると，以下となる。

$$W_{w②} = \sqrt{W_{w②(x)}^2 + W_{w②(y)}^2} = \sqrt{(q \cdot \cos \theta \cdot L)^2 + (q \cdot \sin \theta \cdot B)^2}$$

$$= q \cdot \sqrt{(\cos \theta \cdot L)^2 + (\sin \theta \cdot B)^2} = q \cdot L \cdot \sqrt{\left(\frac{B}{L}\right)^2 \sin^2 \theta + \cos^2 \theta}$$

このとき， $B < L$ であることから， $B/L < 1$ であり， $W_{w②}$ は，

$$W_{w②} = q \cdot L \cdot \sqrt{\left(\frac{B}{L}\right)^2 \sin^2 \theta + \cos^2 \theta} < q \cdot L \cdot \sqrt{\sin^2 \theta + \cos^2 \theta} = q \cdot L$$

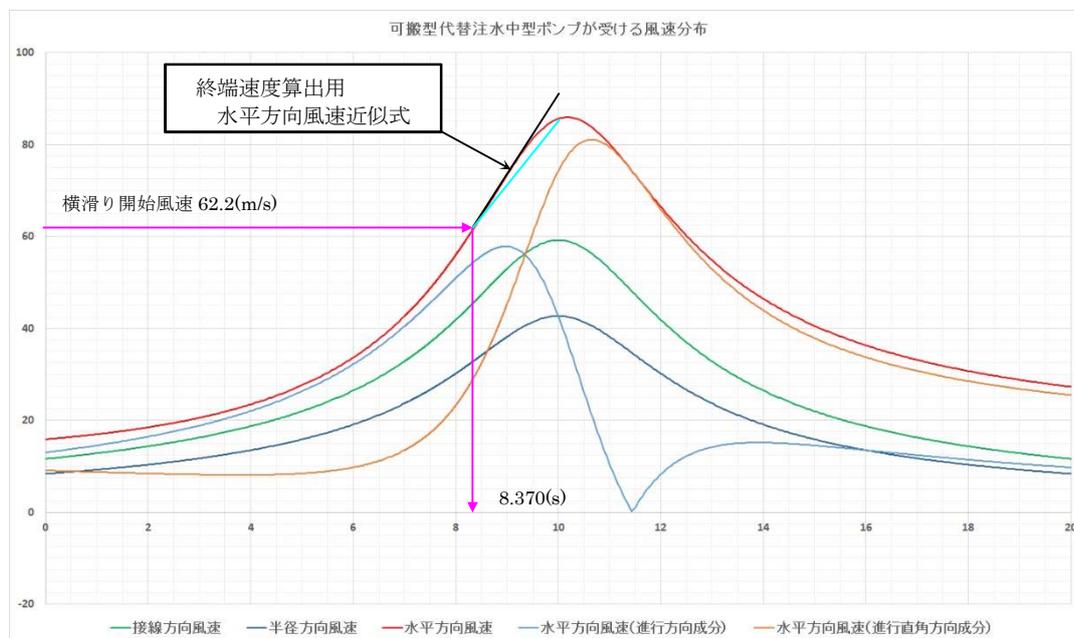
よって，

$$W_{w②} < q \cdot L = W_{w①} \quad \dots \textcircled{6}$$

⑥式より，固縛対象設備の側面（最大受圧面）に対して直角方向に作用する，ケース①が最も風荷重が大きくなることがわかる。また，東海第二の固縛装置については，正面方向への横滑りに対しても，許容限界以下となる設計としている。

(3) 動的荷重算出時の水平方向風速の近似式の設定について

動的荷重の算出に必要な項目である固縛対象設備の終端速度の算出には、図 3-9 に示すように横滑り開始風速から最大風速となるまでを一次式で近似して設定しているが、この近似式による風速が実風速を下回らないように、実際の風速よりも高くなるように設定しており、保守性を有している。



滑り出し風速と、風速分布の最大値の二点を用いた近似（—）とすると、風速分布よりも下回る位置が発生する。
⇒ 風速分布の接線を近似（—）に用いることで、保守性を有した風速近似式となる。

図 3-9 固縛対象設備の終端速度の算出時の風速近似の設定

3.3 許容限界における保守性

固縛装置の設計は、固縛対象設備に設計竜巻の風圧力による荷重が持続的に作用する状態に対して実施し、連結材の余長を設けた固縛装置（以下「余長付き固縛」という。）の場合は、余長が展張して停止させることによる動的荷重が作用する状態についても、実施している。固縛装置の強度評価に用いる許容限界は、静的に作用する場合に比べ、動的な荷重では強度が上昇する傾向にある。その材料強度の保守性について以下に示す。

(1) 鋼材及びコンクリートの強度

鋼材及びコンクリートの強度は、ひずみ速度の影響を大きく受け、高ひずみ速度下では静的な荷重が作用する場合に比べ、降伏点、引張強さともに上昇することが一般的に知られており、「建築物の耐衝撃設計の考え方（日本建築学会）」などの多くの文献において記載されている。

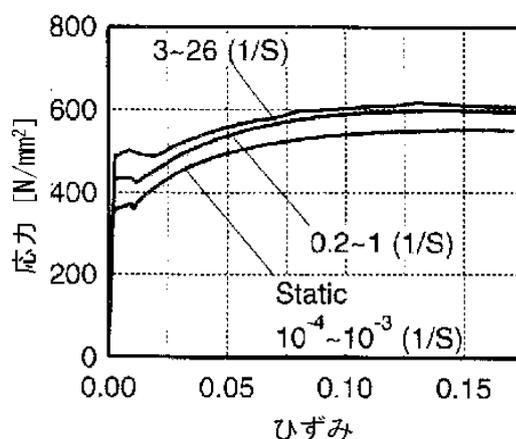


図 3-10 鋼材の応力—ひずみ関係に及ぼすひずみ速度の影響
 (「建築物の耐衝撃設計の考え方 (日本建築学会)」より抜粋)

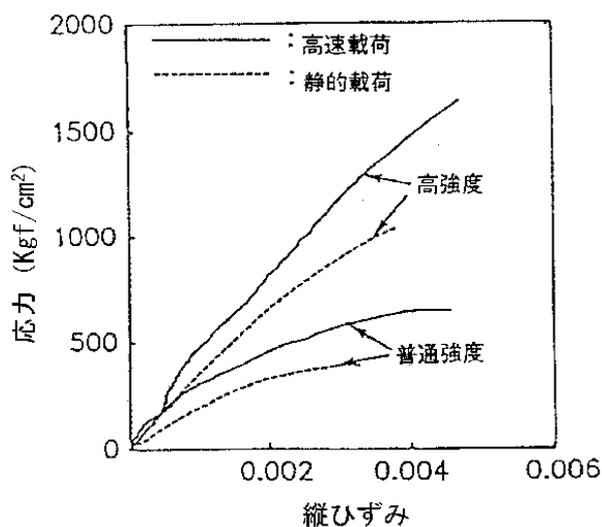


図 3-11 コンクリートの応力—ひずみ関係に及ぼすひずみ速度の影響
 (「建築物の耐衝撃設計の考え方 (日本建築学会)」より抜粋)

例えば、可搬型代替注水中型ポンプの場合、荷重速度を連結材の展張時の終端速度である約 2 m/s に対して、「建築物の耐衝撃設計の考え方」を参考に、接着系アンカーボルト (SS400, 埋込長 300 mm, ひずみ速度 6.6/s) を例とすると、静的荷重の試験から規定されている強度に対する強度上昇率は、1.35 倍程度と推測され、固縛装置の許容限界は、静的荷重による値を用いており、強度上昇率分の保守性を有している。

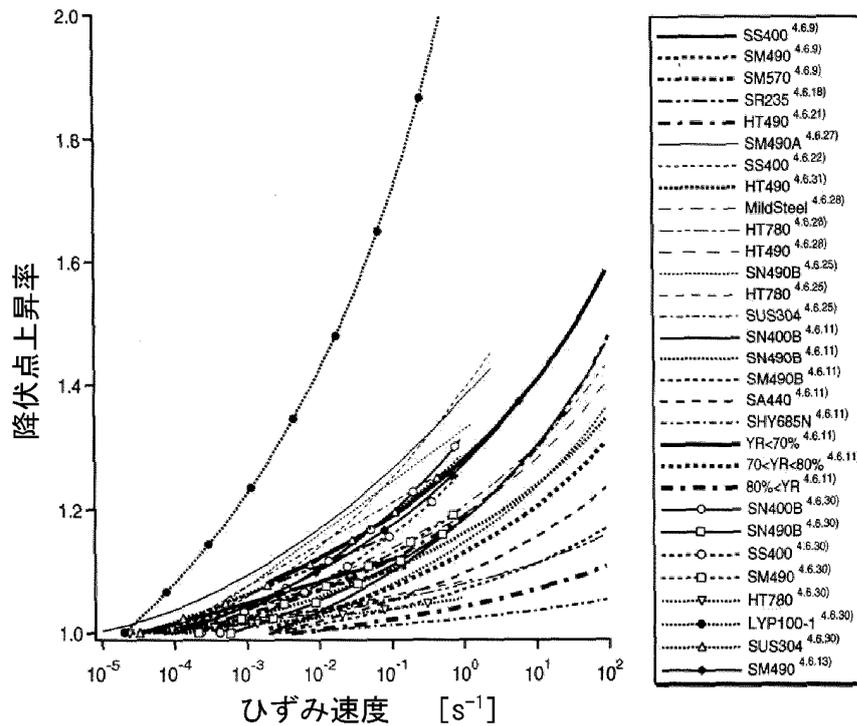


図 3-12 各種構造用鋼の降伏点のひずみ速度依存性
 (「建築物の耐衝撃設計の考え方 (日本建築学会)」より抜粋)

(2) 連結材 (高強度繊維ロープ) の強度

連結材は高強度繊維にて構成されており、許容限界とした規格引張強度は、 mm/min (= cm/sec) の引張速度にて引張試験を行った結果に、安全率を考慮して設定した強度である。引張試験での引張速度は、動的荷重の算出モデルでの連結材の展張する時の固縛対象設備が有する速度 v_{SA} (約 2m/s (= 2×10^2 cm/sec)) に比べて小さな速度だが、図 3-13 に示すように引張速度が上がると引張強度が増大することがメーカーにて確認されている。

動的荷重の作用による連結材の強度上昇率は、約 倍程度と推測される。

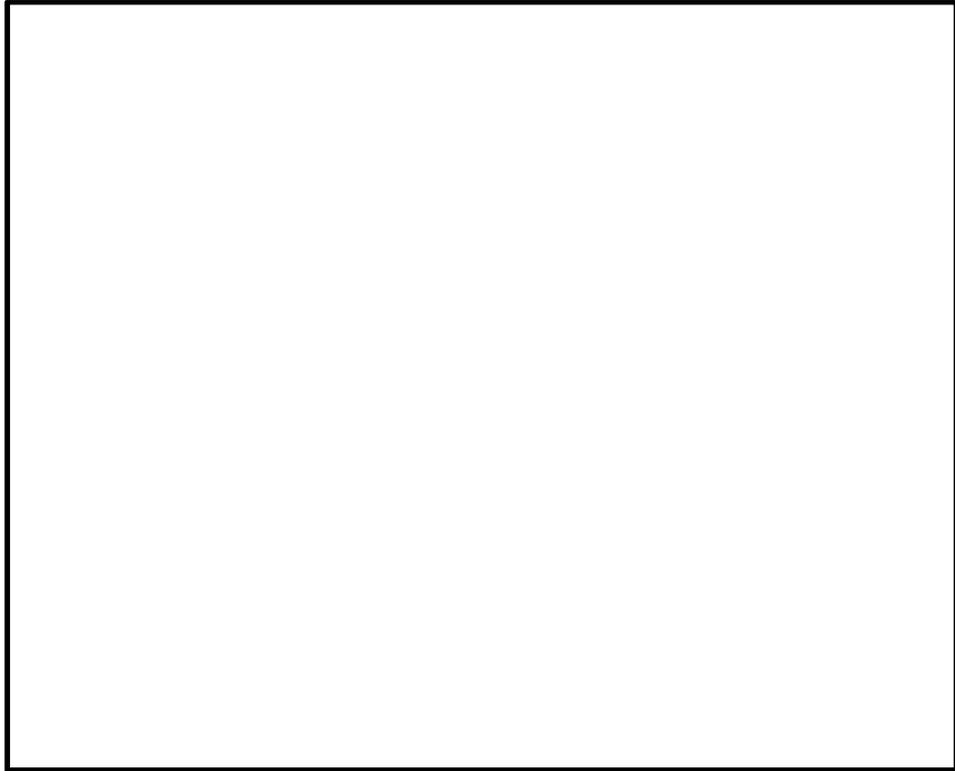


図 3-13 高強度繊維の荷重速度と引張強度の関係

以上より、固縛装置に対して動的荷重が加わった場合であっても、固縛装置を構成する各部位とも、静的な試験により得られる強度よりも増大する特性を有しており、固縛装置の設計において規格等より設定した許容限界に対し、保守性を有している。