

ここで、

λ : 有効細長比

Λ : 限界細長比

$$\nu : \nu = 1.5 + \frac{2}{3} \left(\frac{\lambda}{\Lambda} \right)^2$$

- (c) 各部位の一次せん断応力は以下に示す f_s を超えないこと。一次＋二次応力については f_s の 3 倍を超えないこと。

$$f_s = \frac{F}{1.5\sqrt{3}}$$

- (d) 各部位の一次曲げ応力は以下に示す f_b を超えないこと。一次＋二次応力については f_b の 3 倍を超えないこと。

$$f_b = \frac{F}{1.5}$$

- f. バスケットにおいては、以下の基準を適用する。

- (a) 各部位の応力が以下に示す基準値以下であること。

$$P_m \leq S_m$$

$$P_m + P_b \leq \alpha S_m$$

$$\tau \leq 0.6 S_m$$

$$(\text{一次圧縮応力}) \leq f_c$$

$$f_c = \left\{ 1 - 0.4 \left(\frac{\lambda}{\Lambda} \right)^2 \right\} \frac{F}{\nu}$$

ここで、

S_m : 付属書類 A. 10. 5 (v)-第 A. 94 表に示される設計応力強さ

P_m : 一次一般膜応力

P_b : 一次曲げ応力

α : 純曲げによる全断面降伏荷重と初期降伏荷重の比又は 1.5 のいずれかの小さい方の値

τ : 平均せん断応力

λ : 有効細長比

Λ : 限界細長比

$$\nu : \nu = 1.5 + \frac{2}{3} \left(\frac{\lambda}{\Lambda} \right)^2$$

- g. 燃料被覆管については応力強さが降伏応力以下であること。

(3) 一般の試験条件（積み重ね試験及び 6 kg 棒貫通試験）

- a. 積み重ね試験に対しては胴に発生する応力強さが設計降伏点を超えないこと。
- b. 6 kg 棒貫通試験に対しては、せん断で破壊しないこと。

(4) 特別の試験条件

- a. 蓋ボルト以外の輸送容器の胴、二次蓋及び三次蓋は以下の基準を適用する。

(a) 各部位について発生応力を分類し、各応力が以下に示す基準値以下であること。

i) オーステナイト系ステンレス鋼以外

$$P_m \leq 2/3S_u$$

$$P_L \leq S_u$$

$$P_L + P_b \leq S_u$$

ii) オーステナイト系ステンレス鋼

$$P_m \leq \text{MIN}[2.4S_m, 2/3S_u]$$

$$P_L \leq \text{MIN}[3.6S_m, S_u]$$

$$P_L + P_b \leq \text{MIN}[3.6S_m, S_u]$$

- b. 二次蓋ボルト及び三次蓋ボルトに対しては以下の基準を適用する。

$$(\text{平均引張応力}) \leq S_y$$

$$(\text{平均引張応力} + \text{曲げ応力}) \leq S_y$$

- c. 二次蓋密封シール部に対しては各部位について発生応力を分類し、各応力が以下に示す基準値以下であること。

$$P_m \leq S_y$$

$$P_L \leq S_y$$

$$P_L + P_b \leq S_y$$

$$P_L + P_b + Q \leq S_y$$

- d. 三次蓋とキャスク本体の O リング取付位置の相対口開き変形量が、O リングの初期締め付け代より小さいこと。

- e. 外筒、下部端板及び底部中性子遮蔽材カバーにおいては以下の基準を適用する。ただし、各溶接部については、各構成部材と同じ基準を適用する。

(a) 各部位の一次引張応力は以下に示す f_t の 1.5 倍を超えないこと。

$$f_t = \frac{F}{1.5}$$

ここで、

$$F = \text{MIN}[0.7S_u, 1.2S_y] \text{ (オーステナイト系ステンレス鋼以外)}$$

$$F = \text{MIN}[1.35S_y, 0.7S_u, 1.2S_y(\text{RT})] \text{ (オーステナイト系ステンレス鋼)}$$

(b) 各部位の一次圧縮応力は以下に示す f_c の 1.5 倍を超えないこと。

$$f_c = \left\{ 1 - 0.4 \left(\frac{\lambda}{\Lambda} \right)^2 \right\} \frac{F}{v}$$

ここで、

$$F = \text{MIN}[0.7S_u, 1.2S_y] \quad (\text{オーステナイト系ステンレス鋼以外})$$

$$F = \text{MIN}[1.35S_y, 0.7S_u, 1.2S_y(\text{RT})] \quad (\text{オーステナイト系ステンレス鋼})$$

(c) 各部位の一次せん断応力は以下に示す f_s の 1.5 倍を超えないこと。

$$f_s = \frac{F}{1.5\sqrt{3}}$$

(d) 各部位の一次曲げ応力は以下に示す f_b の 1.5 倍を超えないこと。

$$f_b = \frac{F}{1.5}$$

f. バスケットにおいては、以下の基準を適用する。

(a) 各部位の応力が以下に示す基準値以下であること。

$$P_m \leq 2/3 S_u$$

$$P_m + P_b \leq 2/3 \alpha S_u$$

$$\tau \leq 1.2 S_m$$

ここで、

$$S_u : \text{付属書類 A. 10. 5 (v)-第 A. 97 表に示される設計引張強さ}$$

(b) 各部位の一次圧縮応力は f_c^* の 1.5 倍を超えないこととする。 f_c^* の値は、以下に示す f_c の値を算出する際に S_y とあるのを $1.2S_y$ と読み替えて算出した値。

$$f_c = \left\{ 1 - 0.4 \left(\frac{\lambda}{\Lambda} \right)^2 \right\} \frac{F}{v}$$

ここで、

$$F = \text{MIN}[0.7S_u, S_y]$$

g. 1 m 貫通試験に対しては、せん断で破断しないこと。

(5) 強化浸漬試験

a. 輸送容器の胴（底板）及び蓋部は以下の基準を適用する。

$$P_L + P_b \leq S_u \quad (\text{オーステナイト系ステンレス鋼以外})$$

$$P_L + P_b \leq \text{MIN}[3.6S_m, S_u] \quad (\text{オーステナイト系ステンレス鋼})$$

- b. 外圧を受ける胴にあつては、外面に受ける圧力が金属キャスク構造規格¹⁾に示される胴の厚さ等によって定まる許容外圧 P_a の 1.5 倍以下であること。

3. 余裕率

適用数式及び要素による結果のうち、定量的な基準のあるものについては次に示す余裕率 MS を用いて評価する。

$$\text{余裕率 (MS)} = \frac{\text{解析基準値}}{\text{解析結果}} - 1$$

したがって、余裕率は 0 以上あれば良いとする。

余裕率を用いられないものは、該当箇所にその基準等を記載した。なお、解析基準値は A.3 に示す材料の機械的性質及び B. に示す温度等に基づいて決定する。^(注)

(注)設計降伏点、設計引張強さ、縦弾性係数等の値は、A.3 に示す引用文献中で与えられている温度依存データを内挿することによって求める。

(ロ)-第 A.1 表 輸送容器の構造設計の条件及び解析方法 (1/13)

条件	解析項目及びその評価	設計条件						解析方法		備考
		参照図表	材質	温度	設計負荷			適用数式又は要素	解析基準	
					種類	負荷係数	要素			
通常の輸送条件	<u>化学的及び電氣的反応</u>									
	1) 化学的反應	(㍀)-第 A. 3 表	表による	—	腐食	—	活性	活性の有無	無	
	2) 電氣的反應	(㍀)-第 A. 3 表	表による	—	腐食	—	電位差	反應の有無	無	
	<u>低温強度</u>									
	1) 構成部品	(㍀)-第 A. 4 表	表による	—	材質	—	き裂・破損	-20℃でのき裂・破損の有無	無	
	2) 低温時の強度	(㍀)-第 A. 4 表	表による	—	材質	—	脆性破壊	-20℃での脆化の有無	無	
	<u>密封装置</u>									
	三次蓋	(イ)-第 C. 2 図	—	—	誤操作による開放	—	誤操作の可否	緩衝体等に覆われての誤操作の可否	否	

(ロ)-第 A.1 表 輸送容器の構造設計の条件及び解析方法 (2/13)

条件	解析項目及びその評価	設計条件						解析方法		備考
		参照図表	材質	温度	設計負荷			適用数式又は要素	解析基準	
					種類	負荷係数	要素			
通常の輸送条件	吊上装置									
	トラニオン本体	(㍀)-第 A. 10 図	SUS630		吊上荷重	3 1.3	曲げとせん断 疲労評価	$S = \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \tau^2}$ N _c	S _y N _a	(注 1)
	トラニオン接続部 (トラニオン側)	(㍀)-第 A. 10 図	SUS630		吊上荷重	3 1.3	支圧 疲労評価	$\sigma_P = \text{MAX}[\sigma_{P11}, \sigma_{P12}]$ $\sigma_P = \text{MAX}[\sigma_{P11}, \sigma_{P12}] + \sigma_{P2}$ N _c	1.25S _y 1.5×1.25S _y N _a	(注 2)
	トラニオン接続部 (胴側)	(㍀)-第 A. 10 図			同上	同上	同上	同上	同上	
	固縛装置									
	トラニオン本体	(㍀)-第 A. 14 図	SUS630		上下、前後 2g (下方向は自重を 考慮し、3g)	1	曲げとせん断	$S = \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \tau^2}$	S _y	
	トラニオン接続部 (トラニオン側)	(㍀)-第 A. 14 図	SUS630		上下、前後 2g (下方向は自重を 考慮し、3g)	1	支圧	$\sigma_P = \text{MAX}[\sigma_{P11}, \sigma_{P12}]$ $\sigma_P = \text{MAX}[\sigma_{P11}, \sigma_{P12}] + \sigma_{P2}$	1.25S _y 1.5×1.25S _y	
	トラニオン接続部 (胴側)	(㍀)-第 A. 14 図			同上	同上	同上	同上	同上	
	圧力	—	—		周囲圧力の降下	—	内圧	密封性	良	
	振動	(㍀)-第 A. 15 図			振動による力	—	振動	固有振動数	加振源の 振動数	(注 3)

(注 1) S : 応力強さ、 σ_b : 曲げ応力、 τ : せん断応力、S_y : 設計降伏点、N_c : 使用計画回数、N_a : 許容繰返し回数(注 2) σ_P : 支圧応力、 σ_{P11} 、 σ_{P12} : 吊上げ荷重による支圧応力 (一次応力)、 σ_{P2} : しまり嵌め荷重による支圧応力 (二次応力)(注 3) 輸送容器の胴、一次蓋及び二次蓋の材質は、である。

(ロ)-第 A.1 表 輸送容器の構造設計の条件及び解析方法 (3/13)

条件	解析項目及びその評価	設計条件						解析方法		備考
		参照図表	材質	温度	設計負荷			適用数式又は要素	解析基準	
					種類	負荷係数	要素			
一般の試験条件	熱的試験									
	1) 応力計算									
	胴	(v)-第 A. 17 図		内圧、熱膨張及び初期締付トルク	1	応力強さ	P_m P_L P_L+P_b P_L+P_b+Q	S_m $1.5S_m$ $1.5S_m$ $3S_m$	(注 4)	
	胴（底板）	—		同上	1	同上	同上	同上		
	一次蓋	—		同上	1	同上	同上	同上		
	二次蓋	—		同上	1	同上	同上	同上		
	三次蓋	—		同上	1	同上	同上	同上		
	外筒	—		同上	1	応力	引張応力 圧縮応力 せん断応力 曲げ応力	f_t f_c f_s f_b	(注 5)	
	下部端板	—		同上	1	同上	同上	同上		
	蓋部中性子遮蔽材カバー	—		同上	1	同上	同上	同上		
	底部中性子遮蔽材カバー	—		同上	1	同上	同上	同上		
	一次蓋シール部（蓋）	—		同上	1	応力強さ	P_L P_L+P_b+Q	S_y S_y		
	一次蓋シール部（胴）	—		同上	1	同上	同上	同上		
	二次蓋シール部（蓋）	—		同上	1	同上	同上	同上		
	二次蓋シール部（胴）	—		同上	1	同上	同上	同上		
	一次蓋ボルト	—		同上	1	引張 引張と曲げ	σ_m $\sigma_m+\sigma_b$	$2S_m$ $3S_m$	(注 6)	
	二次蓋ボルト	—		同上	1	同上	同上	同上		
	三次蓋ボルト	—		同上	1	同上	同上	同上		
	ガスケットの密封性	—	EPDM	—	同上	1	変形量	口開き変形量	初期締付け代	

(注 4) P_m : 一次一般膜応力、 P_L : 一次局部応力、 P_b : 一次曲げ応力、 Q : 二次応力、 S_m : 設計応力強さ(注 5) f_t : 許容引張応力、 f_c : 許容圧縮応力、 f_s : 許容せん断応力、 f_b : 許容曲げ応力(注 6) σ_m : 平均引張応力、 σ_b : 曲げ応力

(ロ)-第 A. 1 表 輸送容器の構造設計の条件及び解析方法 (4/13)

条件	解析項目及びその評価	設計条件						解析方法		備考
		参照図表	材質	温度	設計負荷			適用数式又は要素	解析基準	
					種類	負荷係数	要素			
一般の試験条件	水噴霧	—		—	水噴霧	—	吸水による脆化、水溜	吸水性水切	無良	
	自由落下									
	1) 緩衝体の変形量と衝撃加速度									
	垂直落下	(㍃)-第 A. 23 図 (㍃)-第 A. 24 図		—	落下エネルギー	1	エネルギー吸収	$E_a = \sum \sigma_c V$	$E_k = mgH$	(注 7)
	水平落下	(㍃)-第 A. 25 図		—	落下エネルギー	1	エネルギー吸収	$E_a = \sum \sigma_c V$	$E_k = mgH$	
	コーナー落下	(㍃)-第 A. 26 図 (㍃)-第 A. 27 図		—	落下エネルギー	1	エネルギー吸収	$E_a = \sum \sigma_c V$	$E_k = mgH$	
	2) 垂直落下									
	胴	(㍃)-第 A. 28 図 (㍃)-第 A. 29 図			内圧、慣性力 熱膨張及び 初期締付トルク	1	応力強さ	P_m P_L $P_L + P_b$ $P_L + P_b + Q$	S_m $1.5S_m$ $1.5S_m$ $3S_m$	
	胴（底板）	—			同上	1	同上	同上	同上	
	一次蓋	—			同上	1	同上	同上	同上	
	二次蓋	—			同上	1	同上	同上	同上	
	三次蓋	—			同上	1	同上	同上	同上	
	外筒	—			同上	1	応力	引張応力 圧縮応力 せん断応力 曲げ応力	f_t f_c f_s f_b	
	下部端板	—			同上	1	同上	同上	同上	
	蓋部中性子遮蔽材カバー	—			同上	1	同上	同上	同上	
	底部中性子遮蔽材カバー	—			同上	1	同上	同上	同上	

(注 7) E_a : 吸収エネルギー、 σ_c : 圧縮応力、 V : 変形量、 E_k : 輸送物の落下エネルギー、 m : 輸送物最大総質量、 g : 重力加速度、 H : 落下高さ

(ロ)-第 A.1 表 輸送容器の構造設計の条件及び解析方法 (5/13)

条件	解析項目及びその評価	設計条件						解析方法		備考
		参照図表	材質	温度	設計負荷			適用数式又は要素	解析基準	
					種類	負荷係数	要素			
一般の試験条件	2) 垂直落下（続き）									
	一次蓋シール部（蓋）	－			同上	1	応力強さ	P _L P _L +P _b +Q	S _y S _y	
	一次蓋シール部（胴）	－			同上	1	同上	同上	同上	
	二次蓋シール部（蓋）	－			同上	1	同上	同上	同上	
	二次蓋シール部（胴）	－			同上	1	同上	同上	同上	
	一次蓋ボルト	－			同上	1	引張 引張と曲げ	σ _m σ _m +σ _b	2S _m 3S _m	
	二次蓋ボルト	－			同上	1	同上	同上	同上	
	三次蓋ボルト	－			同上	1	同上	同上	同上	
	ガスケットの密封性	－	EPDM	－	同上	1	変形量	口開き変形量	初期締付け代	
	バスケット	(ロ)－第 A. 31 図	アルミニウム合金		慣性力	1	圧縮	σ _c = $\frac{W_b \cdot G_v}{A}$	S _m f _c	(注 8)
	燃料被覆管	－	ジルカロイ		内圧及び慣性力	1	応力強さ	S	σ _y	(注 9)
	3) 水平落下									
	胴	(ロ)－第 A. 32 図			内圧、慣性力 熱膨張及び 初期締付トルク	1	応力強さ	P _m P _L P _L +P _b P _L +P _b +Q	S _m 1.5S _m 1.5S _m 3S _m	
	胴（底板）	－			同上	1	同上	同上	同上	
	一次蓋	－			同上	1	同上	同上	同上	
	二次蓋	－			同上	1	同上	同上	同上	
	三次蓋	－		同上	1	同上	同上	同上		
	外筒	－		同上	1	応力	引張応力 圧縮応力 せん断応力 曲げ応力	f _t f _c f _s f _b		

(注 8) W_b : バスケット合計質量、 G_v : 垂直落下時の衝撃加速度、 A : バスケットプレートと胴の接触面積(注 9) σ_y : 設計降伏点

(ロ)-第 A.1 表 輸送容器の構造設計の条件及び解析方法 (6/13)

条件	解析項目及びその評価	設計条件						解析方法		備考	
		参照図表	材質	温度	設計負荷			適用数式又は要素	解析基準		
					種類	負荷係数	要素				
一般の試験条件	3) 水平落下 (続き)										
	下部端板	—			同上	1	同上	同上	同上		
	蓋部中性子遮蔽材カバー	—			同上	1	同上	同上	同上		
	底部中性子遮蔽材カバー	—			同上	1	同上	同上	同上		
	一次蓋シール部 (蓋)	—			同上	1	応力強さ	P_L P_L+P_b+Q	S_y S_y		
	一次蓋シール部 (胴)	—			同上	1	同上	同上	同上		
	二次蓋シール部 (蓋)	—			同上	1	同上	同上	同上		
	二次蓋シール部 (胴)	—			同上	1	同上	同上	同上		
	一次蓋ボルト	—			同上	1	引張 引張と曲げ	σ_m $\sigma_m + \sigma_b$	$2S_m$ $3S_m$		
	二次蓋ボルト	—			同上	1		同上	同上	同上	
	三次蓋ボルト	—			同上	1		同上	同上	同上	
	ガスケットの密封性	—	EPDM	—	同上	1	変形量	口開き変形量	初期締付け代		
	バスケット	(ロ)-第 A. 33 図 (ロ)-第 A. 34 図 (ロ)-第 A. 35 図 (ロ)-第 A. 36 図	アルミニウム合金		慣性力	1	圧縮 曲げ せん断	$\sigma_c = (W_I + W_{II}) \cdot \frac{G_H}{A \cdot N}$ $\sigma_b = \frac{M}{Z}$ $\tau = \frac{F}{A}$	S_m αS_m $0.6S_m$	(注 10)	
燃料被覆管	—	ジルカロイ		内圧及び慣性力	1	応力強さ	S	σ_y			
4) コーナー落下	— 垂直及び水平落下の結果並びに特別の試験条件の結果を引用して評価 —										

(注 10) W_I , W_{II} : バスケットプレート、中性子吸収材、バスケットサポート及び燃料集合体の質量、 G_H : 水平落下時の衝撃加速度、 A : 断面積、 N : バスケットプレートの数、 M : 曲げモーメント、 Z : 断面係数、 F : せん断力、 α : 純曲げによる全断面降伏荷重と初期降伏荷重の比又は 1.5 のいずれか小さい方の値

(ロ)-第 A.1 表 輸送容器の構造設計の条件及び解析方法 (7/13)

条件	解析項目及びその評価	設計条件						解析方法		備考
		参照図表	材質	温度	設計負荷			適用数式又は要素	解析基準	
					種類	負荷係数	要素			
一般の試験条件	<u>積み重ね</u>									
	1) 軸に直角方向	(㍀)-第 A. 37 図			輸送物質量の 5 倍	1	曲げ 圧縮	$\sigma_b = \frac{M_{\max} d_o}{2I}$	S _y	(注 11)
	2) 軸方向	(㍀)-第 A. 38 図			輸送物質量の 5 倍	1		$\sigma_c = \frac{W}{A}$		
	<u>貫通</u>	(㍀)-第 A. 39 図			落下エネルギー	1	せん断	$E_s = \frac{\pi}{2} dt^2 S$	せん断 エネルギー	(注 12)

(注 11) M_{\max} : 最大曲げモーメント、 d_o : 円筒外径、 I : 断面二次モーメント、 W : 荷重(注 12) E_s : せん断エネルギー、 d : 直径、 t : 板厚、 S : せん断強さ

(ロ)-第 A.1 表 輸送容器の構造設計の条件及び解析方法 (8/13)

条件	解析項目及びその評価	設計条件						解析方法		備考
		参照図表	材質	温度	設計負荷			適用数式又は要素	解析基準	
					種類	負荷係数	要素			
特別の試験条件	9 m 落下試験									
	1) エネルギー吸収 と衝撃力									
	垂直落下	(㍶)-第 A. 23 図 (㍶)-第 A. 24 図		—	落下エネルギー	1	エネルギー 吸収	$E_a = \sum \sigma_c V$	$E_k = mgH$	
	水平落下	(㍶)-第 A. 25 図		—	落下エネルギー	1	エネルギー 吸収	$E_a = \sum \sigma_c V$	$E_k = mgH$	
	コーナー落下	(㍶)-第 A. 26 図 (㍶)-第 A. 27 図		—	落下エネルギー	1	エネルギー 吸収	$E_a = \sum \sigma_c V$	$E_k = mgH$	
	2) 垂直落下									
	胴	(㍶)-第 A. 40 図 (㍶)-第 A. 41 図			内圧、慣性力及び 初期締付トルク	1	応力強さ	P_m P_L $P_L + P_b$	$2/3S_u$ S_u S_u	(注 13)
	胴（底板）	—			同上	1	同上	同上	同上	
	二次蓋	—			同上	1	同上	同上	同上	
	三次蓋	—			同上	1	同上	P_m P_L $P_L + P_b$	$\text{MIN}[2.4S_m, 2/3S_u]$ $\text{MIN}[3.6S_m, S_u]$ $\text{MIN}[3.6S_m, S_u]$	
	外筒	—			同上	1	応力	引張応力 圧縮応力 せん断応力 曲げ応力	$1.5f_t$ $1.5f_c$ $1.5f_s$ $1.5f_b$	
	下部端板	—			同上	1	同上	同上	同上	
	底部中性子遮蔽材カバー	—			同上	1	同上	同上	同上	
	二次蓋シール部（蓋）	—			同上	1	応力強さ	P_L $P_L + P_b + Q$	S_y S_y	
	二次蓋シール部（胴）	—			同上	1	同上	同上	同上	

(注 13) S_u : 設計引張強さ

(ロ)-第 A.1 表 輸送容器の構造設計の条件及び解析方法 (9/13)

条件	解析項目及びその評価	設計条件						解析方法		備考
		参照図表	材質	温度	設計負荷			適用数式又は要素	解析基準	
					種類	負荷係数	要素			
特別の試験条件	2) 垂直落下（続き）									
	二次蓋ボルト	—			同上	1	引張 引張と曲げ	σ_m $\sigma_m + \sigma_b$	S_y S_y	
	三次蓋ボルト	—			同上	1	同上	同上	同上	
	ガスケットの密封性	—	EPDM	—	同上	1	変形量	口開き変形量	初期締付け代	
	バスケット	—	アルミニウム合金		慣性力	2.6	圧縮	$\sigma_c = \frac{W_b \cdot G_v}{A}$	$2/3S_u$ $1.5f_c^*$	(注 14)
	3) 水平落下									
	胴	(㍀)-第 A. 42 図			内圧、慣性力及び初期締付トルク	1	応力強さ	P_m P_L $P_L + P_b$	$2/3S_u$ S_u S_u	
	胴（底板）	—			同上	1	同上	同上	同上	
	二次蓋	—			同上	1	同上	同上	同上	
	三次蓋	—			同上	1	同上	P_m P_L $P_L + P_b$	$\text{MIN}[2.4S_m, 2/3S_u]$ $\text{MIN}[3.6S_m, S_u]$ $\text{MIN}[3.6S_m, S_u]$	
	外筒	—			同上	1	応力	引張応力 圧縮応力 せん断応力 曲げ応力	$1.5f_t$ $1.5f_c$ $1.5f_s$ $1.5f_b$	
	下部端板	—			同上	1	同上	同上	同上	
	底部中性子遮蔽材カバー	—			同上	1	同上	同上	同上	
	二次蓋シール部（蓋）	—			同上	1	応力強さ	P_L $P_L + P_b + Q$	S_y S_y	
	二次蓋シール部（胴）	—			同上	1	同上	同上	同上	
	二次蓋ボルト	—		同上	1	引張 引張と曲げ	σ_m $\sigma_m + \sigma_b$	S_y S_y		
	三次蓋ボルト	—		同上	1	同上	同上	同上		

(注 14) f_c^* : f_c の値を算出する際に S_y とあるのを $1.2S_y$ と読み替えて算出した値

(p)-第 A.1 表 輸送容器の構造設計の条件及び解析方法 (10/13)

条件	解析項目及びその評価	設計条件						解析方法		備考
		参照図表	材質	温度	設計負荷			適用数式又は要素	解析基準	
					種類	負荷係数	要素			
特別の試験条件	3) 水平落下（続き）									
	ガスケットの密封性	—	EPDM	—	同上	1	変形量	口開き変形量	初期締付け代	
	バスケット	—	アルミニウム合金		慣性力	1.2	圧縮 曲げ せん断	$\sigma_c = (W_I + W_{II}) \cdot \frac{G_H}{A \cdot N}$ $\sigma_b = \frac{M}{Z}$ $\tau = \frac{F}{A}$	2/3S _u 2/3 α S _u 1.2S _m	
	4) コーナー落下	— 垂直及び水平落下の結果を引用して評価 —								
	二次蓋ボルト	—			内圧、慣性力及び初期締付トルク	1	引張	$\sigma_t = \sigma_{t1} + \phi \sigma_{t2}$	S _y	(注 15)
	三次蓋ボルト	—			同上	1	同上	同上	同上	
	5) 傾斜落下	— 垂直及び水平落下の結果及び 10.3 項を引用して評価 —								
	1 m 貫通試験									
	1) 垂直落下									
	三次蓋	—			軟鋼棒圧潰荷重	1	せん断	$F_{bar} = \sigma_u \cdot A$ $F = \pi \cdot d \cdot t \cdot S$	F	(注 16)
	底部中性子遮蔽材カバー	—			軟鋼棒圧潰荷重	1	せん断	$F_{bar} = \sigma_u \cdot A$ $F = \pi \cdot d \cdot t \cdot S$	F	
	2) 水平落下									
	胴	—			軟鋼棒圧潰荷重	1	せん断	$F_{bar} = \sigma_u \cdot A$ $F = \pi \cdot d \cdot t \cdot S$	F	

(注 15) σ_t : 各荷重によりボルトに生じる引張応力、 σ_{t1} : 初期締付力、熱応力、胴内圧及び蓋間圧力により生じる引張応力、 ϕ : ボルト内力係数、
 σ_{t2} : 慣性力により生じる引張応力

(注 16) F_{bar} : 最大荷重、 σ_u : SS400 の設計引張強さ、F: 貫通荷重

(ロ)-第 A. 1 表 輸送容器の構造設計の条件及び解析方法 (11/13)

条件	解析項目及びその評価	設計条件						解析方法		備考
		参照図表	材質	温度	設計負荷			適用数式又は要素	解析基準	
					種類	負荷係数	要素			
特別の試験条件	熱的試験									
	1) 応力計算									
	胴	(㍶)-第 A. 43 図		内圧、熱膨張及び初期締付トルク	1	応力強さ	P_m P_L P_L+P_b	$2/3S_u$ S_u S_u		
	胴（底板）	—		同上	1	同上	同上	同上		
	二次蓋	—		同上	1	同上	同上	同上		
	三次蓋	—		同上	1	同上	P_m P_L P_L+P_b	$\text{MIN}[2.4S_s, 2/3S_u]$ $\text{MIN}[3.6S_s, S_u]$ $\text{MIN}[3.6S_s, S_u]$		
	外筒	—		同上	1	応力	引張応力 圧縮応力 せん断応力 曲げ応力	$1.5f_t$ $1.5f_c$ $1.5f_s$ $1.5f_b$		
	下部端板	—		同上	1	同上	同上	同上		
	底部中性子遮蔽材カバー	—		同上	1	同上	同上	同上		
	二次蓋シール部（蓋）	—		同上	1	応力強さ	P_L P_L+P_b+Q	S_y S_y		
	二次蓋シール部（胴）	—		同上	1	同上	同上	同上		
	二次蓋ボルト	—		同上	1	引張 引張と曲げ	σ_m $\sigma_m+\sigma_b$	S_y S_y		
	三次蓋ボルト	—		同上	1	同上	同上	同上		
	ガスケットの密封性	—		EPDM	—	同上	1	変形量	口開き変形量	初期締付け代
	15 m 浸漬									
	三次蓋	(㍶)-第 A. 44 図		外圧	1	応力強さ（曲げ）	$S=\sigma_b=0.75\frac{P\cdot a^2}{t^2}$	$\text{MIN}[3.6S_m, S_u]$	(注 17)	

(注 17) P : 差圧、a : 円板の半径

(㍻)-第 A.1 表 輸送容器の構造設計の条件及び解析方法 (12/13)

条件	解析項目及びその評価	設計条件						解析方法		備考
		参照図表	材質	温度	設計負荷			適用数式又は要素	解析基準	
					種類	負荷係数	要素			
使用 の追加試験条件	強化浸漬									
	1) 胴	—			外圧	1	圧力	P_o	$1.5P_a$	(注 18)
	2) 胴（底板）	—			外圧	1	応力強さ (曲げ)	$S=\sigma_b=0.75\frac{P\cdot a^2}{t^2}$	S_t	
	3) 三次蓋	(㍻)-第 A. 45 図			外圧	1	応力強さ (曲げ)	$S=\sigma_b=0.75\frac{P\cdot a^2}{t^2}$	S_t	

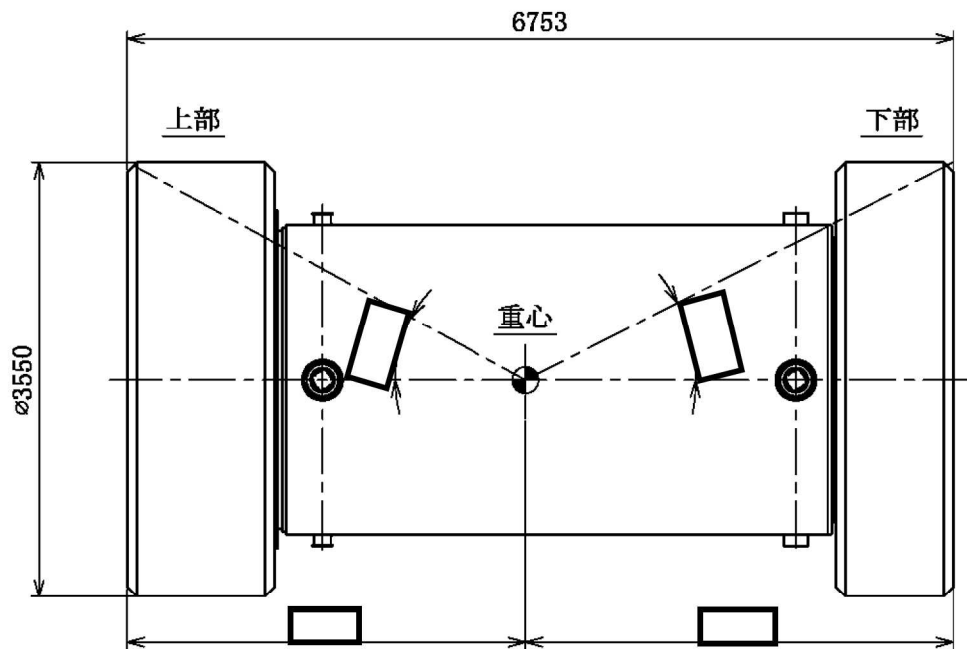
(注 18) P_o : 外圧、 P_a : 許容外圧

(p)-第 A. 1 表 輸送容器の構造設計の条件及び解析方法 (13/13)

条件	解析項目及びその評価	設計条件						解析方法		備考
		参照図表	材質	温度	設計負荷			適用数式又は要素	解析基準	
					種類	負荷係数	要素			
核分裂性輸送物に係る試験条件	一般の試験条件		}	前述の一般の試験条件に対する解析結果を引用して評価						
	1) 水噴霧									
	2) 0.3 m 自由落下									
	3) 積み重ね									
	4) 6 kg 棒貫通									
	特別の試験条件	(v)-第 A. 46 図	}	前述の 9 m 落下に対する設計条件及び解析方法と同一 前述の特別の試験条件に対する解析結果を引用して評価						
	1) 9 m 落下									
	2) 1 m 落下									
	3) 火災試験									
	4) 0.9 m 浸漬									

A.2 重量及び重心

通常時における輸送物の質量は、(イ)章 C の 5. に記載したとおり 131.2 トン以下である。また、輸送物の重心の位置は、(ロ)-第 A.1 図に示すとおりである。



(単位：mm)

(ロ)-第 A.1 図 重心の位置

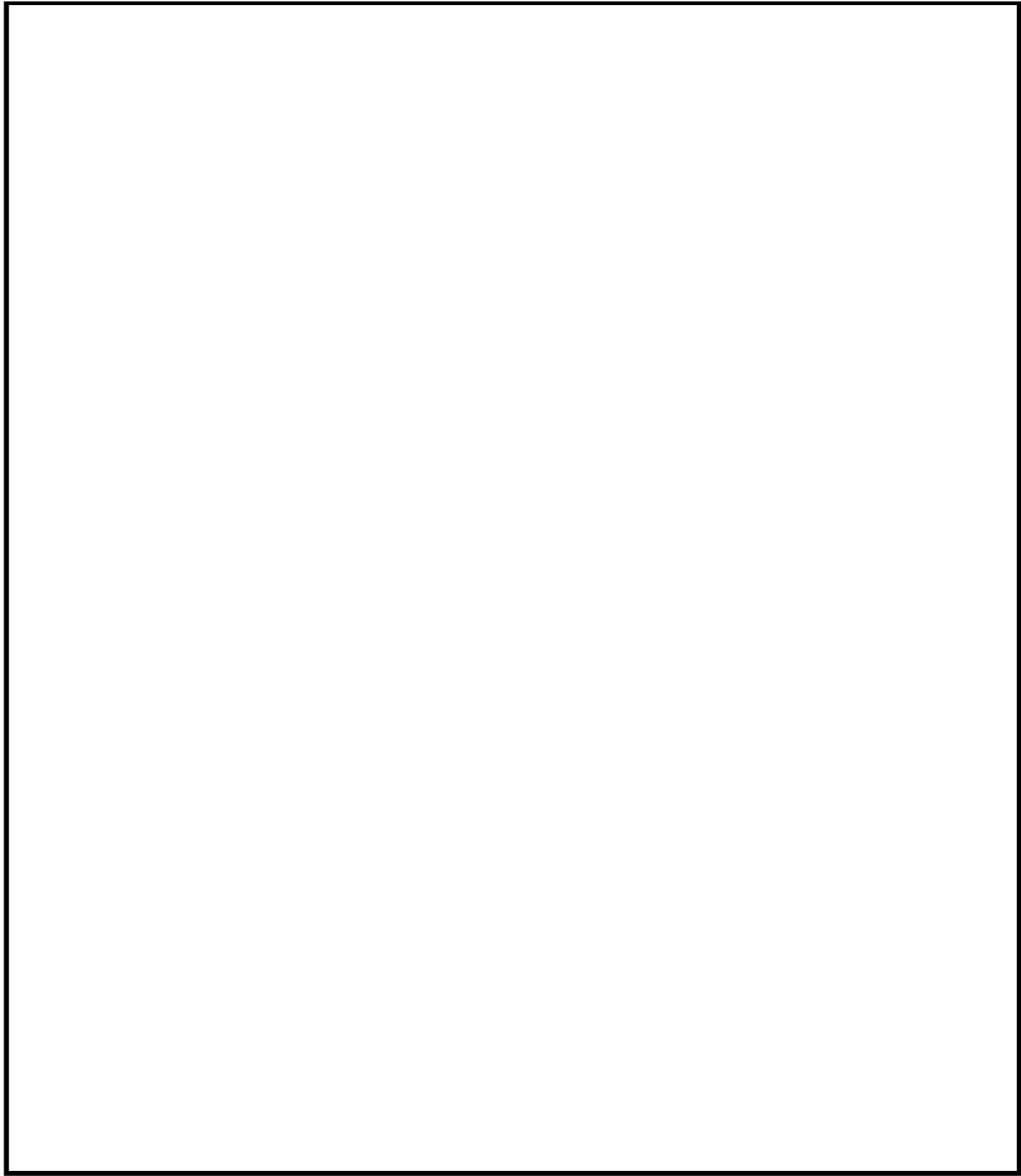
A.3 材料の機械的性質

解析に用いる材料の機械的性質を(□)-第 A.2 表に示す。ステンレス鋼、炭素鋼、析出硬化系ステンレス鋼、ニッケルクロムモリブデン鋼、アルミニウム合金及びジルカロイの温度に対する機械的性質の変化を(□)-第 A.2 図～(□)-第 A.9 図に示す。これらは、主に金属キャスク構造規格¹⁾より引用した。なお、緩衝体の材料の機械的性質については、A.5.3に示す。

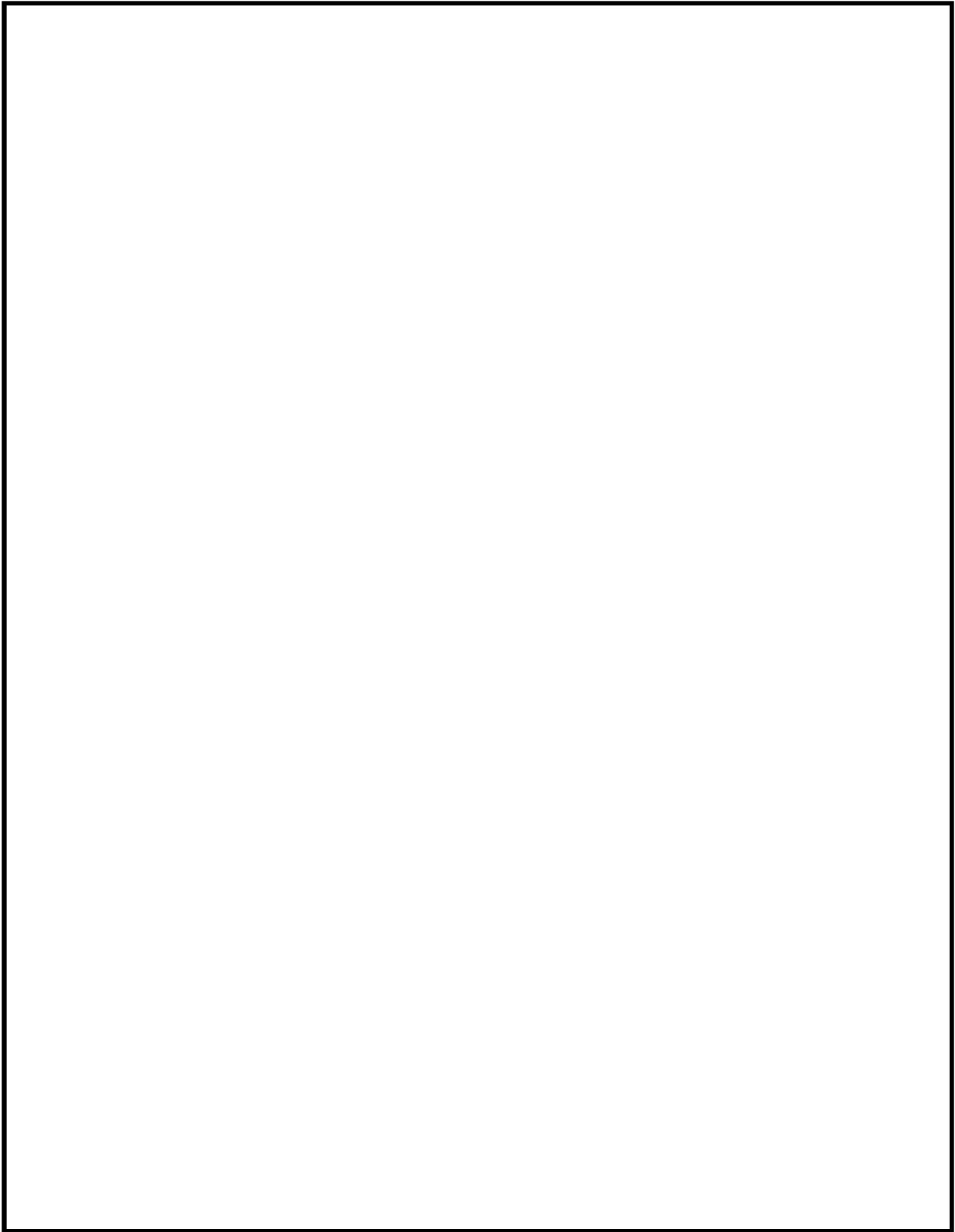
(□)-第 A.2 表 材料の機械的性質 (常温)

材料	設計 引張強さ (MPa)	設計 降伏点 (MPa)	熱膨張 係数 (mm/mm℃)	ポアソン比	縦弾性係数 (MPa)
ステンレス鋼 ^{1)、3)} []	[]			0.3	[]
ステンレス鋼 ^{1)、3)} []				0.3	
炭素鋼 ^{1)、3)} []				0.3	
析出硬化系ステンレス鋼 ^{1)、3)} (SUS630-H1150)	930	725	11.10×10^{-6}	0.3	1.96×10^5
ニッケルクロムモリブデン鋼 ^{1)、3)} []	[]			0.3	[]
炭素鋼 ^{1)、3)} []				0.3	
アルミニウム合金 ^(注1) (MB-A3004-H112)	153	56	22.61×10^{-6}	—	7.39×10^4
ジルカロイ-4 ⁴⁾	—	735	—	—	—

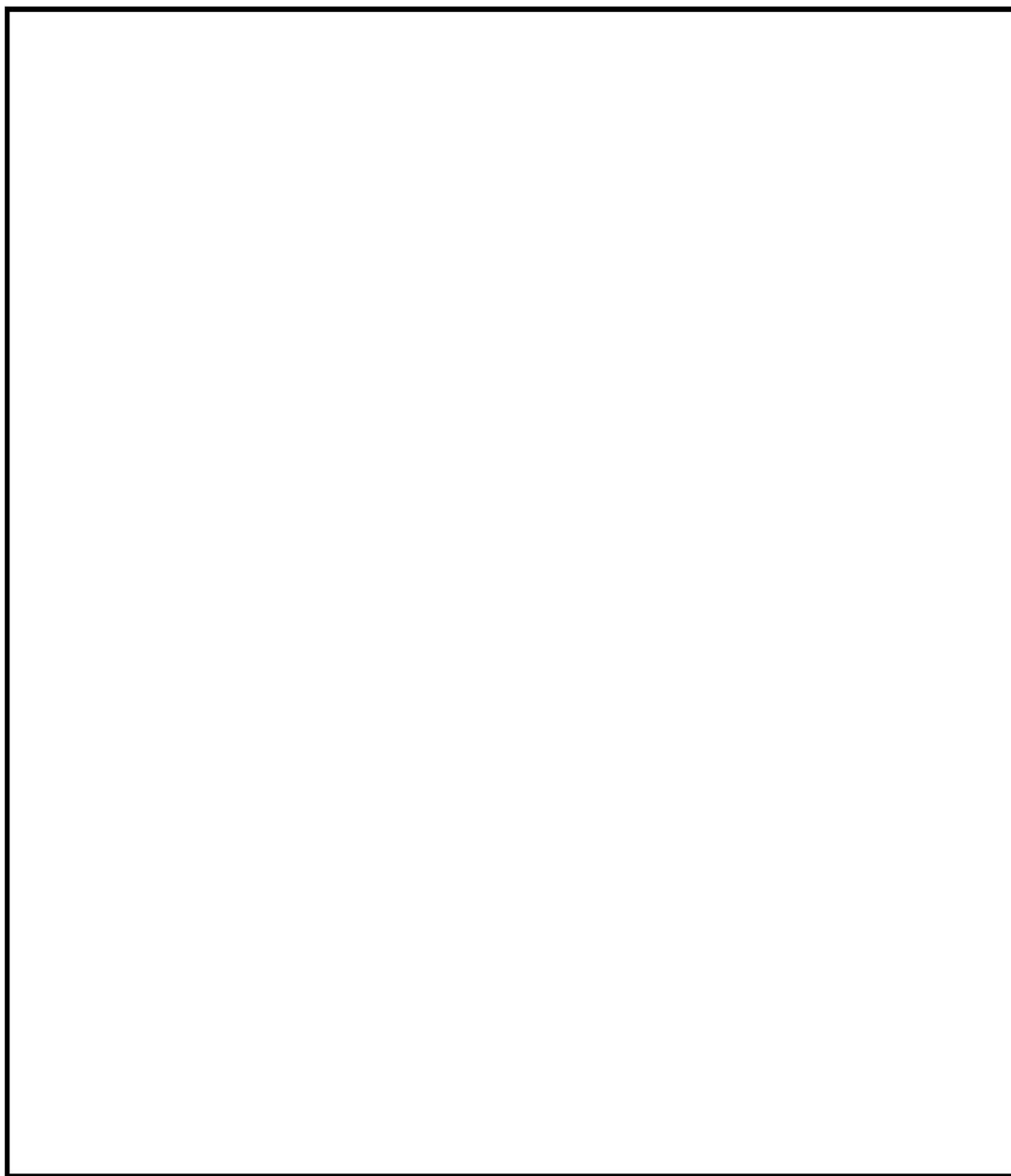
(注1) アルミニウム合金の機械的性質の詳細については付属書類 A.10.4 を参照。



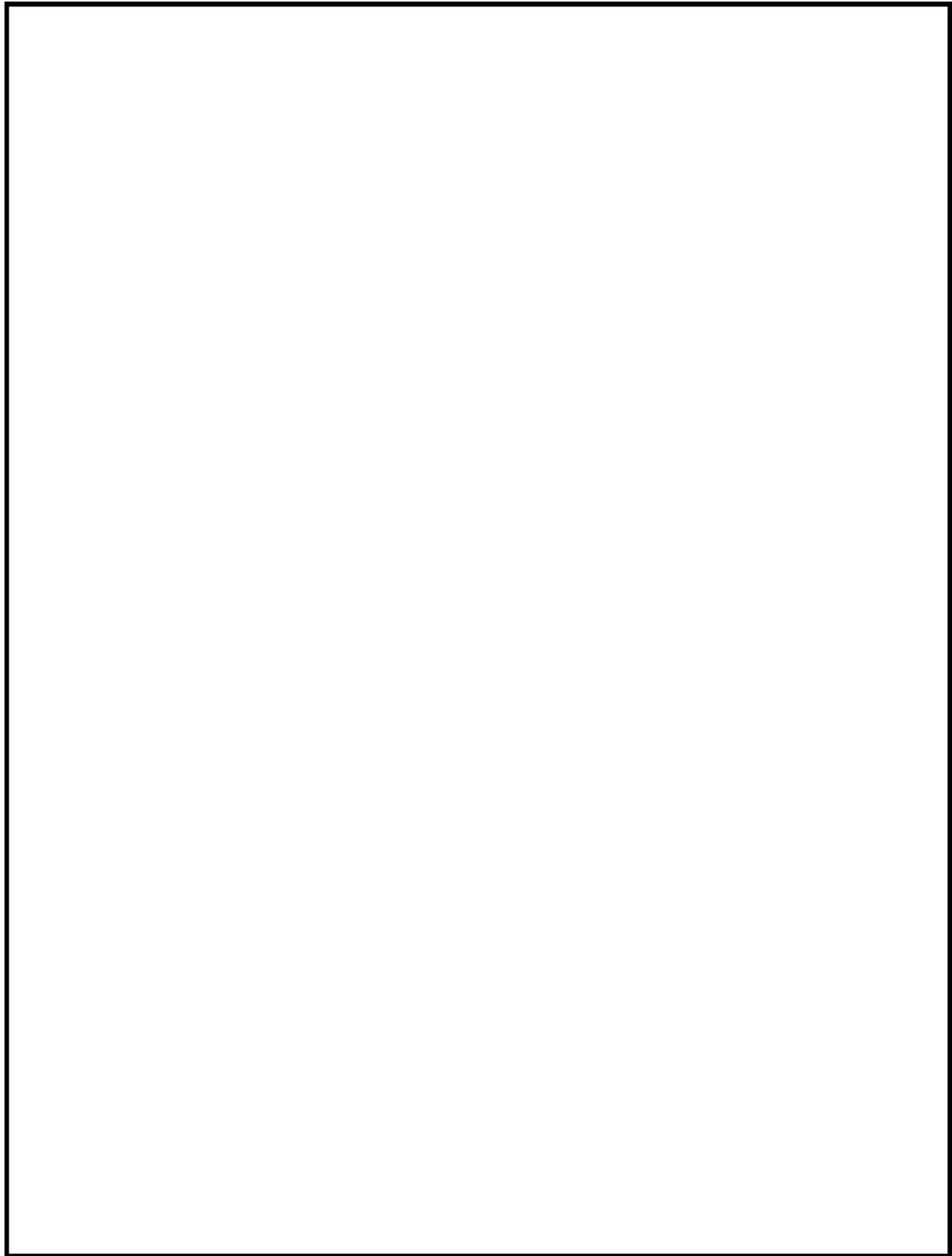
(Ⅱ)-第 A. 2 図 ステンレス鋼 () の温度に対する機械的性質の変化(1/2) ^{1), 3)}



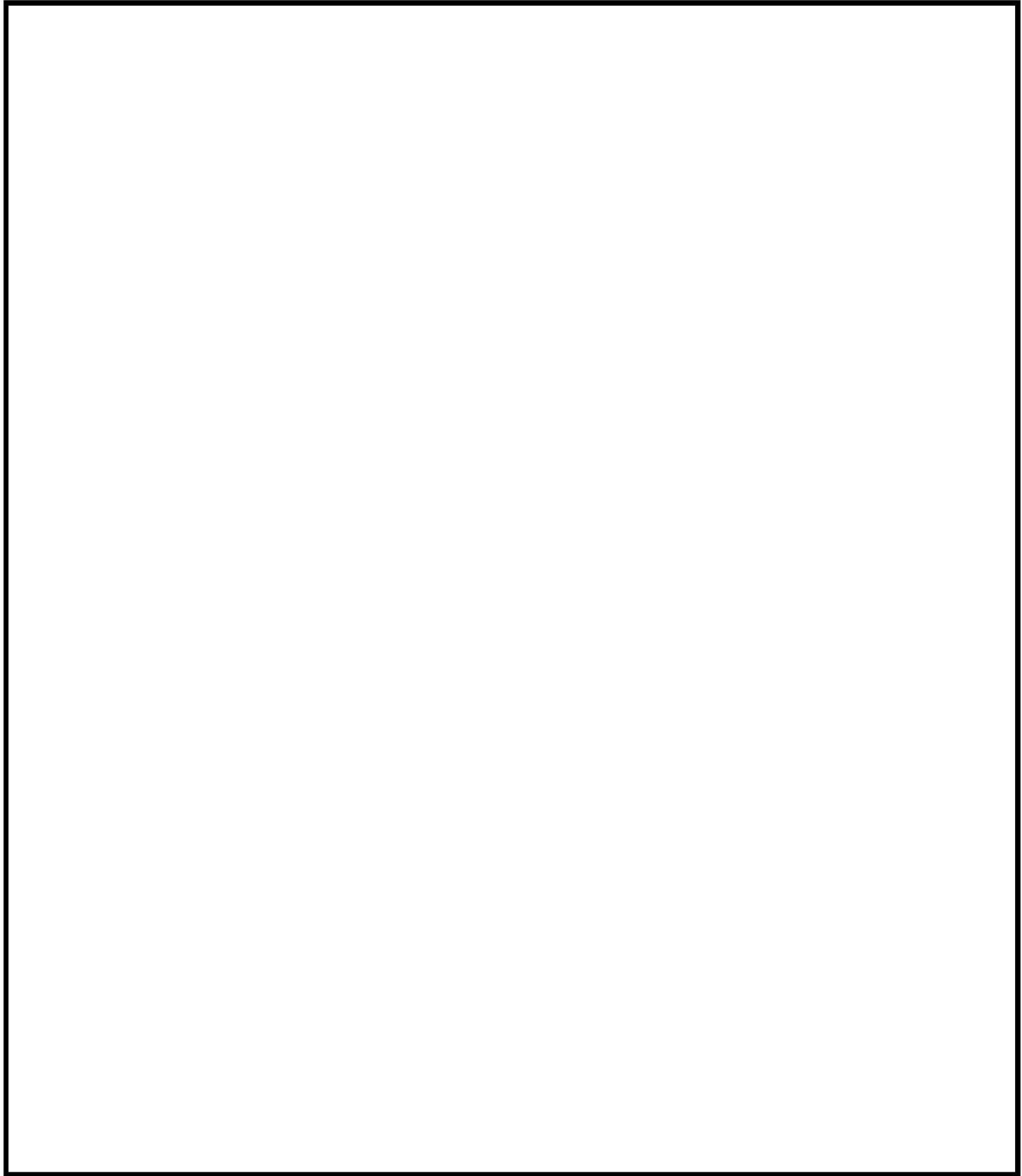
(ロ)-第 A.2 図 ステンレス鋼 () の温度に対する機械的性質の変化(2/2) ^{1)、3)}



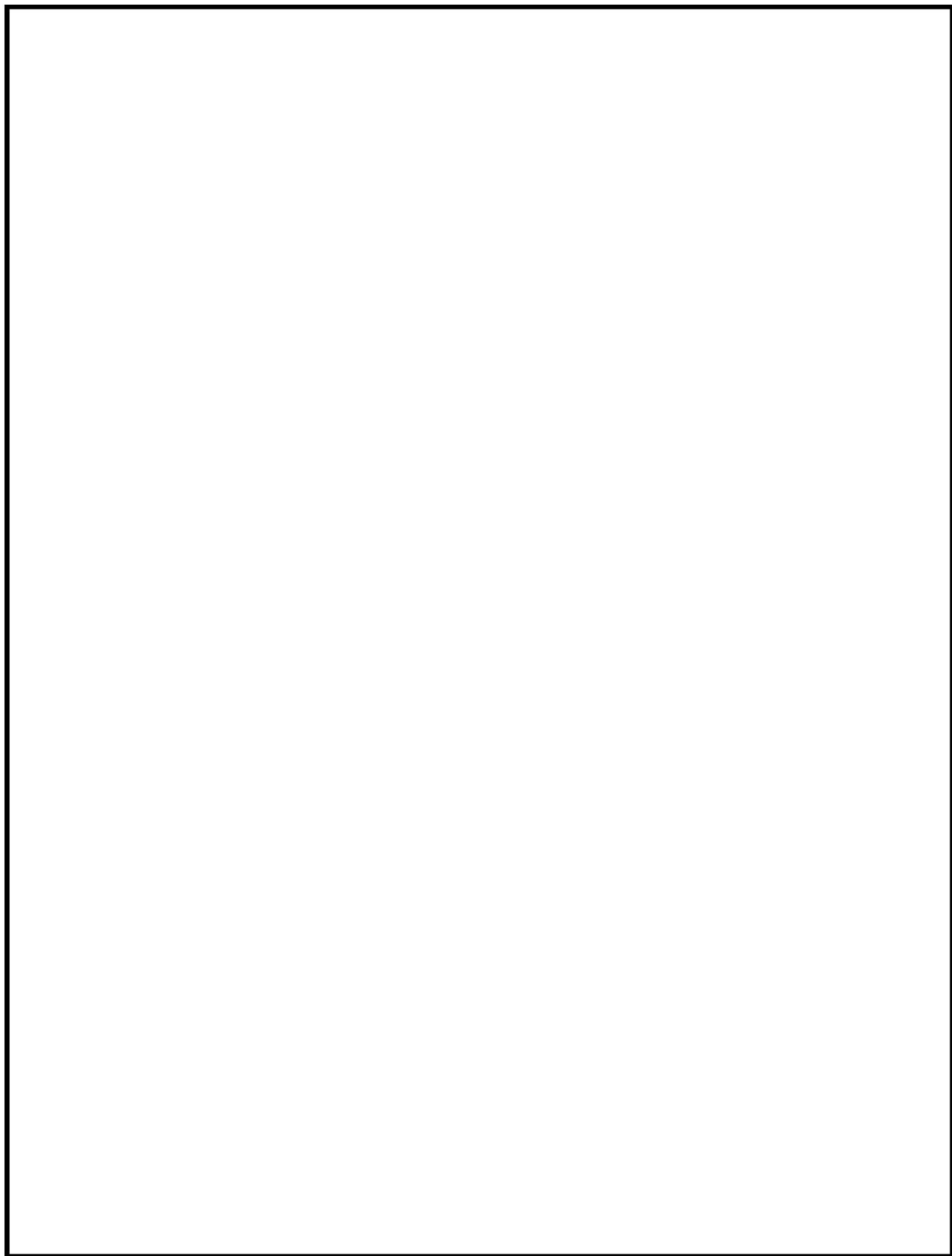
(ロ)-第 A. 3 図 ステンレス鋼 () の温度に対する機械的性質の変化(1/2) ^{1)、3)}



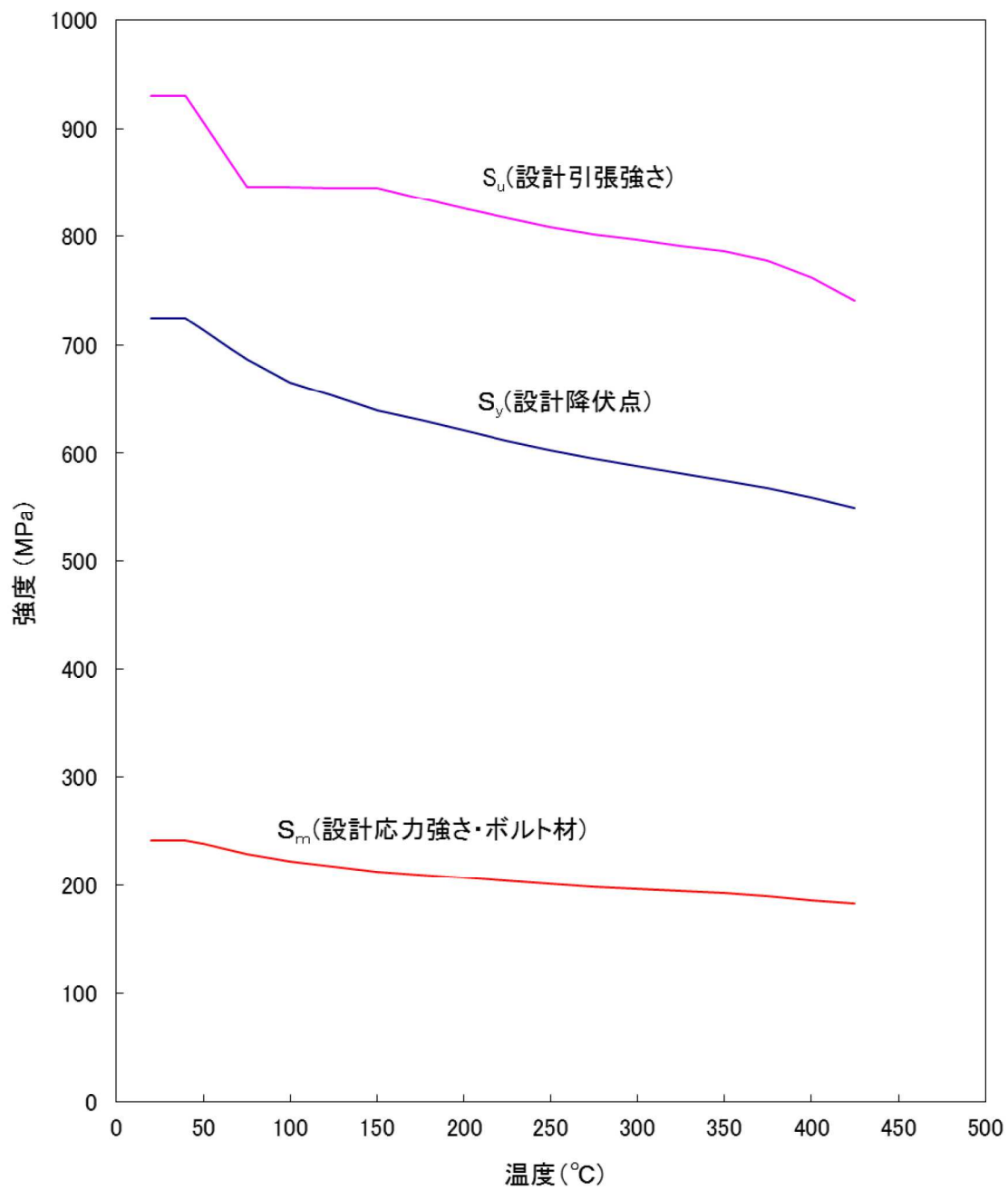
(ロ)-第 A.3 図 ステンレス鋼 () の温度に対する機械的性質の変化(2/2) ^{1)、3)}



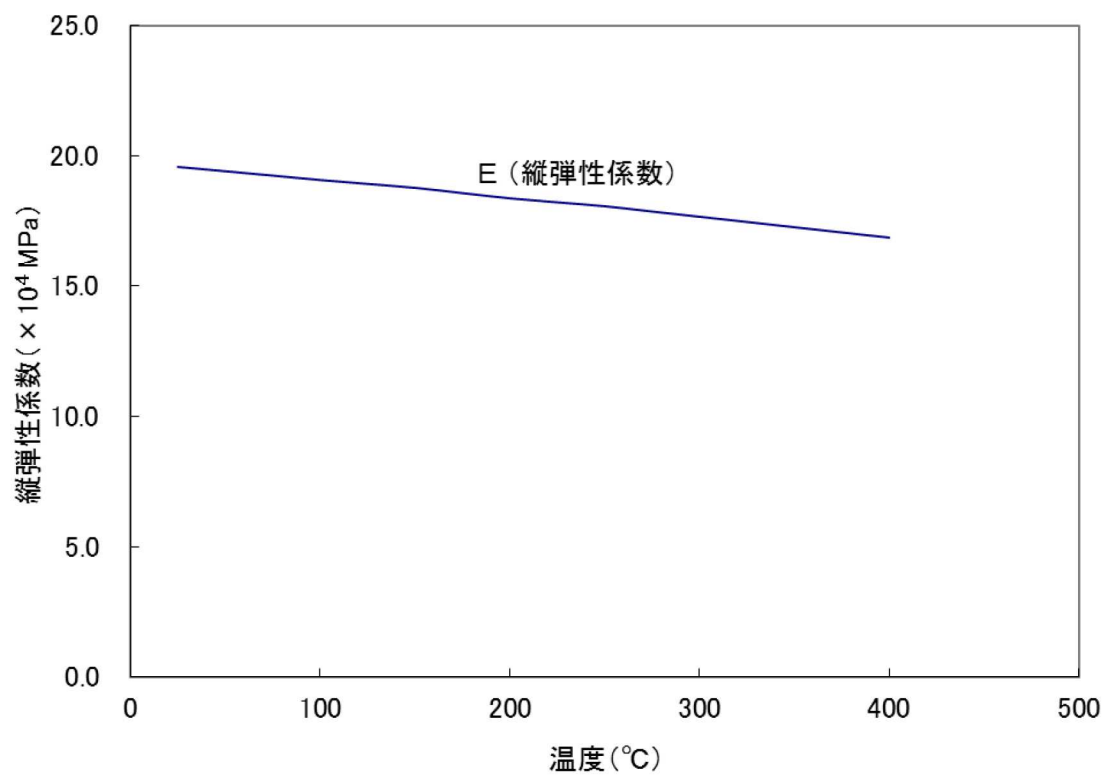
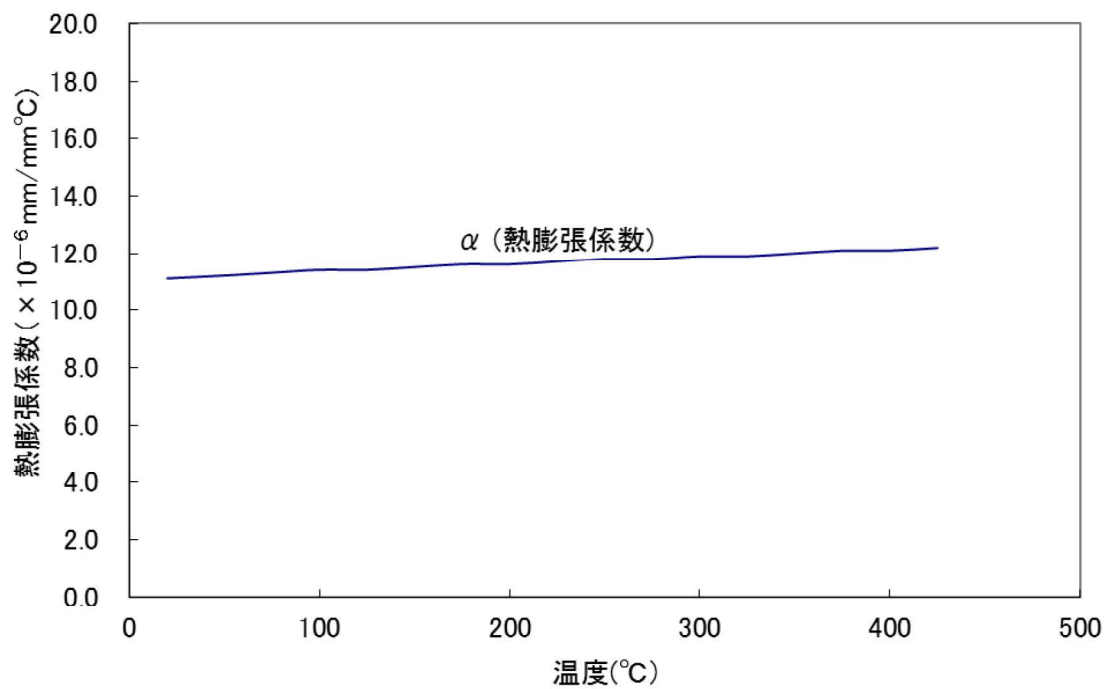
(㍻)-第 A. 4 図 炭素鋼 () の温度に対する機械的性質の変化(1/2) ^{1)、3)}



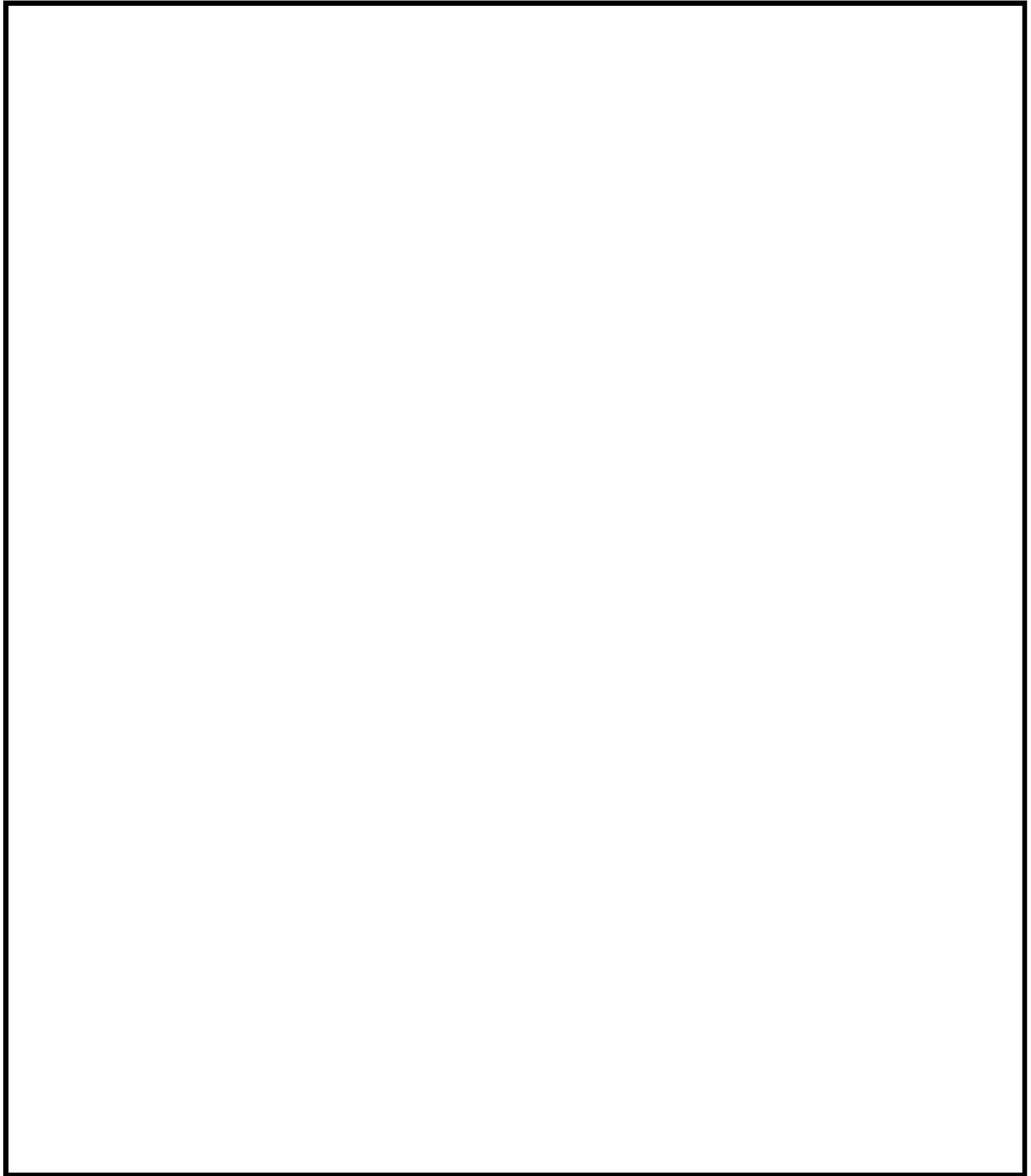
(㍀)-第 A. 4 図 炭素鋼 の温度に対する機械的性質の変化(2/2) ^{1)、3)}



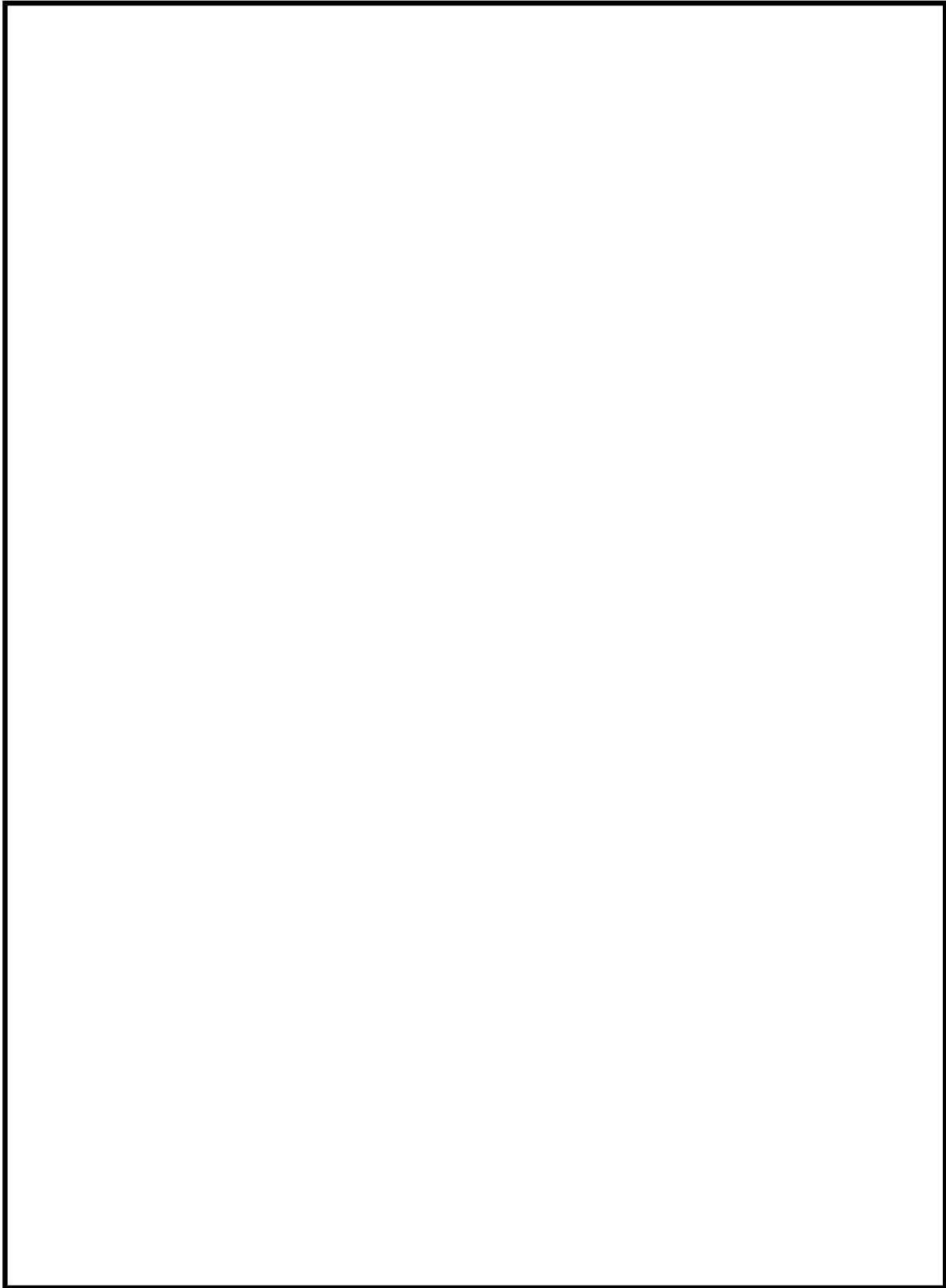
(ロ)-第 A. 5 図 析出硬化系ステンレス鋼 (SUS630-H1150) の
温度に対する機械的性質の変化(1/2) ^{1)、3)}



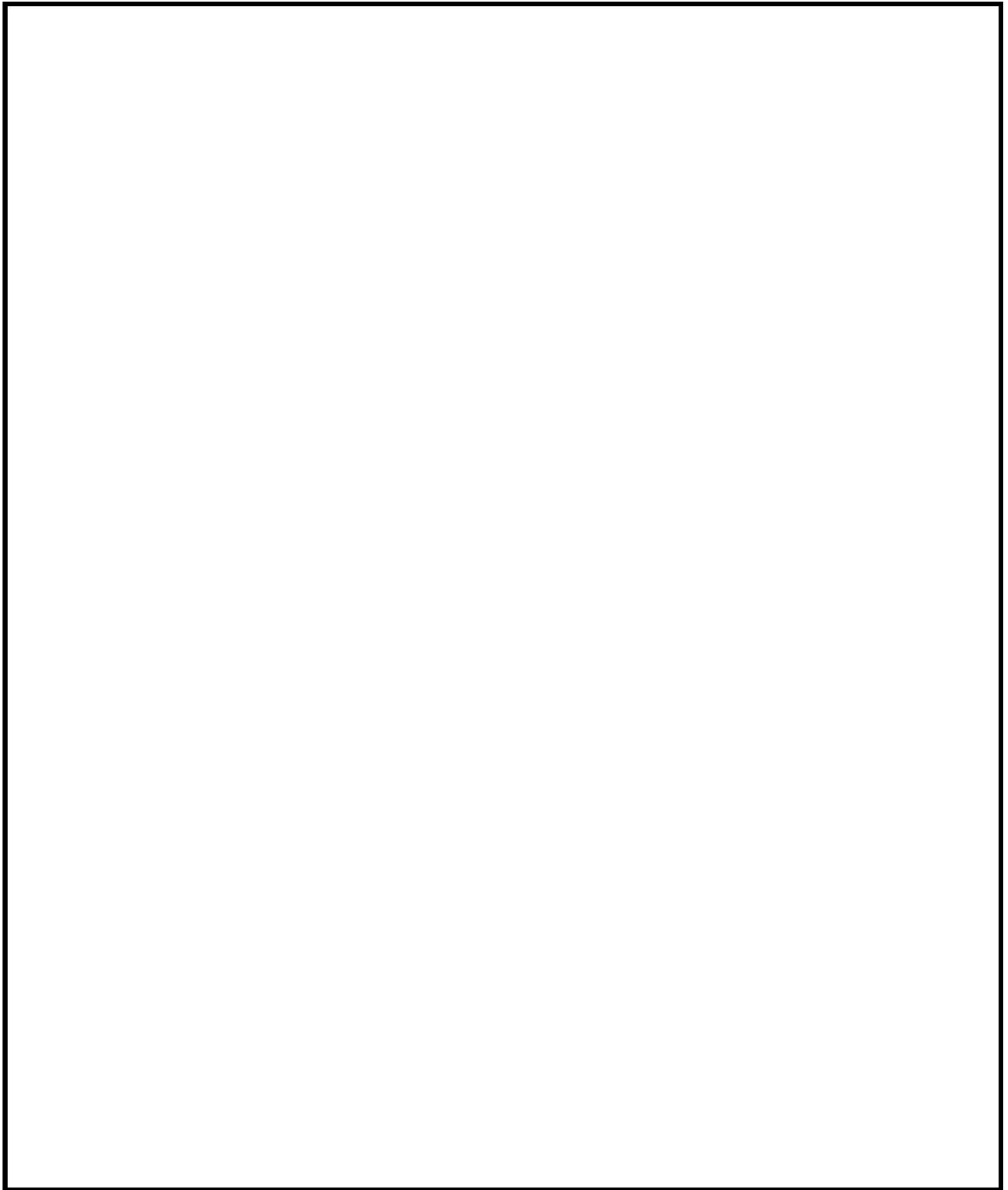
(㍀)-第 A. 5 図 析出硬化系ステンレス鋼 (SUS630-H1150) の
温度に対する機械的性質の変化(2/2) ^{1)、3)}



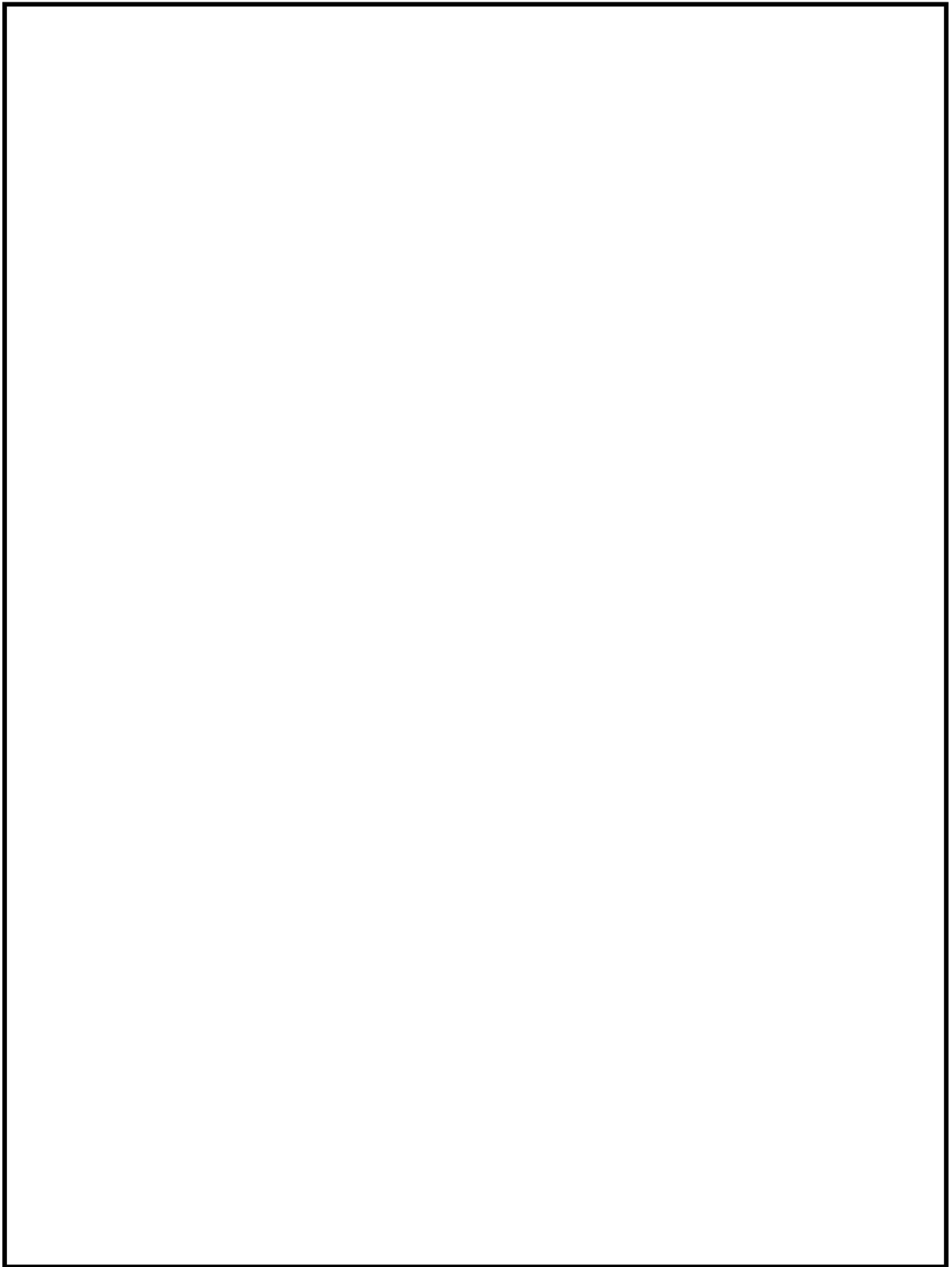
(ロ)-第 A. 6 図 ニッケルクロムモリブデン鋼 ()
の温度に対する機械的性質の変化(1/2) ^{1)、3)}



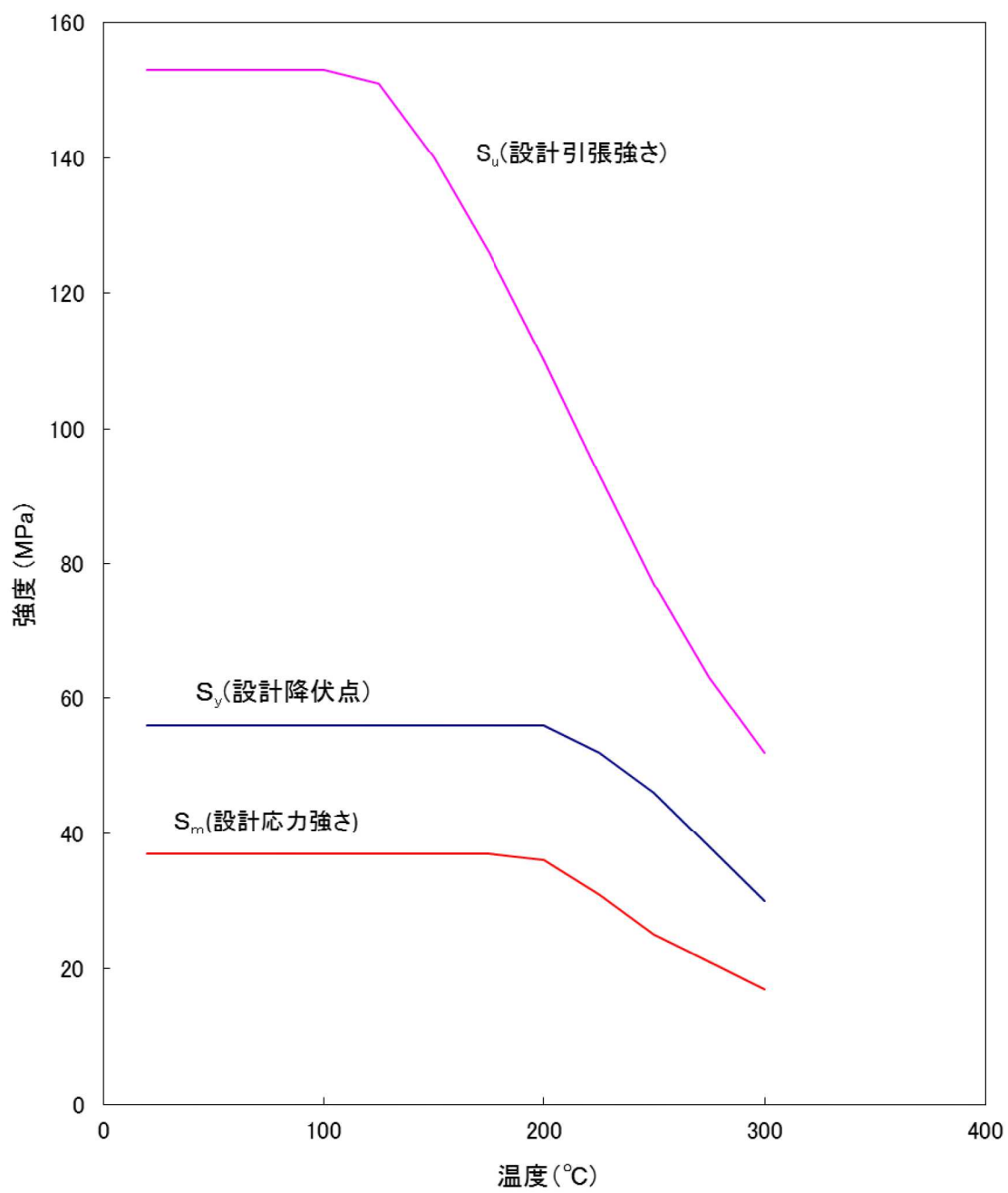
(ロ)-第 A.6 図 ニッケルクロムモリブデン鋼 () の
温度に対する機械的性質の変化(2/2) ^{1)、3)}



(□)-第 A. 7 図 炭素鋼 □ の温度に対する機械的性質の変化(1/2) ^{1)、3)}

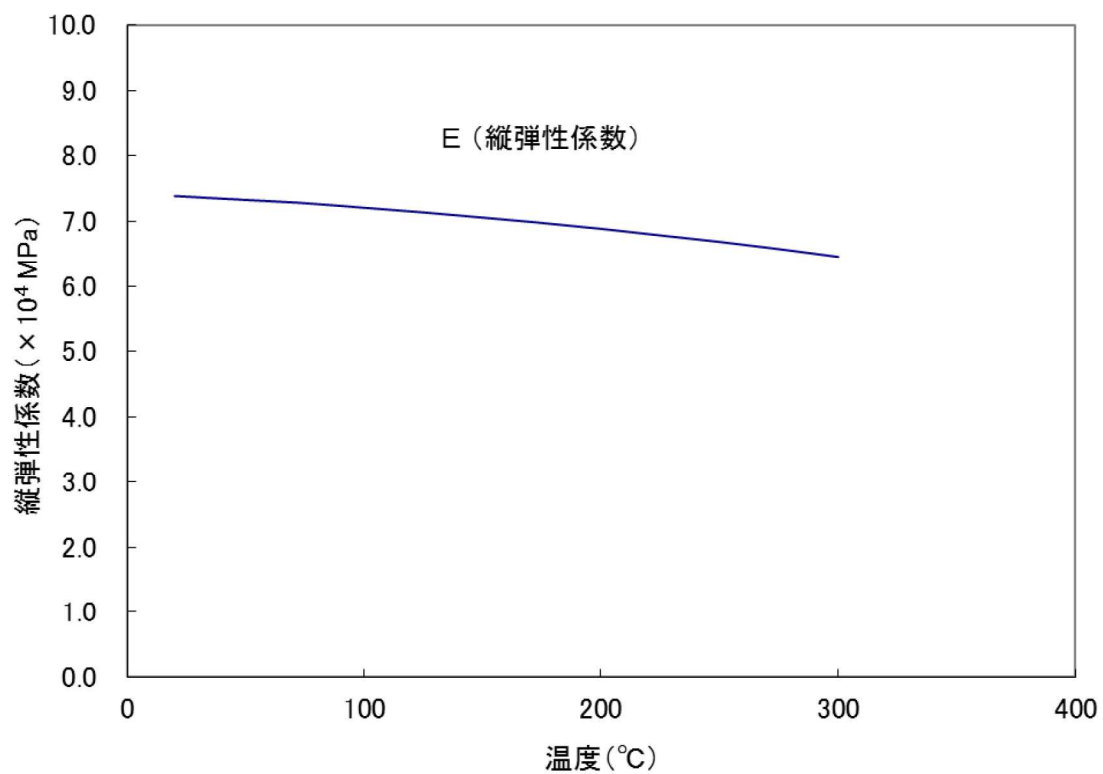
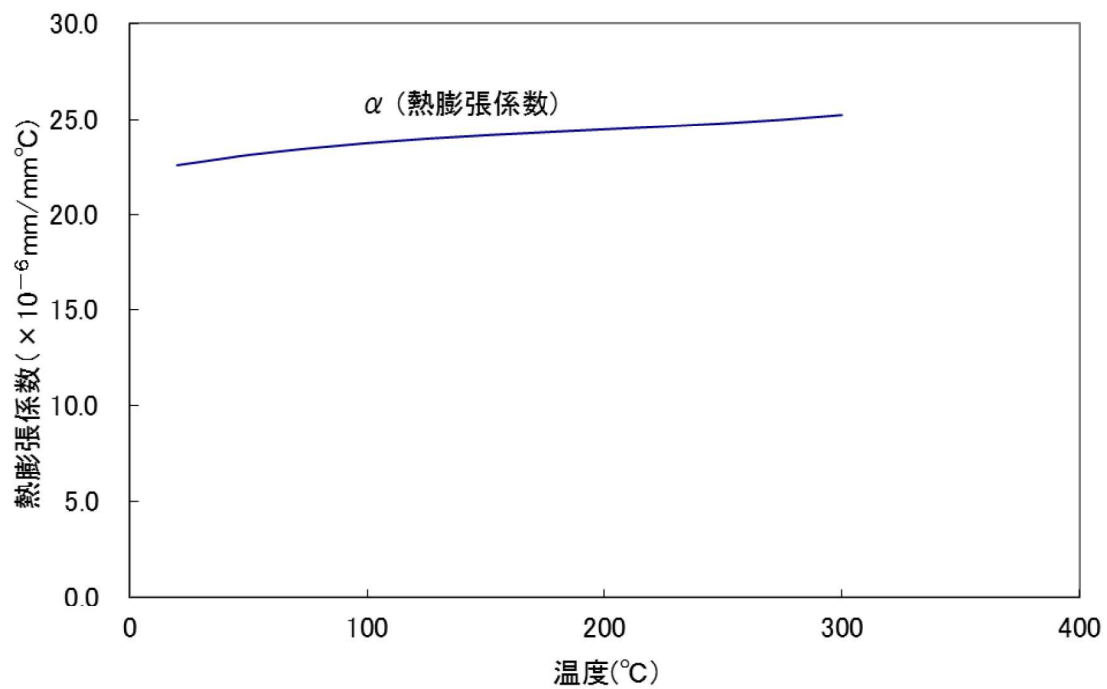


(㍀)-第 A. 7 図 炭素鋼 の温度に対する機械的性質の変化 (2/2) ^{1)、3)}



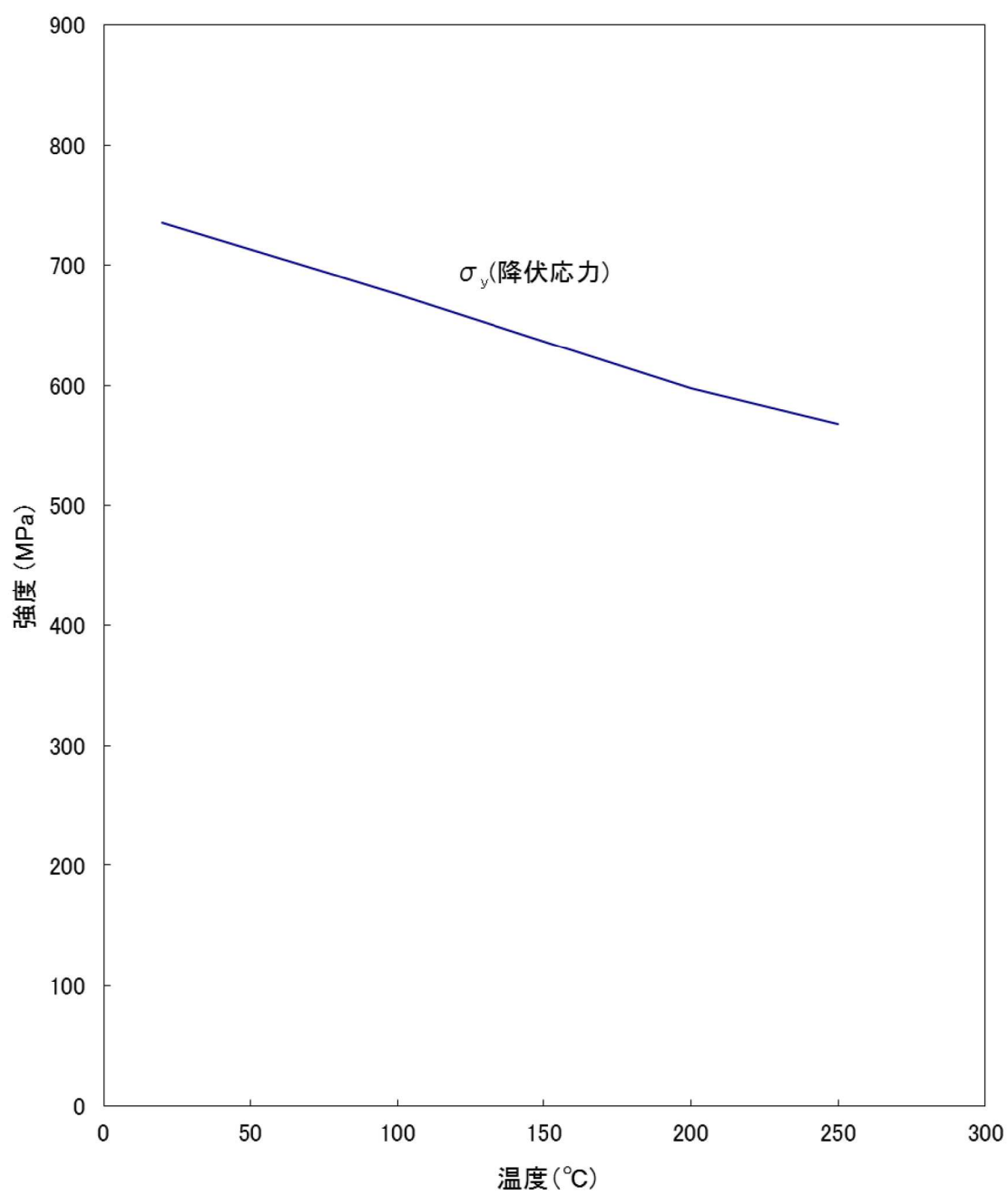
(ロ)-第 A. 8 図 アルミニウム合金 (MB-A3004-H112) の
温度に対する機械的性質の変化(1/2) (注 1)

(注 1) アルミニウム合金の機械的性質の詳細については A. 10. 4 を参照。



(ロ)-第 A. 8 図 アルミニウム合金 (MB-A3004-H112) の
温度に対する機械的性質の変化(2/2) (注 1)

(注 1) アルミニウム合金の機械的性質の詳細については付属書類 A. 10. 4 を参照。



(ロ)-第 A. 9 図 ジルカロイ-4 の温度に対する機械的性質の変化⁴⁾

A. 4 輸送物の要件

A. 4. 1 化学的及び電氣的反応

本輸送物は、(イ)-第 C. 1 表に示すとおり化学的に安定した材料を使用している。また、輸送容器構成部品が相互に接触する異種材料の一覧を (ロ)-第 A. 3 表に示す。

レジン、一次蓋及び蓋部中性子遮蔽材カバー、底板及び底部中性子遮蔽材カバー、胴、外筒及び下部端板に密閉されて収納されており、これらの金属と化学的及び電氣的に反応することはない。

一次蓋、二次蓋、三次蓋と各蓋ボルト、金属ガスケット及び O リング等の間では、化学的及び電氣的に作用して問題になるような腐食を起こすことはない。

伝熱フィンと胴及び外筒の接合部は、密閉静止した淡水環境における銅が接続した鋼の腐食試験において鋼単独の場合の腐食速度と同程度になることが確認されていること、及びレジンより生じる水分量は限定的であり、レジン充填空間は閉鎖環境にあって酸素が連続的に供給されないことから、異種金属接触による腐食促進の影響は小さく、化学的及び電氣的な反応による腐食の影響はない。

なお、収納物は胴内でヘリウム雰囲気にあるため収納物に対する化学的影響はない。

(ロ)-第 A.3 表 接触する異種材料の一覧表

接触する異種材料			
材質	部位	材質	部位
炭素鋼	胴 一次蓋	レジン	中性子遮蔽材
炭素鋼	外筒 蓋部中性子遮蔽材カバー		
ステンレス鋼	底部中性子遮蔽材カバー 下部端板		
析出硬化系 ステンレス鋼	トラニオン		
銅	伝熱フィン		
炭素鋼	胴 一次蓋 二次蓋	ニッケルクロム モリブデン鋼	一次蓋ボルト 二次蓋ボルト 三次蓋ボルト
ステンレス鋼	三次蓋		
ステンレス鋼 (注)	胴 一次蓋 二次蓋	アルミニウム合金 /ニッケル基合金	金属ガスケット
ステンレス鋼	三次蓋	EPDM	O リング
ステンレス鋼	緩衝体カバープレート		緩衝体内部
炭素鋼	胴	ほう素添加 アルミニウム合金	中性子吸収材
		アルミニウム合金	バスケットプレート バスケットサポート
炭素鋼	胴	析出硬化系 ステンレス鋼	トラニオン
炭素鋼	胴	銅	伝熱フィン
炭素鋼	外筒		

(注)

A.4.2 低温強度

本輸送物は周囲温度-20℃以上で使用する。

1. 構成部品の低温特性

(イ)章 C の 3. に示す本輸送容器の使用材料の低温特性を (ロ)-第 A.4 表に示す。同表より明らかなように、最低温度-20℃において構成部品はき裂、破損等の生じるおそれはない。

2. 低温時の強度


構造評価に用いる主要材料は、金属キャスク構造規格¹⁾のじん性要求を満足するように製造するので、-20℃において低温脆性破壊を起こすことはない。

(ロ)-第 A. 4 表 輸送容器使用材料の-20 °Cにおける低温特性評価

輸送容器の部品	材質	評価	引用、文献、資料
緩衝体カバープレート 緩衝体リブ ベントバルブ及びドレンバルブ バルブカバープレート モニタリングポートカバープレート 底部中性子遮蔽材カバー 下部端板 リリースバルブ リリースバルブカバープレート	ステンレス鋼 ()	-20 °Cにおいて 使用可能	原子力学会標準 AESJ-SC-F006 :2013 ⁵⁾
三次蓋蓋板	ステンレス鋼 ()	-20 °Cにおいて 使用可能	同上
胴 一次蓋蓋板 二次蓋蓋板	炭素鋼 ()	-20 °Cにおいて 使用可能	同上
蓋部中性子遮蔽材カバー 外筒	炭素鋼 ()	-20 °Cにおいて 使用可能	同上
蓋ボルト	ニッケルクロムモリブデン鋼 ()	-20 °Cにおいて 使用可能	同上
伝熱フィン	銅 (C1020P) 又は C1020BB ()	-20 °Cにおいて 使用可能	同上
中性子吸収材	ほう素添加アルミニウム合金	-20 °Cにおいて 使用可能	メーカー資料 ⁶⁾
バスケットプレート バスケットサポート	アルミニウム合金 (MB-A3004-H112)	-20 °Cにおいて 使用可能	A. 10. 4 参照
トラニオン	析出硬化系ステンレス鋼 (SUS630-H1150)	-20 °Cにおいて 使用可能	材料規格 ³⁾
金属ガスケット	アルミニウム合金/ ニッケル基合金	-20 °Cにおいて き裂、破損なし	メーカー資料 ⁷⁾
中性子遮蔽材	レジン	-20 °Cにおいて き裂、破損なし	原燃輸送株式会社 報告書 ⁸⁾
緩衝体緩衝材	()	-20 °Cにおいて き裂、破損なし ^(注 1)	木材工業ハンド ブック ⁹⁾
O リング	EPDM	-20 °Cにおいて き裂、破損なし	複合材料技術集成 ¹⁰⁾

(注 1) 緩衝体緩衝材の () は、-20°Cでは常温時に対して強度が 16～29%上昇する。A. 10. 4 に示すように、-20°Cの木材強度を用いた場合の自由落下試験時の衝撃加速度は、常温時の木材強度を用いて算出した(ロ)-第 A. 19 表及び(ロ)-第 A. 37 表に示す設計加速度に対して最大 10 %増加するが、各評価部位に発生する応力は低温時の評価基準を満足するため、輸送物の構造上の健全性が損なわれることはない。

A.4.3 密封装置

輸送容器の二次蓋、二次蓋ボルト、リリースバルブカバープレート及びそのボルトは、通常の輸送時には(イ)-第 C. 2 図に示すように上部緩衝体で覆われており、かつ、がされているので不用意に開けられることはない。そのため、リリースバルブカバープレート内部のリリースバルブは誤って操作されることはない。

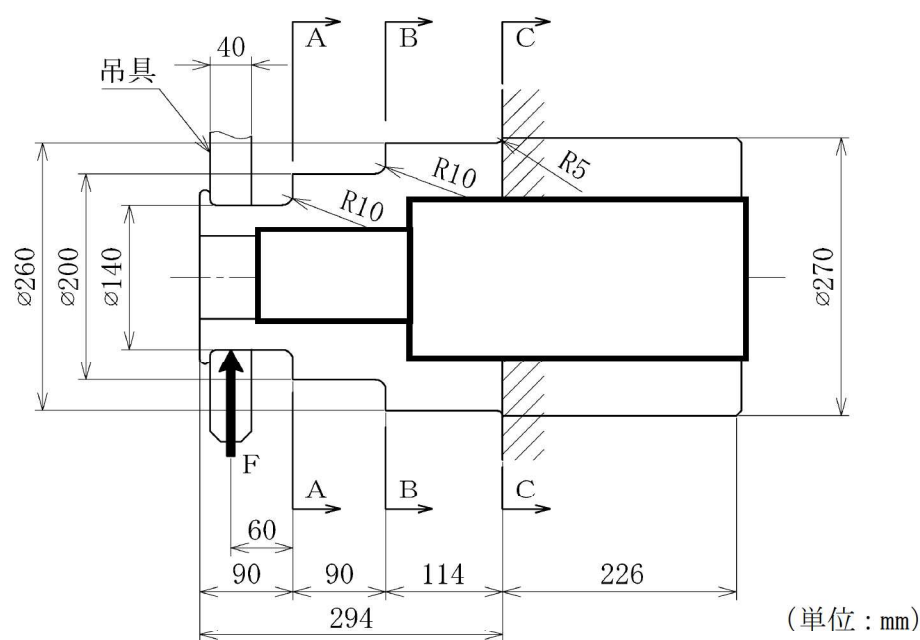
A.4.4 吊上装置

輸送容器の吊上装置は、(イ)-第 C. 5 図及び(イ)-第 C. 6 図に示す位置に取り付けられているトラニオンであり、その構造は(イ)-第 C. 7 図に示すとおりである。トラニオンは、嵌め合いにより容器に取り付けられている。垂直吊りは上部トラニオンにより行われ、90°、270° 側の一対の下部トラニオンは輸送架台上で輸送容器をたて起し又はよこ倒しする際の支点となり、上部トラニオンに作用する以上の荷重が下部トラニオンには作用しない。一方、水平吊りは上部及び下部トラニオンにより行われる。したがって、荷重が最大となる垂直吊りにおける上部トラニオンを対象とし、トラニオン本体及びトラニオン接続部の応力評価を行う。

構造解析では各トランシオンの温度を□℃として評価する。

A.4.4.1 応力評価

トラニオンの解析モデル図を(ロ)-第 A. 10 図に示す。



(ロ)-第 A. 10 図 上部トラニオン解析モデル図

垂直吊り時（緩衝体なし）の輸送物吊上質量は、116.6 トン以下である。垂直吊り時には 2 個のトラニオンを使用するので 1 個のトラニオンに作用する荷重 F(N) は、次式により求められる。

$$F = \frac{Wag}{n}$$

ここで、

F : 垂直吊り時のトラニオン 1 個に作用する荷重 (N)

n : トラニオンの数 (2)

W : 容器の質量（垂直吊り時） (1.166×10^5 kg)

a : 安全係数 (3)

g : 重力加速度 (9.80665 m/s^2)

したがって、

$$F = \frac{1.166 \times 10^5 \times 3 \times 9.80665}{2}$$

$$= 1.716 \times 10^6 \text{ N}$$

となる。

1. トラニオン本体

(1) 曲げ応力

(□)-第 A.10 図に示すトラニオン本体の断面に発生する曲げ応力 σ_b (MPa) は次式で与えられる。

$$\sigma_b = \frac{MC}{I}$$

$$M = FX$$

ここで、

M : 曲げモーメント (N・mm)

F : 最大荷重 (N)

X : モーメントアーム (mm)

C : 中立軸からの距離 (mm)

I : 断面二次モーメント (mm^4)

ここに、

$$I = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4)$$

d_o : トラニオン外径 (mm)

d_i : トラニオン内径 (mm)

(2) せん断応力

(㍀)-第 A. 10 図に示すトラニオン本体の断面に発生するせん断応力 τ (MPa) は次式で与えられる。

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

$$A = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2)$$

(3) 応力強さ

上述の曲げ応力 σ_b とせん断応力 τ による応力強さ S (MPa) は次式で与えられる。

$$S = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$$

トラニオン本体の各断面の計算条件と計算結果を (㍀)-第 A. 5 表に示す。

(㍀)-第 A. 5 表 トラニオン本体の応力計算条件及び計算結果

評価位置	最大荷重 : F (N)	モーメント アーム : X (mm)	中立軸から の距離 : C (mm)	トラニオン 外径 : d_o (mm)	トラニオン 内径 : d_i (mm)
A-A 断面	1.716×10^6	60	70	140	<div style="border: 1px solid black; width: 40px; height: 60px; display: flex; align-items: center; justify-content: center;">(注)</div>
B-B 断面	1.716×10^6	150	100	200	
C-C 断面	1.716×10^6	264	130	260	

評価位置	曲げ応力 : σ_b (MPa)	せん断応力 : τ (MPa)	応力強さ : S (MPa)	基準値 : S_y (MPa)	余裕率 (-)
A-A 断面	<div style="border: 1px solid black; width: 200px; height: 60px;"></div>		543	655	0.20
B-B 断面			357	655	0.83
C-C 断面			296	655	1.21

(注) A-A 断面は中実であるが、近傍では中空となっているため保守的に近傍と同じ内径をもつ中空として評価。

2. トラニオン接続部

(1) 吊上げ荷重による支圧応力（一次応力）

(p)-第 A.11 図に吊上げ時の上部トラニオンに作用する荷重の関係を示す。(p)-第

A.11 図に示す各荷重は以下の関係がある。

① Y 軸方向の力のつり合い

$$R_1 = F + R_2$$

ここで、

F : 垂直吊り時の上部トラニオン 1 個に作用する荷重 (N)

R₁ : 上部トラニオンに作用する反力 (N)

R₂ : 上部トラニオンに作用する反力 (N)

② 0 点回りのモーメントのつり合い

$$F \cdot L_1 - R_2 \cdot L_2 - (f_1 + f_2) \cdot d/2 = 0$$

ここで、

f₁ : 上部トラニオンに作用する摩擦力 (N)

f₂ : 上部トラニオンに作用する摩擦力 (N)

L₁ : 0 点から荷重作用点までの距離 (mm)

L₂ : 0 点から反力 R₂ の作用点までの距離 (mm)

d : 上部トラニオン接続部の外径 (mm)

③ 摩擦力と垂直抗力の関係

$$f_1 = \mu R_1, f_2 = \mu R_2$$

ここで、

μ : 摩擦係数 (—)

①、②及び③の関係より荷重 F 作用時の反力 R₁ 及び R₂ は次式で与えられる。

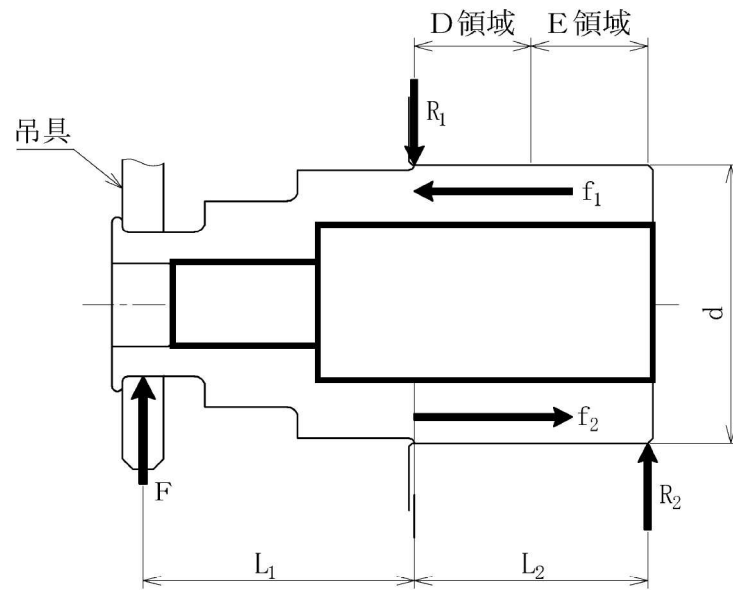
$$R_1 = \frac{FL_1 + \mu F(d/2) + FL_2}{\mu d + L_2}$$

$$R_2 = \frac{FL_1 - \mu F(d/2)}{\mu d + L_2}$$

吊上げ荷重による支圧応力 σ_{P11} (MPa)、σ_{P12} (MPa) は次式で与えられる。

$$\sigma_{P11} = R_1 / (d \cdot L_2 / 2)$$

$$\sigma_{P12} = R_2 / (d \cdot L_2 / 2)$$



(ロ)-第 A. 11 図 上部トラニオン解析モデル図

(2) しまり嵌め荷重による支圧応力（二次応力）

(ロ)-第 A. 12 図にしまり嵌め荷重による支圧応力の解析モデルを示す。

しまり嵌め荷重による支圧応力は次式 ¹¹⁾ により与えられる。

$$\sigma_{p2} = \frac{\alpha}{\left(\frac{1-\nu}{E} + \frac{1+\nu}{E'} \right) + \frac{2}{E'} \frac{d_i^2}{d_o^2 - d_i^2}}$$

ここで、

ν : ポアソン比 (－)

α : しまり嵌め比 (δ / d_i)

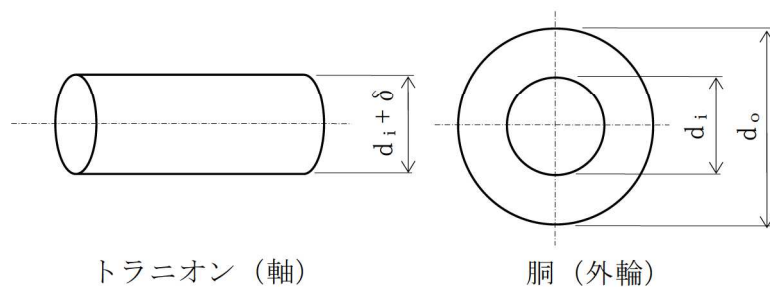
δ : 胴と上部トラニオンの締め代 (直径差)

d_i : 上部トラニオン接続部の外径 (mm)

d_o : 上部トラニオン接続部の外輪外径 (mm)

E : 上部トラニオンの縦弾性係数 (MPa)

E' : 胴の縦弾性係数 (MPa)



トラニオン (軸)

胴 (外輪)

(ロ)-第 A. 12 図 しまり嵌め荷重による支圧応力の解析モデル

(3) 支圧応力（一次＋二次）応力

支圧応力 σ_P (MPa) は次式で与えられる。

$$\sigma_P = \text{MAX}[\sigma_{P11}, \sigma_{P12}] + \sigma_{P2}$$

支圧応力の計算条件と計算結果を(Ⅱ)-第 A.6 表に示す。(Ⅱ)-第 A.6 表より、上部トラニオン接続部に発生する応力は評価基準値を満たす。

(ロ)-第 A.6 表 上部トラニオン接続部の応力計算条件及び計算結果

評価位置	上部トラニオンに作用する荷重 : F (N)	0 点から荷重作用点までの距離 : L_1 (mm)	0 点から反力 R_2 の作用点までの距離 : L_2 (mm)	上部トラニオン接続部の外径 : d (mm)	摩擦係数 : μ (—) ¹⁵⁾
D 領域	1.716×10^6	264	226	270	0.35
E 領域	1.716×10^6	264	226	270	0.35

評価位置	上部トラニオンに作用する反力 : R_1 又は R_2 (N)	吊上げ荷重による支圧応力 (一次応力) : σ_{P11} 又は σ_{P12} (MPa)	評価基準値 ^(注1) : $1.25S_y$ (MPa)	余裕率
D 領域	2.877×10^6	95	231	1.43
E 領域	1.161×10^6	39		4.92

(注 1) 胴の方が許容応力は小さいため、胴の評価基準値を示す。

評価位置	ポアソン比 : ν (—)	胴と上部トラニオンの縮め代 : δ_0 (mm)	上部トラニオン接続部の外径 : d_i (mm)	上部トラニオン接続部の外輪外径 : d_o (mm)
D 及び E 領域	0.3	<input type="text"/>	270	<input type="text"/>

(注 2) d_o の大きい方がしまり嵌めによる応力を保守的に評価できるため、キャスク外径より大きい d_i の とした。

評価位置	上部トラニオンの縦弾性係数 : E (MPa)	胴の縦弾性係数 : E' (MPa)	しまり嵌め荷重による支圧応力 (二次応力) : σ_{P2} (MPa)
D 及び E 領域	1.90×10^5	<input type="text"/>	45

評価位置	支圧応力 (一次 + 二次応力)		余裕率 (—)
	σ_P (MPa)	評価基準値 ^(注3) : $1.5 \times 1.25S_y$ (MPa)	
D 領域	140	346	1.47
E 領域	84		3.11

(注 3) 胴の方が許容応力は小さいため、胴の評価基準値を示す。

A.4.4.2 上部トラニオンの疲労評価

上部トラニオンは垂直吊り時に荷重が作用する。

上部トラニオン段付部及び接続部の応力強さについて、応力集中を考慮し繰返しピーク応力強さによる許容繰返し回数と使用計画回数を比較して評価を行う。

1. 繰返しピーク応力強さ

上部トラニオン段付部及び接続部の繰返しピーク応力強さ S_a (MPa) はそれぞれ次式で求める。

① 上部トラニオン段付部

$$S_{a1} = \frac{SK_t K_r \frac{E_0}{E_t}}{2}$$

② 上部トラニオン接続部

$$S_{a2} = \frac{SK_t \frac{E_0}{E_t}}{2}$$

ここで、

S_{a1} : 上部トラニオン段付部の繰返しピーク応力強さ (MPa)

S_{a2} : 上部トラニオン接続部の繰返しピーク応力強さ (MPa)

S : 応力強さ (垂直吊り時) (MPa)

K_t : 応力集中係数 (-)

K_r : 表面粗さ係数 (-)

E_0 : 設計疲労線図¹⁾¹²⁾の基本縦弾性係数

E_t : 材料の使用温度における縦弾性係数 (MPa)

上部トラニオン段付部の応力集中係数は応力集中係数線図¹³⁾より、表面粗さ係数は表面粗さ係数線図¹²⁾より、(㍀)-第A.7表に示すように与えられる。また、上部トラニオン接続部の応力集中係数は金属キャスク構造規格¹⁾より4.0とする。

(㍀)-第A.7表 トラニオン段付き部の応力集中係数

評価位置	丸み半径 :r (mm)	小径部 :d (mm)	大径部 :D (mm)	2r/d	D/d	応力集中 係数 :K _t (-)	表面粗 さ係数 :K _r (-)
A-A 断面	10	140	200	0.14	1.43	1.9	1.24
B-B 断面	10	200	260	0.10	1.30	2.1	1.24
C-C 断面	5	260	270	0.04	1.04	2.3	1.24

(1) 上部トラニオンに作用する荷重

上部トラニオンに作用する荷重 $F(N)$ は、疲労評価については実際に作用する荷重をベースとし、クレーン構造規格より想定される負荷係数¹⁴⁾を用いて、次式で求める。

$$F = \frac{Wag}{n}$$

ここで、

W : 容器の垂直吊り時の質量 ($1.166 \times 10^5 \text{ kg}$)

n : 上部トラニオンの数 (2)

a : 負荷係数 (1.3)

g : 重力加速度 (9.80665 m/s^2)

したがって、

$$F = 7.433 \times 10^5 \text{ N}$$

(2) 繰返しピーク応力強さ

繰返しピーク応力強さ $S_a(\text{MPa})$ は、A.4.4.1 と同様に求めた応力強さ S を用いて求める。

上部トラニオン段付部の各断面及び上部トラニオン接続部の計算条件及び評価結果を(ロ)-第A.8表に示す。

(ロ)-第A.8表 トラニオンの繰返しピーク応力計算条件及び計算結果

評価位置	最大荷重 : $F(N)$	モーメント アーム : $X(\text{mm})$	中立軸 からの 距離 : $C(\text{mm})$	トラニオン 外径 : $d_o(\text{mm})$	トラニオン 内径 : $d_i(\text{mm})$	応力 強さ : $S(\text{MPa})$	基本 縦弾性 係数 : $E_o(\text{MPa})$	縦弾性 係数 : $E_t(\text{MPa})$	繰返し ピーク 応力強さ : $S_a(\text{MPa})$
A-A 断面	7.433×10^5	60	70	140		236	2.00×10^5	1.90×10^5	293
B-B 断面	7.433×10^5	150	100	200		155	2.00×10^5	1.90×10^5	213
C-C 断面	7.433×10^5	264	130	260		129	2.00×10^5	1.90×10^5	194

(注 1) A-A 断面は中実であるが、近傍では中空となっているため保守的に近傍と同じ内径をもつ中空として評価。

評価位置	最大荷重 : $F(N)$	応力 強さ : $S(\text{MPa})$	応力集 中係数 : $K_t(-)$	基本 縦弾性 係数 : $E_o(\text{MPa})$	縦弾性 係数 : $E_t(\text{MPa})$	繰返し ピーク 応力強さ : $S_a(\text{MPa})$
接続部 (トラニオン側)	7.433×10^5	87	4.0	2.00×10^5	1.90×10^5	228
接続部 (胴側)	7.433×10^5	87	4.0	2.07×10^5		183

2. 許容繰返し回数

設計疲労線図^{1) 12)}より許容繰返し回数 N_a は以下となる。

A-A 断面 : 約 1.0×10^6 回

B-B 断面 : 約 1.0×10^7 回

C-C 断面 : 約 1.0×10^7 回

トラニオン接続部 (トラニオン側) : 約 1.0×10^7 回以上

トラニオン接続部 (胴側) : 約 3.2×10^4 回以上

3. 使用計画回数

本吊上装置の使用計画回数 N_c は次のようになる。

輸送回数 : 10 回

輸送時吊上回数 : 20 回 (輸送ごと)

裕度 : 2 倍

なお、上記の輸送時吊上回数は、(ハ)章「輸送容器の保守及び核燃料輸送物の取扱い方法」の「A. 核燃料輸送物の取扱い方法」に示す標準的な取扱いとして想定される吊上回数であり、燃料装荷、乾式貯蔵施設での貯蔵、再処理工場への輸送における取扱いを含む。

したがって、

$$N_c = 10 \times 20 \times 2 = 400 \text{ 回}$$

以上より、使用計画回数は許容繰返し回数を十分下回っており、トラニオンの疲労強度は十分である。

A. 4. 5 固縛装置

本輸送物は、(イ)-第 C. 3 図に示すように上部及び下部のトラニオンを使用して輸送架台に固定される。

上下方向及び左右方向の荷重は上部及び下部トラニオンが支え、前後方向の荷重を支持するのは下部トラニオンである。

固縛装置の荷重条件として、前後及び上下に各 $2 \text{ g}^{1)}$ の加速度が作用し、左右方向に $1 \text{ g}^{1)}$ の加速度が作用する場合を考える。また、下方向は自重を考慮し $3 \text{ g}^{1)}$ の加速度が作用すると考える。

1. トラニオンに作用する荷重

各トラニオンに作用する荷重は、(Ⅱ)-第 A.13 図に示す荷重状態図から、次のように与えられる。

$$F_V = \frac{b}{a+b} V$$

$$R_V = \frac{a}{a+b} V$$

$$R_L = H$$

$$F_T = \frac{b}{a+b} L$$

$$R_T = \frac{a}{a+b} L$$

ここで、

F_V : 上部トラニオンに作用する上下方向荷重 (N)

R_V : 下部トラニオンに作用する上下方向荷重 (N)

R_L : 下部トラニオンに作用する前後方向荷重 (N)

F_T : 上部トラニオンに作用する左右方向荷重 (N)

R_T : 下部トラニオンに作用する左右方向荷重 (N)

V : 上下方向慣性力

$$= 1.312 \times 10^5 \times 2 \times 9.80665 = 2.574 \times 10^6 \text{ N (上方向)}$$

$$- 1.312 \times 10^5 \times 3 \times 9.80665 = -3.860 \times 10^6 \text{ N (下方向)}$$

H : 前後方向慣性力

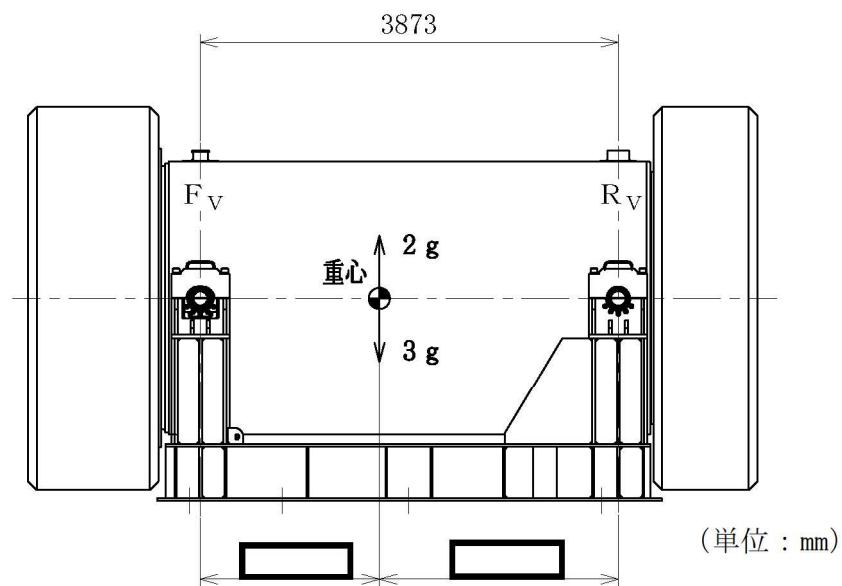
$$= 1.312 \times 10^5 \times 2 \times 9.80665 = 2.574 \times 10^6 \text{ N (上方向)}$$

L : 左右方向慣性力

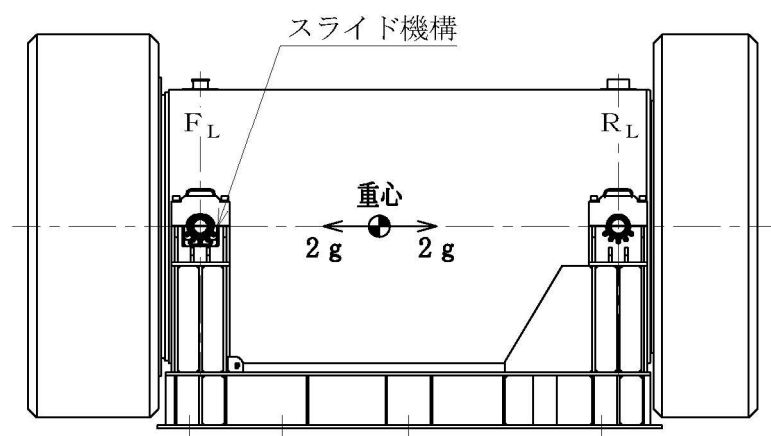
$$= 1.312 \times 10^5 \times 1 \times 9.80665 = 1.287 \times 10^6 \text{ N}$$

a : 重心より上部トラニオン中心までの距離 (mm)

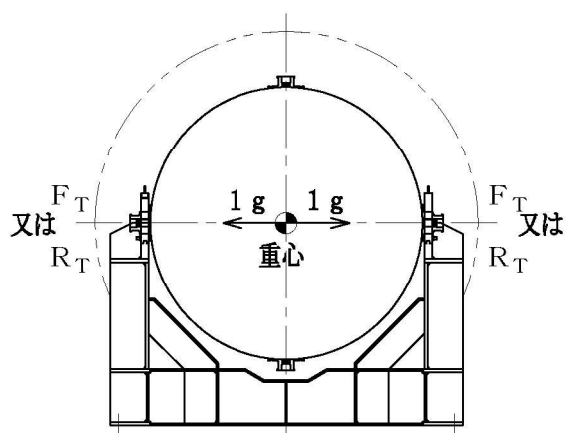
b : 重心より下部トラニオン中心までの距離 (mm)



(a) 上下方向に加速度が作用する場合



(b) 前後方向に加速度が作用する場合



(c) 左右方向に加速度が作用する場合

(Ⅱ)-第 A. 13 図 各方向に加速度が作用する場合のトランニオンに作用する荷重

(㍖)-第 A.9 表に以上の式を用いて求めた各方向の荷重を示す。なお、上部側のトラニオン受けはスライド機構となっているため、容器軸方向の荷重は上部トラニオンには作用せず、下部トラニオンのみに作用する。また、左右の加速度による荷重はトラニオン本体に直接作用しないので、評価を除外する。

(㍖)-第 A.9 表 トラニオンに作用する荷重

(単位： N)

荷重 (注 1) 加速度方向	上 部 側			下 部 側		
	F _V	F _L	F _T	R _V	R _L	R _T
上 (2g)						
下 (3g)						
前後 (2g) (注 2)		0			2.574×10 ⁶	
左右 (1g)						

(注 1) F_V、R_V：垂直方向荷重

F_L、R_L：容器軸方向荷重

F_T、R_T：容器軸に直角な方向荷重

(注 2) 上部側のトラニオン受けはスライド機構となっているので上部トラニオンに前後方向の荷重は作用しない。

2. トラニオン本体

トラニオン本体には、下方向荷重 R_V と前後方向荷重 R_L の合成荷重 F(N) が作用する。

(㍖)-第 A.9 表に示すように、下部トラニオンの方が荷重が大きいため下部トラニオンを対象としてトラニオン本体及びトラニオン接続部の応力評価を行う。

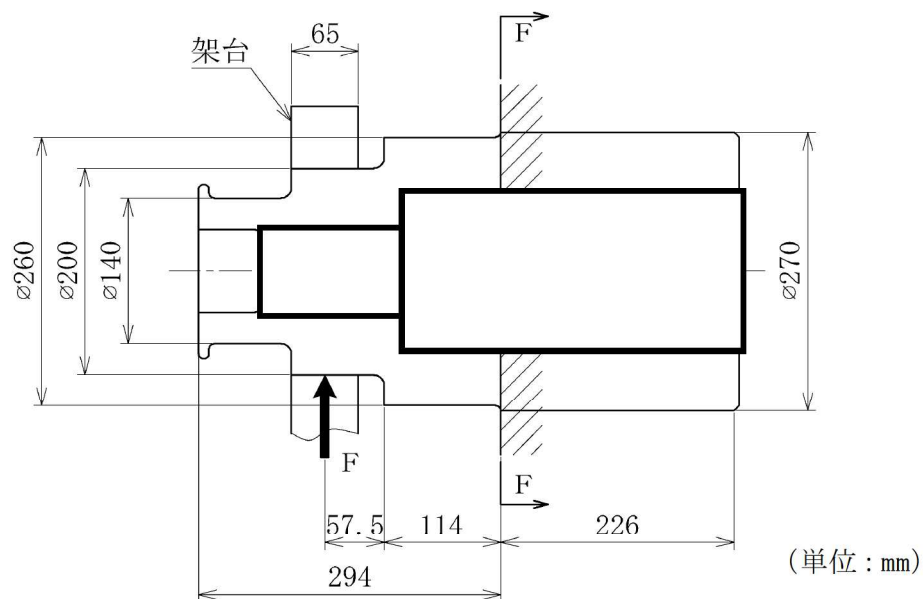
$$F = \frac{\sqrt{R_V^2 + R_L^2}}{n}$$

$$= 1.532 \times 10^6 \text{ N}$$

ここで、

n：荷重を受けもつトラニオンの数 (2)

トラニオン本体には、(ロ)-第 A. 14 図に示す断面 F-F に最大曲げ応力が生じる。曲げ応力 σ_b (MPa) は、吊上装置に対する強度評価と同様に求められる。計算条件と計算結果を (ロ)-第 A. 10 表に示す。



(ロ)-第 A. 14 図 輸送架台固縛状態解析モデル図

(ロ)-第 A. 10 表 トラニオン本体の応力計算条件及び計算結果

評価位置	最大荷重 : F (N)	モーメント アーム : X (mm)	中立軸から の距離 : C (mm)	トラニオン 外径 : d_o (mm)	トラニオン 内径 : d_i (mm)
F-F 断面	1.532×10^6	171.5	130	260	

評価位置	曲げ応力 : σ_b (MPa)	せん断応力 : τ (MPa)	応力強さ : S (MPa)	基準値 : S_y (MPa)	余裕率 (-)
F-F 断面			182	655	2.59

3. トラニオン接続部

下部トラニオン接続部は、上部トラニオン接続部に対する強度評価と同様に求められる（A.4.4.1 の上部トラニオン接続部の評価方法について「上部トラニオン」を「下部トラニオン」に読み替える）。計算条件と計算結果を(ロ)-第 A.11 表に示す。(ロ)-第 A.11 表より、下部トラニオン接続部の本体胴側に発生する応力は基準値を満たす。

(ロ)-第 A.11 表 下部トラニオン接続部の応力計算条件及び計算結果

評価位置	下部トラニオンに作用する荷重 : F (N)	0 点から荷重作用点までの距離 : L_1 (mm)	0 点から反力 R_2 の作用点までの距離 : L_2 (mm)	下部トラニオン接続部の外径 : d (mm)	摩擦係数 : μ (-) ¹⁵⁾
D 領域	1.532×10^6	171.5	226	270	0.35
E 領域	1.532×10^6	171.5	226	270	0.35

評価位置	下部トラニオンに作用する反力 : R_1 又は R_2 (N)	吊上げ荷重による支圧応力（一次応力） : σ_{P11} 又は σ_{P12} (MPa)	評価基準値 (注 1) : $1.25S_y$ (MPa)	余裕率
D 領域	2.126×10^6	70	231	2.30
E 領域	5.940×10^5	20		10.5

(注 1) 胴の方が許容応力は小さいため、胴の評価基準値を示す。

評価位置	ポアソン比 : ν (-)	胴と下部トラニオンの締め代 : δ_0 (mm)	下部トラニオン接続部の外径 : d_i (mm)	下部トラニオン接続部の外輪外径 : d_o (mm)
D 及び E 領域	0.3		270	

(注 2) d_o の大きい方がしまり嵌めによる応力を保守的に評価できるため、キャスク外径より大きい d_i の とした。

評価位置	下部トラニオンの縦弾性係数 : E (MPa)	胴の縦弾性係数 : E' (MPa)	しまり嵌め荷重による支圧応力（二次応力） : σ_{P2} (MPa)
D 及び E 領域	1.90×10^5		45

評価位置	支圧応力（一次＋二次応力）		余裕率 (-)
	σ_P (MPa)	評価基準値 (注 3) : $1.5 \times 1.25S_y$ (MPa)	
D 領域	115	346	2.00
E 領域	65		4.32

(注 3) 胴の方が許容応力は小さいため、胴の評価基準値を示す。

A. 4. 6 圧力

本輸送物の一般の試験条件での胴内の最大内圧は 0.0783 MPa であり、外気圧が 60 kPa (0.060 MPa) まで降下した場合には、差圧は 0.0183 MPa G となる。また、胴、二次蓋と三次蓋に囲まれた空間（以下、二三次蓋間という。）の最大内圧は 0.329 MPa であり、外気圧が 60 kPa (0.060 MPa) まで降下した場合には、差圧は 0.269 MPa G となる。

後述するように、一般の試験条件の熱的試験において、胴内と外気圧との差圧を 0.101325 MPa G、二三次蓋間の最大内圧と外気圧との差圧を 0.30 MPa G とした条件下で構造健全性を確認しており、十分な裕度がある。したがって、上記の圧力降下が生じた場合にも輸送容器の健全性を損なうことはない。

A. 4. 7 振動

本輸送物は(イ)章 C の 1. で述べたように固縛装置によって 2 ヶ所で輸送架台に固定されている（(イ)-第 C. 3 図参照）。本輸送物を(ロ)-第 A. 15 図のとおり両端支持の梁と考えると、輸送物の n 次の固有振動数 f_n は次式で示される。¹⁵⁾

$$f_n = \frac{\lambda^2}{2\pi\ell^2} \sqrt{\frac{EIg}{w}}$$

ここで、

λ : 境界条件と振動形によって定まる無次元定数 (-)

E : 縦弾性係数 (MPa)

I : 振動面に直交する断面主軸に関する断面二次モーメント (mm^4)

ℓ : 輸送容器支持間長さ (mm)

g : 重力加速度 (mm/s^2)

w : 単位長さ当たりの荷重 (N/mm)

$$w = \frac{W \times 9.80665}{L}$$

W : 輸送物質量 (kg)

L : 容器本体全長 (mm)

また、断面二次モーメントとしては胴のみを考えると、

$$I = \frac{\pi}{64} (d_2^4 - d_1^4)$$

ただし、

d_2 : 胴外径 (mm)

d_1 : 胴内径 (mm)

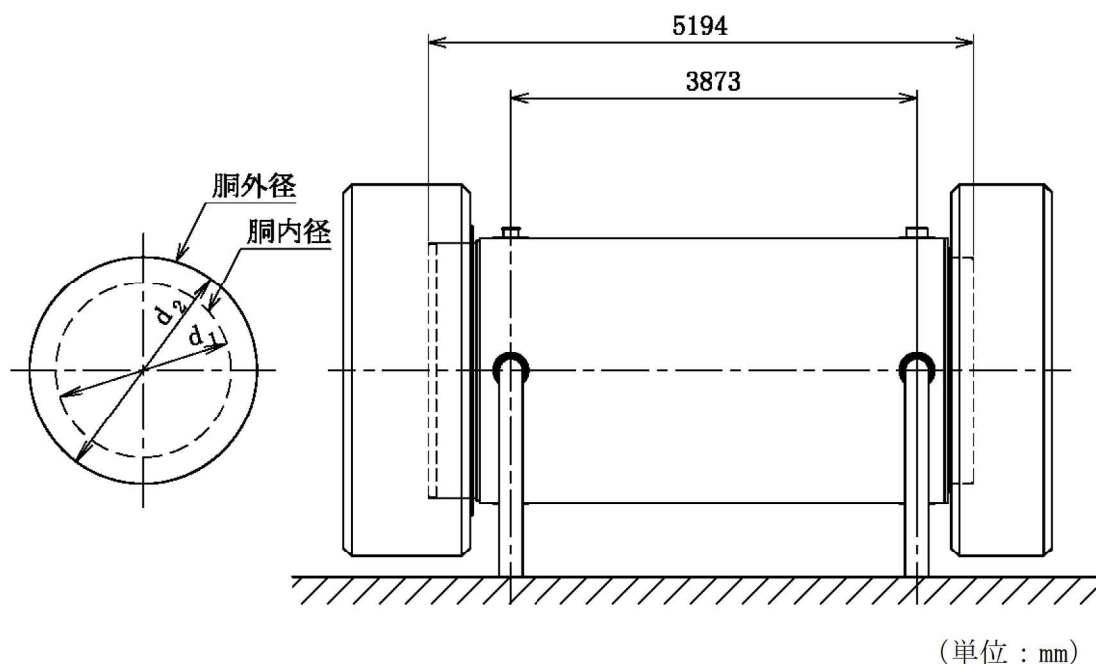
ここで、最も振動数の低い一次の固有振動数を計算する。 $\lambda = \pi$ （両端支持の一次固有振動に対する定数）として、計算条件と計算結果を(ロ)-第 A. 12 表に示す。一方、輸送中に車両の最大加速度と振動数の関係において、輸送中の振動により輸送物に作用する励振力の振動数域は大部分が 10 Hz 以下であり、十分離れた固有振動数を有しているため、励振力による輸送物の応答増幅の影響はなく、輸送中の振動による荷重は A. 5. 3 の一般の試験条件の 0. 3m 落下事象に包絡されることから、輸送物は予想される振動等によってき裂、破損等の生じるおそれはない。

また三次蓋は振動等により緩まないよう、A. 4. 5 にて考慮した左右方向加速度 1 g と下方向加速度 3 g による三次蓋の慣性力 ($1. 086 \times 10^5$ N) より十分大きい摩擦力 が生じるようにボルトによって強固に締め付けられており、振動等によって緩むことはない。

(ロ)-第 A. 12 表 固有振動数計算条件及び計算結果

項 目	無次元定数： λ (—)	縦弾性係数： E (MPa)	胴外径： d_2 (mm)	胴内径： d_1 (mm)	輸送容器 支持間長さ： ℓ (mm)
数値等	π				3873

項 目	輸送物総質量： W (kg)	重力加速度： g (mm/s ²)	輸送容器本体 全長：L (mm)	固有振動数： f_n (Hz)
数値等	$1. 312 \times 10^5$	$9. 80665 \times 10^3$	5194	242



(ロ)-第 A. 15 図 輸送容器振動解析モデル図

A. 4. 8 輸送物の要件に対する評価結果の要約

以上の結果より通常の輸送時における輸送物の要件に対する評価結果の要約を(ロ)–第 A. 13 表に示す。

(ロ)–第 A. 13 表 輸送物の要件に対する評価結果の要約

解析及びその詳細	解析基準	解析基準値	解析結果等	余裕率等 (MS)
<ul style="list-style-type: none"> 化学的及び電氣的反応 <ul style="list-style-type: none"> 化学的反應 電氣的反應 	<ul style="list-style-type: none"> 反應のないこと 反應のないこと 	<ul style="list-style-type: none"> — — 	<ul style="list-style-type: none"> 反應なし 反應なし 	<ul style="list-style-type: none"> 基準に合致 基準に合致
<ul style="list-style-type: none"> 低温強度 <ul style="list-style-type: none"> 構成部品の低温特性 低温時の強度 	<ul style="list-style-type: none"> –20 °C でのき裂、破損のないこと 低温脆化温度 	<ul style="list-style-type: none"> — –20 °C 	<ul style="list-style-type: none"> き裂、破損なし –20 °C では低温脆化なし 	<ul style="list-style-type: none"> 基準に合致 基準に合致
<ul style="list-style-type: none"> 密封装置の誤操作による開放の可能性 <ul style="list-style-type: none"> 三次蓋 	<ul style="list-style-type: none"> 可能性がないこと 	<ul style="list-style-type: none"> — 	<ul style="list-style-type: none"> 可能性なし 	<ul style="list-style-type: none"> 基準に合致
<ul style="list-style-type: none"> 吊上装置 <ul style="list-style-type: none"> 1. 応力評価 <ul style="list-style-type: none"> トラニオン本体 トラニオン接続部 (一次応力) (一次応力+二次応力) 2. 疲労評価 <ul style="list-style-type: none"> トラニオン本体 トラニオン接続部 	<ul style="list-style-type: none"> S_y 1. 25S_y 1. 5×1. 25S_y 許容繰返し回数以下であること 許容繰返し回数以下であること 	<ul style="list-style-type: none"> 655 MPa 231 MPa 346 MPa 許容繰返し回数 1. 0×10⁶ 回 許容繰返し回数 3. 2×10⁴ 回 	<ul style="list-style-type: none"> 543 MPa 95 MPa 140 MPa 使用計画回数 400 回 使用計画回数 400 回 	<ul style="list-style-type: none"> 0. 20 1. 43 1. 47 基準に合致 基準に合致
<ul style="list-style-type: none"> 固縛装置 <ul style="list-style-type: none"> トラニオン本体 トラニオン接続部 (一次応力) (一次応力+二次応力) 	<ul style="list-style-type: none"> S_y 1. 25S_y 1. 5×1. 25S_y 	<ul style="list-style-type: none"> 655 MPa 231 MPa 346 MPa 	<ul style="list-style-type: none"> 182 MPa 70 MPa 115 MPa 	<ul style="list-style-type: none"> 2. 59 2. 30 2. 00
<ul style="list-style-type: none"> 圧力 	<ul style="list-style-type: none"> 密封性 	<ul style="list-style-type: none"> — 	<ul style="list-style-type: none"> 良 	<ul style="list-style-type: none"> 基準に合致
<ul style="list-style-type: none"> 振動 	<ul style="list-style-type: none"> 振動性 	固有振動数 (242 Hz) と輸送による振動数 (10 Hz) の差が大であり、輸送物の応答増幅の影響はなく、輸送中の振動による荷重は、一般の試験条件の 0. 3m 落下事象に包絡されることから、輸送物にき裂、破損等は生じない。		

A.5 一般の試験条件

A.5.1 熱的試験

A.5.1.1 温度及び圧力の要約

1. 温度

一般の試験条件における輸送物各部の温度分布は(ρ)章 B の熱解析から求まる。各部位の最高温度と解析基準値を定める温度を(ρ)-第 A.14 表に示す。

(ρ)-第 A.14 表 一般の試験条件における最高温度の要約

(単位：℃)

部位	熱解析結果	解析基準値設定温度
胴（本体部）	118	
胴（フランジ部）	110	
胴（底板）	127	
一次蓋	109	
二次蓋	104	
三次蓋	103	
一次蓋ボルト	109	
二次蓋ボルト	104	
三次蓋ボルト	102	
外筒	109	
下部端板	111	
蓋部中性子遮蔽材カバー	107	
底部中性子遮蔽材カバー	114	
トラニオン	114	
バスケット	163	
燃料集合体	196	

2. 圧力

(ロ)章 B の熱解析から求まる一般の試験条件における輸送容器各部の圧力及び構造解析で使用する圧力を(ロ)-第 A. 15 表に示す。

(ロ)-第 A. 15 表 一般の試験条件の熱解析の要約と評価

項目	熱解析結果	構造解析使用圧力	圧力設定方法
胴内圧	0.0783 MPa (-0.0231 MPa G)	0 MPa (-0.101325 MPa G)	内外圧力差が最大となるように最低圧（真空）を仮定
一二次蓋間 ^(注1) 圧力	0.389 MPa (0.288 MPa G)	0.411325 MPa (0.31 MPa G)	内外圧力差が最大となるように熱解析に余裕を取った値を使用
二三次蓋間圧力	0.329 MPa (0.228 MPa G)	0.401325 MPa (0.30 MPa G)	三次蓋に対して安全側になるように熱解析結果に余裕を取った値を使用

(注 1) 胴、一次蓋及び二次蓋に囲まれた空間をいう。

なお、蓋部中性子遮蔽材充填空間は、当該空間の水の存在による圧力上昇を考慮して、 MPa G (MPa) とする。この圧力は製造時の周囲温度が仮に-20℃であった場合、温度上昇により製造時の周囲温度が常温であった場合に比べて最大 13%増加する可能性がある。この圧力上昇による蓋部中性子遮蔽材カバーの応力増加は 1MPa であり、A. 5. 3 の一般の試験条件の 0. 3m 落下事象において解析基準値に対して 1MPa 以上の余裕を有していることを確認している。

側部中性子遮蔽材充填空間は、外筒部を MPa G (MPa) 、端板部を MPa G (MPa) 、底部中性子遮蔽材充填空間は、 MPa G (MPa) とする。側部中性子遮蔽材充填空間及び底部中性子遮蔽材充填空間の圧力は輸送前の保守により圧力が開放される。この圧力は、圧力開放時の周囲温度が-20℃であった場合、温度上昇により圧力開放時の周囲温度が 38℃であった場合に比べて側部中性子遮蔽材空間の外筒部で最大 26%、端板部で最大 60%、底部中性子遮蔽材空間で最大 20%増加する可能性がある。この圧力上昇による応力増加は外筒で 6MPa、下部端板で 5MPa、底部中性子遮蔽材カバーで 3MPa であり、A. 5. 3 の一般の試験条件の 0. 3m 落下事象において解析基準値に対して外筒で 6MPa、下部端板で 5MPa、底部中性子遮蔽材カバーで 3MPa 以上の余裕を有していることを確認している。

A. 5. 1. 2 熱膨張

輸送容器には熱膨張により応力が発生する。発生応力の計算を A. 5. 1. 3 に示す。

なお、本輸送物は周囲温度-20℃～38℃の温度範囲において使用するが、当該温度範囲における輸送物の各部品の熱膨張に伴う寸法変化は十分に小さく、最も熱膨張の差の大きいバスケットと胴においても隙間が \square 以上あり部品同士の干渉は生じないため、周囲温度の変化によりき裂、破損等の生じるおそれはない。

A. 5. 1. 3 応力計算

1. 容器本体

本項では、一般の試験条件におけるキャスク本体（本体（胴、外筒及び底部中性子遮蔽材カバー）、一次蓋（蓋板及び蓋部中性子遮蔽材カバー）、二次蓋、三次蓋及び蓋ボルトからなる構成体をいう。）各部の応力計算を行う。B. 4. 2 に示す温度分布及び輸送容器に作用する圧力を荷重条件とし、解析は有限要素法による ABAQUS コードを用いて行う。

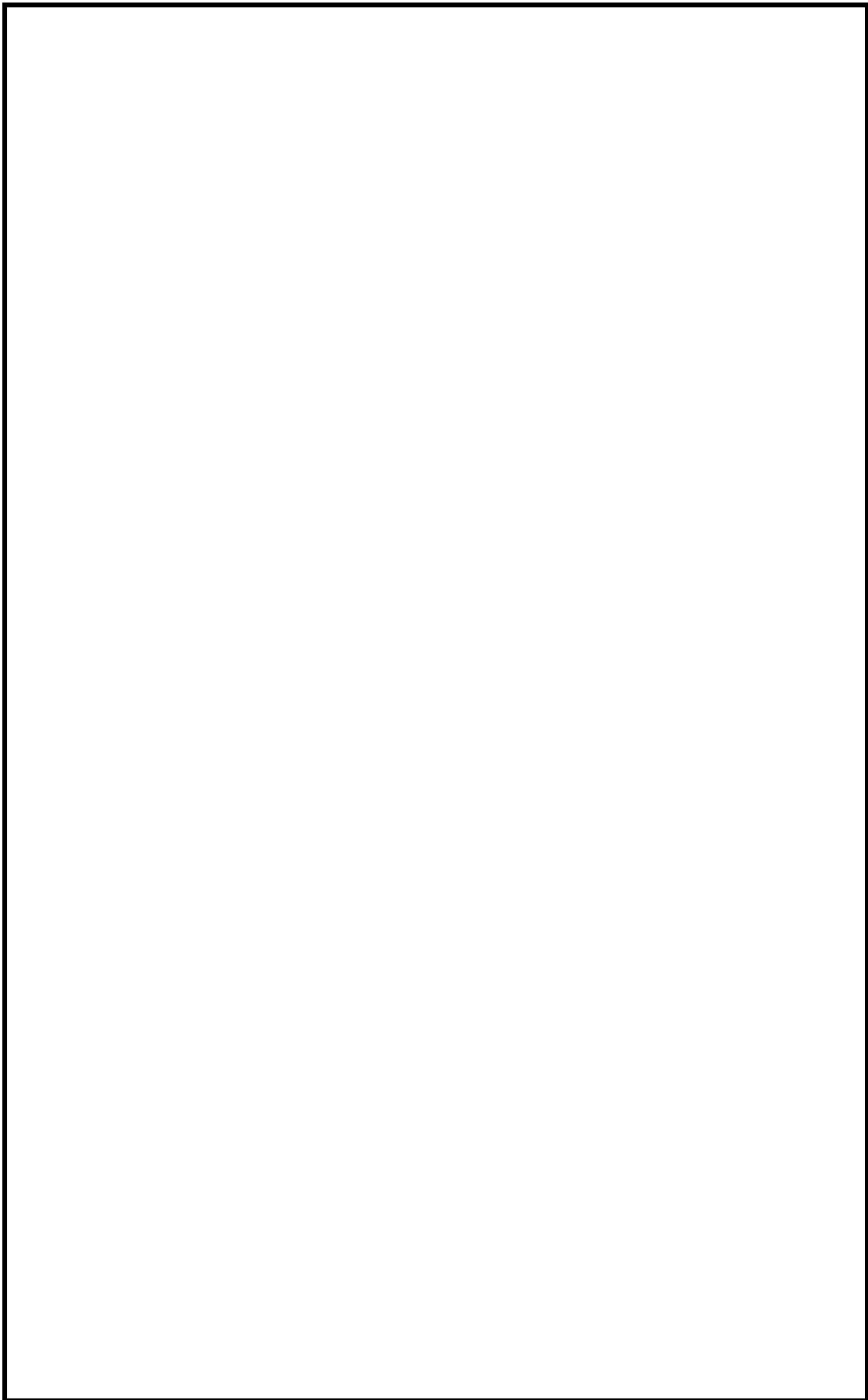
(1) 解析モデル

解析モデルとして(イ)-第 C. 5 図に基づいて作成した(ロ)-第 A. 16 図に示す三次元 180° 対称モデルを用いる。

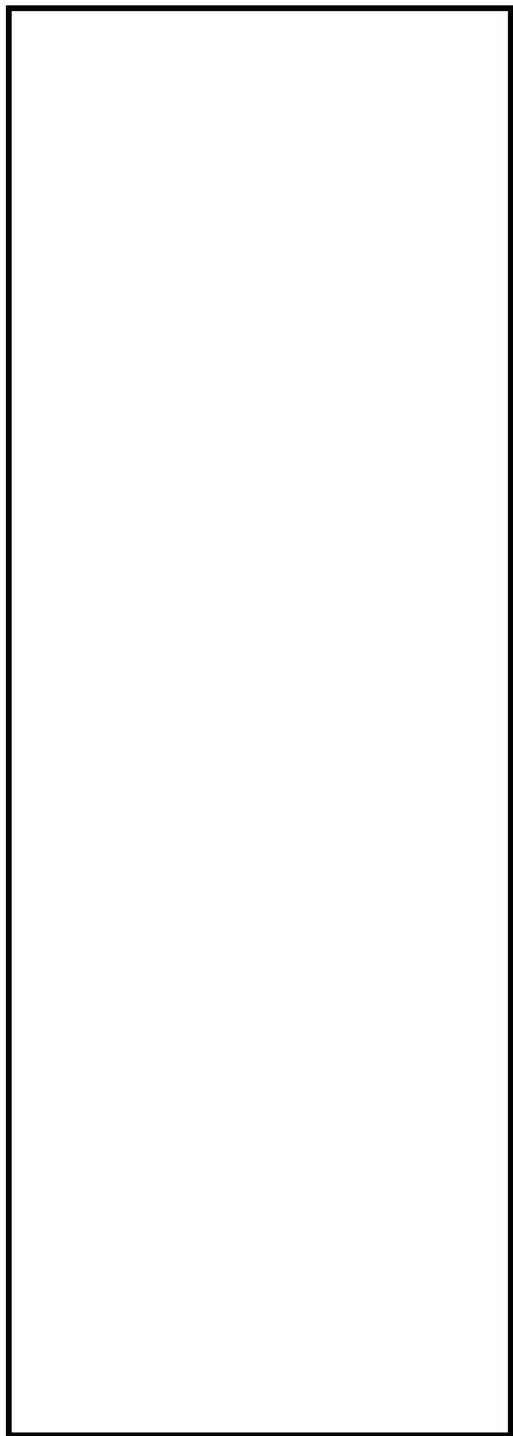
本解析モデルは、胴、外筒、下部端板、中性子遮蔽材、一次蓋、二次蓋、三次蓋、蓋部中性子遮蔽材カバー及び底部中性子遮蔽材カバー等より構成される。なお、一次蓋、二次蓋及び三次蓋は蓋ボルトにより胴に接続され、蓋と胴との接触が考慮されている。

(2) 荷重条件及び境界条件

荷重条件及び境界条件を(ロ)-第 A. 17 図に示す。



(㍑)-第 A. 16 図 三次元 180 ° 対称モデル



P_i : 胴内圧 (−0.101325 MPa G)

P_{ii} : 一二次蓋間圧力 (0.31 MPa G)

P_{iii} : 二三次蓋間圧力 (0.30 MPa G)

P_{sr} : 側部中性子遮蔽材部 (外筒側面) 圧力

(MPa G)

P_{er} : 側部中性子遮蔽材部 (端板面) 圧力

(MPa G)

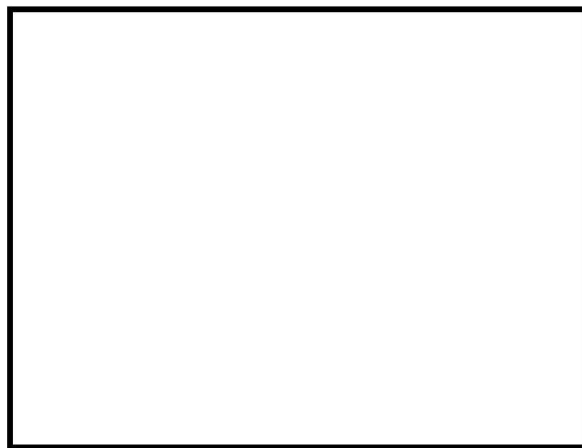
P_{tr} : 蓋部中性子遮蔽材部圧力 (MPa G)

P_{br} : 底部中性子遮蔽材部圧力 (MPa G)

P_{bi} : 一次蓋ボルト初期締付力 (MPa)

P_{bii} : 二次蓋ボルト初期締付力 (MPa)

P_{biii} : 三次蓋ボルト初期締付力 (MPa)



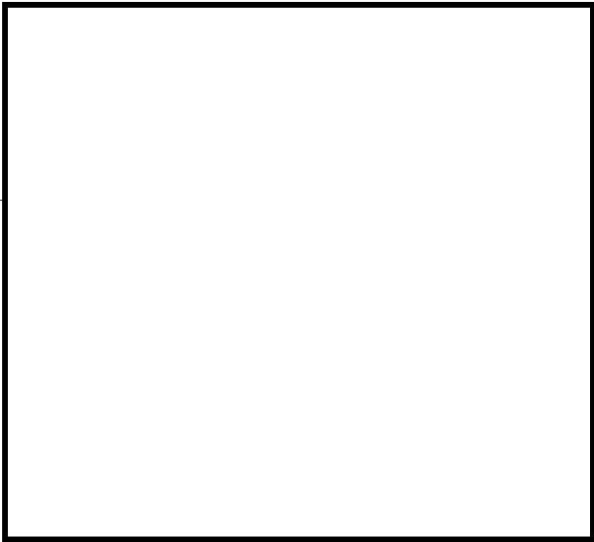
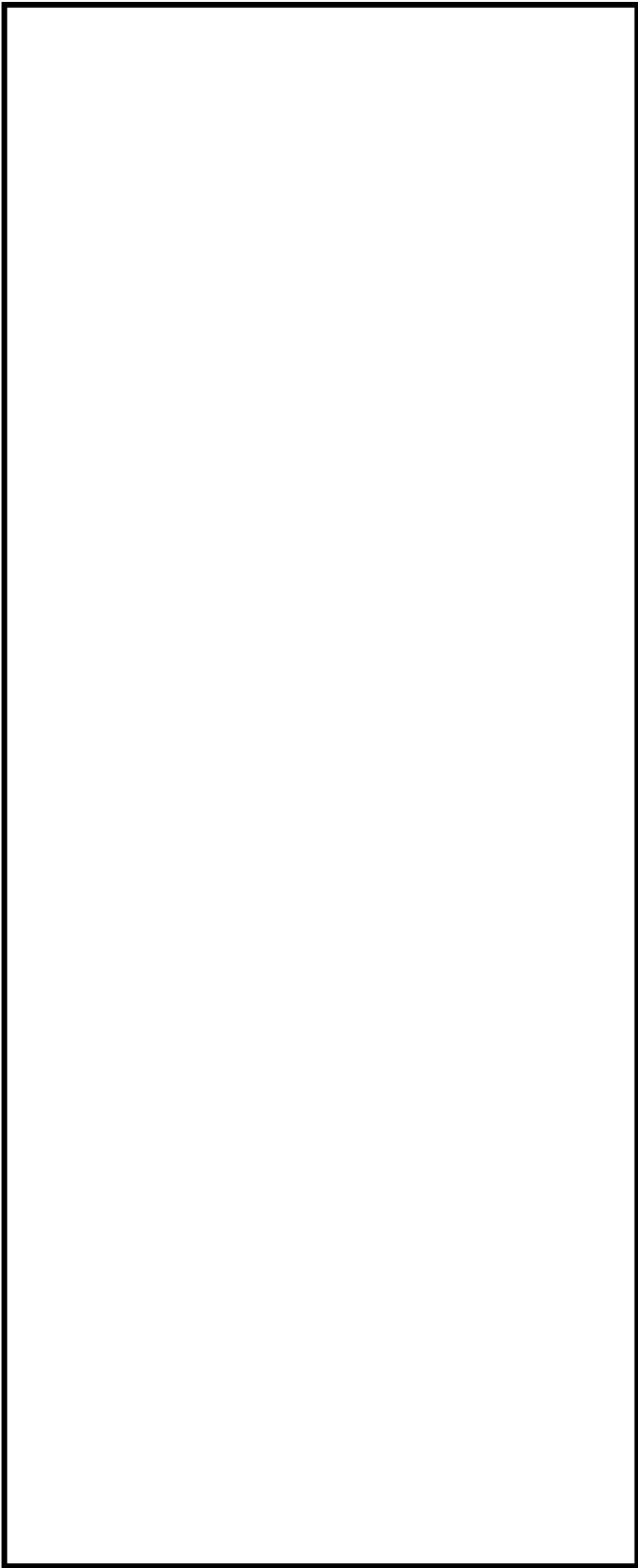
(ボルト初期締付力：一次蓋ボルトの例)

(ロ)-第 A.17 図 一般の試験条件の熱的試験における荷重条件及び境界条件

(3) 解析結果

a. 胴内圧等による応力解析結果

(㍀)-第 A. 18 図に示す主要な評価位置における胴内圧等による応力の評価結果を(㍀)-第 A. 16 表に示す。表に示すように、いずれの応力も A. 1. 2 に定めた解析基準値以下である。



評価断面	部 位
①	一次蓋中央部
②	一次蓋端部
③	二次蓋中央部
④	二次蓋端部
⑤	三次蓋中央部
⑥	三次蓋端部
⑦	胴上部
⑧	胴中央部
⑨	胴下部
⑩	胴（底板）中央部
⑪	胴（底板）端部
⑫	外筒上部
⑬	外筒中央部
⑭	外筒下部
⑮	下部端板端部
⑯	蓋部中性子遮蔽材カバー中央部
⑰	蓋部中性子遮蔽材カバー端部
⑱	底部中性子遮蔽材カバー中央部
⑲	底部中性子遮蔽材カバー端部
⑳	二次蓋シール部（蓋）
㉑	二次蓋シール部（胴）
㉒	一次蓋シール部（蓋）
㉓	一次蓋シール部（胴）

(注) 評価断面⑨-2 は下部トラニオンを取り付けていない断面を含む。

(㍀)-第 A. 18 図 一般の試験条件の熱的試験における応力評価位置

(ロ)-第 A. 16 表 一般の試験条件における圧力による容器本体の一次応力の評価 (1/2)

部位	断面 No. (注 1)	応力 分類 (注 2) 又は 応力の種類	表面	応力強さ 又は応力 (MPa)	温度 (°C)	解析 基準値 (MPa) (注 3)	余裕率 (MS)
一次蓋	①	P_m	—	1		124	123
		P_L+P_b	内	7		186	25.5
			外	6			30.0
	②	P_L	—	6		186	30.0
二次蓋	③	P_m	—	1		124	123
		P_L+P_b	内	5		186	36.2
			外	6			30.0
	④	P_L	—	4		186	45.5
三次蓋	⑤	P_m	—	3		137	44.6
		P_L+P_b	内	34		205	5.02
			外	35			4.85
	⑥	P_L	—	7		205	28.2
	⑦	P_L	—	2		186	92.0
胴	⑧	P_m	—	2		124	61.0
		P_L+P_b	内	3		186	61.0
			外	2			92.0
	⑨-1	P_L	—	2		186	92.0
	⑨-2	P_L	—	2			92.0
胴 (底板)	⑩	P_m	—	1		123	122
		P_L+P_b	内	1		184	183
			外	1			183
	⑪	P_L	—	1		184	183
外筒	⑫	引張	—	4		157	38.2
		圧縮	—	3		157	51.3
		せん断	—	9		90	9.00
		曲げ	—	15		157	9.46
	⑬	引張	—	20		157	6.85
		圧縮	—	1		157	156
		せん断	—	1		90	89.0
		曲げ	—	2		157	77.5
	⑭	引張	—	6		157	25.1
		圧縮	—	2		157	77.5
		せん断	—	9		90	9.00
		曲げ	—	22		157	6.13

(注 1) (ロ)-第 A. 18 図参照

(注 2) P_m : 一次一般膜応力、 P_L : 一次局部膜応力、 P_b : 一次曲げ応力

(注 3) 断面①～⑪の P_m に対する基準値は S_m 、 P_L 及び P_L+P_b に対する基準値は $1.5S_m$ である。断面⑫～⑭における引張応力に対する基準値は f_t 、圧縮応力に対する基準値は f_c 、せん断応力に対する基準値は f_s 、曲げ応力に対する基準値は f_b である。

(ロ)-第 A. 16 表 一般の試験条件における圧力による容器本体の一次応力の評価 (2/2)

部位	断面 No. (注 1)	応力 分類 (注 2) 又は 応力の種類	表面	応力強さ 又は応力 (MPa)	温度 (°C)	解析 基準値 (MPa) (注 3)	余裕率 (MS)
下部端板	⑮	引張	—	2		136	67.0
		圧縮	—	1		136	135
		せん断	—	3		78	25.0
		曲げ	—	8		136	16.0
蓋部中性 子遮蔽材 カバー	⑯	引張	—	—		157	—
		圧縮	—	1		157	156
		せん断	—	1		90	89.0
		曲げ	—	1		157	156
	⑰	引張	—	—		157	—
		圧縮	—	1		157	156
		せん断	—	1		90	89.0
		曲げ	—	3		157	51.3
底部中性 子遮蔽材 カバー	⑱	引張	—	2		136	67.0
		圧縮	—	1		136	135
		せん断	—	1		78	77.0
		曲げ	—	8		136	16.0
	⑲	引張	—	2		136	67.0
		圧縮	—	—		136	—
		せん断	—	5		78	14.6
		曲げ	—	12		136	10.3
二次蓋 シール部	⑳	P_L	—	11		186	15.9
	㉑	P_L	—	10		185	17.5
一次蓋 シール部	㉒	P_L	—	28		185	5.60
	㉓	P_L	—	12		185	14.4

(注 1) (ロ)-第 A. 18 図参照

(注 2) P_m : 一次一般膜応力、 P_L : 一次局部膜応力、 P_b : 一次曲げ応力(注 3) 断面⑮～⑲における引張応力に対する基準値は f_t 、圧縮応力に対する基準値は f_c 、せん断応力に対する基準値は f_s 、曲げ応力に対する基準値は f_b である。断面⑳～㉓の P_L に対する基準値は S_y である。

b. 圧力による応力と熱応力との組合せに対する容器本体の（一次＋二次）応力と蓋ボルトの応力評価結果

A. 5. 1. 3 で求めた圧力による応力と熱応力との組合せに対する容器本体の（一次＋二次）応力と蓋ボルトの応力評価結果を(□)-第 A. 17 表に示す。この表に示すように、容器本体及び蓋ボルトは A. 1. 2 の解析基準値以下である。

(□)-第 A. 17 表 一般の試験条件における熱及び圧力による容器本体の
(一次＋二次) 応力及び蓋ボルトの評価 (1/2)

部位	断面 No. (注 1)	応力の 種類	表面	応力強さ 又は応力 (MPa)	温度 (℃)	解析 基準値 (MPa) (注 2)	余裕率 (MS)
一次蓋	①	—	内	6		372	61.0
			外	8			45.5
	②	—	内	8		372	45.5
			外	11			32.8
二次蓋	③	—	内	5		372	73.4
			外	6			61.0
	④	—	内	6		372	61.0
			外	8			45.5
三次蓋	⑤	—	内	37		411	10.1
			外	32			11.8
	⑥	—	内	22		411	17.6
			外	32			11.8
胴	⑦	—	内	12		372	30.0
			外	17			20.8
	⑧	—	内	15		372	23.8
			外	8			45.5
	⑨-1	—	内	13		372	27.6
			外	23			15.1
	⑨-2	—	内	16			22.2
			外	19			18.5
胴 (底板)	⑩	—	内	23		369	15.0
			外	6			60.5
	⑪	—	内	17		369	20.7
			外	23			15.0

(注 1) (□)-第 A. 18 図参照

(注 2) 断面①～⑪における基準値は $3S_m$ である。

(ロ)-第 A. 17 表 一般の試験条件下における熱及び圧力による容器本体の

(一次+二次) 応力及び蓋ボルトの評価 (2/2)

部位	断面 No. (注 1)	応力の 種類 (注 2)	表面	応力強さ 又は応力 (MPa)	温度 (℃)	解析 基準値 (MPa) (注 3)	余裕率 (MS)
外筒	⑫	引張	—	25		472	17.8
		せん断	—	24		272	10.3
		曲げ	—	8		472	58.0
	⑬	引張	—	46		472	9.26
		せん断	—	2		272	135
		曲げ	—	3		472	156
	⑭	引張	—	82		472	4.75
		せん断	—	17		272	15.0
		曲げ	—	31		472	14.2
下部端板	⑮	引張	—	46		410	7.91
		せん断	—	26		236	8.07
		曲げ	—	110		410	2.72
蓋部中性 子遮蔽材 カバー	⑯	引張	—	2		472	235
		せん断	—	1		272	271
		曲げ	—	1		472	471
	⑰	引張	—	4		472	117
		せん断	—	1		272	271
		曲げ	—	5		472	93.4
底部中性 子遮蔽材 カバー	⑱	引張	—	38		410	9.78
		せん断	—	2		236	117
		曲げ	—	10		410	40.0
	⑲	引張	—	32		410	11.8
		せん断	—	4		236	58.0
		曲げ	—	7		410	57.5
二次蓋 シール部	⑳	—	内	21		186	7.85
			外	10			17.6
	㉑	—	内	17		185	9.88
			外	14			12.2
一次蓋 シール部	㉒	—	内	27		185	5.85
			外	44			3.20
	㉓	—	内	13		185	13.2
			外	14			12.2
一次蓋 ボルト	—	σ_m	—	248		562	1.26
		$\sigma_m + \sigma_b$	—	251		843	2.35
二次蓋 ボルト	—	σ_m	—	202		564	1.79
		$\sigma_m + \sigma_b$	—	208		846	3.06
三次蓋 ボルト	—	σ_m	—	233		564	1.42
		$\sigma_m + \sigma_b$	—	334		846	1.53

(注 1) (ロ)-第 A. 18 図参照

(注 2) σ_m : 平均引張応力、 σ_b : 曲げ応力

(注 3) 断面⑫～⑲における引張応力に対する基準値は $3f_t$ 、せん断応力に対する基準値は $3f_s$ 、曲げ
 応力に対する基準値は $3f_b$ である。断面⑳～㉓に対する基準値は S_y である。蓋ボルトの基準
 値は σ_m に対して $2S_m$ 、 $\sigma_m + \sigma_b$ に対して $3S_m$ である。なお、蓋ボルトの $2S_m$ 及び $3S_m$ の値は、 S_y
 より小さい。

A. 5. 1. 4 許容応力との比較

一般の試験条件の熱的試験において輸送容器に発生する応力は、A. 5. 1. 3 に示すように解析基準値を満足しており、健全性は維持される。

なお、三次蓋ボルトは三次蓋と異なる材質のため、運搬中に予想される -20°C ～ 38°C の周囲温度の変化により軸力が変化する。仮に周囲温度 -20°C で三次蓋ボルトを締め付けた後 38°C に置かれた場合は、ステンレス鋼製の三次蓋と合金鋼製の三次蓋ボルトの熱膨張係数の差により三次蓋ボルトの軸力が約 4%増加するものの余裕率が 0.04 以上あるため、また周囲温度 38°C で締め付けた後 -20°C に置かれた場合には、軸力が約 8%低下するもののOリングを締め付けるために必要な軸力を維持しているため、三次蓋ボルトにゆるみや破損を生じることはない。一方、一次蓋ボルトと二次蓋ボルトは、それぞれ一次蓋と二次蓋との温度の差及び熱膨張係数の差が小さいため、軸力の変化は三次蓋ボルトに比べ軽微であることから、ゆるみや破損を生じることはない。

また、三次蓋とキャスク本体のOリング取付位置での相対口開き変形量は 0.09 mm であり、Oリングの初期締め付け代 mm より小さく、密封性が損なわれることはない。

次に、疲労強度について評価する。評価は、密封境界を構成する部材で発生応力が比較的高く、複数容器間で共用するため使用計画回数が最も多い三次蓋及び三次蓋ボルトを代表として行う。設計疲労線図¹⁾より、三次蓋の許容繰返し回数は 1×10^{11} 回、三次蓋ボルトの許容繰返し回数は 8.6×10^2 回である。一方で、使用期間中に想定される三次蓋及び三次蓋ボルトの使用計画回数は 320 回（輸送回数：80 回、輸送時使用回数：2 回（輸送ごと）、裕度：2 倍）であり、許容繰返し回数を十分下回っていることから、三次蓋及び三次蓋ボルトの疲労強度は十分である。

A. 5. 2 水噴霧

本輸送容器の外側はステンレス鋼又は塗装を施した炭素鋼であり、水噴霧に対して吸水による脆化により密封性が損なわれたり、水溜りによる腐食が発生することがないため線量当量率の増加等を生じることはない。

A. 5. 3 自由落下

A. 5. 3. 1 落下時の緩衝体の変形量と衝撃加速度

ここでは、A. 1. 2 のうち、一般の試験条件の自由落下試験において規則及び告示に規定された輸送物の健全性について評価を行う。本輸送物の最大総質量は 131. 2 トンであるため、告示により、落下高さは 0. 3 m となる。輸送物が 0. 3 m 落下した場合、その落下エネルギーは容器本体の上下部に取り付けられた緩衝体の変形によって吸収される。

本項では、自由落下試験時の緩衝体の変形量及び衝撃加速度について評価し、輸送容器の健全性を評価する。

緩衝体の変形量及び衝撃加速度の解析条件を以下に述べる。

1. 解析モデル

(1) 解析する落下姿勢

輸送物の落下姿勢として次の 3 種類を考える。(Ⅱ)-第 A. 19 図参照)

- ①垂直落下
- ②水平落下
- ③コーナー落下

(2) 解析方法

- ① 輸送物の落下エネルギーは緩衝体の弾塑性変形によって全て吸収されるものとする。この仮定では、緩衝体を除いた輸送物及び落下試験台を剛体とし、落下エネルギーの振動及び熱等への消費を無視することになるので、落下による緩衝体の変形を大きく評価し安全側の解析となる。
- ② 解析に用いる輸送物の質量に関する数値は、(Ⅰ) 章 C. 5 で示した通常輸送時における輸送物最大総質量 131. 2 トンを用いる。

落下エネルギーは次式で与えられる。

$$E_k = mgH$$

ただし、

E_k : 輸送物の落下エネルギー (N・mm)

m : 輸送物最大総質量 (kg)

g : 重力加速度 (m/s²)

H : 落下高さ (mm)

計算条件と計算結果を(Ⅱ)-第 A. 18 表に示す。

(ロ)-第 A. 18 表 輸送物落下エネルギー計算条件及び計算結果

項目	輸送物最大 総質量 : m (kg)	重力加速度 : g (m/s ²)	落下高さ : H (mm)	輸送物の 落下エネルギー : E _k (N・mm)
数値	1.312×10 ⁵	9.80665	300	3.860×10 ⁸

- ③ 緩衝体の変形量と衝撃力の計算は CRUSH コード¹⁶⁾ を用いて行う。このコードにおいてはエネルギー吸収に寄与する部材は安全側に内部の木材のみとして、緩衝体の変形量を単軸変形法 (UDM) により求めている。
- ④ 衝撃力については解析と実験との比較検証により得られた誤差±20 %を考慮した負荷係数 1.2¹⁶⁾ を③で求められる衝撃力に乗じる。
- ⑤ 木材は、木目（又は積層）方向と、木目（又は積層）と直角方向で圧潰特性が異なる。各々の方向における特性を(ロ)-第 A. 20 図～(ロ)-第 A. 22 図に示す。木目（又は積層）方向とある角度を持つ落下方向に対しては、異方性の影響を考慮する。
- ⑥ 水平落下においては、上部緩衝体と下部緩衝体の吸収エネルギー比を 50%ずつとして解析している。また、緩衝体の変形量は、上部緩衝体と下部緩衝体の変形が大きい方の値としている。