

## 別添4 特定設備の部品等の技術基準の解釈

この特定設備の部品等の技術基準の解釈は、特定設備検査規則に定める技術的要件を満たすべき技術的内容をできる限り具体的に示したものであり、「別添1 特定設備の技術基準の解釈（以下「一般解釈」という。）」を補完するものである。

なお、特定設備検査規則に定める技術的要件を満たすべき技術的内容はこの解釈に限定されるものではなく、特定設備検査規則に照らして十分な保安水準の確保ができる技術的根拠があれば、特定設備検査規則に適合するものと判断するものである。

## (のぞき窓の材料)

第1条 設計圧力が30 MPa以下、設計温度が300℃以下の特定設備に使用されるのぞき窓の材料にあつては、次に掲げる条件のいずれも満足するものでなければならない。

- (1) 材質 アルミノけい酸塩ガラス、ホウけい酸塩ガラス、石英ガラス又はこれらと同等のもの
  - (2) 形状及び寸法 円形平板であつて、直径が150mm以下のもの
  - (3) 品質 当該特定設備に使用されるのぞき窓と同一の材料、形状及び寸法を有し、同一のチャージから製造された供試品について、次のイからホに掲げる試験を行い、これに合格するもの
- イ 外観 日本工業規格（以下「JISという。」）B 8286 (1994) 圧力容器用のぞき窓の7.2項の規定に適合すること。
- ロ 曲げ試験 当該供試品を棒状に切削した試験片について、JIS B 8286 (1994) 圧力容器用のぞき窓の7.4項の曲げ強さ試験を行い、破断荷重から算定された曲げ強さの10分の1の値が次条における許容曲げ応力の値より大きいこと。
- ハ 耐腐食性試験 JIS B 8286 (1994) 圧力容器用のぞき窓の7.5項の表3に規定する腐食試験に合格すること。ただし、ガラスに対する腐食性を有しない高压ガスを製造する特定設備にあつては、この限りでない。
- ニ 耐熱性試験 JIS B 8286 (1994) 圧力容器用のぞき窓の7.5項の表3に規定する熱衝撃試験に合格すること。
- ホ 耐圧試験 設計圧力の2倍以上の水圧により耐圧試験を行い、当該のぞき窓が破壊されないこと。

## (ガラス板の最小厚さ)

第2条 のぞき窓に用いるガラス板は、次の算式により得られる最小厚さ以上の厚さを有しなければならない。

$$t = 5 \sqrt{\frac{P \times A}{\sigma_b}}$$

この式において $t$ 、 $P$ 、 $A$ 及び $\sigma_b$ は、それぞれ次の値を表すものとする。

$t$  ガラス板の最小厚さ (単位 mm)

$P$  設計圧力 (単位 MPa)

$A$  ガラス板の圧力を受ける部分の面積 (単位  $\text{cm}^2$ ) で次の算式により得られる値

$$A = \frac{\pi}{400} \times d^2$$

この式において $d$ は次の値を表すものとする。

d ガasket接触面の平均径 (単位 mm)

$\sigma_b$  ガラス板の許容曲げ応力 (単位  $N/mm^2$ )

(プレートフィン熱交換器)

第3条 プレートフィン熱交換器は、次の(1)から(4)までに掲げる各部に応じ、当該(1)から(4)までに定める最小厚さを有しており、(5)に掲げる肉厚確認試験に合格するものでなければならない。

(1) フィン 次の算式により得られる最小厚さ

$$t_f = \frac{P p_t}{\sigma_a \beta}$$

この式において $t_f$ 、 $P$ 、 $p_t$ 、 $\sigma_a$ 及び $\beta$ は、それぞれ次の値を表すものとする。

(別図第1参照)

$t_f$  フィンの最小厚さ (単位 mm)

$P$  設計圧力 (単位 MPa)

$p_t$  フィンの平均ピッチ (単位 mm)

$\sigma_a$  設計温度における材料の許容引張応力 (単位  $N/mm^2$ )

$\beta$  フィンの穴あき効率で、次の算式により得られる値

$$\beta = \frac{a - d}{a}$$

この式において $a$ 及び $d$ は、それぞれ次の値を表すものとする。

$a$  穴のピッチ (単位 mm)

$d$  穴径 (単位 mm)

(2) サイドプレート及びセパレートプレート それぞれ次の算式により得られる最小厚さのうち、最も大なる値

$$t_{p1} = \frac{h P_m}{\sigma_a}$$

$$t_{p2} = p_t \sqrt{\frac{P}{2 \sigma_a}}$$

$$t_{p3} = \frac{P p_t}{2 \tau_a}$$

これらの式において $t_{p1}$ 、 $t_{p2}$ 、 $t_{p3}$ 、 $h$ 、 $P_m$ 、 $\sigma_a$ 、 $p_t$ 、 $P$ 、及び $\tau_a$ は、それぞれ次の値を表すものとする。

$t_{p1}$  単純引張りに基づく最小厚さ (単位 mm)

$t_{p2}$  曲げ強さに基づく最小厚さ (単位 mm)

$t_{p3}$  せん断強さに基づく最小厚さ (単位 mm)

$\tau_a$  設計温度における材料の許容せん断応力 (単位  $N/mm^2$ )

$h$  フィンの高さ (単位 mm) で次の算式により得られる値

サイドプレートの場合  $h = h_i$

セパレートプレートの場合  $h = \frac{h_n + h_{n1}}{2}$

これらの式において $h_i$ 、 $h_n$ 、 $h_{n1}$ は、別図第2に示す値

$P_m$  設計圧力 (単位 MPa) で次の算式により得られる値

サイドプレートの場合  $P_m = P_i$

セパレートプレートの場合  $P_m = \frac{P_i h_n + P_o h_{n1}}{h_n + h_{n1}}$

これらの式において  $P$ 、 $P_o$  及び  $P_m$  は別図第2に示す値

$P$ 、 $P_o$  及び  $\sigma_a$  それぞれ(1)に規定する値

(3) サイドバー 次の算式により得られる最小厚さ

$$t_s = h \sqrt{\frac{1.25 P}{\sigma_a}}$$

この式において、 $t_s$ 、 $h$ 、 $P$  及び  $\sigma_a$  は、それぞれ次の値を表すものとする。

$t_s$  サイドバーの最小厚さ (単位 mm)

$h$  サイドバーの高さ (単位 mm)

$P$  及び  $\sigma_a$  それぞれ(1)に規定する値

(4) ヘッダー 一般解釈第6条に規定された算式に準じて得られた最小厚さ又はASME規格Section VIII Division 1 (1998 Addenda) UG-101により得られる最小厚さ

(5) 肉厚確認試験 次のイからハに掲げる各条件に基づき試験を行い、漏えい等の破壊が生じないものを合格とする。

イ 試験の頻度 同一の設計条件、使用材料、構造及び寸法を有し、同時期に製造されたプレートフィン熱交換器を1組とし、その組毎に1個

ロ 試験用コアー その組のプレートフィン熱交換器のコアーと同一の材料、設計、構造及び寸法を有し、縦200mm以上、横200mm以上、通路数3段(セパレートプレート4枚)以上のもの

ハ 試験圧力 各通路ごとに、設計圧力の4倍の値に、設計温度における材料の許容引張応力に対する加圧試験の温度における材料の許容引張応力の比を乗じて得られる値以上の水圧

第4条 管継手は、次の各号のいずれにも満足していなければならない。

(1) 次のイからハのいずれかに適合(材料に係る部分を除く。)すること。

イ JIS B 2312 (1997) 配管用鋼製突合せ溶接式管継手

ロ JIS B 2313 (1997) 配管用鋼板製突合せ溶接式管継手

ハ JIS B 2316 (1997) 配管用鋼製差込み溶接式管継手

ニ JIS B 2321 (1995) 配管用アルミニウム及びアルミニウム合金製突合せ溶接式管継手 (形状による種類のうちスタブエンドを除く。)

ホ ANSI規格B16.9 (1993) 工場製作鋼製突合せ溶接式継手 (形状による種類のうち、スタブエンドを除く。)

ヘ ANSI規格B16.28 (1994) 鋼製突合せ溶接式短半径90度エルボ及び180度エルボ

備考: 「(材料に係る部分を除く。)」の趣旨は、イからへまでの規格中の材料の規定に係わらず、一般解釈第4条の規定に適合している材料を使用しなければならないことをいう。

(2) 当該特定設備の設計圧力の値が、次の算式により得られる許容圧力の値以下であること。

$$P = \frac{P_o \times \sigma_a / \sigma_a'}{4}$$

この式において $P$ 、 $P_0$ 、 $\sigma_a$ 及び $\sigma_a'$ は、それぞれ次の値を表すものとする。

$P$  許容圧力 (単位 MPa)

$P_0$  (1)の当該規格に規定する耐圧検査の破裂圧力 (単位 MPa)

$\sigma_a$  設計温度における管継手の材料の許容引張応力 (単位  $N/mm^2$ )

$\sigma_a'$  常温における管継手の材料の許容引張応力 (単位  $N/mm^2$ )

(自緊式クランプ型管継手)

第5条 自緊式クランプ型管継手は、次の各号のいずれにも満足していなければならない。

(1) 形状及び構造 別図第3によること。別図第3に掲げる記号の定義は次のとおりとする。

$\theta$  自緊式ガスケットの接触面角 (単位 度)

$\psi$  クランプの接触面角 (単位 度)

$F$  ハブ外周からクランプ内周までの距離の1/2 (単位 mm)

$r$  クランプ内面の丸みの内半径 (単位 mm)

$K$  クランプの厚さ (単位 mm)

$N$  クランプの内径 (単位 mm)

$W$  ガスケット締付けに必要な荷重 (単位 N)

$A$ 、 $B$ 、 $C$ 、 $G$ 、 $g_1$ 、 $t$ 、 $h_0$ 、 $h_c$ 、 $h_r$ 、 $H_0$ 、 $H_c$ 及び $H_r$ は、それぞれJIS B 8273 (1993)によるものとする。(ガスケット係数 $m$ は、零とする。)

(2) 次に掲げる算式によって計算した、使用状態及びガスケット締付け時におけるフランジ部に係る応力値が、JIS B 8265 (2000) 圧力容器の構造 (以下「JIS B 8265」という。) 附属書3の4.4に定める応力値以下であること。

イ. ハブの軸方向応力

$$\sigma_H = \frac{H_0 g_1 + 6 \pi (B + g_1) M_b'}{\pi g_1^2 (B + g_1)}$$

ロ. フランジの半径方向応力

$$\sigma_R = \frac{6 M_h}{t^2}$$

ハ. フランジの周方向応力

$$\sigma_T = \frac{M_h (A + B) C_R}{4 I_{x1}}$$

これらの式において $\sigma_H$ 、 $H_0$ 、 $g_1$ 、 $B$ 、 $M_b'$ 、 $\sigma_R$ 、 $M_h$ 、 $t$ 、 $\sigma_T$ 、 $A$ 、 $C_R$ 及び $I_{x1}$ は、それぞれ次の値を表すものとする。

$\sigma_H$  ハブの軸方向応力 (単位  $N/mm^2$ )

$\sigma_R$  フランジの半径方向応力 (単位  $N/mm^2$ )

$\sigma_T$  フランジの周方向応力 (単位  $N/mm^2$ )

$M_b'$  フランジ部と円筒部の境界における単位円周長さ当たりの曲げモーメント (単位  $N \cdot mm/mm$ )

$M_h$  フランジ部中立軸の回転中心線における単位長さ当たりの曲げモーメント (単位  $N \cdot mm/mm$ )

$C_R$  フランジ部と円筒部の境界よりフランジ部の半径方向中立軸までの距離 (単位 mm)

$I_{x1}$  フランジ部の軸方向中立軸に対する断面二次モーメント (単位  $mm^4$ )

$H_0$ 、 $g_1$ 、 $B$ 、 $t$  及び  $A$  それぞれ別図第4に規定する値

(3) クランプの強度は、次に掲げる各条件のいずれにも満足するものであること。

$$\text{イ} \quad \frac{F_t}{A_c} \leq \sigma_a$$

$$\text{ロ} \quad \frac{F_t}{A_c} + \left| \frac{M_c \cdot h_e}{I_c} \right| \leq 1.5 \sigma_a$$

$$\text{ハ} \quad \frac{F_t}{A_c} + \left| \frac{M_c \cdot h_i}{I_c} \right| \leq 1.5 \sigma_a$$

$$\text{ニ} \quad \frac{W(F+V)F_c}{\pi(N+K)} + \frac{W}{\pi K(N+K)} \leq 1.5 \sigma_a$$

これらの式において  $\sigma_a$ 、 $F_t$ 、 $A_c$ 、 $M_c$ 、 $h_e$ 、 $h_i$ 、 $I_c$ 、 $F$ 、 $V$ 、 $F_c$ 、 $W$ 、 $N$  及び  $K$  は、それぞれ次の値を表すものとする。

$\sigma_a$  クランプの材料の許容引張応力 (単位  $\text{N}/\text{mm}^2$ )

$F_t$  クランプの接線方向の荷重 (単位  $\text{N}$ ) でボルト荷重 ( $W_b$ ) とする。ボルト荷重 ( $W_b$ ) は、次の  $W_{b1}$  又は  $W_{b2}$  のいずれか大なる値 (単位  $\text{N}$ ) とする。

$$W_{b1} = \frac{W_m \cdot \tan(\psi - \delta)}{\pi}$$

$$W_{b2} = \frac{W_m \cdot \tan(\psi + \delta)}{\pi}$$

これらの式において  $W_m$ 、 $W_{b2}$ 、 $\psi$  及び  $\delta$  は、それぞれ次の値を表すものとする。

$W_m$  使用状態における軸方向荷重 (単位  $\text{N}$ ) で次の算式により得られた値

$$W_m = \frac{\pi G^2 P}{4} + y \pi G b_w$$

$W_{b2}$  ガスケット締付け時における軸方向荷重 (単位  $\text{N}$ ) で次の算式により得られた値

$$W_{b2} = y \pi G b_w$$

これらの式において  $P$ 、 $y$ 、 $b_w$  及び  $G$  は、それぞれ次の値を表すものとする。

$P$  設計圧力 (MPa)

$y$  軸方向のガスケット最小設計締付け圧力 ( $\text{N}/\text{mm}^2$ ) で 5.7、5 以上の値

$b_w$  ガスケット座の有効幅 (単位  $\text{mm}$ ) で次の表による値

ガスケットの内径 (mm)	ガスケット座の有効幅 (mm)
4.1 未満	0.2
4.1 以上 14.2 未満	0.25
14.2 以上 78.8 未満	0.79
78.8 以上	1.19

$G$  JIS B 8265 (2000) 附属書3による値

$\psi$  クランプの接触面角 (単位 度)

$\delta$  クランプとフランジの接触面の摩擦角 (単位 度)

$A_c$  クランプの断面積 (単位  $\text{mm}^2$ )

$M_c$  ボルトの締付けによる曲げモーメント (単位  $\text{N} \cdot \text{mm}$ ) で次の算式により得られる値

$$M_c = W_b \left( e_i + \frac{c}{2} - l \right)$$

この式において  $l$ 、 $W_b$ 、 $e_i$  及び  $c/2$  は、それぞれ次の値を表すものとする。

$l$  中立軸までの半径 (単位  $\text{mm}$ )

$W_b$  前記のボルト荷重

$e_i$  及び  $c/2$  それぞれ別図第5による値

$h_e$  クランプ外表面から中立軸までの距離 (単位  $\text{mm}$ )

$h_i$  クランプ内表面から中立軸までの距離 (単位  $\text{mm}$ )

$I_c$  クランプの中立軸に関する断面二次モーメント (単位  $\text{mm}^4$ )

$V$  クランプの厚さの2分の1 (単位  $\text{mm}$ )

$W$  使用状態における軸方向荷重 (単位  $\text{N}$ ) で前記の  $W_b$  の値

$F_c$  クランプを曲がりはりとして考えた場合の形状係数で、次の算式により得られた値 (単位  $1/\text{mm}^2$ )

$$F_c = \frac{1}{r} \left[ \frac{1}{2} \left( r + K \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{\ln(1 + K/r)} \right) \right) \right]^2 - \frac{1}{K}$$

この式において  $r$  は、別図第6による値

$F$ 、 $N$  及び  $K$  それぞれ(1)に規定する値

(4) ボルトの総断面積が所要断面積  $A_m$  より大きくなるように、ボルトの直径及び本数を定めること。

$A_{m1}$  は、次の  $A_{m1}$  又は  $A_{m2}$  のうち、いずれか大きい数値 (単位  $\text{mm}^2$ ) とする。

$$A_{m1} = W_b / \sigma_a'$$

$$A_{m2} = W_b / \sigma_a$$

これらの式において  $A_{m1}$ 、 $A_{m2}$ 、 $\sigma_a'$ 、 $\sigma_a$ 、 $W_b$  及び  $W_b$  は、それぞれ次の値を表すものとする。

$A_{m1}$  使用状態におけるボルトの所要断面積 (単位  $\text{mm}^2$ )

$A_{m2}$  ガasket締付け時におけるボルトの所要断面積 (単位  $\text{mm}^2$ )

$\sigma_a'$  設計温度におけるボルトの材料の許容引張応力 (単位  $\text{N}/\text{mm}^2$ )

$\sigma_a$  常温におけるボルトの材料の許容引張応力 (単位  $\text{N}/\text{mm}^2$ )

$W_b$  及び  $W_b$  それぞれ(3)に規定する値

第6条 自緊式ボルト締め管継手は、次の各号のいずれも満足していなければならない。

(1) 自緊式ボルト締め管継手の形状及び構造は、別図第7による。別図第7の記号の定義は次のとおりとする。

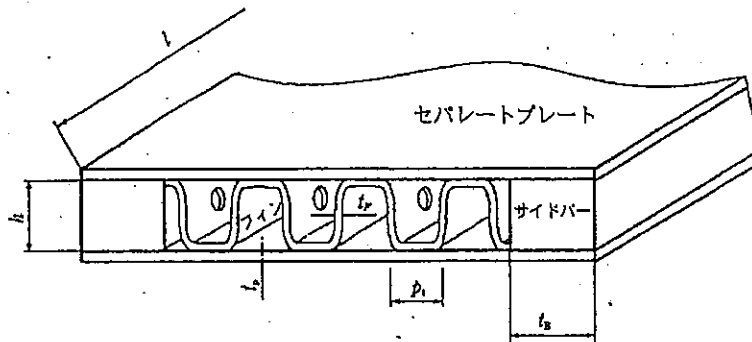
$\theta$  自緊式ガasketの接触面角 (単位 度)

$W$  ガasket締付けに必要な荷重 (単位  $\text{N}$ )

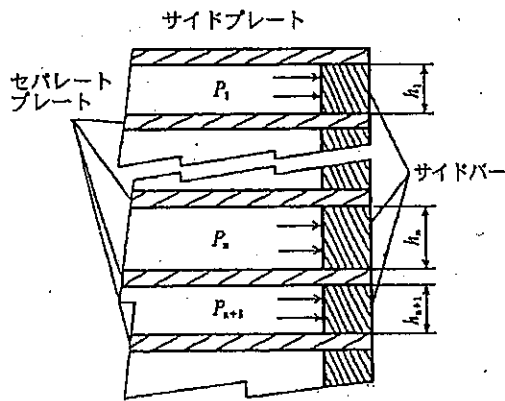
$A$ 、 $B$ 、 $C$ 、 $G$ 、 $g$ 、 $t$ 、 $h_o$ 、 $h_a$ 、 $h_r$ 、 $H_o$ 、 $H_a$  及び  $H_r$  は、それぞれ J I S B 8 2 6 5 (2000) 附属書3によるものとする。(ガasket係数  $m$  は、0とする。)

(2) 自緊式ボルト締め管継手の強度は、J I S B 8 2 6 5 (2000) 附属書3 圧力容器のボルト締めフランジによる。

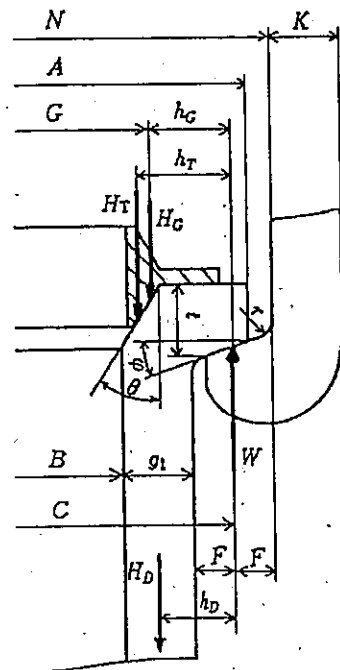
別図第1



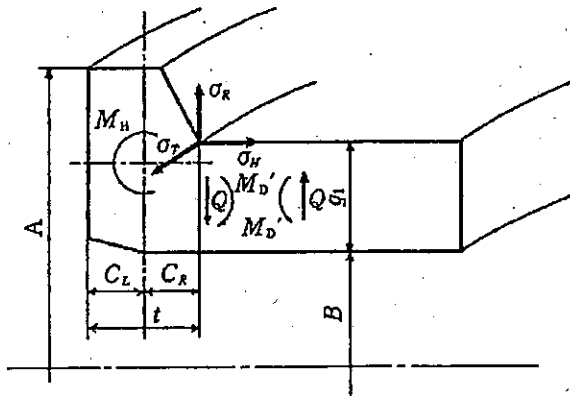
別図第2



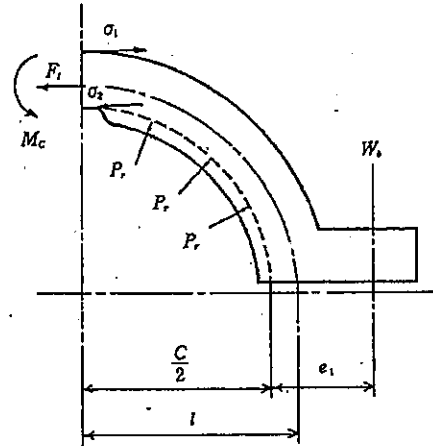
別図第3



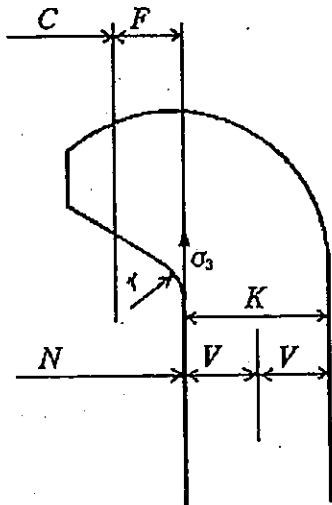
別図第4



別図第5



別図第6



別図第7

