

$$H' = \frac{GP}{2}$$

=  ( N/mm )

$$H_p = 2bmP$$

=  ( N/mm )

$$W_{m1} = \text{} ( N/mm )$$

b) ガスケット締付時のボルト荷重

$$W_{m2} = by$$

$W_{m2}$  : ガスケット締付時のボルト荷重 ( N/mm )

$y$  : ガスケット又は継手接触面の最小設計締付圧力 ( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 G 表 G. 2」による。

$$W_{m2} = \text{}$$

=  ( N/mm )

ロ) 単位長さ当りのボルトの総断面積及び実際のボルトの総断面積

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{\sigma_{b0}}$$

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{\sigma_{a0}}$$

$A_{m1}$  : 使用状態での単位長さ当りのボルトの必要有効断面積  
( mm<sup>2</sup>/mm )

$A_{m2}$  : ガスケット締付時の単位長さ当りのボルトの必要有効断面積  
( mm<sup>2</sup>/mm )

$\sigma_{b0}$  : 最高使用温度におけるボルト材料の許容引張応力  $\sigma_{b0} =$   
 ( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B. 5 ボルト材料の許容引張応力」  
による。

$\sigma_{a0}$  : 常温におけるボルト材料の許容引張応力  $\sigma_{a0} =$   ( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.5 ボルト材料の許容引張応力」  
による。

$$A_{m1} = \boxed{\phantom{0000}} \\ = \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( mm}^2\text{/mm )}$$

$$A_{m2} = \boxed{\phantom{0000}} \\ = \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( mm}^2\text{/mm )}$$

ハ) フランジの計算に用いるボルト荷重

a) 使用状態での単位長さ当たりのボルト荷重

$$W_0 = W_{m1}$$

$W_0$  : 使用状態での単位長さ当たりのボルト荷重 ( N/mm )

$$W_0 = \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( N/mm )}$$

b) ガasket縮付時の単位長さ当たりのボルト荷重

$$W_g = \frac{A_m + A_b}{2} \sigma_{a0}$$

$W_g$  : ガasket縮付時の単位長さ当たりのボルト荷重 ( N/mm )

$A_m$  : 使用状態及びガasket縮付時の両方に対して必要なフランジ  
の単位長さ当たりのボルトの総断面積 ( mm<sup>2</sup>/mm )

$A_m$  は  $A_{m1}$  と  $A_{m2}$  の値のうち大きい方をとる

$A_b$  : 実際に使用するボルトの単位長さ当たりの総断面積 ( mm<sup>2</sup>/mm )

$$A_b = \frac{\pi \times d_b^2}{4 P_b} = \boxed{\phantom{0000}} = \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( mm}^2\text{/mm )}$$

$P_b$  : ボルト間隔 ( mm )

$d_b$  : ボルトのねじ部の谷の径と軸部の径の最小部のいずれか小さい  
方の径 ( mm )

$$W_g = \boxed{\phantom{0000000000}} \\ = \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( N/mm )}$$

二) フランジに作用するモーメント

a) 使用状態でフランジに作用する単位長さ当たりの全モーメント

$$M_0 = M_D + M_G + M_T$$

$M_0$  : 使用状態でフランジに作用する単位長さ当たりの全モーメント  
( Nmm/mm )

$M_D$  : 内圧力によってフランジの最小スパン面に加わる単位長さ当たりのモーメント ( Nmm/mm )

$R$  : 添説設 7-4-4 図に示す距離 ( mm )

$t_1$  : 胴板の厚さ ( mm )

$H_D$  : フランジの最小スパン面に加わる荷重 ( N/mm )

$h$  : 非円形胴の内り ( mm )

$h_D$  : モーメントアーム ( mm )

$M_G$  : ガasket荷重によるモーメントで、フランジのボルト荷重とフランジに加わる内圧による荷重との差による単位長さ当たりのモーメント ( Nmm/mm )

$H_G$  : ガasket荷重(ボルト荷重  $W_0$  とフランジに加わる内圧による荷重  $H'$  との差) ( N/mm )

$h_G$  : モーメントアーム ( mm )

$C$  : ボルト穴の中心を結ぶ最小スパン ( mm )

$M_T$  : フランジに加わる内圧による荷重とフランジの最小スパン面に加わる荷重との差による単位長さ当たりのモーメント ( Nmm/mm )

$H_T$  : フランジに加わる内圧による荷重  $H'$  とフランジの最小スパン面に加わる単位長さ当たりの荷重  $H_D$  との差 ( N/mm )

$h_T$  : モーメントアーム ( mm )

$$h_D = R + 0.5t_1$$

$$= \boxed{\phantom{00000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm )}$$

$$H_D = \frac{Ph}{2}$$

$$= \boxed{\phantom{00000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000}} \text{ ( N/mm )}$$

$$M_D = H_D h_D$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( Nmm/mm )}$$

$$H_G = W_0 - H'$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( N/mm )}$$

$$h_G = \frac{C - G}{2}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( mm )}$$

$$M_G = H_G h_G$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( Nmm/mm )}$$

$$H_T = H' - H_D$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( N/mm )}$$

$$h_T = \frac{1}{2}(R + t_1 + h_G)$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( mm )}$$

$$M_T = H_T h_T$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( Nmm/mm )}$$

$$M_0 = \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( Nmm/mm )}$$

b) ガasket縮付時にフランジに作用する単位長さ当たりのモーメント

$$M_g = W_g \frac{C - G}{2}$$

$M_g$  : ガasket縮付時にフランジに作用する単位長さ当たりのモーメント ( Nmm/mm )

$$M_g = \boxed{\phantom{000000}} \\ = \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( Nmm/mm )}$$

ホ) 部材 A~B の応力 ( 附属書 1 2. を準用 )

a) 使用時

a. 1) 膜応力

$$\sigma_m = \frac{Ph}{2t_1\eta}$$

$\sigma_m$  : 膜応力 ( N/mm<sup>2</sup> )

$h$  : 非円形胴の内り  $h = \boxed{\phantom{000000}} = \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( mm )}$

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$t_1$  : 胴板の厚さ  $t_1 = \boxed{\phantom{000000}} = \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( mm )}$

$\eta$  : 溶接継手効率

$$= \boxed{\phantom{000000}} \\ = \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

a. 2) 曲げ応力

$$(\sigma_b)_A = \pm \frac{6M_A}{t_1^2\eta}$$

$\sigma_b$  : 曲げ応力 ( N/mm<sup>2</sup> )

$M_A$  : 添説設 7-4-3 図に示す A 点においてフランジに作用する単位長さ当たりの曲げモーメント ( Nmm/mm )

$$(\sigma_b)_A = \boxed{\phantom{000000}} \\ = \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

$$(\sigma_b)_B = \pm \frac{6M_{Bj}}{t_1^2\eta}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \square \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

$$(\sigma_b)_{A-B} = \pm \frac{6}{t_1^2 \eta} \left( M_A + \frac{R_{Cj}^2}{2P} \right)$$

$$= \square$$

$$= \square \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

$M_{Bj}$  : 隅角部 B 点にかかる単位長さ当たりの曲げモーメント  
( Nmm/mm )

$$M_{Bj} = \frac{\frac{1}{4}P(Q_1 H^2 + Q_2 h^2) + M_A Q_1}{2Q_1 + 3Q_2}$$

$$= \square$$

$$= \square$$

H : 添説設 7-4-3 図に示す非円形胴の内り H =  $\square = \square$   
( mm )

$Q_1$  : 非円形胴の内り H を単位長さ当たりの胴板厚さ  $t_1$  部の断面 2  
次モーメントで除したもの ( mm/mm<sup>3</sup> )

$$Q_1 = \frac{12H}{t_1^3} = \square = \square$$

$Q_2$  : 非円形胴の内り h を単位長さ当たりの胴板厚さ  $t_2$  部の断面 2  
次モーメントで除したもの ( mm/mm<sup>3</sup> )

$$Q_2 = \frac{12h}{t_2^3} = \square = \square$$

$R_{Cj}$  : フランジ取付部 A 部にかかる単位長さ当たりの反力 ( N/mm )

$$R_{Cj} = \frac{\frac{P}{2} \left( \frac{3}{2} Q_1 H^2 + 3 Q_2 H^2 - \frac{1}{2} Q_2 h^2 \right) - 3 M_A (Q_1 + Q_2)}{(2 Q_1 + 3 Q_2) H}$$

$$= \square$$

$$= \square$$

a. 3) 合成応力

$$\begin{aligned}
 (\sigma_T)_A &= \sigma_m + (\sigma_b)_A \\
 &= \boxed{\phantom{00000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (\sigma_T)_B &= \sigma_m + (\sigma_b)_B \\
 &= \boxed{\phantom{00000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (\sigma_T)_{A-B} &= \sigma_m + (\sigma_b)_{A-B} \\
 &= \boxed{\phantom{00000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}
 \end{aligned}$$

b) 締付時

b. 1) 膜応力

$$\begin{aligned}
 \sigma_m &= \frac{Ph}{2t_1\eta} \\
 &= \boxed{\phantom{00000}} \\
 &= \boxed{\phantom{00}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}
 \end{aligned}$$

b. 2) 曲げ応力

$$\begin{aligned}
 (\sigma_b)_A &= \pm \frac{6M_A}{t_1^2\eta} \\
 &= \boxed{\phantom{00000}} \\
 &= \boxed{\phantom{00}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (\sigma_b)_B &= \pm \frac{6M_{Bj}}{t_1^2\eta} \\
 &= \boxed{\phantom{00000}} \\
 &= \boxed{\phantom{00}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}
 \end{aligned}$$

$(\sigma_b)_{A-B}$ は、 $R_{Cj}$  が負のため考慮しなくてもよい。

$$M_{Bj} = \frac{\frac{1}{4}P(Q_1H^2 + Q_2h^2) + M_AQ_1}{2Q_1 + 3Q_2}$$

$$=$$
$$=$$

$$R_{Cj} = \frac{P}{2} \frac{\left( \frac{3}{2} Q_1 H^2 + 3Q_2 H^2 - \frac{1}{2} Q_2 h^2 \right) - 3M_A(Q_1 + Q_2)}{(2Q_1 + 3Q_2)H}$$

$$=$$
$$=$$

b. 3) 合成応力

$$(\sigma_T)_A = \sigma_m + (\sigma_b)_A$$

$$=$$
 $( N/mm^2 )$

$$(\sigma_T)_B = \sigma_m + (\sigma_b)_B$$

$$=$$
 $( N/mm^2 )$

へ) 部材 B~C 間の応力

a) 使用時

a. 1) 膜応力

$$\sigma_m = \frac{R_{tj}}{t_2 \eta}$$

$$=$$
$$=$$
 $( N/mm^2 )$

$R_{tj}$  : 中央 C 点に作用する単位長さ当たりの反力 ( N/mm )

$$R_{tj} = PH - R_{Cj}$$

$$=$$
$$=$$

$t_2$  : 添説設 7-4-1 図に示す胴板の厚さ  $t_2 =$  $( mm )$

a. 2) 曲げ応力

$$(\sigma_b)_B = \pm \frac{cM_{Bj}}{I_2 \eta}$$



$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

$$(\sigma_b)_c = \pm \frac{cM_{Cj}}{I_2\eta}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

ここに、 c : 断面の中立軸から外表面までの長さ ( mm )

$I_2$  : 単位長さ当たりの胴板厚さ  $t_2$  部の断面 2 次モーメント  
(  $\text{mm}^4/\text{mm}$  )

$$I_2 = \frac{t_2^3}{12} = \boxed{\phantom{000000}} = \boxed{\phantom{000000}}$$

$M_{Cj}$  : 中央 C 点に作用する単位長さ当たりの曲げモーメント  
(  $\text{Nmm/mm}$  )

$$M_{Cj} = M_{Bj} - \frac{Ph^2}{8}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

a. 3) 合成応力

$$(\sigma_T)_B = \sigma_m + (\sigma_b)_B$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

$$(\sigma_T)_C = \sigma_m + (\sigma_b)_C$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

b) 締付時

b. 1) 膜応力

$$\sigma_m = \frac{R_{tj}}{t_2\eta}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

$$R_{tj} = PH - R_{Cj}$$

$$= \boxed{\phantom{000000000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

b. 2) 曲げ応力

$$(\sigma_b)_B = \pm \frac{cM_{Bj}}{I_2 \eta}$$

$$= \boxed{\phantom{000000000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

$$(\sigma_b)_C = \pm \frac{cM_{Cj}}{I_2 \eta}$$

$$= \boxed{\phantom{000000000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

$$M_{Cj} = M_{Bj} - \frac{Ph^2}{8}$$

$$= \boxed{\phantom{000000000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

b. 3) 合成応力

$$(\sigma_T)_B = \sigma_m + (\sigma_b)_B$$

$$= \boxed{\phantom{000000000000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

$$(\sigma_T)_C = \sigma_m + (\sigma_b)_C$$

$$= \boxed{\phantom{000000000000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

ト) フランジの応力

a) 使用時

$$\sigma_F = \frac{6C_F M}{t_F^2} \quad (\text{N/mm}^2)$$

M : フランジに作用する単位長さ当たりのモーメント ( Nmm/mm )

$$M = M_0 = \boxed{\phantom{000000}} \quad (\text{Nmm/mm})$$

$C_F$  : 荷重修正係数

$$C_F = \sqrt{\frac{P_b}{2d_b + \frac{6t_F}{m+0.5}}} \quad (C_F \geq 1.0 \text{ とする})$$

$t_F$  : フランジの使用厚さから腐れ代を引いた値  $t_F = \boxed{\phantom{0000}} - \boxed{\phantom{0000}} \quad (\text{mm})$

$$C_F = \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{0000}}$$

$$\sigma_F = \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{0000}} \quad (\text{N/mm}^2)$$

b) 締付時

$$M = M_g = \boxed{\phantom{000000}} \quad (\text{Nmm/mm})$$

$$\sigma_F = \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{0000}} \quad (\text{N/mm}^2)$$

3) ②フランジ (JIS B 8280 附属書 1 5. を準用)

胴板及びフランジに生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力の計算を以降に示す。ただし、応力計算は、使用状態及びガスケット締付時の両方の場合について行う。

イ) ボルト荷重

a) 使用状態でのボルト荷重

$$W_{m1} = H' + H_P$$

$$G = \boxed{\phantom{000000}} = \boxed{\phantom{000000}} \quad (\text{mm})$$

$$b = 2.5\sqrt{b_0} = \boxed{\phantom{000000}} = \boxed{\phantom{000000}} \quad (\text{mm})$$

$$b_0 = \frac{N}{2} = \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm )}$$

$$H' = \frac{GP}{2}$$

$$= \boxed{\phantom{000}} \text{ ( N/mm )}$$

$$H_p = 2bmP$$

$$= \boxed{\phantom{000}} \text{ ( N/mm )}$$

$$W_{m1} = \boxed{\phantom{000}} = \boxed{\phantom{000}} \text{ ( N/mm )}$$

b) ガスケット締付時のボルト荷重

$$W_{m2} = by$$

$$W_{m2} = \boxed{\phantom{000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000}} \text{ ( N/mm )}$$

ロ) 単位長さ当たりのボルトの総断面積及び実際のボルトの総断面積

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{\sigma_{b0}}$$

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{\sigma_{a0}}$$

$$A_{m1} = \boxed{\phantom{000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm}^2\text{/mm )}$$

$$A_{m2} = \boxed{\phantom{000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm}^2\text{/mm )}$$

ハ) フランジの計算に用いるボルト荷重

a) 使用状態での単位長さ当たりのボルト荷重

$$W_0 = W_{m1}$$

$$W_0 = \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( N/mm )}$$

b) ガスケット締付時の単位長さ当たりのボルト荷重

$$W_g = \frac{A_m + A_b}{2} \sigma_{a0}$$

$$W_g = \boxed{\phantom{0000000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( N/mm )}$$

二) フランジに作用するモーメント

a) 使用状態でフランジに作用する単位長さ当たりの全モーメント

$$M_0 = M_D + M_G + M_T$$

$$h_D = R + 0.5t_1$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( mm )}$$

$$h = \boxed{\phantom{00000000}} = \boxed{\phantom{0000}}$$

$$H_D = \frac{Ph}{2}$$

$$= \boxed{\phantom{0000000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( N/mm )}$$

$$M_D = H_D h_D$$

$$= \boxed{\phantom{0000000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( Nmm/mm )}$$

$$H_G = W_0 - H'$$

$$= \boxed{\phantom{0000000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( N/mm )}$$

$$h_G = \frac{C - G}{2}$$

$$= \boxed{\phantom{0000000000}}$$

$$M_G = H_G h_G$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( Nmm/mm )}$$

$$H_T = H' - H_D$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( N/mm )}$$

$$h_T = \frac{1}{2} (R + t_1 + h_G)$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( mm )}$$

$$M_T = H_T h_T$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( Nmm/mm )}$$

$$M_0 = \boxed{\phantom{0000000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( Nmm/mm )}$$

b) ガスケット締付時にフランジに作用する単位長さ当たりのモーメント

$$M_g = W_g \frac{C - G}{2}$$

$$M_g = \boxed{\phantom{0000000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( Nmm/mm )}$$

ホ) 部材 A の応力 ( 附属書 1 2. を準用)

a) 使用時

a. 1) 膜応力

$$\sigma_m = \frac{Ph}{2t_1\eta}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}}$$

$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

a. 2) 曲げ応力

$$(\sigma_b)_A = \pm \frac{6M_A}{t_1^2 \eta}$$

$$= \boxed{\phantom{0000}} \\ = \boxed{\phantom{000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

a. 3) 合成応力

$$(\sigma_T)_A = \sigma_m + (\sigma_b)_A \\ = \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

b) 締付時

b. 1) 膜応力

$$\sigma_m = \frac{Ph}{2t_1 \eta}$$

$$= \boxed{\phantom{0000}} \\ = \boxed{\phantom{000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

b. 2) 曲げ応力

$$(\sigma_b)_A = \pm \frac{6M_A}{t_1^2 \eta}$$

$$= \boxed{\phantom{0000}} \\ = \boxed{\phantom{000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

b. 3) 合成応力

$$(\sigma_T)_A = \sigma_m + (\sigma_b)_A \\ = \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

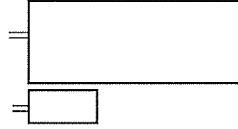
へ) フランジの応力

a) 使用時

$$\sigma_F = \frac{6C_F M}{t_F^2} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

$$M = M_0 = \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( Nmm/mm )}$$

$$C_F = \sqrt{\frac{P_b}{2d_b + \frac{6t_F}{m+0.5}}} \quad (C_F \geq 1.0 \text{ とする})$$



$$\sigma_F = \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

b) 締付時

$$\sigma_F = \frac{6C_F M}{t_F^2} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

$$M = M_g = \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( Nmm/mm )}$$

$$\sigma_F = \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

4) ⑧ノズル (JIS B 8265 附属書 E E.2 内圧を保持する胴)

$$t_{\text{⑧}} = \frac{PD_{i\text{⑧}}}{2\sigma_{a\text{⑧}}\eta - 1.2P}$$

$t_{\text{⑧}}$  : 計算厚さ ( mm )

P : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{i\text{⑧}}$  : ノズルの内径  $D_{i\text{⑧}} = \boxed{\phantom{0000}} = \boxed{\phantom{0000}}$  ( mm )

$\sigma_{a\text{⑧}}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a\text{⑧}} = \boxed{\phantom{0000}}$  ( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。

$\eta$  : 溶接継手効率

$$t_{\text{⑧}} = \boxed{\phantom{0000}} = \boxed{\phantom{0000}} \text{ ( mm )}$$



5) ⑨ノズル (JIS B 8265 附属書 E E.2 内圧を保持する胴)

$$t_{\text{⑨}} = \frac{PD_{i\text{⑨}}}{2\sigma_{a\text{⑨}}\eta - 1.2P}$$

$t_{\text{⑨}}$  : 計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{i\text{⑨}}$  : ノズルの内径  $D_{i\text{⑨}} = \boxed{\phantom{00000}} = \boxed{\phantom{00000}}$  ( mm )

$\sigma_{a\text{⑨}}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a\text{⑨}} = \boxed{\phantom{00000}}$  ( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。

$\eta$  : 溶接継手効率

$$t_{\text{⑨}} = \boxed{\phantom{00000}} \\ = \boxed{\phantom{00000}} \text{ ( mm )}$$

6) ⑩ノズル (JIS B 8265 附属書 E E.2 内圧を保持する胴)

$$t_{\text{⑩}} = \frac{PD_{i\text{⑩}}}{2\sigma_{a\text{⑩}}\eta - 1.2P}$$

$t_{\text{⑩}}$  : 計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{i\text{⑩}}$  : ノズルの内径  $D_{i\text{⑩}} = \boxed{\phantom{00000}} = \boxed{\phantom{00000}}$  ( mm )

$\sigma_{a\text{⑩}}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a\text{⑩}} = \boxed{\phantom{00000}}$  ( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。

$\eta$  : 溶接継手効率

$$t_{\text{⑩}} = \boxed{\phantom{00000}} \\ = \boxed{\phantom{00000}} \text{ ( mm )}$$

7) ⑪ノズル (JIS B 8265 附属書 E E.2 内圧を保持する胴)

$$t_{\text{⑪}} = \frac{PD_{i\text{⑪}}}{2\sigma_{a\text{⑪}}\eta - 1.2P}$$

$t_{\text{⑪}}$  : 計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{i\text{⑪}}$  : ノズルの内径  $D_{i\text{⑪}} = \boxed{\phantom{00000}} = \boxed{\phantom{00000}}$  ( mm )

$\sigma_{a\text{⑪}}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a\text{⑪}} = \boxed{\phantom{00000}}$  ( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。

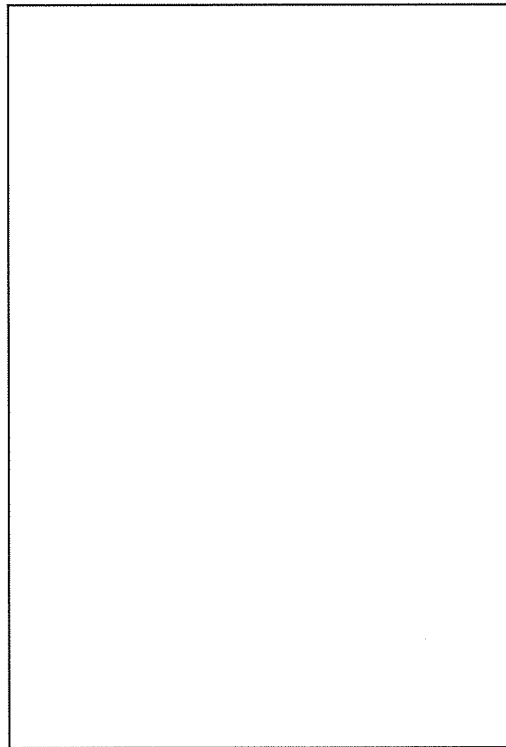
$\eta$  : 溶接継手効率

$$t_{\text{⑩}} = \boxed{\phantom{000}} \\ = \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm )}$$

8) 穴の補強 (JIS B 8280 7.1 e) 及び JIS B 8265 附属書 F F.6, F.7, F.8 圧力容器の穴補強)

上部ケーシング及び下部ケーシングに設ける穴は、その径がそれぞれ  $\boxed{\phantom{000}}$ mm 及び  $\boxed{\phantom{000}}$ mm となり補強を要す。最も厳しい管台を代表して補強計算を行う。

なお、保守側に穴の計算上の板厚は全板厚  $\boxed{\phantom{000}}$ mm とし、管の計算厚さは  $\boxed{\phantom{000}}$ mm として計算する。計算に用いた上部ケーシングに係る寸法を添説設 7-4-5 図に示す。



添説設 7-4-5 図 穴の補強 (上部ケーシング)

F : 係数 F=1.0

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 1.0$

a) 穴補強に必要な面積

$$A = dt_r F$$
$$= \boxed{\phantom{00000}}$$
$$= \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm}^2 \text{ )}$$

$t_r$ : 胴板の計算厚さ(保守側に全板厚とする)  $t_r = \boxed{\phantom{000}}$  (mm)

b) 強め材として算入できる面積

$$A_1 = d_1 (\eta t - F t_r)$$
$$= \boxed{\phantom{000000000000000000000000}}$$
$$= \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm}^2 \text{ )}$$

$d_1$ : 強め材として算入できる範囲(保守側にねじ部の内側までの距離として片側  $d_1 = \boxed{\phantom{000}}$  (mm) とする)

9) 計算結果及び評価

イ) 計算結果

UO<sub>2</sub>フィルタの耐圧強度計算の結果を添説設7-4-3表に示す。

添説設7-4-3表 UO<sub>2</sub>フィルタ 評価結果一覧

品番	名称		発生応力 (N/mm <sup>2</sup> )	許容応力 (N/mm <sup>2</sup> )	計算上 必要な 厚さ (mm)	設計厚 さ※1 (mm)	穴補強 に必要な 強め材の最 小面積 (mm <sup>2</sup> )	強め材 として 算入で きる部 分の面 積(mm <sup>2</sup> )	
①	胴板	膜応力							
		合成応力							
②	フランジ	使用時							
		締付時							
③	上部ケーシング (胴板)	使用時							膜応力
									合成応力
		締付時							膜応力
									合成応力
④	上部ケーシング (フランジ)	使用時							
		締付時							
⑧	ノズル								
⑨	ノズル								
⑩	ノズル								
⑪	ノズル								

※1：設計厚さ＝公称厚さ－（1.0mm）（1.0mmは設計上の裕度）

ロ) 評 価

各部材の発生応力は許容応力よりも小さく、設計厚さは計算上必要な厚さよりも厚く、また、強め材として算入できる部分の面積は穴補強に必要な面積よりも大きいため、耐圧強度上の安全性は確認された。

また、ノズルの耐圧強度上の安全評価より、配管に必要な計算厚さは  mm 以下であり、接続する配管についても必要な耐圧強度を満足している。

5. UO<sub>2</sub>受けホッパ

5.1 構造・寸法及び材質

1) 構造・寸法

UO<sub>2</sub>受けホッパの構造・寸法を「添説設 7-5-1 図 UO<sub>2</sub>受けホッパ」に示す。

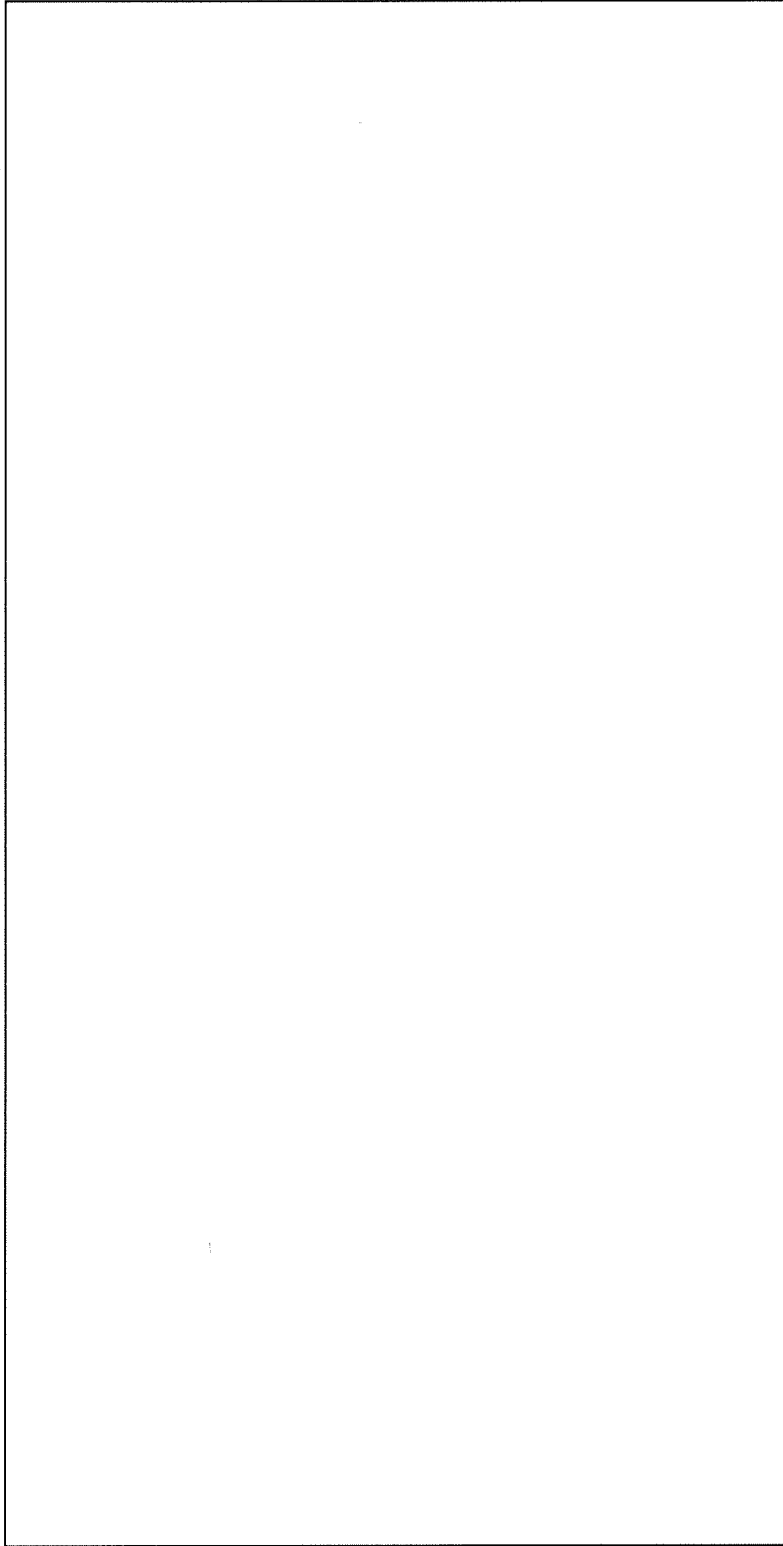
2) 材 質

UO<sub>2</sub>受けホッパの材質を「添説設 7-5-1 表 UO<sub>2</sub>受けホッパ 材質一覧表」に示す。

添説設 7-5-1 表 UO<sub>2</sub>受けホッパ 材質一覧表

品番	名称	材質	ガスケット ボルト 情報(*1)	耐圧強度 計算	計算対象外の理由
①	胴板			対象	
②	平ふた板			対象	
③	ノズル			対象	
④	ノズル			対象	
⑤	ノズル			対象	
⑥	ノズル			対象	
⑦	ノズル			対象	
⑧	ノズル			—	③ノズルの評価に 包絡されるため
⑨	ノズル			—	③ノズルの評価に 包絡されるため

(\*1) 凡例 FKM : 。また、( ) 内はボルト材料を示す。



添説設 7-5-1 図 UO<sub>2</sub> 受けホッパ

## 5.2 計算条件

### イ) 最高使用圧力及び最高使用温度

UO<sub>2</sub>受けホッパの最高使用圧力及び最高使用温度を「添説設 7-5-2 表 UO<sub>2</sub>受けホッパ計算条件」に示す。

添説設 7-5-2 表 UO<sub>2</sub>受けホッパ計算条件

品番	①	②	③～⑦
名称	胴板	平ふた板	ノズル
最高使用圧力 (MPaG)			
最高使用温度 (°C)			

(注) 運転圧力、温度に裕度を考慮した数値とする。

### ロ) 設計厚さ

計算に用いる各部材の設計厚さは、公称厚さから設計上の裕度 (1.5mm) を差し引いた値とする。

$$(\text{設計厚さ}) = (\text{公称厚さ}) - (1.5\text{mm})$$



### 5.3 耐圧強度計算

#### 1) ①胴板

(内圧) (JIS B 8265 附属書 E E.2 内圧を保持する胴)

$$t_{①} = \frac{PD_{i①}}{2\sigma_{a①}\eta - 1.2P}$$

$t_{①}$  : 胴板の計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{i①}$  : 胴の内径  $D_{i①} = \boxed{\phantom{000}} = \boxed{\phantom{000}}$  ( mm )

$\sigma_{a①}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a①} = \boxed{\phantom{000}}$   
( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 1.0$

$$t_{①} = \boxed{\phantom{000}} \\ = \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm )}$$

#### 2) ②平ふた板 (円形平ふた板)

(JIS B 8265 附属書 L L.3 ボルト締め平ふた板)

$$t_{②} = d \sqrt{\frac{0.25P}{\sigma_{a②}\eta}}$$

$t_{②}$  : 平板の計算厚さ ( mm )

$d$  : ボルト中心円の直径 ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$\sigma_{a②}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a②} = \boxed{\phantom{000}}$   
( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 1.0$

$$t_{\text{②}} = \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm )}$$

3) 管台 (胴の計算の内径基準)

(JIS B 8265 附属書 E E.2 内圧を保持する胴)

イ) ③、④ノズル

$$t_{\text{③,④}} = \frac{PD_{i\text{③,④}}}{2\sigma_{a\text{③,④}}\eta - 1.2P}$$

$t_{\text{③,④}}$  : ノズルの計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{i\text{③,④}}$  : ノズルの内径  $D_{i\text{③,④}} = \boxed{\phantom{000}} = \boxed{\phantom{000}}$  ( mm )

$\sigma_{a\text{③,④}}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a\text{③,④}} = \boxed{\phantom{000}}$   
( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 1.0$

$$t_{\text{③,④}} = \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm )}$$

ロ) ⑤ノズル

$$t_{\text{⑤}} = \frac{PD_{i\text{⑤}}}{2\sigma_{a\text{⑤}}\eta - 1.2P}$$

$t_{\text{⑤}}$  : ノズルの計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{i\text{⑤}}$  : ノズルの内径  $D_{i\text{⑤}} = \boxed{\phantom{000}} = \boxed{\phantom{000}}$  ( mm )

$\sigma_{a\text{⑤}}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a\text{⑤}} = \boxed{\phantom{000}}$   
( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 1.0$

$$t_{⑤} = \boxed{\phantom{00000}} \\ = \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm )}$$

ハ) ⑥、⑦ノズル

$$t_{⑥,⑦} = \frac{PD_{i⑥,⑦}}{2\sigma_{a⑥,⑦}\eta - 1.2P}$$

$t_{⑥,⑦}$  : ノズルの計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{i⑥,⑦}$  : ノズルの内径  $D_{i⑥,⑦} = \boxed{\phantom{00000}} = \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm )}$

$\sigma_{a⑥,⑦}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a⑥,⑦} = \boxed{\phantom{00000}}$   
( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 1.0$

$$t_{⑥,⑦} = \boxed{\phantom{00000}} \\ = \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm )}$$

4) 平ふた板

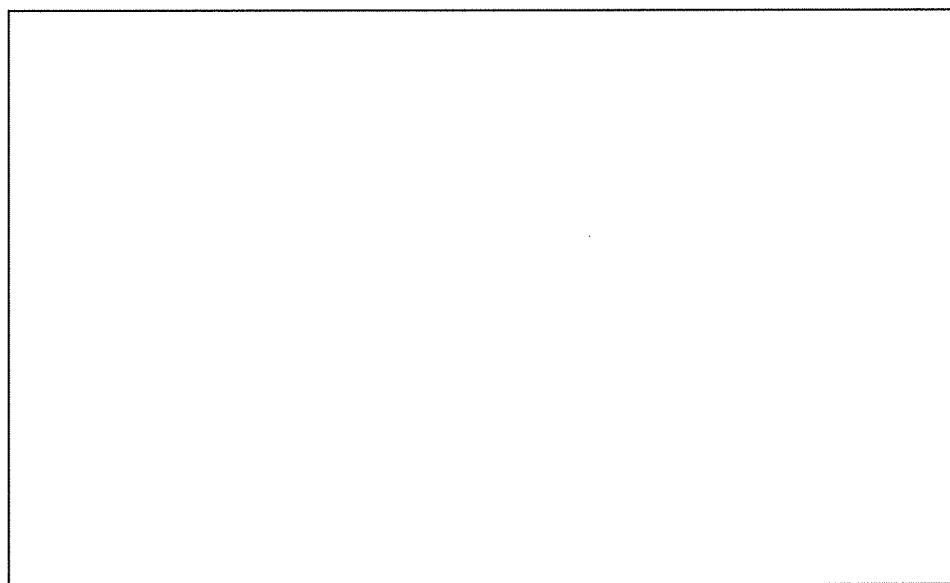
(JIS B 8265 附属書 F F.11 2 個以上の穴を隣接して設ける場合の穴補強)

隣接する 2 個の中心間距離の全てが  $2.5(d_1+d_2)$  の値以下となるので、平ふた板(蓋)に設ける穴は、補強の検討が必要となる。

平ふた板に設ける全ての穴の直径が平ふた板の直径の  $1/2$  以下で、隣接する 2 つの穴の平均径も平ふた板の直径の  $1/4$  以下であり、隣接する二つの穴の中心間距離が穴の平均径の  $5/4$  倍以上で 2 倍未満の場合の補強を考える。

円形平ふたの計算厚さ  $t_{r0}$  は、以下により算出される。

$$t_{r0} = d \sqrt{\frac{0.25P}{\sigma_a \eta}}$$



ノズル径が大きく、ノズル間距離が近い、③ノズルと⑥ノズルについて、以下の係数  $h$  を算出する。

$$h = \sqrt{\frac{0.5}{e}}$$

$$e = \frac{(p - d_{ave})}{p}$$

ここで、

- $d_{ave}$  : 隣接する穴の平均径 ( mm )
- $e$  : 全ての隣接する穴のリガメント効率のうち最小値
- $h$  : 平板の厚さに乗じる係数
- $p$  : 隣接する穴の中心間距離 ( mm )

それぞれ、数字を入力すると

$e =$

$h =$

円形平ふたの計算厚さ  $t_{r0}$  に、 $\sqrt{2}$  及び、 $h$  を乗じた平ふた板の設計厚さ  $t_r$  は、

$t_r =$

以上より、穴を考慮した平ふた板の計算厚さ  $t_r =$   mm < 平ふた板の設計厚さ  mm (公称厚さ  mm から設計上の裕度  mm 減じた値) であることから、補強は不要である。

5) 計算結果及び評価

イ) 計算結果

UO<sub>2</sub>受けホッパの耐圧強度計算の結果を添説設 7-5-3 表に示す。

添説設 7-5-3 表 UO<sub>2</sub>受けホッパ 耐圧強度計算結果

品番	名称	計算上必要な厚さ (mm)	設計厚さ※1 (mm)
①	胴板		
②	平ふた板		
③	ノズル		
④	ノズル		
⑤	ノズル		
⑥	ノズル		
⑦	ノズル		

※1：設計厚さ＝公称厚さ－（1.5mm） （1.5mm は設計上の裕度）

ロ) 評価

各部材の設計厚さは計算上必要な厚さよりも厚く、耐圧強度上の安全性は確認された。

また、ノズルの耐圧強度上の安全評価より、配管に必要な計算厚さは 1.0mm 以下であり、接続する配管についても必要な耐圧強度を満足している。

6. UF<sub>6</sub> シリンダ

6.1 構造・寸法及び材質

1) 構造・寸法

UF<sub>6</sub> シリンダの構造・寸法を「添説設 7-6-1 図 UF<sub>6</sub> シリンダ」に示す。

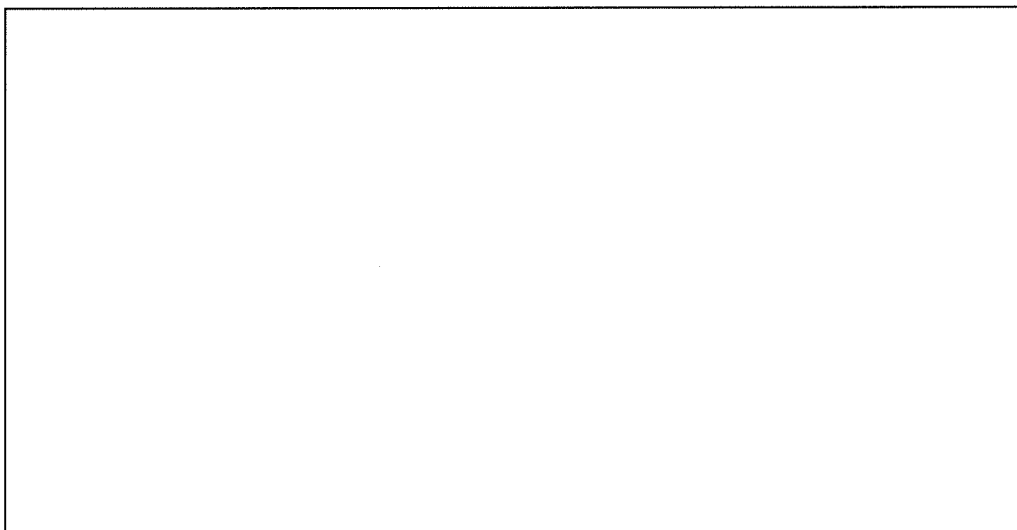
2) 材 質

UF<sub>6</sub> シリンダの材質を「添説設 7-6-1 表 UF<sub>6</sub> シリンダ 材質一覧表」に示す。

添説設 7-6-1 表 UF<sub>6</sub> シリンダ 材質一覧表

品番	名称	材質	耐圧強度 計算	計算対象外の理由
①	胴板		対象	
②	鏡板		対象	
③	弁		—	最高使用圧力、最低使用圧力を満足する弁を選定するため。
④	閉止栓		—	最高使用圧力、最低使用圧力を満足する閉止栓を選定するため。

(注) 評価は  にて実施している。



添説設 7-6-1 図 UF<sub>6</sub> シリンダ

## 6.2 計算条件

### イ) 最高使用圧力、最低使用圧力及び最高使用温度

UF<sub>6</sub>シリンダの最高使用圧力、最低使用圧力及び最高使用温度を「添説設 7-6-2 表 UF<sub>6</sub>シリンダ計算条件」、「添説設 7-6-3 表 UF<sub>6</sub>シリンダ計算の評価条件(内圧に対する強度評価)」及び「添説設 7-6-4 表 UF<sub>6</sub>シリンダ計算の評価条件(外圧に対する強度評価)」に示す。

添説設 7-6-2 表 UF<sub>6</sub>シリンダ計算条件

品番	①	②
名称	胴板	鏡板
最高使用圧力 (MPaG)		
最低使用圧力 (MPaG)		
最高使用温度 (°C)		



添説設 7-6-3 表 UF<sub>6</sub> シリンダ計算の評価条件(内圧に対する強度評価)

記号	説明	値
t	胴板、鏡板の厚さ( mm ) ANSI 規格 30B 型の仕様より	
D <sub>0</sub>	円筒胴、鋼板の外径( mm ) ANSI 規格 30B 型の仕様 (ノミナル値)より $D_0 = \square \text{ in} \times 25.4 \text{ mm/in}$	
D <sub>i</sub>	円筒胴、鏡板の内径( mm ) $D_i = D_0 - 2t$	
h	鏡板の高さ( mm ) 鏡板のタンジェントラインから鏡板の最深部までの距離 $h = D_i / 4$	

添説設 7-6-4 表 UF<sub>6</sub> シリンダ計算の評価条件(外圧に対する強度評価)

記号	説明	値
t	胴板、鏡板の最小肉厚( mm ) ANSI 規格 30B 型の仕様の最小値を基に設定	
D <sub>0</sub>	円筒胴、鋼板の外径( mm ) ANSI 規格 30B 型の仕様 (ノミナル値)より $D_0 = \square \text{ in} \times 25.4 \text{ mm/in}$	
D <sub>i</sub>	円筒胴、鏡板の内径( mm ) $D_i = D_0 - 2t$	
H	UF <sub>6</sub> シリンダの外高さ( mm ) ANSI 規格 30B 型の仕様 (ノミナル値)より $H = \square \text{ in} \times 25.4 \text{ mm/in}$	
h	鏡板の高さ( mm ) 鏡板のタンジェントラインから鏡板の最深部までの距離 $h = D_i / 4$	
T <sub>L</sub>	直管部長さ $T_L = H - 2(h+t)$	
L	胴の設計長さ( mm ) $L = T_L + 2h/3$	

ロ) 設計厚さ

計算に用いる各部材の設計厚さは、公称厚さから設計上の裕度 (1.0 mm) を差し引いた値とする。

$$(\text{設計厚さ}) = (\text{公称厚さ}) - (1.0 \text{ mm})$$

ハ) 溶接継手効率

溶接継手効率( $\eta$ )は、 $\eta=0.65$  とする。

6.3 耐圧強度計算

1) ①胴板

イ) 内圧に対する強度評価 (JIS B 8265 附属書 E E.2 内圧を保持する胴)

$$t_{\text{①}} = \frac{PD_{i\text{①}}}{2\sigma_{a\text{①}}\eta - 1.2P}$$

$t_{\text{①}}$  : 胴板の計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{i\text{①}}$  : 胴の内径  $D_{i\text{①}} = \boxed{\phantom{000}} = \boxed{\phantom{000}}$  ( mm )

$\sigma_{a\text{①}}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a\text{①}} = \boxed{\phantom{000}}$  ( N/mm<sup>2</sup> )

「ASME Boiler&Pressure Vessel Code Sec. II Materials」より  $\boxed{\phantom{000}}$  の引張強さ  $S_T$  及び降伏点  $S_Y$  (「添説設 7-6-5 表  $\boxed{\phantom{000}}$  の引張強さ  $S_T$  及び降伏点  $S_Y$ 」より) を求め、「JIS B 8265 補足事項 許容引張応力の設定基準」より許容引張応力を計算した結果を「添説設 7-6-6 表 許容引張応力の設定(最小値を許容引張応力とする)」に示す。

添説設 7-6-5 表  $\boxed{\phantom{000}}$  の引張強さ  $S_T$  及び降伏点  $S_Y$

温度	引張強さ $S_T$ (N/mm <sup>2</sup> )	降伏点 $S_Y$ (N/mm <sup>2</sup> )
121°C		

添説設 7-6-6 表 許容引張応力の設定(最小値を許容引張応力とする)

温度	引張強さ $S_T$ (N/mm <sup>2</sup> )	降伏点 $S_Y$ (N/mm <sup>2</sup> )
121°C		

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 0.65$

$$t_{\text{①}} = \boxed{\phantom{000}} = \boxed{\phantom{000}} \text{ ( mm )}$$

ロ) 外圧に対する強度評価

(JIS B 8265 附属書 E E.4 外圧を保持する胴及び鏡板)

$$P_{a①} = \frac{4B t_{①}}{3D_o}$$

$t_{①}$  : 胴の最小厚さ ( mm )

$L$  : 胴の設計長さ ( mm )

$D_o$  : 円筒胴の外径 ( mm )

$$\frac{L}{D_o} = \boxed{\phantom{000}} = \boxed{\phantom{000}}$$

$$\frac{D_o}{t_{①}} = \boxed{\phantom{000}} = \boxed{\phantom{000}}$$

A : 「JIS B 8265 附属書 E 圧力容器の胴及び鏡板  
図 E.9 外圧又は圧縮荷重を受ける円筒胴の形状曲線(すべての材料)」により  $\boxed{\phantom{000}}$

B : 「JIS B 8265 附属書 E 圧力容器の胴及び鏡板  
図 E.10 外圧を保持する円筒胴及び球形胴の計算に用いる材料曲線(2)炭素鋼及び低合金鋼(材料規格の降伏点 205N/mm<sup>2</sup> 以上, 設計温度 150℃を超える場合に適用)並びに 405 系及び 410 系ステンレス鋼」により  $\boxed{\phantom{000}}$

$P_{a①}$  : 許容外圧 ( MPa(abs) )

$$P_{a①} = \boxed{\phantom{000}} = \boxed{\phantom{000}} \text{ (MPa(abs))}$$

2) ②鏡板

イ) 内圧に対する強度評価 (JIS B 8265 附属書 E E.3 内圧を保持する鏡板)

$$t_{②} = \frac{PD_{i②}K}{2\sigma_{a②}\eta - 0.2P}$$

$t_{②}$  : 半だ円形鏡板の計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{i②}$  : 半だ円形鏡板のだ円の内長径  $D_{i②} = \boxed{\phantom{000}} = \boxed{\phantom{000}}$   
( mm )

$K$  : 半だ円形鏡板の形状による係数で次の式による

$2h$  : 半だ円形鏡板のだ円の内短径  $\boxed{\phantom{000}}$  ( mm )

$$K = \frac{1}{6} \left\{ 2 + \left( \frac{D_{i②}}{2h} \right)^2 \right\}$$

$\sigma_{a②}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a②} = \square$   
( N/mm<sup>2</sup> )

「ASME Boiler&Pressure Vessel Code Sec. II Materials」  
より  $\square$  の引張強さ  $S_T$  及び降伏点  $S_Y$  (「添説設 7-6-5 表  $\square$  の引張強さ  $S_T$  及び降伏点  $S_Y$ 」より) を  
求め、「JIS B 8265 補足事項 許容引張応力の設定基準」より許容引張応力を計算した結果を「添説設 7-6-6 表 許容引張応力の設定(最小値を許容引張応力とする)」に示す。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 0.65$

$$K = \frac{1}{6} \left\{ 2 + \left( \square \right)^2 \right\}$$

$$= \square$$

$$t_{②} = \square$$

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

ロ) 外圧に対する強度評価

(JIS B 8265 附属書 E E.4 外圧を保持する胴及び鏡板)

a) 鏡板が内圧を保持するものとした場合

(鏡板が内圧を保持するものとみなし、設計外圧を 1.67 倍として「JIS B 8265 附属書 E 圧力容器の胴及び鏡板」より許容外圧を計算する。)

$$t_{②} = \frac{1.67P_{②}D_oK}{2\sigma_{a②}\eta + 2 \times 1.67P_{②}(K - 0.1)}$$

$t_{②}$  : 板厚の最小肉厚 ( mm )

$P_{②}$  : 最高使用圧力 ( MPa(abs) )

$D_o$  : 鏡板外径 ( mm )

$K$  : 半だ円形鏡板の形状による係数

$$K = \frac{1}{6} \left\{ 2 + \left( \frac{D}{2h} \right)^2 \right\}$$

$$= \square$$

$\sigma_{a②}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a②} = \square$   
( N/mm<sup>2</sup> )

「ASME Boiler&Pressure Vessel Code Sec. II Materials」より  の引張強さ  $S_T$  及び降伏点  $S_Y$  (「添説設 7-6-5 表  の引張強さ  $S_T$  及び降伏点  $S_Y$ 」より) を求め、「JIS B 8265 補足事項 許容引張応力の設定基準」より許容引張応力を計算した結果を「添説設 7-6-6 表 許容引張応力の設定(最小値を許容引張応力とする)」に示す。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 1.0$

$$P_{\text{②}} = \frac{2\sigma_{a\text{②}}\eta t_{\text{②}}}{1.67D_0K - 2 \times 1.67t_{\text{②}}(K - 0.1)}$$

$$= \text{$$

$$= \text{ (MPa(abs))}$$

b) 球形胴と同じ手順で  $D_0$  を  $2K_0D_0$  に読み替えて許容外圧を求める場合

$$P_{\text{③}} = \frac{2Bt_{\text{③}}}{2K_0D_0}$$

$t_{\text{③}}$  : 板の最小厚さ ( mm )

$h$  : 鏡板の高さ ( mm )

$D_0$  : 円筒胴の外径 ( mm )

$$\frac{D_0}{2h_0} = \text{$$

( $h_0 = h + t_{\text{③}}$ )

$K_0$  : 「JIS B 8265 附属書 E 圧力容器の胴及び鏡板 表 E. 4 半だ円形鏡板の  $K_0$  の値」により

$A$  : 「JIS B 8265 附属書 E 圧力容器の胴及び鏡板 E. 4.3 球形胴の計算厚さ」による。

$$A = \frac{0.25t_{\text{③}}}{D_0} = \frac{0.25t_{\text{③}}}{2K_0D_0}$$

$$= \text{$$

$$= \text{$$

$B$  : 「JIS B 8265 附属書 E 圧力容器の胴及び鏡板 図 E. 10 外圧を保持する円筒胴及び球形胴の計算に用いる材料曲線(2) 炭素鋼及び低合金鋼(材料規格の降伏点  $205\text{N/mm}^2$  以上, 設計温度  $150^\circ\text{C}$  を超える場合に適用)並びに 405 系及び 410 系ステンレス鋼」により

$P_{\text{③}}$  : 許容外圧 ( MPa (abs) )

$$P_{\text{③}} = \frac{2Bt_{\text{③}}}{2K_o D_o}$$
$$= \boxed{\phantom{000000}}$$
$$= \boxed{\phantom{000000}} \text{ (MPa (abs))}$$

c) 鏡板の許容外圧

上記 a) 又は b) のうち小さい値として、許容外圧は 1.06 (MPa (abs)) となる。

3) 計算結果及び評価

イ) 計算結果

UF<sub>6</sub>シリンダの耐圧強度計算の結果を添説設 7-6-7 表に示す。

添説設 7-6-7 表 UF<sub>6</sub>シリンダ耐圧強度計算結果

品番	名称	計算上必要な厚さ (mm)	規格上の必要厚さ (mm)	設計厚さ※1 (mm)	許容外圧 (MPa (abs) )	設計外圧※2 (MPa (abs) )
①	胴板					
②	鏡板					

※1：設計厚さ＝公称厚さ－（1.0mm） （1.0mm は設計上の裕度）

※2：大気圧（0.1013 MPa（abs））であるが切り上げて  MPa（abs）とした。

ロ) 評価

各部材の設計厚さは計算上必要な厚さよりも厚く、許容外圧は設計外圧より高いことから、耐圧強度上の安全性は確認された。



7. コールドトラップ

7.1 構造・寸法及び材質

1) 構造・寸法

コールドトラップの構造・寸法を「添説設 7-7-1 図 コールドトラップ」に示す。

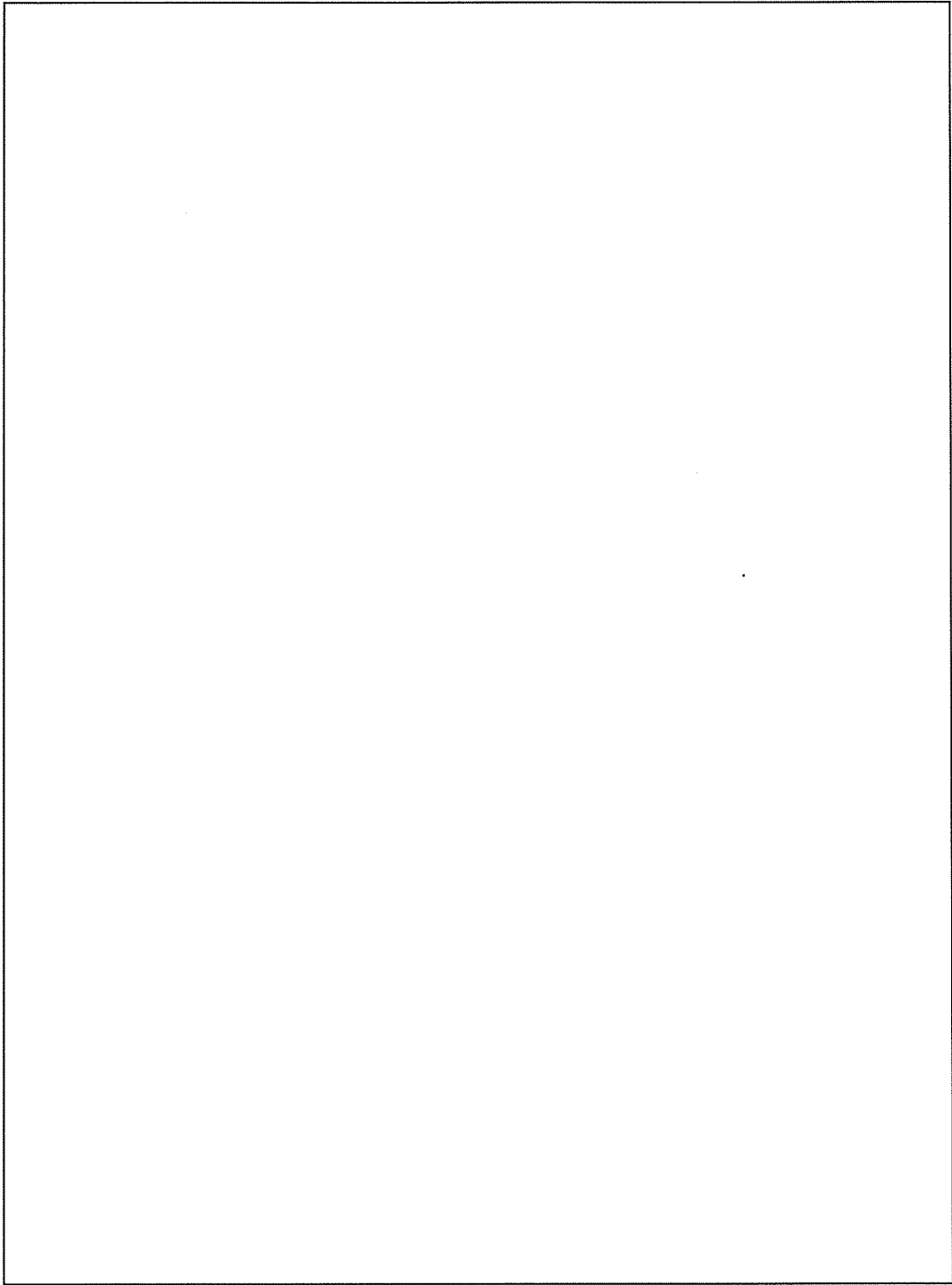
2) 材 質

コールドトラップの材質を「添説設 7-7-1 表 コールドトラップ 材質一覧表」に示す。

添説設 7-7-1 表 コールドトラップ 材質一覧表

品番	名 称	材 質	ガスケット ボルト 情報(*1)	耐圧強度 計算	計算対象外の理由
①	胴板			対象	
②	平鏡板(胴板)			対象	
③	平ふた板			対象	
④	フランジ			—	最高使用圧力以上の圧力に耐える JIS20K フランジを使用するため
⑤	冷却管 (外管)			対象	
⑥	平鏡板(冷却管)			対象	
⑦	冷却管 (内管)			—	放射性物質の圧力境界ではないため
⑧	管台 (UF <sub>6</sub> , N <sub>2</sub> )			対象	
⑨	管台 (温度計)			対象	
⑩	ガスケット			—	圧力を確保する材料ではないため
⑪	フランジ			—	最高使用圧力以上の圧力に耐える JIS10K フランジを使用するため
⑫	フランジ			—	最高使用圧力以上の圧力に耐える JIS10K フランジを使用するため

(\*1) 凡例 PTFE : 。また、( ) 内はボルト材料を示す。



添説設 7-7-1 図 コールドトラップ

## 7.2 計算条件

イ) 最高使用圧力、最低使用圧力、最高使用温度及び最低使用温度

コールドトラップの最高使用圧力、最低使用圧力、最高使用温度及び最低使用温度を「添説設 7-7-2 表 コールドトラップ計算条件」に示すとともに、圧力条件の概略を「図 7-7-2 コールドトラップ圧力条件概略図」に示す。

添説設 7-7-2 表 コールドトラップ計算条件

品番	①	②	③	⑤	⑥	⑧	⑨
名称	胴板 <sup>※1</sup>	平鏡板 (胴板) <sup>※2</sup>	平ふた板 <sup>※2</sup>	冷却管 (外管) <sup>※1</sup>	平鏡板 (冷却管) <sup>※2</sup>	管台 (UF <sub>6</sub> , N <sub>2</sub> ) <sup>※1</sup>	管台 (温度計) <sup>※1</sup>
最高/最低 使用圧力 <sup>※3</sup> (MPaG)	加熱時						
	冷却時						
最高/最低 使用温度 (°C)	加熱時						
	冷却時						

### 注 記

※1：①胴板・⑤冷却管（外管）・⑧管台（UF<sub>6</sub>, N<sub>2</sub>）・⑨管台（温度計）については、内圧による最少必要厚さ及び外圧による許容外圧を算出し評価する。

※2：②平鏡板（胴板）・③平ふた板・⑥平鏡板（冷却管）の最高使用圧力は、加熱時最高使用圧力と冷却時最低使用圧力の絶対値が大きい値として円形平板モデルで評価する。

※3：最高使用圧力、最低使用圧力のうち正数は内圧を示し、負数は外圧を示す。

※4：胴内部の圧力と冷媒の圧力を考慮する。

ロ) 設計厚さ

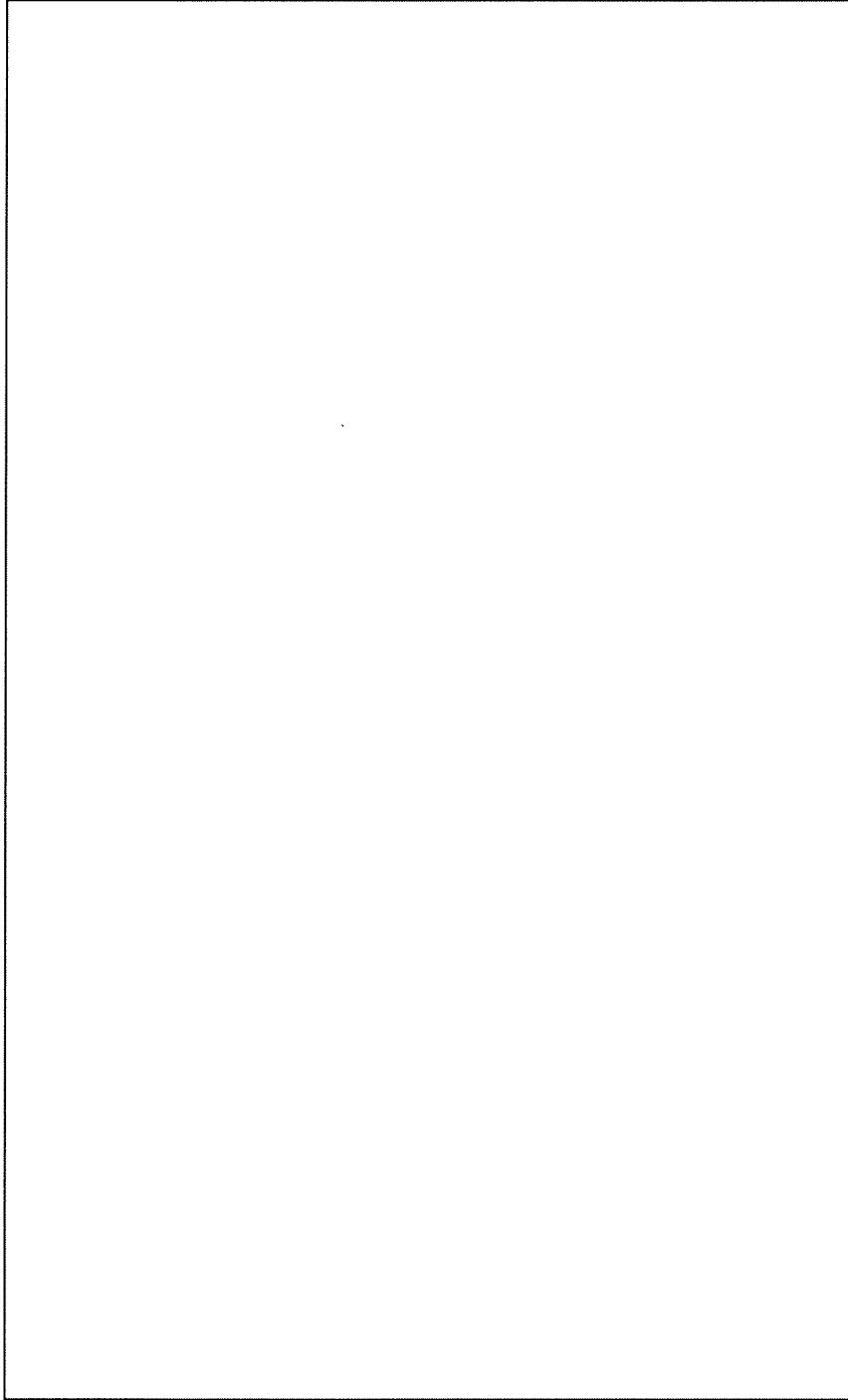
計算に用いる各部材の設計厚さは、公称厚さから設計上の裕度（1.5mm）を差し引いた値とする。

$$(\text{設計厚さ}) = (\text{公称厚さ}) - (1.5\text{mm})$$

ハ) 溶接継手効率

胴板部分等の溶接継手効率( $\eta$ )は、100%の放射線透過試験を実施しているが、保守的に JIS B 8265 「6.2 溶接継手効率」の放射線透過試験を行わない裏当てを用いない突合せ片側溶接継手の継手効率( $\eta = 0.6$ )とする。

平ふた板部分の溶接継手効率( $\eta$ )は、 $\eta = 1$ とする。



添説設 7-7-2 図 コールドトラップ圧力条件概略図

7.3 耐圧強度計算

1) ①胴板

イ) 加熱時 (内圧) (JIS B 8265 附属書 E E.2.2 円筒胴の計算厚さ)

$$t_{①} = \frac{PD_{i①}}{2\sigma_{a①}\eta - 1.2P}$$

$t_{①}$  : 胴板の計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{i①}$  : 胴の内径  $D_{i①} = \text{[ ]}$  ( mm )

$\sigma_{a①}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a①} = \text{[ ]}$   
( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形は許容しない。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 0.6$

$$t_{①} = \text{[ ]}$$

$$= \text{[ ]} \text{ ( mm )}$$

ロ) 冷却時 (外圧) (JIS B 8265 附属書 E E.4.2 円筒胴の計算厚さ)

$$Pa_{①} = \frac{4Bt_{①}}{3D_{o①}}$$

$Pa_{①}$  : 許容外圧 ( MPaG )

$B$  : JIS B 8265 附属書 E 図 E.10 の使用する材料に該当する

図において、 $A$  の値と最低使用温度に対する材料線から求める値  $B = \text{[ ]}$  ( N/mm<sup>2</sup> )

$A$  : 外径・厚さ及び長さから附属書 E 図 E.9 により求める値  
 $A = \text{[ ]}$

$t_{①}$  : 胴板の計算厚さ  $t_{①} = \text{[ ]}$  ( mm )

$D_{o①}$  : 胴の外径 ( mm )

$$Pa_{①} = \text{[ ]}$$

$$= \text{[ ]} \text{ (MPaG )}$$

2) ②平鏡板 (胴板)

(JIS B 8265 附属書 E E. 3. 6 平鏡板及び平板の計算厚さ)

$$t_{\text{②}} = d_{\text{②}} \sqrt{\frac{CP}{\sigma_{a\text{②}} \eta}}$$

$t_{\text{②}}$  : 平鏡板の計算厚さ ( mm )

$d_{\text{②}}$  : 円形平鏡板の計算に用いる内径

$d_{\text{②}} =$   ( mm )

$C$  : 平鏡板の取付方法によって定める定数, 附属書 E 図 E. 8 による。  $C=0.2$

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$\eta$  : 溶接接手効率  $\eta = 0.6$

$\sigma_{a\text{②}}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a\text{②}} =$    
( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形は許容しない。

$t_{\text{②}} =$

$=$   ( mm )

3) ③平ふた板

イ) ボルト荷重の計算 (JIS B 8265 附属書 G G.4.1 ボルト荷重)

平ふた板の計算に用いるボルトの荷重には、使用状態におけるボルト荷重とガスケット締付時のボルト荷重の2種類がある。

以下にその計算を示す。



使用状態でのボルト荷重 :  $W_{m1}$

$$W_{m1} = \frac{\pi GP}{4} (G + 8bm)$$

$G$  : ガスケット反力円の直径  $G =$   ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$b$  : ガスケット座の有効幅 ( mm )

$$b =$$
  ( mm )

$b_0$  : ガスケット座の基本幅 ( mm )

附属書 G 表 G.3 による

$$b_0 = \frac{N}{2} =$$
   $=$   ( mm )

$m$  : ガスケット係数  $m =$

メーカーカタログによる

$$W_{m1} =$$

$$=$$
  ( N )

ガスケット締付時のボルト荷重 :  $W_{m2}$

$$W_{m2} = \pi b G y$$

$y$  : 最小設計締付圧力  $y = \square$  (  $\text{N}/\text{mm}^2$  )

メーカーカタログによる

$$W_{m2} = \pi \times \square \\ = \square \text{ (N)}$$

使用状態でのボルトの総有効断面積 :  $A_{m1}$

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{\sigma_b} = \square$$

$$= \square \text{ (mm}^2 \text{)}$$

$\sigma_b$  : 最高使用温度におけるボルト材料の許容引張応力  $\sigma_b = \square$   
(  $\text{N}/\text{mm}^2$  )

JIS B 8265 附属書 B 「表 B.5-ボルト材料の許容引張応力」  
による

ガスケット締付時のボルトの総有効断面積 :  $A_{m2}$

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{\sigma_a} = \square$$

$$= \square \text{ (mm}^2 \text{)}$$

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

JIS B 8265 附属書 B 「表 B.5-ボルト材料の許容引張応力」  
による

ボルトの総有効断面積 :  $A_m$

$$A_m = \max(A_{m1}, A_{m2}) = \max(\square) \\ = \square \text{ (mm}^2 \text{)}$$



平ふた板の計算に用いるボルトの荷重

使用状態でのボルト荷重： $W_0 = W_m$

ガスケット締付時のボルト荷重： $W_g = \frac{A_m + A_b}{2} \sigma_a$

$A_b$  : ボルトの総有効断面積  $A_b = n \frac{\pi}{4} d_b^2 = \boxed{\phantom{000000}}$  (mm<sup>2</sup>)

$n$  : ボルト本数  $\boxed{\phantom{00}}$  本

$d_b$  :  $\boxed{\phantom{00}}$  のボルト谷径  $\boxed{\phantom{00}}$  (mm)

$W_g = \boxed{\phantom{000000}}$  (N)

ロ) 使用状態での平ふた板の計算厚さ

(JIS B 8265 附属書 L L.3.2 ボルト締め平ふた板の計算厚さ)

$$t_{\text{③0}} = d \sqrt{\frac{W_0}{P \eta}}$$

$t_{\text{③0}}$  : 使用状態での平ふた板の計算厚さ (mm)

$d$  : ガスケット反力円の直径 (mm)

$W_0$  : 使用状態でのボルト荷重 (N)

$h_g$  : モーメントアーム (mm)

$P$  : 最高使用圧力 (MPaG)

$\sigma_{a0}$  : 最高使用温度における平ふた板の材料の許容引張応力

$\sigma_{a0} = \boxed{\phantom{000000}}$  (N/mm<sup>2</sup>)

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1—鉄鋼材料の許容引張応力」

による。ただし、材料の変形を許容しない。

$\eta$  : 平ふた板の溶接接手効率  $\eta = 1.0$

$$t_{\text{③0}} = \boxed{\phantom{000000}} \times \sqrt{\frac{\phantom{000000}}{\phantom{000000}}}$$

$= \boxed{\phantom{000000}}$  (mm)

ハ) ガスケット締付時の平ふた板の計算厚さ

$$t_{③g} = d \sqrt{\frac{0.3P}{\sigma_{ag}\eta} + \frac{1.9W_g h_g}{d^3 \sigma_{ag}\eta}}$$

$t_{③g}$  : ガスケット締付時の平ふた板の計算厚さ ( mm )

$d$  : ガスケット反力円の直径 ( mm )

$W_g$  : ガスケット締付時のボルト荷重 ( N )

$h_g$  : モーメントアーム ( mm )

$P$  : ガスケット締付時の圧力  $P=0$  ( MPaG )

$\sigma_{ag}$  : 常温における平ふた板の材料の許容引張応力

$$\sigma_{ag} = \square \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

JIS B 8265 「附属書 B 表 B. 1—鉄鋼材料の許容引張応力」

による。ただし、材料の変形を許容しない。

$\eta$  : 平ふた板の溶接継手効率  $\eta = 1.0$

$$t_{③g} = \square \times \sqrt{\square}$$

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

4) ⑤冷却管 (外管)

イ) 冷却時 (内圧) (JIS B 8265 附属書 E E. 2. 2 円筒胴の計算厚さ)

$$t_{⑤} = \frac{PD_{o⑤}}{2\sigma_{a⑤}\eta + 0.8P}$$

$t_{⑤}$  : 冷却管の計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力  $P = \square$  ( MPaG )

$D_{o⑤}$  : 冷却管の外径 ( mm )

保守側に設計上裕度考慮前の外径とする  $D_{o⑤} = \square$  ( mm )

$\sigma_{a⑤}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力

$$\sigma_{a⑤} = \square \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$$

JIS B 8265 「附属書 B 表 B. 1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形を許容しない。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 0.6$

$$t_{⑤} = \square$$

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

ロ) 加熱時 (外圧) (JIS B 8265 附属書 E E. 4.2 円筒胴の計算厚さ)

$$Pa_{\text{㉔}} = \frac{4Bt_{\text{㉔}}}{3D_{o\text{㉔}}}$$

$Pa_{\text{㉔}}$  : 許容外圧 (MPaG)

$B$  : JIS B 8265 附属書 E 図 E. 10 の使用する材料に該当する

図において,  $A$  の値と最高使用温度に対する材料線から求める値  $B = \square$  (N/mm<sup>2</sup>)

$A$  : 外径・厚さ及び長さから附属書 E 図 E. 9 により求める値

$$A = \square$$

$t_{\text{㉔}}$  : 冷却管の計算厚さ  $t_{\text{㉔}} = \square$  (mm)

$D_{o\text{㉔}}$  : 冷却管の外径 (mm)

$$Pa_{\text{㉔}} = \square$$

$$= \square \text{ (MPaG)}$$

5) ㉕平鏡板 (冷却管)

(JIS B 8265 附属書 E E. 3.6 平鏡板及び平板の計算厚さ)

$$t_{\text{㉕}} = d_{\text{㉕}} \sqrt{\frac{CP}{\sigma_{a\text{㉕}} \eta}}$$

$t_{\text{㉕}}$  : 平鏡板の計算厚さ (mm)

$d_{\text{㉕}}$  : 円形平鏡板の計算に用いる内径

$$d_{\text{㉕}} = \square \text{ (mm)}$$

$C$  : 平鏡板の取付方法によって定める定数, 附属書 E 図 E. 8 による。  $C = \square$

$P$  : 最高使用圧力 (MPaG)

$\eta$  : 平鏡板の溶接接手効率  $\eta = 0.6$

$\sigma_{a\text{㉕}}$  : 最低使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a\text{㉕}} = \square$  (N/mm<sup>2</sup>)

JIS B 8265 「附属書 B 表 B. 1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形を許容しない。

$$t_{\text{㉕}} = \square \times \sqrt{\square}$$

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

6) ⑧管台 (UF<sub>6</sub>, N<sub>2</sub>)

イ) 加熱時 (内圧) (JIS B 8265 附属書 E E. 2.2 円筒胴の計算厚さ)

$$t_{\text{⑧}} = \frac{PD_{\text{o⑧}}}{2\sigma_{\text{a⑧}}\eta + 0.8P}$$

$t_{\text{⑧}}$  : 管台の計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{\text{o⑧}}$  : 管台の外径 ( mm )

$\sigma_{\text{a⑧}}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{\text{a⑧}} = \square$   
( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形を許容しない。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 0.6$

$$t_{\text{⑧}} = \square$$

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

ロ) 冷却時 (外圧) (JIS B 8265 附属書 E E. 4.2 円筒胴の計算厚さ)

$$Pa_{\text{⑧}} = \frac{4Bt_{\text{⑧}}}{3D_{\text{o⑧}}}$$

$Pa_{\text{⑧}}$  : 許容外圧 ( MPaG )

$B$  : JIS B 8265 附属書 E 図 E.10 の使用する材料に該当する

図において、 $A$  の値と最低使用温度に対する材料線から求める値  $B = \square$  ( N/mm<sup>2</sup> )

$A$  : 外径・厚さ及び長さから附属書 E 図 E.9 により求める値

$$A = \square$$

$t_{\text{⑧}}$  : 胴板の計算厚さ  $t_{\text{⑧}} = \square$  ( mm )

$D_{\text{o⑧}}$  : 管台の外径 ( mm )

$$Pa_{\text{⑧}} = \square$$

$$= \square \text{ (MPaG)}$$

7) ⑨管台 (温度計)

イ) 加熱時 (内圧) (JIS B 8265 附属書 E E.2.2 円筒胴の計算厚さ)

$$t_{\text{⑨}} = \frac{PD_{\text{o⑨}}}{2\sigma_{\text{a⑨}}\eta + 0.8P}$$

$t_{\text{⑨}}$  : 管台の計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{\text{o⑨}}$  : 管台の外径 ( mm )

$\sigma_{\text{a⑨}}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{\text{a⑨}} = \square$   
( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形を許容しない。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 0.6$

$$t_{\text{⑨}} = \square$$

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

ロ) 冷却時 (外圧) (JIS B 8265 附属書 E E.4.2 円筒胴の計算厚さ)

$$Pa_{\text{⑨}} = \frac{4Bt_{\text{⑨}}}{3D_{\text{o⑨}}}$$

$Pa_{\text{⑨}}$  : 許容外圧 ( MPaG )

$B$  : JIS B 8265 附属書 E 図.10 の使用する材料に該当する  
図において、A の値と最低使用温度に対する材料線から求  
める値  $B = \square$  ( N/mm<sup>2</sup> )

$A$  : 外径・厚さ及び長さから附属書 E 図 E.9 により求める値  
 $A = \square$

$t_{\text{⑨}}$  : 胴板の計算厚さ  $t_{\text{⑨}} = \square$  ( mm )

$D_{\text{o⑨}}$  : 管台の外径 ( mm )

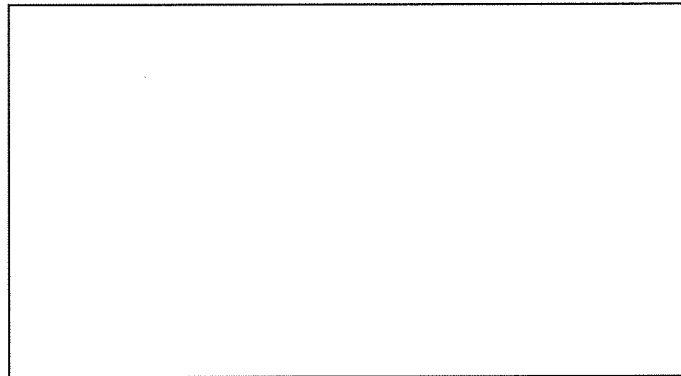
$$Pa_{\text{⑨}} = \square$$

$$= \square \text{ (MPaG)}$$

8) 管台（穴の補強）（JIS B 8265 附属書 F 圧力容器の穴補強）

平ふた板に設ける穴は，穴径がガスケットの反力円直径の 1/4 以上であることから，補強を要す。（JIS B 8265 附属書 F F.3 補強を必要としない穴）

なお，保守的となる加熱時を代表として計算する。



強め材の最小面積（JIS B 8265 附属書 F.10.1 平板に設ける単独の穴の直径が平板の直径の半分以下の場合の補強）

$$A = 0.5dt_r = \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( mm}^2 \text{ )}$$

$t_r$  : 平板の計算厚さ ( mm )

F : 係数 F=1.0

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 1.0$

$f_{r1}$  : 材料強度による低減係数

$$f_{r1} = \frac{\sigma_n}{\sigma_v} = \boxed{\phantom{00}} = \boxed{\phantom{00}}$$

d : 穴の直径  $d = \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( mm}^2 \text{ )}$

$\sigma_n$  : 最高使用温度における管台の材料の許容引張応力  $\sigma_n = \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形を許容しない。

$\sigma_v$  : 最高使用温度における胴又は鏡板の材料の許容引張応力  $\sigma_v = \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( N/mm}^2 \text{ )}$

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形を許容しない。

t : 平板の厚さ  $t = \boxed{\phantom{000000}} = \boxed{\phantom{000000}} \text{ ( mm )}$

補強の有効な面積（JIS B 8265 附属書 F F.8 強め材として算入できる部分の面積）

$$A_1 = d(\eta t - Ft_r) = \boxed{\hspace{4cm}} \text{ ( mm}^2 \text{ )}$$

$$A_{41} = (\text{溶接脚長})^2 f_{r1} = \boxed{\hspace{4cm}} \text{ ( mm}^2 \text{ )}$$

$$\text{(補強の有効な面積)} = \boxed{\hspace{4cm}} \text{ ( mm}^2 \text{ )}$$

9) 計算結果及び評価

イ) 計算結果

コールドトラップの耐圧強度計算の結果を添説設 7-7-3 表に示す。

添説設 7-7-3 表 コールドトラップ 耐圧強度計算結果

品番	名称		計算上必要な厚さ (mm)	設計厚さ (mm)	許容外圧 (MPaG)	設計外圧 (MPaG)	穴補強に必要な強め材の最小面積 (mm <sup>2</sup> )	強め材として算入できる部分の面積 (mm <sup>2</sup> )
①	胴板	加熱時 (内圧)						
		冷却時 (外圧)						
②	平鏡板 (胴板)	—						
③	平ふた板	使用状態						
		ガスケット締付時						
⑤	冷却管 (外管)	冷却時 (内圧)						
		加熱時 (外圧)						
⑥	平鏡板 (冷却管)	—						
⑧	管台 (UF <sub>6</sub> , N <sub>2</sub> )	加熱時 (内圧)						
		冷却時 (外圧)						
⑨	管台 (温度計)	加熱時 (内圧)						
		冷却時 (外圧)						
③	管台 (穴の補強)	加熱時 (内圧)						

※1 : 設計厚さ = 公称厚さ - (1.5mm) (1.5mm は設計上の裕度)

※2 : 設計厚さ = 公称厚さ - (1.5mm) × 2



ロ) 評 価

各部材の設計厚さは計算上必要な厚さよりも厚く、許容外圧は設計外圧よりも高く、かつ、穴の補強について強め材の最小面積より補強の有効な面積の方が大きいことから、耐圧強度上の安全性は確認された。

また、ノズルの耐圧強度上の安全評価より、配管に必要な計算厚さは 1.0mm 以下であり、接続する配管についても必要な耐圧強度を満足している。

8. コールドトラップ（小）

8.1 構造・寸法及び材質

1) 構造・寸法

コールドトラップ（小）の構造・寸法を「添説設 7-8-1 図 コールドトラップ（小）」に示す。

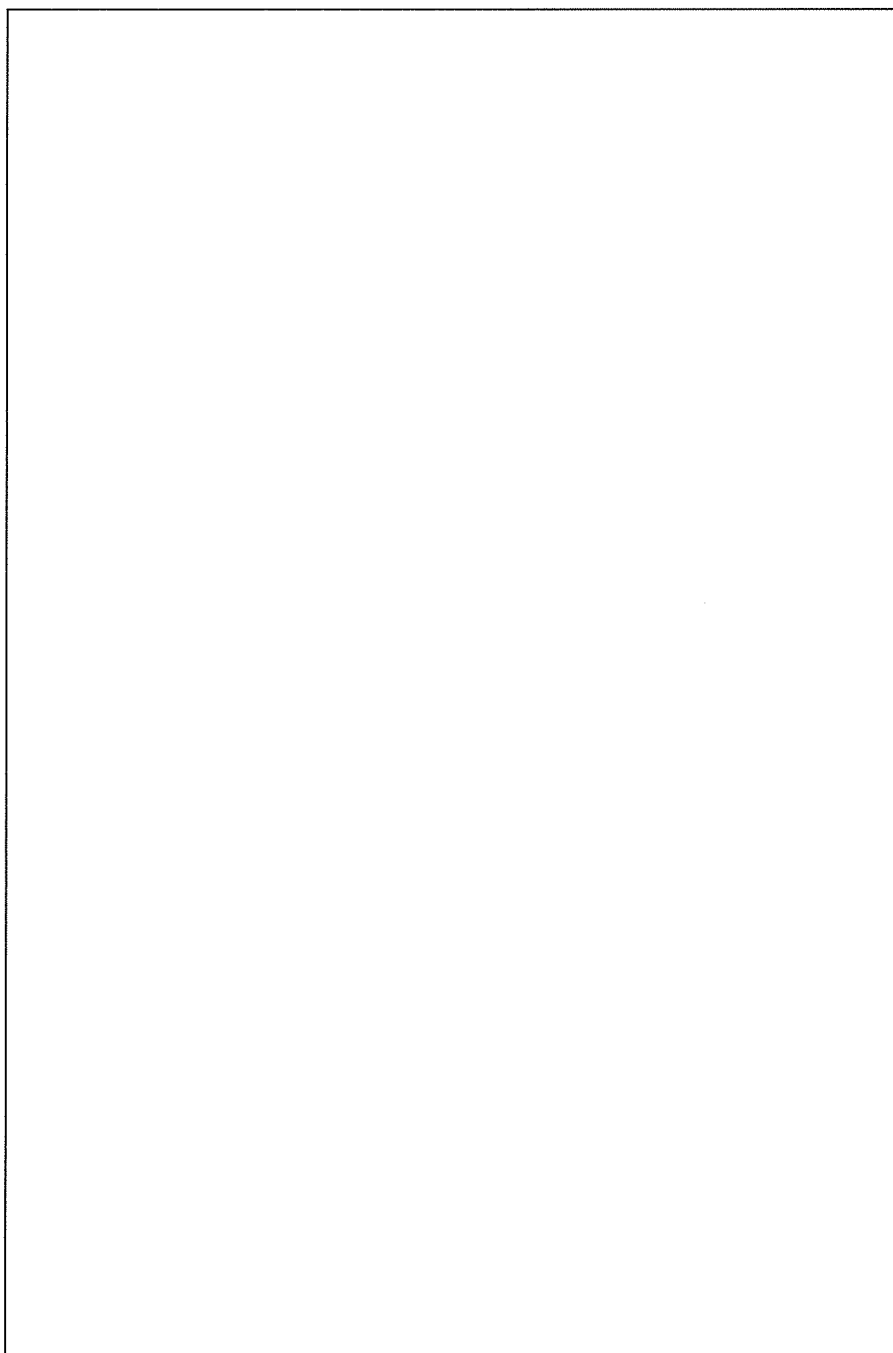
2) 材 質

コールドトラップ（小）の材質を「添説設 7-8-1 表 コールドトラップ（小） 材質一覧表」に示す。

添説設 7-8-1 表 コールドトラップ（小） 材質一覧表

品番	名 称	材 質	ガスケット ボルト 情報(*1)	耐圧強度 計算	計算対象外の理由
①	胴板			対象	
②	鏡板			対象	
③	平ふた板			対象	
④	フランジ			—	最高使用圧力以上の圧力に耐える JIS20K フランジを使用するため
⑤	管台 (UF <sub>6</sub> 排気)			対象	
⑥	管台 (温度計)			対象	
⑦	ガスケット			—	圧力を確保する材料ではないため
⑧	フランジ			—	最高使用圧力以上の圧力に耐える JIS10K フランジを使用するため
⑨	フランジ			—	最高使用圧力以上の圧力に耐える JIS10K フランジを使用するため

(\*1) 凡例 PTFE : 。また、( ) 内はボルト材料を示す。



添説設 7-8-1 図 コールドトラップ (小)

## 8.2 計算条件

イ) 最高使用圧力、最低使用圧力、最高使用温度及び最低使用温度

コールドトラップ (小) の最高使用圧力、最低使用圧力、最高使用温度及び最低使用温度を「添説設 7-8-2 表 コールドトラップ (小) 計算条件」に示すとともに、圧力条件の概略を「図 7-8-2 コールドトラップ (小) 圧力条件概略図」に示す。

添説設 7-8-2 表 コールドトラップ (小) 計算条件

品 番	①	②	③	⑤	⑥
名 称	胴板 <sup>※1</sup>	鏡板 <sup>※2</sup>	平ふた板 <sup>※3</sup>	管台 <sup>※1</sup> (UF <sub>6</sub> , 排気)	管台 <sup>※1</sup> (温度計)
最高/最低 使用圧力 <sup>※4</sup> (MPaG)	加熱時				
	冷却時				
最高/最低 使用温度 (°C)	加熱時				
	冷却時				

### 注 記

- ※1：①胴板・⑤管台 (UF<sub>6</sub>, 排気)・⑥管台 (温度計) については、内圧による最少必要厚さ及び外圧による許容外圧を算出し評価する。
- ※2：②鏡板は、内圧による最少必要厚さ及び外圧による最少必要厚さを算出し評価する。外圧による最少必要厚さは以下の値のうち大きい方とする。
- i) 外圧を 1.67 倍の内圧として計算した厚さ
  - ii) 球形胴と同じ手順により  $D_0$  を  $2K_0D_0$  に読み替えて計算した厚さ
- ※3：③平ふた板の最高使用圧力は、加熱時最高使用圧力と冷却時最低使用圧力の絶対値が大きい値として円形平板モデルで評価する。
- ※4：最高/最低使用圧力のうち正数は内圧を示し、負数は外圧を示す。
- ※5：胴内部の圧力と冷却ジャケットの圧力を考慮した圧力にて評価する。

ロ) 設計厚さ

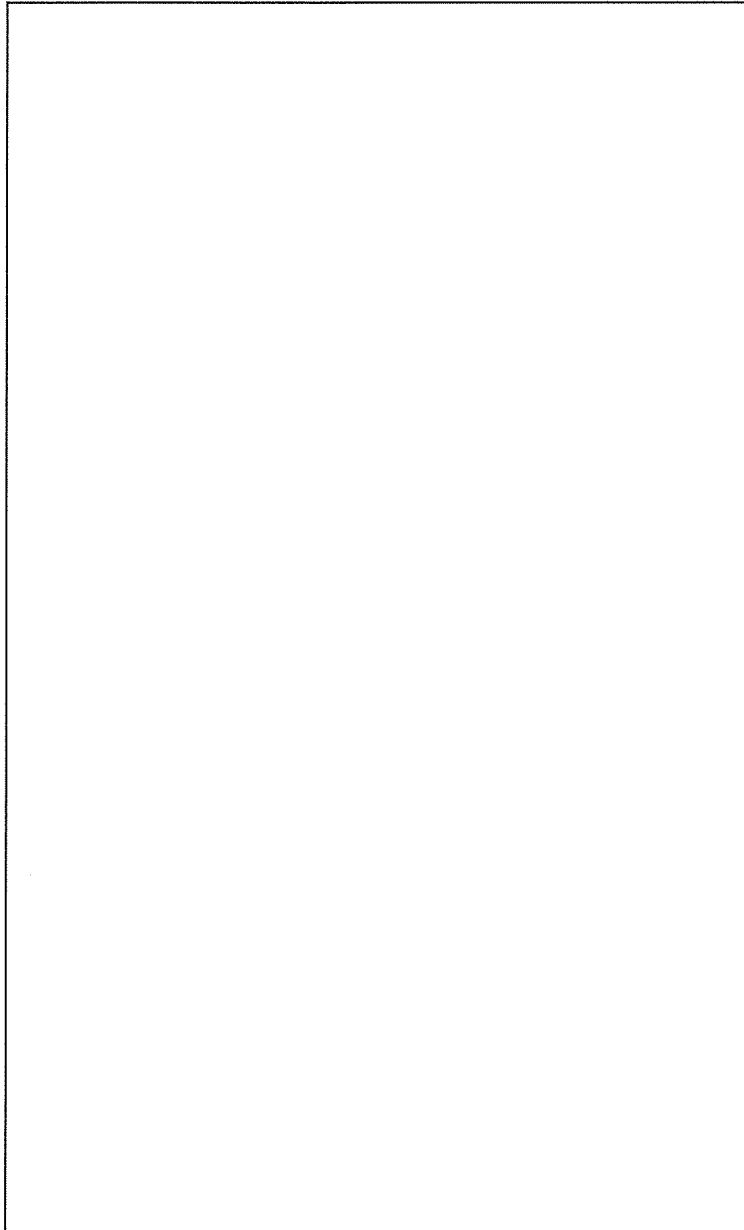
計算に用いる各部材の設計厚さは、公称厚さから設計上の裕度 (1.5mm) を差し引いた値とする。

$$(\text{設計厚さ}) = (\text{公称厚さ}) - (1.5\text{mm})$$

ハ) 溶接継手効率

胴板部分等の溶接継手効率( $\eta$ )は、100%の放射線透過試験を実施しているが、保守的に JIS B 8265 「6.2 溶接継手効率」の放射線透過試験を行わない裏当てを用いない突合せ片側溶接継手の継手効率( $\eta = 0.6$ )とする。

平ふた板部分の溶接継手効率( $\eta$ )は、 $\eta = 1$  とする。



添説設 7-8-2 図 コールドトラップ (小) 圧力条件概略図

8.3 耐圧強度計算

1) ①胴板

イ) 加熱時 (内圧) (JIS B 8265 附属書 E E.2.2 円筒胴の計算厚さ)

$$t_{①} = \frac{PD_{i①}}{2\sigma_{a①}\eta - 1.2P}$$

$t_{①}$  : 胴板の計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{i①}$  : 胴の内径  $D_{i①} = \text{[ ]}$  ( mm )

$\sigma_{a①}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a①} = \text{[ ]}$   
( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形は許容しない。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 0.6$

$$t_{①} = \text{[ ]}$$

$$= \text{[ ]} \text{ ( mm )}$$

ロ) 冷却時 (外圧) (JIS B 8265 附属書 E E.4.2 円筒胴の計算厚さ)

$$Pa_{①} = \frac{4Bt_{①}}{3Do_{①}}$$

$Pa_{①}$  : 許容外圧 ( MPaG )

$B$  : JIS B 8265 附属書 E 図 E.10 の使用する材料に該当する

図において、 $A$  の値と最低使用温度に対する材料線から求める値  $B = \text{[ ]}$  ( N/mm<sup>2</sup> )

$A$  : 外径・厚さ及び長さから附属書 E 図 E.9 により求める値  
 $A = \text{[ ]}$

$t_{①}$  : 胴板の計算厚さ  $t_{①} = \text{[ ]}$  ( mm )

$Do_{①}$  : 胴の外径 ( mm )

$$Pa_{①} = \text{[ ]}$$

$$= \text{[ ]} \text{ ( MPaG )}$$

2) ②鏡板

イ) 加熱時 (内圧) (JIS B 8265 附属書 E E. 3. 4 半だ円形鏡板の計算厚さ)

$$t_{②} = \frac{PD_{i②}K}{2\sigma_{a②}\eta - 0.2P}$$

$t_{②}$  : 半だ円鏡板の計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{i②}$  : 半だ円形鏡板のだ円の内長径

$$D_{i②} = \text{[ ]} \text{ ( mm )}$$

$K$  : 半だ円形鏡板の形状による係数で次の式による

$2h$  : 半だ円形鏡板のだ円の内短径

$$h = \frac{1}{4}D_{i②} = \text{[ ]} \text{ ( mm )}$$

$$K = \frac{1}{6} \left\{ 2 + \left( \frac{D_{i②}}{2h} \right)^2 \right\} = \text{[ ]}$$

$\sigma_{a②}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a②} = \text{[ ]}$   
( N/mm<sup>2</sup> )

「附属書 B 表 B. 1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形は許容しない。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 0.6$

$$t_{②} = \text{[ ]}$$

$$= \text{[ ]} \text{ ( mm )}$$

ロ) 冷却時 (外圧) (JIS B 8265 附属書 E E. 4. 5 鏡板の計算厚さ)

外圧を受ける半だ円鏡板の計算厚さは, 次によって計算した値のうち, いずれか大きい方とする。

i) 鏡板が内圧を受けるものとみなし設計外圧を 1.67 倍として計算した厚さ

$$t_{②G} = \frac{PD_{i②}K}{2\sigma_{a②}\eta - 0.2P}$$

$t_{②G}$  : 半だ円鏡板の計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力  (MPaG)

$D_{i②}$  : 半だ円形鏡板のだ円の内長径

$D_{i②} =$  ( mm )

$K$  : 半だ円形鏡板の形状による係数  $K=1.0$

$\sigma_{a②}$  : 最低使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a②} =$   
( N/mm<sup>2</sup> )

「附属書 B 表 B. 1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形は許容しない。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 0.6$

$$t_{②G} =$$
  
 $=$  ( mm )



ii) 球形胴と同じ手順により  $D_0$  を  $2K_0D_0$  に読み替えて計算した厚さ

$$Pa_{\text{②}} = \frac{2Bt_{\text{②}}}{D_{0\text{②}}}$$

ここで、 $D_0$  を  $2K_0D_0$  に読み替えれば

$$Pa_{\text{②}} = \frac{2Bt_{\text{②}}}{2K_0D_{0\text{②}}}$$

$Pa_{\text{②}}$  : 許容外圧 (MPaG)

$B$  : JIS B 8265 附属書 E 図 E.10 の使用する材料に該当する

図において、 $A$  の値に対して最低使用温度に対する材料線から求める値 (N/mm<sup>2</sup>)

$t_{\text{②}}$  : 鏡板の厚さ  (mm) と仮定する。

$D_{0\text{②}}$  : 胴の外径  $D_{0\text{②}} =$  (mm)

$K_0$  : 附属書 E 表 E.4 より求める値

$$\frac{D_{0\text{②}}}{2h_0} = 2.0 \text{より } K_0 =$$

ここで、 $B$  の値を求めるため  $A$  の値を計算する。

$$A = \frac{0.25t_{\text{②}}}{2K_0D_{0\text{②}}} =$$
  

$$=$$

附属書 E 図 E.10 より  $B =$  (N/mm<sup>2</sup>) となる。したがって、鏡板の許容外圧は以下となる。

$$Pa_{\text{②}} =$$
  

$$=$$
 (MPaG) >  (MPaG)

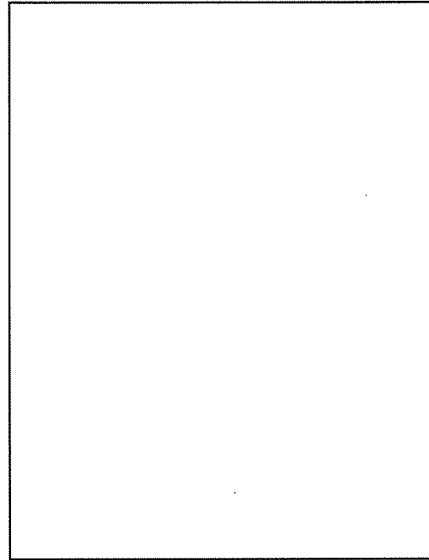
よって、鏡板の計算上必要な厚さは  mm となる。

3) ③平ふた板

イ) ボルト荷重の計算 (JIS B 8265 附属書 G G.4.1 ボルト荷重)

平ふた板の計算に用いるボルトの荷重には、使用状態におけるボルト荷重とガスケット締付時のボルト荷重の2種類がある。

以下にその計算を示す。



使用状態でのボルト荷重 :  $W_{m1}$

$$W_{m1} = \frac{\pi GP}{4} (G + 8bm)$$

$G$  : ガスケット反力円の直径  $G =$   ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$b$  : ガスケット座の有効幅 ( mm )

$$b = 2.5\sqrt{b_0} =$$
  ( mm )

$b_0$  : ガスケット座の基本幅 ( mm )

附属書 G 表 G.3 による

$$b_0 = \frac{N}{2} =$$
  =  ( mm )

$m$  : ガスケット係数  $m =$

メーカーカタログによる

$$W_{m1} =$$
   

$$=$$
  ( N )

ガスケット締付時のボルト荷重： $W_{m2}$

$$W_{m2} = \pi b G y$$

$y$ ：最小設計締付圧力  $y = \boxed{\quad}$  ( N/mm<sup>2</sup> )

メーカーカタログによる

$$W_{m2} = \pi \times \boxed{\quad} \\ = \boxed{\quad} \text{ ( N )}$$

使用状態でのボルトの総有効断面積： $A_{m1}$

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{\sigma_b} = \boxed{\quad}$$

$$= \boxed{\quad} \text{ ( mm<sup>2</sup> )}$$

$\sigma_b$ ：最高使用温度におけるボルト材料の許容引張応力  $\sigma_b = \boxed{\quad}$

( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 附属書 B 「表 B.5—ボルト材料の許容引張応力」

による

ガスケット締付時のボルトの総有効断面積： $A_{m2}$

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{\sigma_a} = \boxed{\quad}$$

$$= \boxed{\quad} \text{ ( mm<sup>2</sup> )}$$

$\sigma_a$ ：常温におけるボルト材料の許容引張応力  $\sigma_a = \boxed{\quad}$  ( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 附属書 B 「表 B.5—ボルト材料の許容引張応力」

による

ボルトの総有効断面積： $A_m$

$$A_m = \max(A_{m1}, A_{m2}) = \max(\boxed{\quad})$$

$$= \boxed{\quad} \text{ ( mm<sup>2</sup> )}$$



ハ) ガスケット締付時の平ふた板の計算厚さ

$$t_{\text{③g}} = d \sqrt{\frac{0.3P}{\sigma_{ag}\eta} + \frac{1.9W_g h_g}{d^3 \sigma_{ag}\eta}}$$

$t_{\text{③g}}$  : ガスケット締付時の平ふた板の計算厚さ ( mm )

$d$  : ガスケット反力円の直径 ( mm )

$W_g$  : ガスケット締付時のボルト荷重 ( N )

$h_g$  : モーメントアーム ( mm )

$P$  : ガスケット締付時の圧力  $P=0$  ( MPaG )

$\sigma_{ag}$  : 常温における平ふた板の材料の許容引張応力

$\sigma_{ag} = \square$  ( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1—鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形を許容しない。

$\eta$  : 平ふた板の溶接継手効率  $\eta = 1.0$

$$t_{\text{③g}} = \square \times \sqrt{\square}$$

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

4) ⑤管台 (UF<sub>6</sub>, 排気)

イ) 加熱時 (内圧) (JIS B 8265 附属書 E E.2.2 円筒胴の計算厚さ)

$$t_{\text{⑤}} = \frac{PD_{o⑤}}{2\sigma_{a⑤}\eta + 0.8P}$$

$t_{\text{⑤}}$  : 管台の計算厚さ ( mm )

$P$  : 最高使用圧力 ( MPaG )

$D_{o⑤}$  : 管台の外径 ( mm )

$\sigma_{a⑤}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a⑤} = \square$   
( N/mm<sup>2</sup> )

JIS B 8265 「附属書 B 表 B.1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形を許容しない。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 0.6$

$$t_{\text{⑤}} = \square$$

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

ロ) 冷却時 (外圧) (JIS B 8265 附属書 E E. 4.2 円筒胴の計算厚さ)

$$Pa_{\text{㉔}} = \frac{4Bt_{\text{㉔}}}{3D_{o\text{㉔}}}$$

$Pa_{\text{㉔}}$  : 許容外圧 (MPaG)

$B$  : JIS B 8265 附属書 E 図 E. 10 の使用する材料に該当する

図において,  $A$  の値と最低使用温度に対する材料線から求める値  $B = \square$  (N/mm<sup>2</sup>)

$A$  : 外径・厚さ及び長さから附属書 E 図 E. 9 により求める値

$$A = \square$$

$t_{\text{㉔}}$  : 胴板の計算厚さ  $t_{\text{㉔}} = \square$  (mm)

$D_{o\text{㉔}}$  : 管台の外径 (mm)

$$Pa_{\text{㉔}} = \square$$

$$= \square \text{ (MPaG)}$$

5) ㉔管台 (温度計)

イ) 加熱時 (内圧) (JIS B 8265 附属書 E E. 2.2 円筒胴の計算厚さ)

$$t_{\text{㉔}} = \frac{PD_{o\text{㉔}}}{2\sigma_{a\text{㉔}}\eta + 0.8P}$$

$t_{\text{㉔}}$  : 管台の計算厚さ (mm)

$P$  : 最高使用圧力 (MPaG)

$D_{o\text{㉔}}$  : 管台の外径 (mm)

$\sigma_{a\text{㉔}}$  : 最高使用温度における材料の許容引張応力  $\sigma_{a\text{㉔}} = \square$  (N/mm<sup>2</sup>)

JIS B 8265 「附属書 B 表 B. 1 鉄鋼材料の許容引張応力」による。ただし、材料の変形を許容しない。

$\eta$  : 溶接継手効率  $\eta = 0.6$

$$t_{\text{㉔}} = \square$$

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

ロ) 冷却時 (外圧) (JIS B 8265 附属書 E E. 4. 2 円筒胴の計算厚さ)

$$Pa_{\text{㉔}} = \frac{4Bt_{\text{㉔}}}{3D_{o\text{㉔}}}$$

$Pa_{\text{㉔}}$  : 許容外圧 (MPaG)

B : JIS B 8265 附属書 E 図 E. 10 の使用する材料に該当する

図において, A の値と最低使用温度に対する材料線から求める値  $B = \square$  (N/mm<sup>2</sup>)

A : 外径・厚さ及び長さから附属書 E 図 E. 9 により求める値

$$A = \square$$

$t_{\text{㉔}}$  : 胴板の計算厚さ  $t_{\text{㉔}} = \square$  (mm)

$D_{o\text{㉔}}$  : 管台の外径 (mm)

$$Pa_{\text{㉔}} = \square$$

$$= \square \text{ (MPaG)}$$

6) 計算結果及び評価

イ) 計算結果

コールドトラップ (小) の耐圧強度計算の結果を添説設 7-8-3 表に示す。

添説設 7-8-3 表 コールドトラップ (小) 耐圧強度計算結果

品番	名称		計算上必要な厚さ (mm)	設計厚さ (mm)	許容外圧 (MPaG)	設計外圧 (MPaG)
①	胴板	加熱時(内圧)				
		冷却時(外圧)				
②	鏡板	加熱時(内圧)				
		冷却時(外圧)				
③	平ふた板	使用状態				
		ガスケット締付時				
⑤	管台 (UF <sub>6</sub> , 排気)	加熱時(内圧)				
		冷却時(外圧)				
⑥	管台 (温度計)	加熱時(内圧)				
		冷却時(外圧)				

※1 : 設計厚さ = 公称厚さ - (1.5mm) (1.5mm は設計上の裕度)

※2 : 設計厚さ = 公称厚さ - (1.5mm) × 2

ロ) 評 価

各部材の設計厚さは計算上必要な厚さよりも厚く、かつ、許容外圧は設計外圧よりも高いことから、耐圧強度上の安全性は確認された。

また、ノズルの耐圧強度上の安全評価より、配管に必要な計算厚さは 1.0mm 以下であり、接続する配管についても必要な耐圧強度を満足している。