

【整番】 SE-07-TM-015	【標題】 オリフィスの板厚計算式(案)
分類：構造(耐圧強度)／種別：技術メモ	作成年月：H25.9／改訂：Ver0.0 (H25.10) 作成者：N.Miyamoto

全 20 枚

配管に設置するオリフィスの板厚計算式は、配管規格(ASME B31.3,B31.1,JPI7S-77 など)には見当たらない。計装計器メーカーの標準に委ねられているのが実状と思われる。しかし制限オリフィス類は配管側で手配することが多いので、標準的な計算式を用意しておくのがよいと思われる。

一般的にオリフィスは、前後の差圧を受ける円板であるから、便覧類の公式を運用すればいいが、差圧をどうセットするかという問題もある。また多孔オリフィスでは孔廻りの強度をどうみるかといった問題もある。ここでは、配管でよく使われている単孔オリフィスと多孔オリフィスについて、計算式(案)を示し、多少の議論をしてみたい。

1.オリフィスの必要板厚算定式(案)

1.1 単孔オリフィスの場合

(1) 一様肉厚の単孔オリフィスの必要板厚(t_r)は、次式によって算定する(*1)。

$$(d/G) \geq 0.168 \text{ のとき} : t_r = f_s \{ \beta_{14}' \Delta P / (\sigma_a - P_i + \alpha P_o) \}^{0.5} (G/2) \quad \text{-----(1a)}$$

$$(d/G) < 0.168 \text{ のとき} : t_r = f_s \{ \beta_{14} \Delta P / (\sigma_a - P_o + \nu P_o) \}^{0.5} (G/2) \quad \text{-----(1b)}$$

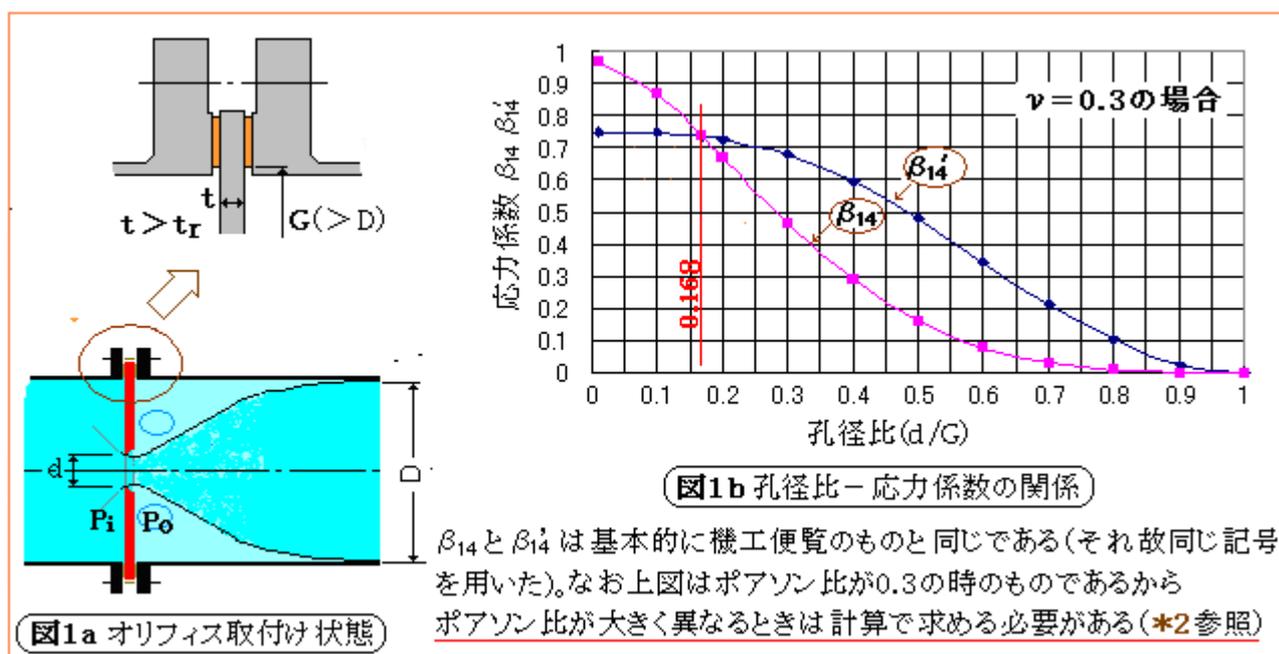
ここで t_r =必要肉厚(mm)、 f_s =安全係数(少なくとも衝撃無しの場合 1.0、衝撃有りの場合 1.1)

β_{14} 、 β_{14}' =応力係数(図 1b による)、 ΔP =オリフィス板の前後差圧(Pa)[次々項(3)による]

P_i =1次側静圧(Pa)、 P_o =オリフィス背面静圧(Pa)($= P_i - \Delta P$)、 ν =ポアソン比(通常 0.3)、

α =係数($= [2 / (1 + \nu) + (G/d)^2 (1 - \nu)]$)、 σ_a =許容応力(Pa)(JIS B8265 附属書 B)、

G =ガスケット内径(mm)(リングガスケットのときはリング中心径)、 d =孔径(mm)、



(2) 低強度/高圧などの理由から口径の割りに肉厚が厚くなるような場合は、下記のせん断ベースの式を用いて前項で求めた必要肉厚(t_r)の可否を確認する。もし不可なら下記の t_r に変える。

$$t_r = \text{Max.}[t_{r1}, t_{r2}]$$

$$\text{但し } t_{r1} = f_s \{ \Delta P^2 / (0.64 \sigma_a^2 - D_{p1}^2) \}^{0.5} \{ (G^2 - d^2) / (2G) \} \quad \text{-----(2a)}$$

$$t_{r2} = f_s \{ \Delta P^2 / \{ 4(0.8 \sigma_a - D_{p2})^2 - D_{p1}^2 \} \}^{0.5} \{ (G^2 - d^2) / (2G) \} \quad \text{-----(2b)}$$

$$D_{p1} = 0.5(P_i + P_o) - \alpha P_o, \quad D_{p2} = 0.25(P_i + P_o) + 0.5(1 - 2\nu) \alpha P_o$$

$f_s, \sigma_a, \Delta P, P_i, P_o, G, d, \alpha, \nu$ の定義は、(1a)(1b)式に同じ。

(3) 単孔オリフィス板の前後差圧 ΔP は次式から算定する。但し非圧縮性流体に限る。

$$\Delta P = f_p (1/m^2) \{ (1 - m^2) / C_D^2 \} \times [0.5 \rho U_1^2] \quad \text{-----(3)}$$

$$C_D = 0.5959 + 0.0312 \beta^{2.1} - 0.1840 \beta^8 + 0.0029 \beta^{2.5} (10^6 / R_{eD})^{0.75}$$

ここで ΔP =前後差圧(Pa)、 f_p =差圧補正係数($m > 0.16$ の時 1.0、 $m \leq 0.16$ の時 1.1)

m =孔面積比(-) [= $(d/D)^2$]、 C_D =排出係数(-)、 β =孔径比(-) [= d/D]

d =孔径(m)、 D =管内径(m)、 A =管断面積(m^2) [= $\pi D^2/4$]

U_1 =オリフィス1次側の管内平均流速(m/s) [= Q/A]、 Q =最大通過流量(m^3/s)

ρ =流体密度(kg/m^3)、 ν_f =流体の動粘度(m^2/s)、 R_{eD} =管レイノルズ数(-) (= $U_1 D / \nu_f$)、

圧縮性流れについては、[FE-23-TM-011 気体用オリフィスのサイジング方法]を参照のこと。

1.2 多孔オリフィスの場合

(1) 一様肉厚の多孔オリフィスの必要板厚(t_r)は、次式によって算定するものとする。

$$t_r = f_s \{ 0.75(1 - m^*) \Delta P / (\sigma_a - \Delta P) \}^{0.5} (p/h)^{0.5} R \quad \text{-----(4)}$$

ここで t_r =必要肉厚(mm) (*1)、 f_s =安全係数(少なくとも衝撃無しの場合 1.0、衝撃有りの場合 1.1)

m^* =全体有効開口面積比 [= $nd^2/(4R^2)$]、 n =孔数、 d =孔径(mm)、

R =等価中実板外径(mm) (= $G/4 + r_o/2$)、 ΔP =オリフィス板前後差圧(Pa)(次々項(3)参照)、

σ_a =許容応力(Pa)(JIS B8265 附属書 B)、 p =最も外周側にある孔並びの最小孔ピッチ(mm)、

h =最も外周側にある孔並びの最小リガメント幅(mm)(テーパ孔のときは適宜調整する)、

G =ガスケット内径(mm)(リングガスケットのときリング中心径)、

r_o =オリフィス中心から最も外側にある孔中心までの距離(mm)、

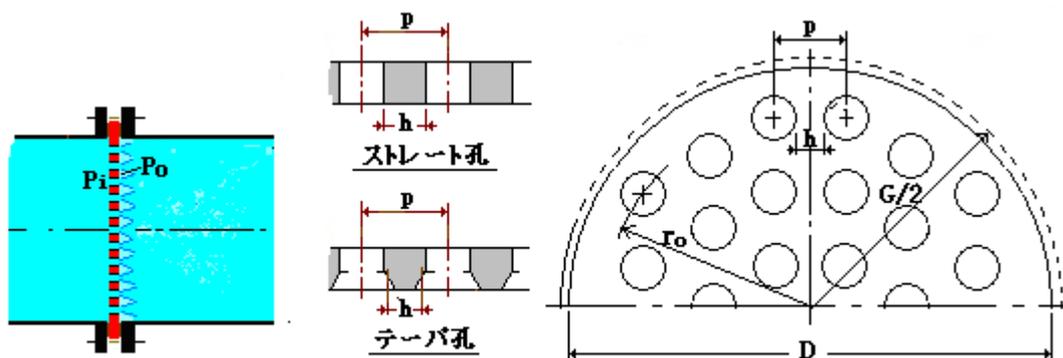


図1c 多孔板構造

(2) 低強度/高圧などの理由から孔径の割りに肉厚が厚くなる場合などは、下記のせん断ベースの式を用いて前項で求めた必要肉厚(t_r)の可否を確認する。もし不可なら下記の t_r に変える。

$$t_r = f_s \{ (1 - m^*) \Delta P / (0.64 \sigma_a^2 - 0.25 \Delta P^2) \}^{0.5} (p/h) R \quad (\text{外周}) \quad \text{-----(5)}$$

記号定義は(4)式に同じ。

(3) 多孔オリフィス板の前後差圧 ΔP は次式から算定する。但し非圧縮性流れに限る。

$$\Delta P = f_p (1/m^2) [(1-m^2)/C_D^2] \times [0.5 \rho U_1^2] \text{-----(6)}$$

$$C_D = 0.5959 + 0.0312 \beta^{2.1} - 0.1840 \beta^8 + 0.0029 \beta^{2.5} (10^6/R_{eD})^{0.75}$$

ここで ΔP =前後差圧(Pa)、 f_p =差圧補正係数($m > 0.16$ の時 1.0、 $m \leq 0.16$ の時 1.1)

m = 全体開口面積比(= nd^2/D^2)、 n = 孔数、 C_D = 排出係数(-)、 β = 孔径比[= $m^{0.5}$]

d = 孔径(m)、 D = 管内径(m)、 A = 管断面積(m^2) [= $\pi D^2/4$]

U_1 = オリフィス 1 次側の管内平均流速(m/s) [= Q/A]、 Q = 最大全通過流量(m^3/s)

ρ = 流体密度(kg/m^3)、 ν_f = 流体の動粘度(m^2/s)、 R_{eD} = 管レイノルズ数(-) (= $U_1 D / \nu_f$)、

圧縮性流れについては、[FE-23-TM-11 気体用オリフィスのサイジング方法]を参照のこと。

2. 計算式の導入(説明)

2.1 単孔オリフィスの構造強度に関して

(1) 通常、配管オリフィスに作用する荷重の主体は前後差圧であり、通常他の荷重は肉厚決定に関与しないので、差圧によって生じる応力を許容応力以下にコントロールしている。この場合、オリフィスは、周辺が固定されているとして等分布荷重下の外周固定/内周自由円輪板で扱う(*3)。そのときの発生応力は次のようになる。

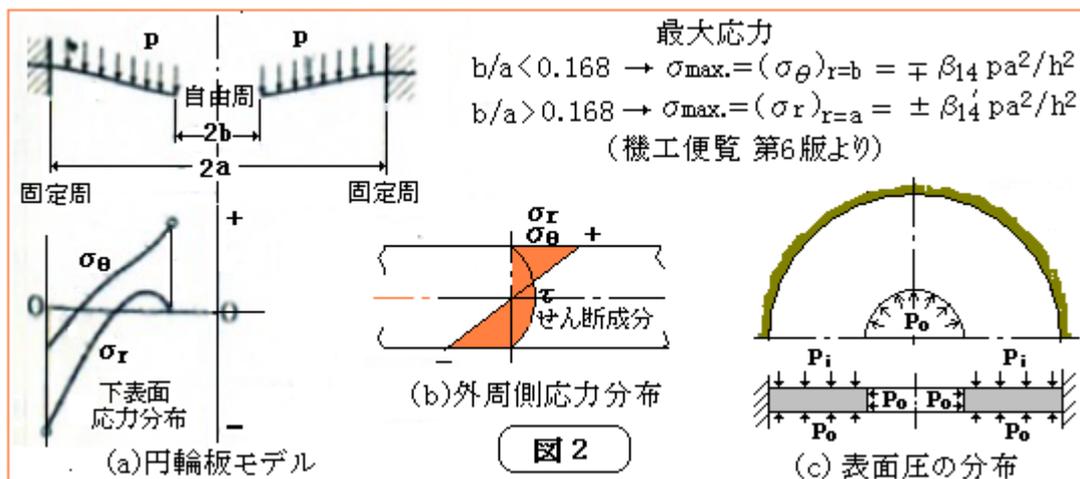
$$\sigma_r = \pm \{3pa^2/(8h^2)\} \{ (3+\nu)(r^2/a^2) + 4(1+\nu)\{A+\ln(a/r)\}(b^2/a^2) - (1-\nu)(2b^2/a^2 + Ba^2/r^2) \}$$

$$\sigma_\theta = \pm \{3pa^2/(8h^2)\} \{ (1+3\nu)(r^2/a^2) + 4(1+\nu)\{A+\ln(a/r)\}(b^2/a^2) + (1-\nu)(2b^2/a^2 + Ba^2/r^2) \}$$

ここで σ_r, σ_θ = 半径方向, 周方向の曲げ応力、 p = 等分布荷重(圧力)、 h = 板厚、

a = 外半径、 b = 内半径、 r = 任意半径、 ν = ポアソン比、 A, B = 定数(*2 参照)

なお、定数 A, B は $[a, b, \nu]$ の関数である。これらの応力式は A, B も含めて煩雑であるが、最大の曲げ応力は図 2(a)に示すように内周ないし外周に生じ、比較的簡単な式で表わされる。応力係数の β_{14} ないし β'_{14} は図 1b から読み取ればよい。



目を引くのは半径比(b/a)によって最大応力の発生位置が変わることで、孔径が小さいときは内周にあるが、孔径が大きくなると外周に移る。

図 2(a)の応力は曲げ応力であるが、そのほか円輪板には図 2(b)(c)のようにせん断応力と表面圧による応力が存在する。表面圧による最大応力は入口圧力- P_i で、総じて軽微であるから無視できる。また、曲げ応力の最大が内周にある時はせん断応力は零なので曲げ応力だけを考えればよいが、外周

にある時はせん断応力も最大になり図 2(b)のような状態になる。このときの断面の主応力($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$)は表面圧による応力を無視するとき(*4)、

$$\sigma_1 = 0.5 \sigma_r - 0.5 \{\sigma_r^2 + 4 \tau^2\}^{0.5}, \quad \sigma_3 = \sigma_\theta$$

$$\sigma_2 = 0.5 \sigma_r + 0.5 \{\sigma_r^2 + 4 \tau^2\}^{0.5} \rightarrow \text{最大主応力}$$

$$\sigma_r = (\beta_{14}' p a^2 / 6)(y / I), \quad \sigma_\theta = 0.3 \sigma_r, \quad \tau = \{(a^2 - b^2) / (2a)\} p (h/4 - y)$$

ここで $I =$ 断面 2 次モーメント ($= h^3 / 12$)、 $y =$ 中立軸からの位置 ($0 \sim h/2$)

例えば、($a=100, b=50, h=10, p=1$)について計算すると、最大主応力 σ_2 は次のようになる。

位置 y	5	4.5	4	3	2	1	0
σ_2	70	63	56	42.5	29.2	16.7	7.1

せん断応力が小さいので $y=5$ (即ち外表面) で最大になる (このとき $\tau=0$)。この傾向は全般的に然り然りであるため、 $a/b > 0.168$ では外表面の半径方向曲げ応力 [$\sigma_r = \beta_{14}' p a^2 / h^2$] が最大主応力に、 $a/b \leq 0.168$ では外表面の周方向曲げ応力 [$\sigma_\theta = \beta_{14} p a^2 / h^2$] が最大主応力になる。これらの式を変形すると $h = [\beta_{14}' p / \sigma_r]^{0.5} a$ または肉厚 $h = [\beta_{14} p / \sigma_\theta]^{0.5} a$ が得られる。

ここで発生応力 σ_r, σ_θ は規格で与えられる許容応力 σ_a まで可能、また板に作用する等分布荷重 p はオリフィス前後差圧 ΔP と同じで、外半径 a はガスケット内半径 $G/2 (\geq D/2)$ に相応する。故に h を必要肉厚 t_r に置き換え、安全率 f_s を見込むと、

$$t_r = f_s [\beta_{14}' (\Delta P / \sigma_a)]^{0.5} (G/2) \quad \text{ないし} \quad t_r = f_s [\beta_{14} (\Delta P / \sigma_a)]^{0.5} (G/2) \quad \text{----- (a)(b)}$$

応力係数 β_{14}', β_{14} は、横軸 $b/a \rightarrow d/G$ として 図 1b から読み取る。

なお、断面中央にはせん断応力 τ が存在する。その平均応力(膜応力成分)は、

$$\tau = V/A = \pi (a^2 - b^2) \Delta P / (2 \pi a h) = (a^2 - b^2) \Delta P / (2 a h) = 0.5 (a/h) (1 - b^2/a^2) \Delta P$$

この平均せん断応力 τ と曲げ応力 σ_r を比較すると、孔径が小さい間は余ほど肉厚が厚くならない限りせん断応力が曲げ応力を上回ることはないが、孔径が大きくなると比較的薄肉でも応力比 (τ / σ_r) が増加する傾向がある(*5)。しかしこの場合でも、孔径が大きくなるにつれて圧損 ΔP が減少して内径に対して必要肉厚がダウンするため、余程のケースでしか、せん断応力 $>$ 曲げ応力は成立しない。

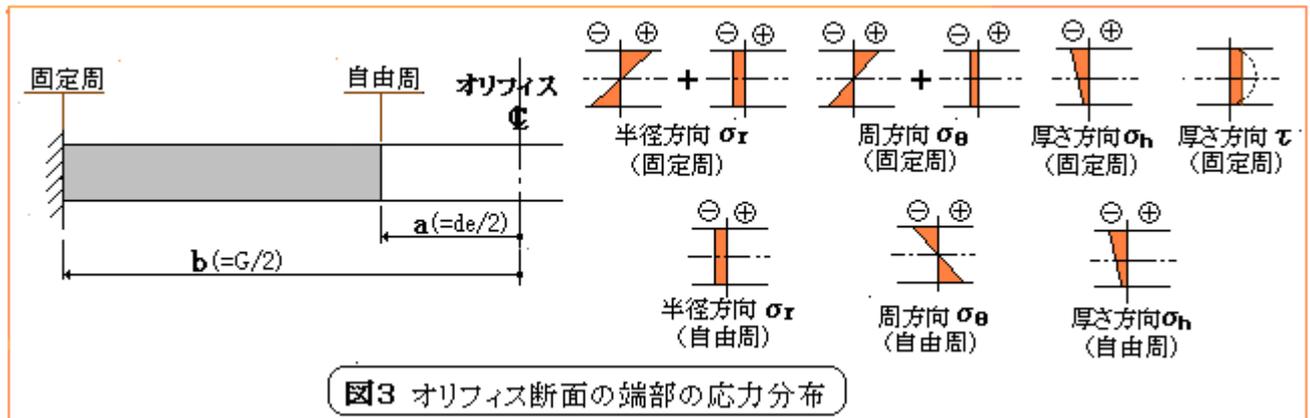
(ただ高温高压で材料強度が低い場合など多少の不安が残るので次項の検討ではこれを考慮しておく。)

(2) 以上では図 2(c)のようにオリフィス板厚方向に作用する圧力 ($-P_i \sim -P_o$) 及びオリフィス孔の内表面に作用する圧力 ($-P_o$) を無視している。これらは軽微ながら次のような応力(圧縮応力)を派生する。

$$\text{厚さ方向応力 } \sigma_h, \text{ 半径方向応力 } \sigma_r, \text{ 周方向応力 } \sigma_\theta$$

低圧では通常、曲げ応力に比べて小さいので、これら無視しても影響は少ないが、例えば差圧が 50ata 辺りを越えるとか、高温などで許容応力が下がるとかいうときに影響が大きくなる。そこでオリフィスの厚さ方向に作用するせん断応力の影響を含めて、やや厳密にオリフィスの応力を検討してみたい。

オリフィス板断面の応力分布をしめすと下図のようになる。



前項(1)では、板表面に曲げの最大があり、せん断応力との干渉を考えずに曲げ応力だけで最大主応力を得ることができた。しかし前述のように特例的にせん断応力の影響が大きくなることもあるので、次の2つのケースについて検討する。

ケース A) 板表面の曲げ成分の最大値に支配されるケース(曲げ応力ベース)

ケース B) 板断面の平均応力(膜応力)に支配されるケース(平均応力ベース)

ケース B では曲げ成分の平均応力は零なので、せん断成分の平均応力と表面圧による平均応力のみが対象になる。なおここでは主応力説より確度の高い**最大せん断応力説**に基づき検討する(*6)。

まず、**ケース A**において **$(b/a) \geq 0.168$** の場合。 $r=a$ における応力成分は次のようになる。

$$\sigma_r = \pm \beta_{14}' pa^2/t^2 - \alpha P_0, \quad \sigma_\theta = \pm \beta_{14} pa^2/t^2 - \nu \alpha P_0, \quad \sigma_h = -P_i,$$

$\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_h$ は、主応力 $\sigma_1, \sigma_3, \sigma_2$ に該当する。 α は固定周の表面圧に対する応力係数である(*7)。

$$\sigma_1 = \pm \beta_{14}' pa^2/t^2 - \alpha P_0, \quad \sigma_2 = -P_i, \quad \sigma_3 = \pm \beta_{14} pa^2/t^2 - \nu \alpha P_0,$$

σ_1, σ_3 右辺第1項は板の上面(1次側)で+(引張)、下面で-(圧縮)である。主応力差(絶対値)は板の上面(1次側前面)で最大になるので、上面のみを考えると、

$$S_1 = |\sigma_1 - \sigma_2| = \beta_{14}' pa^2/t^2 - \alpha P_0 + P_i$$

$$S_2 = |\sigma_3 - \sigma_2| = \beta_{14} pa^2/t^2 - \alpha P_0 + P_i$$

$$S_3 = |\sigma_1 - \sigma_3| = |(\beta_{14}' - \beta_{14}) pa^2/t^2 - (1 - \nu) \alpha P_0|$$

ここで $\beta_{14}' > \beta_{14}$ からして $S_1 > S_2$ 、また $\beta_{14}' > (\beta_{14}' - \beta_{14})$ からして $S_1 > S_3$ なので、最大応力差は、

$$S_1 = |\sigma_1 - \sigma_2| = \beta_{14}' pa^2/t^2 - \alpha P_0 + P_i$$

故に最大せん断応力強さ S_{max} は、 $p = \angle P$ として、

$$S_{max} = \beta_{14}' \angle P (a^2/t^2) + (P_i - \alpha P_0) \quad \text{-----}(c)$$

次に、**ケース A**において **$(b/a) < 0.168$** の場合。 $r=b$ における応力成分は次のようになる。

$$\sigma_r = -P_0, \quad \sigma_\theta = \mp \beta_{14} pa^2/t^2 - \nu P_0, \quad \sigma_h = -P_i \text{ (上面)}, -P_0 \text{ (下面)}$$

σ_r の曲げ成分は零である[図2(a)参照]。ここで $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_h$ は、主応力 $\sigma_1, \sigma_3, \sigma_2$ に該当する。

$$\sigma_1 = -P_0, \quad \sigma_2 = -P_i \text{ (上面)}, -P_0 \text{ (下面)}, \quad \sigma_3 = \mp \beta_{14} pa^2/t^2 - \nu P_0 \text{ (上面-、下面+)}$$

主応力差は、

$$S_1 = |\sigma_1 - \sigma_2| = P_i - P_0 \quad \text{or} \quad 0$$

$$S_2 = |\sigma_3 - \sigma_2| = \beta_{14} pa^2/t^2 + \nu P_0 - P_i \quad \text{or} \quad \beta_{14} pa^2/t^2 + (1 - \nu) P_0$$

$$S_3 = |\sigma_1 - \sigma_3| = \beta_{14} pa^2/t^2 + \nu P_0 - P_0 \quad \text{or} \quad \beta_{14} pa^2/t^2 + (1 - \nu) P_0$$

これらを比較して、

$$S_{\max} = \beta_{14} \Delta P (a^2/t^2) + (1 - \nu) P_0 \quad \text{----- (d)}$$

次にケース B を考える。この場合、常に最大応力は固定周 ($r=a$) に生じる。応力成分は次の通り。

$$\begin{aligned} \tau &= \pi (a^2 - b^2) \Delta P / (2 \pi a t) = \{(a^2 - b^2) / (2 a t)\} \Delta P \\ \sigma_r &= -\alpha P_0, \quad \sigma_\theta = -\nu \alpha P_0, \quad \sigma_h = -(P_i + P_0) / 2 \end{aligned}$$

主応力 ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) は、次のようになる。

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= 0.5(\sigma_r + \sigma_h) + 0.5\{(\sigma_r - \sigma_h)^2 + 4\tau^2\}^{0.5} \\ \sigma_2 &= 0.5(\sigma_r + \sigma_h) - 0.5\{(\sigma_r - \sigma_h)^2 + 4\tau^2\}^{0.5}, \quad \sigma_3 = \sigma_\theta \end{aligned}$$

主応力差 (S_1, S_2, S_3) は次のようになる。

$$\begin{aligned} S_1 &= |\sigma_1 - \sigma_2| = \{(\sigma_r - \sigma_h)^2 + 4\tau^2\}^{0.5} \\ S_2 &= |\sigma_1 - \sigma_3| = |0.5\{(\sigma_r + \sigma_h) - 2\sigma_\theta\} + 0.5\{(\sigma_r - \sigma_h)^2 + 4\tau^2\}^{0.5}| \\ S_3 &= |\sigma_2 - \sigma_3| = |0.5\{(\sigma_r + \sigma_h) - 2\sigma_\theta\} - 0.5\{(\sigma_r - \sigma_h)^2 + 4\tau^2\}^{0.5}| \end{aligned}$$

この場合 $0.5\{(\sigma_r + \sigma_h) - 2\sigma_\theta\} < 0$ なので、 $S_3 > S_2$ になる。 S_1 と S_3 については、その大小は $(b/a), (P_0/P_i)$ によって変化し判別が難しい。故に

$$S_{\max} = \text{Max.}[S_1, S_3] \quad \text{----- (e)}$$

$$\begin{aligned} S_1 &= \{0.5(P_i + P_0) - \alpha P_0\}^2 + \{(a^2 - b^2) / (a t)\}^2 \Delta P^2 \}^{0.5} \\ S_3 &= \{0.25(P_i + P_0) + 0.5(1 - 2\nu)\alpha P_0\} + 0.5\{0.5(P_i + P_0) - \alpha P_0\}^2 + \{(a^2 - b^2) / (a t)\}^2 \Delta P^2 \}^{0.5} \end{aligned}$$

ややこしいので $D_{p1} = 0.5(P_i + P_0) - \alpha P_0$ 、 $D_{p2} = 0.25(P_i + P_0) + 0.5(1 - 2\nu)\alpha P_0$ とおくと、

$$S_1 = [D_{p1}^2 + \{(a^2 - b^2) / (a t)\}^2 \Delta P^2]^{0.5} \quad \text{----- (e1)}$$

$$S_3 = D_{p2} + 0.5[D_{p1}^2 + \{(a^2 - b^2) / (a t)\}^2 \Delta P^2]^{0.5} \quad \text{----- (e2)}$$

傾向としては、 (b/a) 即ち孔径が大きくなると S_1 が小さくなり、 S_3 の方が大きくなる。

以上の(c)(d)(e1)(e2)式を変形して必要肉厚 (t_r) を求めると以下のようなになる。但し $t = t_r$ 、 $a = G/2$ 、 $b = d/2$ とし安全率 f_s を設ける。またケース A の場合 $S_{\max} = 1.0 \sigma_a$ 、ケース B の場合 $S_{\max} = 0.8 \sigma_a$ とする(*8)。

ケース A の場合、

$$(d_0/G) \geq 0.168 \text{ のとき: } t_r = f_s \{ \beta_{14}' \Delta P / (\sigma_a - P_i + \alpha P_0) \}^{0.5} (G/2) \quad \text{----- (f1)}$$

$$(d_0/G) < 0.168 \text{ のとき: } t_r = f_s \{ \beta_{14} \Delta P / (\sigma_a - P_0 + \nu P_0) \}^{0.5} (G/2) \quad \text{----- (f2)}$$

ケース B の場合、

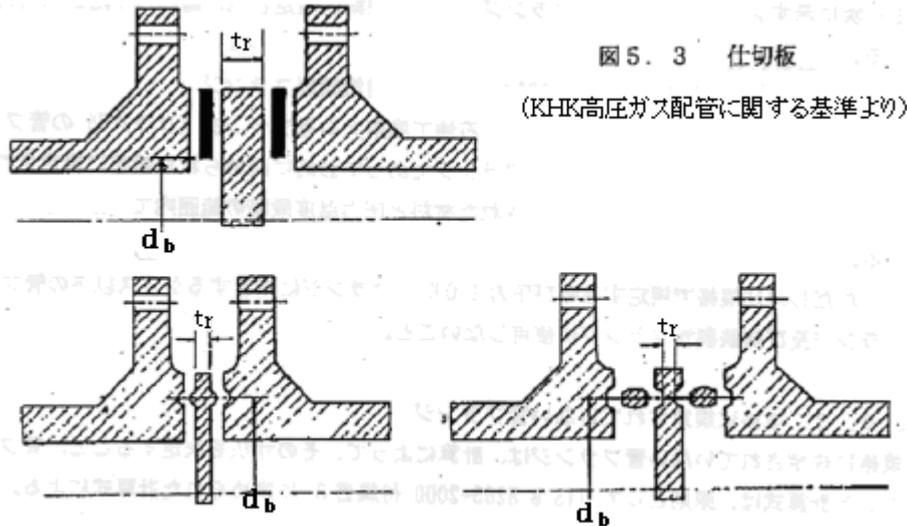
$$t_r = \text{Max.}[t_{r1}, t_{r2}] \quad \text{但し } t_{r1} = f_s \{ \Delta P^2 / (0.64 \sigma_a^2 - D_{p1}^2) \}^{0.5} \{ (G^2 - d^2) / (2G) \} \quad \text{----- (g1)}$$

$$t_{r2} = f_s [\Delta P^2 / \{ 4(0.8 \sigma_a - D_{p2})^2 - D_{p1}^2 \}]^{0.5} \{ (G^2 - d^2) / (2G) \} \quad \text{----- (g2)}$$

- (3) ここで(b)(c)式の安全係数 f_s について考えてみる。右辺√内の ΔP_0 は最大流量時のオリフィス前後差圧とする。この差圧は静的なものなので動的なものを別途考える必要がある。動的な圧力差として最も大きいのは水撃(過渡衝撃)である。これについては、2.3の(5)で議論するが、おそらく $\Delta P^* = 1.75 \Delta P$ 程度 ($\rightarrow \Delta P^* / \Delta P = 1.75$) が妥当な所ではないかと思える。なお、水撃荷重は短期であるから、その時の許容応力 σ_a^* は $1.5 \sigma_a$ である。肉厚式の右辺の $(\beta_{14}' \Delta P_0 / \sigma_a)^{0.5}$ の ΔP_0 と σ_a を ΔP_0^* と σ_a^* に置き換えて、その変化量を√外にだすと、 f_s 成分としては $(1.75/1.5)^{0.5} \rightarrow 1.1$ になる。

その他、パラメータとしての不確定なものは $(G/2)$ である。配管規格では、仕切板すなわち孔無しオリフィスの肉厚計算式で、円板外径として下図の d_b (G に該当) を採っているの、ここでもこれに

従うものとするが、果たしてこの部分で、構造的に完全拘束になるかどうか不安は残る。



他のパラメータ ($\angle P_0, \beta_{14}, \beta_{14}', d$ など) でも、不確定要素はどうしても残る。しかし許容応力 σ_a には補足説明(*8)で議論したような裕度が含まれるとみていい。そこで通常運転については、特に安全率は付与する必要はないと思う。故に

衝撃荷重のない通常運転 $\rightarrow f_s=1.0$ 、 衝撃荷重のある過渡運転 $\rightarrow f_s=1.1$

が基準になるのではないかと思う。パラメータに不安があるときはこれ以上の値に設定する。

2.2 多孔オリフィスの構造強度に関して

(1) 単孔オリフィスの場合は、等分布荷重作用下の外周固定/内周自由円輪板の解で、内圧1次応力をやや精度よく見積もることができたが、多孔板の場合、特に孔径の大きく孔数の少ない多孔板の場合は、便覧/テキスト類の既存の解を利用することが難しく FEM 解析にならざるを得ない。ただ、孔径が小さく孔数の多い多孔板の場合、例えば JISB8266 附属書 8 の「5.リガメントの応力解析方法」の考えが流用できる。

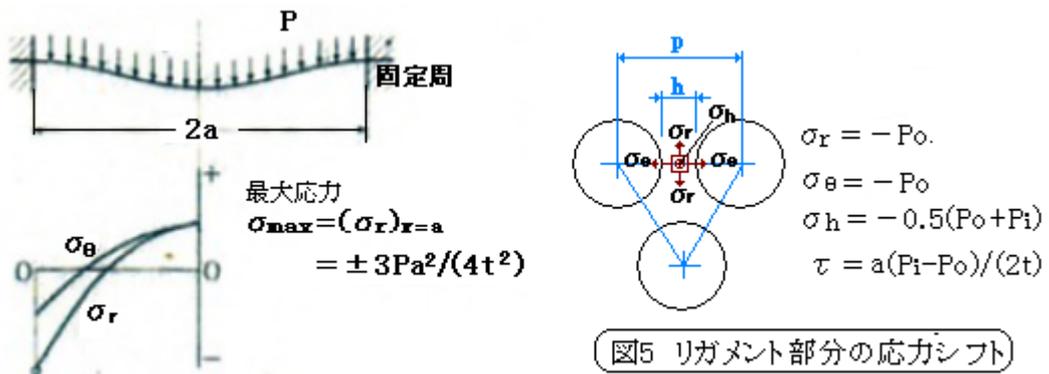


図4 周辺固定円板モデル

図5 リガメント部分の応力シフト

JIS 附属書 8 の 5.では下記の条件を付して多孔平板を中実等価板(孔無し円板)として扱っている。

孔配列 \rightarrow 正3角形、孔形 \rightarrow 円形、孔数 \rightarrow 19以上、リガメント効率 $\rightarrow \eta = h/p > 0.05$

このほか板厚 $> 2p$ 以上となっているが、これは圧力荷重のように面内に作用する荷重には適用しなくてもいいので無視できる。装置配管で使用される多孔オリフィスは、場合によって正3角形配列が

キープできないとか、19以上の孔数が保てないとか逸脱がおきる。上記の原則を厳密に守るよりも多少の逸脱を認めて安全側に運用すれば強度は保持できるので、ここでは上記の条件に厳密に従う必要はないと思われる。

さて多孔オリフィスを等価中実板(孔無し円板)で扱う場合、構造的には

①等分布荷重作用下の外周固定円板 or ②等分布荷重作用下の外周固定/内周自由円輪板になる。②は円板の中心に孔がある場合でこれは単孔オリフィスと全く同じである。前述のように $(b/a) < 0.168$ の小さい孔では、孔廻りの周方向応力 σ_θ が、周辺固定部分に生じる半径方向応力 σ_r を越え、肉厚 t を左右することになる。ただ、この極めてローカルな応力を以って肉厚を決めることにはもともと疑問がある。固定周の応力 σ_r と自由周の応力には、**図 2** をみればわかるようにハッキリした相関がある。即ち

$$\begin{aligned}\sigma_\theta / \sigma_r &= -(\beta_{14} p a^2 / h^2) / (\beta_{14}' p a^2 / h^2) = -(\beta_{14} / \beta_{14}') \\ &= -(0.74 \sim 0.97) / (0.74 \sim 0.75) = -(1 \sim 1.29) \quad (\text{但し } h \text{ は肉厚、} p \text{ は差圧})\end{aligned}$$

仮に σ_θ がノーコンで、 σ_r が(降伏応力/1.5)でコントロールされたとしても、 σ_θ は、最大みても $1.29 \times (\text{降伏応力}/1.5) = 0.86 \times \text{降伏応力}$ で弾性範囲にあるから、1次応力としては問題ないレベルである(TS作成者は、 σ_θ は σ_r に比べて2次応力的だと思う)。従って、この議論からすれば、単孔オリフィスの肉厚は固定周の σ_r だけで決めてもよいと思われる。しかし、あえてこの議論を持ち出さなかったのは、単孔の場合、流体力が中央の孔に集中して、動的な不安が残るからである。その点、多孔オリフィスは孔が細かく分散するので、 σ_θ は無視しても構わないと思う。

以上より、等価中実円板モデルとしては、①の等分布荷重作用下の外周固定円板を考える。この場合、半径方向及び周方向の応力は次のようになる⁽¹⁾。

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \pm \{3Pa^2/(8t^2)\} \{(1 + \nu^*) - (3 + \nu^*)(r^2/a^2)\} \\ \sigma_\theta &= \pm \{3Pa^2/(8t^2)\} \{(1 + \nu^*) - (1 + 3\nu^*)(r^2/a^2)\}\end{aligned}$$

ここで、 P = モデル上のオリフィス前後差圧[後述(3)項参照]、 ν^* = 修正ポアソン比(*9)

応力分布は**図 4** のようになりどの位置 r でも半径方向の $|\sigma_r|$ の方が大きくなっている(σ_r 支配)。最大の応力は外周の固定周に生じ $\sigma_r = \pm (3/4)(Pa^2/t^2)$ となる。前にも述べたように、これはせん断応力 τ とコンバインすることはないので、これらは別個に考えればよいと思う。

なお、実際の多孔オリフィスには、孔が散在している。周廻りの孔列を考えるとピッチ p に対し実際の断面はリガメント幅 h しかないので、公称応力 σ_r にかかる応力集中係数は (p/h) ということになる(但し溶接部のミクロな応力集中とは異なる、念為)。すなわち、

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \pm (p/h) \{3Pa^2/(8t^2)\} \{(1 + \nu^*) - (3 + \nu^*)(r^2/a^2)\} \\ \sigma_\theta &= \pm (p/h) \{3Pa^2/(8t^2)\} \{(1 + \nu^*) - (1 + 3\nu^*)(r^2/a^2)\}\end{aligned}$$

ただ円板全域にわたって σ_r が集中係数 (p/h) がかかる訳ではなく半径方向の孔間のリガメントには応力集中が少ない。しかしこれを区分的に扱うのは大変なので、JISB8265 附属書 8 でも円板全域に上記の式を適用している。従って最大の応力は、

$$\sigma_r = \pm (3/4)(p/h)(Pa^2/t^2) \quad (r=a \text{ にて}) \text{-----}(h)$$

なお、前述の単孔オリフィスの場合と同じく断面中央にはせん断応力が存在するが、前 2.1 の(1)でも述べたようにせん断応力が支配的になることは殆どない。しかし例外的なケースも考えられるのでオリフィス表面及びオリフィス内表面に作用する圧力の影響とあわせて、次項で検討してみる。

- (2) 以上の検討では、オリフィス板厚方向に作用する圧力($-P_i \sim -P_o$)及びオリフィス孔の内表面に作用する圧力($-P_o$)を無視している。これらの表面圧は、軽微ながら、厚さ方向応力 σ_h 、半径方向応力 σ_r 、周方向応力 σ_θ を派生する。単孔オリフィスの場合と同じように通常の低圧では、これらの応力は曲げ応力に比べて小さいため無視しても実害はないが、例えばかなり高圧になって差圧が 50ata を上回ってきたり、高温によって材料強度が低下してくるとそれなりに影響がでてくる。

多孔オリフィスのリガメント部分におけるこれら表面圧に由る付加応力の状態を図 5 に示す。実際これに近い状態が固定周 $r=a$ の位置にも存在すると仮定して、単孔オリフィスと同じように次の 2 つのケースを検討してみたい。

- ケース A) 板表面の曲げ応力の最大値に支配されるケース(曲げ応力ベース)
 ケース B) 板断面の平均応力(膜応力)に支配されるケース(平均応力ベース)

まずケース A について。応力的に厳しい 1 次側表面を考える。表面の発生応力は、

$$\sigma_r = (3/4)(p/h)(a^2/t^2)P - P_o, \quad \sigma_\theta = (3\nu/4)(p/h)(a^2/t^2)P - P_o, \quad \sigma_h = -P_i$$

$\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_h$ は、主応力 $\sigma_1, \sigma_3, \sigma_2$ に該当する。

$$\sigma_1 = (3/4)(p/h)(a^2/t^2)P - P_o, \quad \sigma_2 = -P_i, \quad \sigma_3 = (3\nu/4)(p/h)(a^2/t^2)P - P_o$$

主応力差をとると、

$$S_1 = |\sigma_1 - \sigma_2| = (3/4)(p/h)(a^2/t^2)P - P_o + P_i = (3/4)(p/h)(a^2/t^2)P + \Delta P$$

$$S_2 = |\sigma_3 - \sigma_2| = (3\nu/4)(p/h)(a^2/t^2)P - P_o + P_i = (3\nu/4)(p/h)(a^2/t^2)P + \Delta P$$

$$S_3 = |\sigma_1 - \sigma_3| = (3/4)(1 - \nu)(p/h)(a^2/t^2)P$$

明らかに、 S_1 が最大になるので、

$$S_{\max} = (3/4)(p/h)(a^2/t^2)P + \Delta P \quad \text{-----(i)}$$

次にケース B について。断面の平均応力は、

$$\sigma_r = -P_o, \quad \sigma_\theta = -P_o, \quad \sigma_h = -0.5(P_i + P_o), \quad \tau = (p/h)P \{a/(2t)\}$$

主応力($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$)は、

$$\sigma_1 = 0.5(\sigma_r + \sigma_h) + 0.5\{(\sigma_r - \sigma_h)^2 + 4\tau^2\}^{0.5}$$

$$\sigma_2 = 0.5(\sigma_r + \sigma_h) - 0.5\{(\sigma_r - \sigma_h)^2 + 4\tau^2\}^{0.5}, \quad \sigma_3 = \sigma_\theta$$

主応力差は、次のようになる。

$$S_1 = |\sigma_1 - \sigma_2| = \{(\sigma_r - \sigma_h)^2 + 4\tau^2\}^{0.5},$$

$$S_2 = |\sigma_1 - \sigma_3| = |0.5(\sigma_r + \sigma_h) - \sigma_\theta + 0.5\{(\sigma_r - \sigma_h)^2 + 4\tau^2\}^{0.5}|$$

$$S_3 = |\sigma_2 - \sigma_3| = |0.5(\sigma_r + \sigma_h) - \sigma_\theta - 0.5\{(\sigma_r - \sigma_h)^2 + 4\tau^2\}^{0.5}|$$

なお $0.5(\sigma_r + \sigma_h) - \sigma_\theta < 0$ なので $S_3 > S_2$ である。故に S_3 を考える。ここで、

$$\sigma_r - \sigma_h = -P_o + 0.5(P_i + P_o) = 0.5\Delta P$$

$$0.5(\sigma_r + \sigma_h) - \sigma_\theta = 0.5\{-P_o - 0.5(P_i + P_o)\} + P_o = -0.25\Delta P$$

であるから、

$$S_1 = \{0.25\Delta P^2 + (p/h)^2 (a/t)^2 P^2\}^{0.5}$$

$$S_3 = 0.25 \Delta P + 0.5 \{0.25 \Delta P^2 + (p/h)^2 (a/t)^2 P^2\}^{0.5}$$

S_1 の方が大きいので、

$$S_{\max} = \{0.25 \Delta P^2 + (p/h)^2 (a/t)^2 P^2\}^{0.5} \quad \text{-----}(j)$$

以上の(i)(j)式を変形して肉厚(t)を求めると次のようになる。なお S_{\max} の上限は単孔オリフィスの場合と同じようにケース A の場合 $S_{\max} = \sigma_a$ 、ケース B の場合 $S_{\max} = 0.8 \sigma_a$ とする。

$$\text{ケース A の場合) } t = \{0.75 P / (\sigma_a - \Delta P)\}^{0.5} (p/h)^{0.5} a \quad \text{-----}(k)$$

$$\text{ケース B の場合) } t = \{P / (0.64 \sigma_a^2 - 0.25 \Delta P^2)\}^{0.5} (p/h) a \quad \text{-----}(l)$$

(3) さて、(k)(l)式を設計公式に仕上げるには、差圧 P、外半径 a を実際に合わせ定義する必要がある。

まず差圧 P について。多孔オリフィスでは孔部分には圧力が作用せずリガメント部分のみに圧力が負荷される。従って、図 4 の外周固定円板に作用する差圧 P は、次のようになる。

$$\pi a^2 P = (\pi a^2 - n \pi b^2 / 4) \Delta P \rightarrow P = \{1 - nd^2 / (4R^2)\} \Delta P \rightarrow P = (1 - m^*) \Delta P \quad \text{-----}(m)$$

ここで d=孔径、n=孔数、 ΔP =オリフィス前後差圧、 m^* =有効開口面積比 [= $nd^2 / (4R^2)$]

差圧 P は各孔の間隔が一率になっていけば均一である。しかし円板の場合、孔間隔を一定に保つのは難しく、孔配置によっては孔通過流量にバラツキがあって差圧がやや不均一になるかも知れない。

次に円板の外半径 a について。単孔オリフィスではガスケット内径(ないしリング中心径)G を固定周として採用したが、応力集中が起きる周廻り孔列の半径 r_o は G/2 の内側にある。JIS 附属書 8 では r_o よりやや大きい $R^* [= r_o + (p-h)/4]$ を円板外径 a、即ち剛部分と柔部分の境界に引きあてていることになるが、その増え方はわずかである。ここではより安全側に G/2 と r_o の中間を採用したい。即ち

$$a = (G/2 + R^*) / 2 = G/4 + r_o/2 = R \quad \text{-----}(n)$$

(f),(g)式を(e)式に代入して整理し、 $t \rightarrow t_r$ に替え、安全率 f_s を考慮すると、

$$\text{ケース A の場合) } t_r = f_s \{0.75 (1 - m^*) \Delta P / (\sigma_a - \Delta P)\}^{0.5} (p/h)^{0.5} R \quad \text{-----}(o)$$

$$\text{ケース B の場合) } t_r = f_s \{(1 - m^*) \Delta P / (0.64 \sigma_a^2 - 0.25 \Delta P^2)\}^{0.5} (p/h) R \quad \text{-----}(p)$$

安全率 f_s については、(n)式採用で安全裕度は単孔オリフィスよりやや上がっていると思われるが、孔の配置など不安も残るので、単孔オリフィスと同じように少なくとも衝撃荷重がない時は 1.0、衝撃荷重がある時は 1.1 をもって一応の目安にする。

2.3 差圧計算について⁽⁶⁾⁽⁷⁾

(1) オリフィス板厚はオリフィスの前後差圧 ΔP にほぼ比例する。この場合、オリフィス直前の圧力(1次圧力)は既知であるが、直後の圧力(2次圧力)は不明である。図6に示すように薄肉単孔オリフィスの後流にはコア流れの周辺スペース(噴流外周～管内表面)に流れが淀んで渦状になった部分がある。この部分では流れが剥離し逆流も予想されるが、コア部分に比べ流速が弱く静圧支配になっておりコア流れの静圧分布の影響が考えられる。オリフィスの上流から孔通過直後では、

$$P_1 + 0.5 \rho U_1^2 = P_2 + 0.5 \rho U_2^2 + 0.5 K_{12} \rho U_2^2 \longrightarrow (P_1 - P_2) = \{1 - (U_1/U_2)^2 + K_{12}\} \cdot 0.5 \rho U_2^2$$

なお P = 静圧(P_a)、 U = 流速(m/s)、 K = 圧損係数、 ρ = 密度(kg/m³)、 A = 流れ断面積(m²)

d = 孔径(m)、 D = 管内径(m)、 サフィックス 1,2,3,4 → 流れ中の位置(図参照)

ここで、 $(U_1/U_2) = (A_2/A_1)$ であり、圧損係数 K_{12} は小さいのでこれを無視して

$$P_1 - P_2 = \{1 - (A_2/A_1)^2\} \cdot 0.5 \rho U_2^2 \rightarrow U_2 = [1/\{1 - (A_2/A_1)^2\}^{0.5}] \{2(P_1 - P_2)/\rho\}^{0.5}$$

しかし縮流抵抗を無視しているので、この孔通過流速 U_2 は実際の流速より高くなっている。そこで

排出係数 C_D = 実際流速/理想流速

を用いてこれを補正すると、

$$U_2 = C_D / \{1 - (A_2/A_1)^2\}^{0.5} \{2(P_1 - P_2)/\rho\}^{0.5} = [C_D/\{1 - m^2\}^{0.5}] \{2(P_1 - P_2)/\rho\}^{0.5}$$

$m = (A_2/A_1)$ である。この式を変形して、

$$(P_1 - P_2) = \Delta P = \{(1 - m^2)/C_D^2\} \times [0.5 \rho U_2^2]$$

$U_2 = (A_1/A_2)U_1 = U_1/m$ であるから

$$(P_1 - P_2) = (1/m^2) \{(1 - m^2)/C_D^2\} \times [0.5 \rho U_1^2] \text{ -----(2.3a)}$$

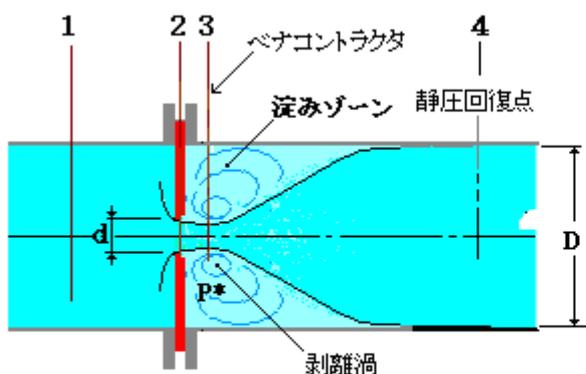


図6. 単孔オリフィスの流況
Benedictテキスト

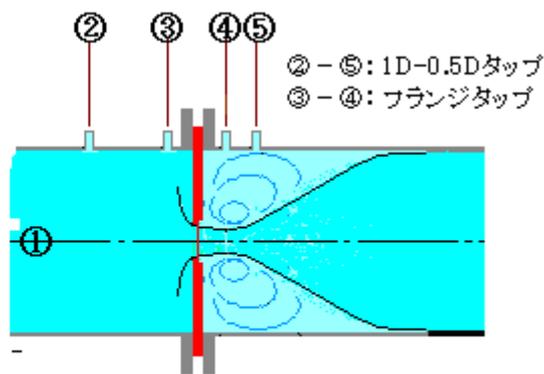


図7. タップの位置
Blevinテキスト

孔通過の後、コア流れは縮流しその後、膨張して静圧回復点に達する。このプロセスは Benedict のテキストによる([FE-23-TM-012 Benedict のオリフィス/ノズル/ベンチュリ圧損計算]参照)。結果を記すと、

$$(P_1 - P_3) = (1/m^2) [(1 - m^2)/C_D^2] \times [0.5 \rho U_1^2] \text{ -----(2.3b)}$$

$$(P_1 - P_4) = (1/m^2) [(1 - m^2)/C_D^2 - 2m/(C_c - m)] \times [0.5 \rho U_1^2] \text{ -----(2.3c)}$$

ここで C_c は縮流係数である。(2.2a)と(2.2b)は全く同じになり、 $P_2 = P_3$ になる。すなわち Benedict テキストでは、コア流れ廻りの淀みゾーンの静圧 P^* を一様と見なし、コア流れの静圧 P_2 、ないし P_3 と等しいと考えていることになる。

(2.3c)と(2.3b)の比をとると、

$$(P_1 - P_4) / (P_1 - P_3) = (1/m^2)[(1 - m^2)/C_D^2 - 2m(1/C_C - m)] / (1/m^2) / [(1 - m^2) / C_D^2]$$

ここで $(P_1 - P_4) = \Delta P_p$ (オリフィスの全静圧損失→配管圧損)とすれば、

$$\Delta P_p / (P_1 - P_3) = 1 - \{2m / (1 - m^2)\} (C_D^2 / C_C) (1 - m C_C) \quad \text{-----(2.3d)}$$

Blevins のテキスト⁽⁷⁾によれば、孔径比 d/D と圧力比 $\Delta P_p / (P_3 - P_4)$ の関係は次の表のようになる。

d/D (= β)	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
$\Delta P / (P_3 - P_4)$	0.93	0.89	0.82	0.74	0.63	0.53	0.38	0.22

図7に示すように $(P_3 - P_4)$ はフランジタップ間の圧力差であって、図6で定義される $(P_1 - P_2)$ とは違っているが、おそらく P_3 と P_1 の差異は小さいので、 $\Delta P_p / (P_3 - P_4) \approx \Delta P_p / (P_1 - P_2)$ とみていいと思われる。そこで、Benedict の式(2.3d)を計算して、上記の Blevins テキストの表と比較してみると下記の表のようになる。なお Blevins テキストの表の背景は不明だが、文脈から $0.59 < C_D < 0.65$ の範囲の高い方の値(0.62~0.65)が設定されているようなので、ここでは排出係数 C_D を 0.65(一定)で計算している。 $C_D = 0.65$ であれば、(2.3d)式からわかるようにこの C_D の範囲で最小の $\Delta P_p / (P_1 - P_3)$ をカウントして、差圧 $(P_1 - P_3)$ として安全側のより大きな値を与えるからである。

< Benedict テキストによる(2.3d)式の計算結果 >

$\beta = d/D$	$m = \beta^2$	縮流係数 C_c	排出係数 C_D	(2.3d)式	Blevins テキスト	誤差
0.2	0.04	0.619	0.65	0.947	0.93	+2%
0.3	0.09	0.624	0.65	0.884	0.89	-0.7%
0.4	0.16	0.630	0.65	0.802	0.82	-2%
0.5	0.25	0.639	0.65	0.704	0.74	-5%
0.6	0.36	0.652	0.65	0.590	0.63	-6%
0.7	0.49	0.677	0.65	0.462	0.53	-13%
0.8	0.64	0.726	0.65	0.325	0.38	-14%
0.9	0.81	0.823	0.65	0.192	0.22	-13%

但し $C_c = 0.61375 + 0.13318m - 0.26095m^2 + 0.51146m^3$
 $C_D = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.1840\beta^8 + 0.0029\beta^{2.5}(10^6/R_{eD})^{0.75}$ (JIS Z8762 フランジタップ)
 where $\beta = d/D$, $m = \beta^2$, $R_{eD} = \text{レイノルズ数 } U_1 D / \nu$ ($\nu = \text{動粘度}$)

結果としてはだいたい漸近している。孔径比 β が小さいとわずかに(2.3d)式の方が大きくなるが、 β が大きくなるにつれ、(2.3d)式の方が小さくなり、多少大きな差圧 $(P_1 - P_3)$ を算出することになる。これは、Blevins の C_D が 0.65 より小さくとられているためかも知れないが、Blevin のテキストの $(P_3 - P_4)$ の方が実際に近い値である所から「孔径が大きくなると孔に近寄る流速の影響が顕著になってオリフィス直前の静圧が低下する傾向」を表わしているのではないかとと思われる。この推測が合っているなら、Benedict ベースの(2.3d)式は、およそ $\beta \geq 0.4$ で、多少安全側の差圧をカウントすることになる。従って、(2.3d)式はオリフィス前後差圧の設計用途の式として悪くない(使える)。ただ、 $\beta < 0.4$ では 多少のマージンを設定する必要がある。

(2) Blevins のテキストの表の $[\Delta P / (P_3 - P_4)]$ はおそらく実際に近い筈であるから、おそらく $C_D < 0.65$

では設計用途に適している(→面倒な C_C や C_D の計算が不要)。しかし、

$$C_D = 0.5959 + 0.0312 \beta^{2.1} - 0.1840 \beta^8 + 0.0029 \beta^{2.5} (10^6 / Re_D)^{0.75}$$

には管のレイノルズ数が Re_D が含まれており、常に $C_D < 0.65$ であるとは、限らない。 β と Re_D を変えて計算した結果を以下に示す。

排出係数 C_D の計算結果

		管のレイノルズ数 Re_D						
		500	1000	5000	10000	50000	100000	1000000
β	0.1	0.599	0.598	0.597	0.596	0.596	0.596	0.596
	0.2	0.612	0.606	0.600	0.599	0.597	0.597	0.597
	0.3	0.641	0.624	0.606	0.603	0.600	0.599	0.599
	0.4	0.688	0.653	0.616	0.610	0.603	0.602	0.601
	0.5	0.756	0.694	0.630	0.619	0.607	0.605	0.603
	0.6	0.845	0.747	0.646	0.629	0.611	0.608	0.604
	0.7	0.956	0.811	0.663	0.638	0.611	0.607	0.601
	0.8	1.081	0.880	0.673	0.637	0.600	0.594	0.586
	0.9	1.208	0.938	0.660	0.612	0.563	0.554	0.544

この表から $Re_D < 7000 \sim 8000$ 位から、 $\beta > 0.4$ で C_D が 0.65 を越えることがわかる。即ち

小さい口径(D)、低い流速(U_1)、高い粘度(ν)、高い絞り比(β)

では C_D がアップして、オリフィス前後差圧が大きくなる。例えば Benedict の(2.2d)式では、

$\beta = 0.7$, $C_D = 0.811$ の場合、

$$\Delta P_p / (P_1 - P_3) = [1 - \{2 \times 0.49 / (1 - 0.49^2)\} (0.811^2 / 0.677) (1 - 0.25 \times 0.677)] = 0.162$$

と、 $C_D = 0.65$ のときの 0.462 の半分以下なので、おそらく Blevins 表の $\Delta P_p / (P_3 - P_4)$ も半減以下にダウンして、前後差圧($P_3 - P_4$)は倍程度になるおそれがある。

多分、 Re_D が低下するのは低流速のときで、もともと配管圧損 ΔP_p は設計値よりかなり下がっているの、実質的にオリフィス板厚が破損することはよもやありえないと思われるが、高粘性流体などの例外的なケースもありうるので、 $C_D > 0.65$ のケースもフォローしておく必要がある。

(3) 以上の議論から、単孔オリフィスでは、(2.3d)式あるいは(2.3b)式を設計用途に使うのがよいと思われる。なぜなら

- これらの式は、 $C_D \leq 0.65$ の範囲で根拠を持つと思われる Blevins のテキストの表の値を適宜、安全側に包括している、また
- これらの式には C_D がパラメータとして含まれており、 $C_D > 0.65$ の範囲でも、安全側にオリフィス前後差圧を見積もることが可能である

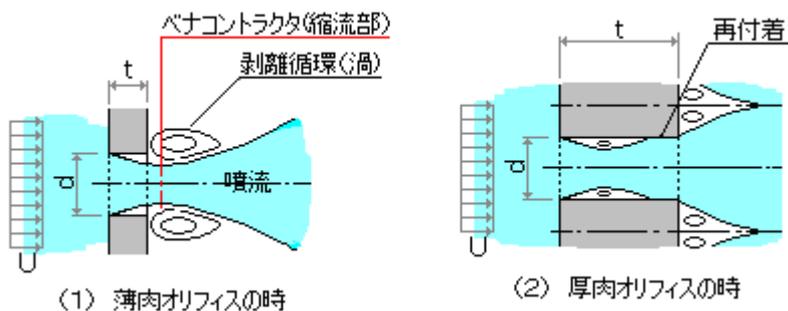
からである。ただし、絞り比 $\beta < 0.4$ で、多少、マージン(裕度)に不安が残るので、1.1 程度の安全率を考慮するようにする。

なお(2.3d)式は、(2.3b)式に比べて煩雑である。通常流量 Q は、与えられているので、流速 $U = Q/A_1$ を計算するとともに排出係数 C_D を求め、

$$(P_1 - P_3) = (1/m^2) [(1 - m^2) / C_D^2] \times [0.5 \rho U_1^2] \rightarrow \text{オリフィス前後差圧 } \Delta P_o$$

を計算すればよい。何らかの事情で配管圧損 ΔP_p しかわからなければ(2.3d)式を使用すればよい。

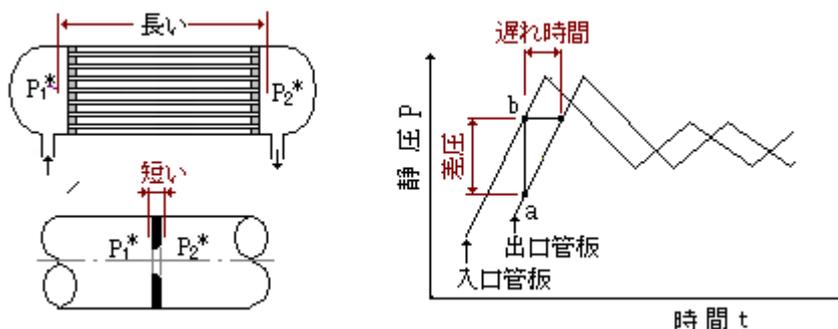
- (4) 以上は単孔オリフィスの場合である。多孔オリフィスの場合は、孔径に対し相対的に板厚が厚くなるため、多少、オリフィス通過流れが違って来る。下図にキリ穴加工のままのオリフィスの流れを示すが、肉厚/孔径比がそれほど大きくない時は左図のように単孔オリフィスの場合のようにベナコントラクタ部分は外にはみ出し、肉厚/孔径比が大きいときは孔出口で再付着が起きる。前者の場合、縮流係数 C_c と排出係数 CD は単孔オリフィスのそれに近いと思われるので、前後差圧は単孔オリフィスのそれで見積りできる。然るに後者は、縮流の後で再付着が起きて単孔オリフィスの前後差圧式が使えないので、新たに前後差圧式を開発する必要がある。おそらく CFD によるシミュレーションか実験を繰り返せば、それは可能だろうが…。ただ、再付着→膨張の行程ではかなり静圧が上がるので、もし単孔オリフィスの差圧式を使うなら実際より大きな差圧を見積もることができ、安全側の設計になる。スタートアップ時にオリフィスにかかる恐れのある衝撃あるいは運転中の水撃などを考えれば、後者の場合も単孔オリフィスの前後差圧式を運用するのが賢明なのかもしれない。



- (5) オリフィスを取り付けたラインで起動時や運転時に水撃現象がおきると、圧力波の伝播に伴って前後差圧の上昇がおきその上昇分が定常差圧に加算される。一体、どの程度の差圧上昇がカウントされる？ 例えば、下図は熱交の例であるが、入口管板と出口管板は距離があるので、圧力波の伝播に遅れがでて下図右のように差圧($P_1^* - P_2^*$)が大きくなる。然るにオリフィスの場合は薄肉の故に、遅れ時間は殆どないとみていい。ただ、圧力波がパルス波に近いと瞬時差圧がでるので、定常差圧の 50% 程度を見ると、衝撃時の前後差圧は次のようになる。

$$\Delta P^* = DLF \cdot 0.5 \Delta P + \Delta P = (0.5 DLF + 1) \Delta P \quad (\Delta P \text{ は通常運転時の前後差圧})$$

動荷重係数 DLF は 1.1~2.0 であるが、通常 1.5 程度になるので、 $\Delta P^* = 1.75 \Delta P$ 程度がカウントできる。この見積りが妥当であるかどうかは解析/実験による。下図の熱交の場合は、時間遅れがあってポンプトリップ時に管板/チューブが破損した例があるが、オリフィスでは水撃による破損は聞かない(?)。



3. 計算例

(1) 200A 熱水配管に設けた SUS 製の単孔オリフィスについて、次の条件下で肉厚を計算する。

1 次側圧力 $P_1=110 \text{ ata}=10.8 \text{ MPa}$ 、

流体温度 $T=200^\circ\text{C}$ 、 最大通過流量 $Q=530 \text{ m}^3/\text{hr}$ 、

流体密度 $\rho=870 \text{ kg/m}^3$ 、 流体動粘度 $\nu_f=1.56 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ 、

管内径 $D=190 \text{ mm}$ 、 ガスケット内径 $G=196 \text{ mm}$ 、 オリフィス孔径 $d=57 \text{ mm}$

許容応力 $\sigma_a=111 \text{ N/mm}^2=111 \text{ MPa}$ 、 ポアソン比 $\nu=0.3$

① まず流速 U_1 を求める。

$$U_1=Q/A=Q/(\pi D^2/4)=(530/3600)/(0.7854 \times 0.19^2)=5.19 \text{ m/s}$$

② 排出係数 C_D を求める。

$$\text{レイノルズ数 } Re_D=U_1 D/\nu=5.19 \times 0.19/(1.56 \times 10^{-7})=6.3 \times 10^6$$

$$\text{孔径比 } \beta=d/D=57/190=0.3、\text{ 開口面積比 } m=\beta^2=0.3^2=0.09$$

$$C_D=0.5959+0.0312 \beta^{2.1}-0.1840 \beta^8+0.0029 \beta^{2.5}(10^6/Re_D)^{0.75}$$

$$=0.5959+0.0312 \times 0.3^{2.1}-0.1840 \times 0.3^8+0.0029 \times 0.3^{2.5}(10^6/6.3 \times 10^6)^{0.75}=\mathbf{0.598}$$

③ 前後差圧 ΔP を求める。なお、 $m < 0.16 \rightarrow f_p=1.1$

$$\Delta P=f_p(1/m^2)[(1-m^2)/C_D^2] \times [0.5 \rho U_1^2]$$

$$=1.1 \times (1/0.09^2)[(1-0.09^2)/0.598^2] \times [0.5 \times 870 \times 5.19^2]=1.1 \times 123.46 \times 2.774 \times 11717.2$$

$$=4.414 \times 10^6 \text{ Pa}=\mathbf{4.414 \text{ MPa}}$$

$$\text{なお、背面静圧 } P_0=P_1-\Delta P=(10.8-4.414) \times 10^6=6.39 \times 10^6 \text{ Pa}=\mathbf{6.39 \text{ MPa}}$$

④ 必要板厚 t_r を求める。

孔径比 $d/G=57/196=0.29(>0.168)$ 、この場合、 $\beta_{14}'=0.69$ になる。また係数 α は

$$\alpha=[2/\{(1+\nu)+(G/d)^2(1-\nu)\}]=2/\{1.3+(1/0.29)^2 \times 0.3\}=0.41$$

また衝撃ありとして $f_s=1.1$ をとると、

$$t_r=f_s\{\beta_{14}' \Delta P/(\sigma_a-P_1+\alpha P_0)\}^{0.5}(G/2)$$

$$=1.1\{0.69 \times 4.414/(111-10.8+0.41 \times 6.39)\}^{0.5}(196/2)=1.1 \times 0.172 \times 98=\mathbf{18.5 \text{ mm}}$$

⑤ 以上は曲げ応力ベース。因みにせん断ベースの場合は、

$$D_{p1}=\{0.5(P_1+P_0)-\alpha P_0\}=0.5 \times (10.8+6.39)-0.41 \times 6.39=5.98 \text{ MPa}$$

$$D_{p2}=0.25(P_1+P_0)+0.5(1-2\nu)\alpha P_0=0.25 \times (10.8+6.39)+0.5 \times 0.4 \times 0.41 \times 6.39=4.82 \text{ MPa}$$

$$t_{r1}=f_s\{\Delta P^2/(0.64 \sigma_a^2-D_{p1}^2)\}^{0.5}\{(G^2-d_e^2)/(2G)\}$$

$$=1.1 \times \{4.414^2/(0.64 \times 111^2-5.98^2)\}^{0.5}\{(196^2-66^2)/(2 \times 196)\}=1.1 \times 0.0498 \times 86.9=\mathbf{4.76 \text{ mm}}$$

$$t_{r2}=f_s\{\Delta P^2/\{4(0.8 \sigma_a-D_{p2})^2-D_{p1}^2\}\}^{0.5}\{(G^2-d_e^2)/(2G)\}$$

$$=1.1 \times \{4.414^2/\{4 \times (0.8 \times 111-4.82)^2-5.98^2\}\}^{0.5}\{(196^2-66^2)/(2 \times 196)\}$$

$$=1.1 \times 0.0263 \times 86.9=\mathbf{2.5 \text{ mm}}$$

⑥ 以上の結果より、必要肉厚は **18mm** 以上とする。

(2) 150A 吐出配管に設けた SUS 製の多孔オリフィスについて、次の条件下で肉厚を計算する。

1 次側圧力 $P_1=60 \text{ ata}=5.88 \text{ MPa}$ 、流体温度 $T=20^\circ\text{C}$ 、

最大流量 $Q=350 \text{ m}^3/\text{hr}$ 、流体密度 $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$ 、流体動粘度 $\nu_f=8.5 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$

管内径 $D=150 \text{ mm}$ 、ガスケット内径 $G=160 \text{ mm}$ 、最外周孔中心までの距離 $r_o=68 \text{ mm}$

孔数 $n=30$ 、孔径 $d=9 \text{ mm}$ (ストレート孔)、最小孔ピッチ $p=22 \text{ mm}$ 、

最小リガメント幅 $h=22-9=13\text{mm}$ 、許容応力 $\sigma_a=129\text{N/mm}^2=129\text{Mpa}$ 、

- ① まず最大流速 U_1 を求める。

$$U_1=Q/A=Q/(\pi D^2/4)=(350/3600)/(0.7854 \times 0.15^2)=\mathbf{5.5 \text{ m/s}}$$

- ② 排出係数 C_D を求める。

$$\text{レイノルズ数 } Re_D=U_1 D/\nu=5.5 \times 0.15/(8.5 \times 10^{-7})=0.97 \times 10^6$$

$$\text{開口面積比 } m=nd^2/D^2=30 \times 9^2/150^2=0.108、\text{孔径比 } \beta=m^{0.5}=0.108^{0.5}=0.329、$$

$$C_D=0.5959+0.0312 \beta^{2.1}-0.1840 \beta^8+0.0029 \beta^{2.5}(10^6/Re_D)^{0.75}$$

$$=0.5959+0.0312 \times 0.329^{2.1}-0.1840 \times 0.329^8+0.0029 \times 0.329^{2.5}(10^6/0.97 \times 10^6)^{0.75}=\mathbf{0.599}$$

- ③ 前後差圧 ΔP を求める。なお、 $m < 0.16 \rightarrow f_p=1.1$

$$\Delta P=f_p(1/m^2)[(1-m^2)/C_D^2] \times [0.5 \rho U_1^2]$$

$$=1.1 \times (1/0.108^2)[(1-0.108^2)/0.599^2] \times [0.5 \times 1000 \times 5.5^2]=1.1 \times 85.73 \times 2.755 \times 15125$$

$$=3.93 \times 10^6 \text{Pa}=\mathbf{3.93 \text{MPa}}$$

$$\text{なお、背面静圧 } P_o=P_i-\Delta P=(5.88-3.93) \times 10^6=1.95 \times 10^6 \text{Pa}=\mathbf{1.95 \text{MPa}}$$

- ④ 必要板厚 t_r を求める。

$$R=G/4+r_o/2=160/4+68/2=74\text{mm}、\text{故に } m^*=nd^2/(4R^2)=30 \times 9^2/(4 \times 74^2)=0.11$$

$$t_r=f_s\{0.75(1-m^*)\Delta P/(\sigma_a-\Delta P)\}^{0.5}(p/h)^{0.5}R$$

$$=1.1 \times \{0.75 \times (1-0.11) \times 3.93/(129-3.93)\}^{0.5} \times (22/13)^{0.5} \times 74=1.1 \times 0.1448 \times 1.3 \times 74=\mathbf{15.3 \text{mm}}$$

- ⑤ 以上は曲げ応力ベース。因みにせん断ベースの場合は、

$$t_r=f_s\{(1-m^*)\Delta P/(0.64 \sigma_a^2-0.25 \Delta P^2)\}^{0.5}(p/h)R$$

$$=1.1 \times \{(1-0.11) \times 3.93/(0.64 \times 129^2-0.25 \times 3.93^2)\}^{0.5} \times (22/13) \times 74$$

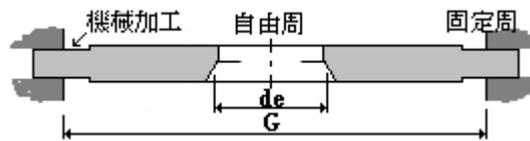
$$=1.1 \times 0.0339 \times 1.692 \times 74=\mathbf{4.7 \text{mm}}$$

- ⑥ 以上の結果より、必要肉厚は $\mathbf{15.3 \text{mm}}$ 以上とする。

＜ 補 足 説 明 ＞

- (*1) 必要肉厚は強度上必要な肉厚。加工代を除いた製作寸法(仕上がり寸法)から、流体等による腐食/減耗分を差し引いた肉厚は必ず必要肉厚以上でなければならない(通念通り)。ここでは図 1a に示すような一様肉厚/一様腐食減耗のオリフィス板を想定している。式は機工便覧などで周知の板曲げ応力式を多少加工したもの。最大の曲げ応力は外周の固定端ないし内周の自由端に生じ、孔径比(d/G)が 0.168 によっていずれの端になるか別れる。 (d/G) が 0.168 を越えるとき(即ち孔径大のとき)には最大応力は外周にでるので外周で必要肉厚をカウントしている。一方、 (d/G) が 0.168 を越えないとき(即ち孔径小のとき)には最大応力は内周にでるので内周で必要肉厚をカウントしている。

オリフィス板が一様肉厚ではなく、例えば下図のような形状の場合には孔径比によらず、外周については(1a)式で、内周については(1b)式で必要肉厚を計算すればよい。



なお上図は外周縁を除きオリフィス肉厚が厚くなっているが、これは外周の必要肉厚計算には何ら影響を与えない。外周の応力は、 $\sigma = M_p/Z_0$ であって、オリフィス肉厚とは関係なしに決まる内圧によるモーメント(M_p)を外周位置での断面係数(Z_0)で除したもので、この必要肉厚はあくまで外周位置($r=G/2$)固有のものであるからである。

- (*2) 図 1b の応力係数 β_{14} , β_{14}' は次のように定義される⁽¹⁾。

$$\beta_{14}' = (3/8)\{(3 + \nu) + 4(1 + \nu)A(b^2/a^2) - (1 - \nu)(2b^2/a^2 + B)\}$$

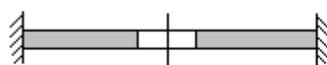
$$\beta_{14} = (3/8)\{(1 + 3\nu)(b^2/a^2) + 4(1 + \nu)\{A + \ln(a/b)\}(b^2/a^2) + (1 - \nu)(2b^2/a^2 + Ba^2/b^2)\}$$

$$A = -(1/4)[a^2\{(1 - \nu)a^2 + (1 + \nu)b^2\}[(1 - \nu)(2 + a^2/b^2) + \{(1 + 3\nu) + 4(1 + \nu)\ln(a/b)\}(b^2/a^2)]]$$

$$B = -[b^2\{(1 - \nu)a^2 + (1 + \nu)b^2\}[(1 + \nu)\{1 - 4(b^2/a^2)\ln(a/b)\} + (1 - \nu)(b^2/a^2)]]$$

ここで a =外半径(mm)、 b =内半径(mm)、 ν =ポアソン比、

- (*3) 等分布荷重下の外周固定/内周自由円輪板モデルにおいて、機工便覧で与えられる応力は曲げ応力であって、1次応力と2次応力が混在している(→擬1次応力モデル)。1次応力のみが延性破断を導くとすれば、第一義的には1次応力のみを抽出し降伏条件から制御すればよい。そのとき抽出された1次応力モデルは下図右のように外周単純支持/内周自由円輪板になる。



外周固定円輪板モデル
(擬1次応力モデル)



外周単純支持円輪板モデル
(1次応力モデル)

このモデルによれば、1次応力は自由周側で2倍以上になるので肉厚は $\sqrt{2}$ 以上厚くなる。もともこの1次応力評価は弾性線形理論に基づくもので、実際に存在しているはずの「外周固定から外周単純支持への過程(塑性ヒンジ化)」を無視している。実態に近い外周固定円輪板モデルにおいて固定周の応力が確実に許容応力以下に保持されていて、**塑性ヒンジ**の形成から程遠いレベルにあるなら、敢えて仮想的ともいえる外周単純支持モデルを用いて高い応力(→より厚い肉厚)をカウントする必要はさらさらないとと思われる。

差圧以外にオリフィス板に作用する荷重としては、サーマルストライピング(流体温度揺らぎ)や温度成層化が考えられるが、これは極く局部的な応力に留まり、とても断面を塑性化するまでには至らないだろう。故にオリフィス前後差圧による応力を適正にセットされた許容応力に収めれば、十分、延性破断は防止できると思われる。許容応力については(*8)で議論する。

(*4) 主応力($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$)は次の3次方程式の解として与えられる⁽⁵⁾。

$$\sigma^3 - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)\sigma^2 + (\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2)\sigma - (\sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2) = 0$$

ここで $\tau_{xy}=0, \tau_{yz}=0$ とすれば、

$$\sigma^3 - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)\sigma^2 + (\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x - \tau_{zx}^2)\sigma - (\sigma_x\sigma_y\sigma_z - \sigma_y\tau_{zx}^2) = 0$$

これを解くと、

$$\sigma_1 = 0.5(\sigma_x + \sigma_z) - 0.5\{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{zx}^2\}^{0.5}, \quad \sigma_3 = \sigma_y$$

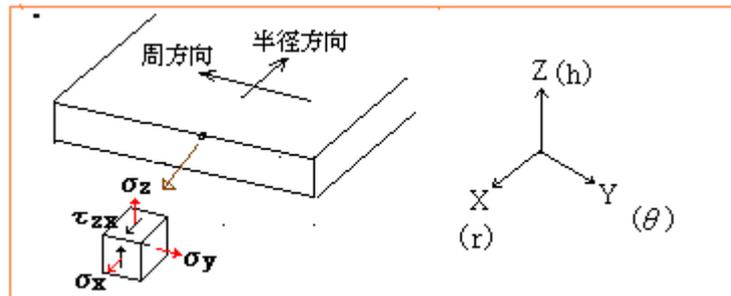
$$\sigma_2 = 0.5(\sigma_x + \sigma_z) + 0.5\{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{zx}^2\}^{0.5},$$

当該ケースでは、 $x \rightarrow r, z \rightarrow h, y \rightarrow \theta$ であるが、肉厚方向応力 $\sigma_h=0, \tau_{zx}=\tau$ であるので

$$\sigma_1 = 0.5\sigma_r - 0.5\{\sigma_r^2 + 4\tau^2\}^{0.5}, \quad \sigma_3 = \sigma_\theta$$

$$\sigma_2 = 0.5\sigma_r + 0.5\{\sigma_r^2 + 4\tau^2\}^{0.5}$$

となる。せん断を持たない面(xy)の垂直応力は単独で主応力になっている。



(*5) せん断応力>曲げ応力すなわちせん断支配になるケースを検討してみる。

平均せん断応力は外周 $r=a$ で最大になり、 $\tau = 0.5(a/h)(1-b^2/a^2)\Delta P$ で与えられる。一方、曲げ応力は $(b/a) > 0.168$ にて、 $\sigma_r = \beta_{14}'(a/h)^2\Delta P$ で与えられる。せん断応力を曲げ応力即ち垂直応力と比較するにはこれを次のように Tresca 応力に変換する必要がある。

$$\sigma_T = (4\tau^2)^{0.5} = (a/h)(1-b^2/a^2)\Delta P = \beta_0(a/h)\Delta P \quad \text{ここで } \beta_0 = 1 - b^2/a^2$$

ここで、 σ_T と σ_r の許容応力を夫々 $0.8\sigma_a, 1.0\sigma_a$ とする(*8 参照)と、

$$0.8\sigma_a = \beta_0(a/h)\Delta P \rightarrow \sigma_a = 1.25\beta_0(a/h)\Delta P$$

これを $\sigma_a = \beta_{14}'(a/h)^2\Delta P$ に代入すると

$$\beta_{14}'(a/h)^2 - 1.25\beta_0(a/h) = 0 \rightarrow (a/h)\{a/h - 1.25(\beta_0/\beta_{14}')\} \rightarrow a/h = 1.25(\beta_0/\beta_{14}')$$

寸法比(a/h)を計算すると、

b/a	β_0	β_{14}'	(a/h)
0.2	0.96	0.72	1.67
0.4	0.84	0.60	1.75
0.6	0.64	0.35	2.29
0.8	0.36	0.1	4.50

この表の(a/h)即ちオリフィスの半径/肉厚比の値を下回るとき、せん断応力支配になるが、

小口径配管では、オリフィスの半径/肉厚比が 2 程度になることは十分ありうるので、 $(b/a) > \sim 0.5$ ではせん断応力支配になる(つまり孔径が大きくなると比較的薄肉でもせん断応力支配になる)。しかしこの場合でも、孔径が大きくなるにつれ圧損 ΔP が減少して内径に対して必要肉厚がダウンするため、余程のケースでしか、せん断応力 $>$ 曲げ応力は成立しない。例えば $0.8\sigma_a = \beta_o(a/h)\Delta P \rightarrow (a/h) = 0.8\sigma_a / (\beta_o\Delta P)$ であるから、表の最下段の $\beta_o = 0.36$ ($a/t = 4.5$ 相当)で、 $(a/h) = 2.24(\sigma_a / \Delta P)$ になる。 $(\sigma_a / \Delta P)$ は材料/運転条件で決まるが 2.0 ($\rightarrow 4.5/2.24$) を下回することは通常考えらず、 $(a/h) > 4.5$ 即ち曲げ応力支配が続くと思われる。

(*6) 一般に荷荷を受ける構造物は多軸応力場にあるが、これに降伏条件を与える強度理論としては、次の 3 つの説がよく用いられる。

(1) 最大主応力説(Rankine の理論): $\text{Max.}[|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|] = S_y$

(2) 最大せん断応力説(Tresca の理論): $\text{Max.}[|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_1 - \sigma_3|] = S_y$

(3) せん断ひずみエネルギー説(Von Mises の理論):

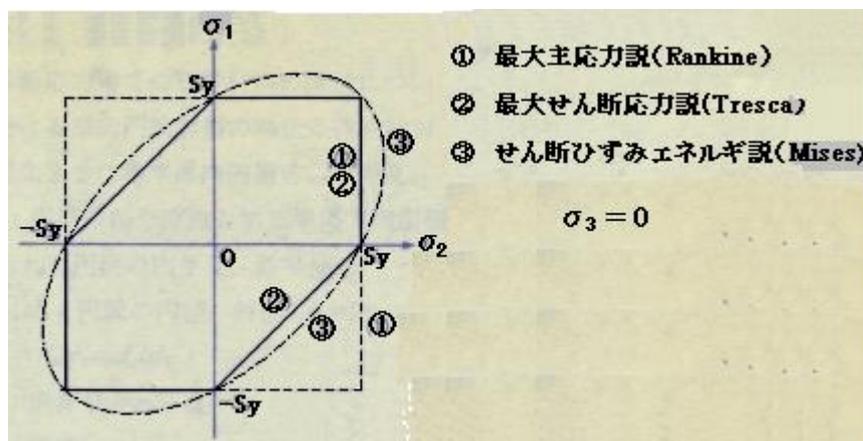
$$U = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 = 2S_y^2$$

簡単のため 2 次元応力場のときの降伏条件を図示すると下図のようになる。一般の延性材料の多軸応力場での降伏や疲労については、

せん断ひずみエネルギー説 $>$ 最大せん断応力説 $>$ 最大主応力説

の順で単軸引張試験の結果と合うとされている。下図からもわかるように、Mises 理論が実際に近いので、おおむね最大せん断応力説は安全側、最大主応力説は安全側ないし危険側になる傾向がある。従って、単に応力成分を云々するのではなく強度評価(降伏を基準においた)を行う場合は主応力をカウントした後、Tresca 理論で主応力差を求めるのが適度に安全側になり、この理由から ASME の強度評価では最大せん断応力説が採用されている。

最大主応力説は、下図⁴⁾からわかるように第 2 象限と第 4 象限で Mises 応力からかなり外れることがあるので、ASME 系の応力解析では殆ど使用されない。



(*7) この α は図 2(c) の孔内圧力荷荷状態を外周固定円環と見なし得られる。下記 TS 参照のこと。

[SE-07-TM-011 内圧を受ける円筒胴(管)の応力/肉厚計算] \rightarrow 4 節

(*8) 計算された応力の上限としていくらの許容値(許容応力)を与えるか? ここでは、最大せん断応力説(Tresca 理論)に拠っているが、これに相応する JIS B8266 附属書 8 では、長期機械荷重

(荷重制御型荷重)につき

- ① 一次一般膜応力強さ → $P_m \leq 1.0S_m$
- ② 一次局部膜応力強さ → $P_L \leq 1.5S_m$
- ③ 一次曲げ応力強さ → $P_L + P_b \leq 1.5S_m$

ここで S_m は設計応力強さ(許容応力)である。ケース A の場合は、オリフィス表面及び孔内の圧力による応力が膜応力、板曲げ応力が曲げ応力にあたるので、膜+曲げすなわち③に該当する(実質的には曲げの方が支配)。一方、ケース B の場合は、平均零の曲げ応力を除外し、表面作用圧力による(平均)応力と板断面の平均せん断応力による主応力を用いるため、①または②になる。ここでは中間をとって $1.25S_m$ と考えたい。

然るに曲げ応力を $1.5S_m$ 即ち降伏応力近くまで許容することには不安が残る。理由は次の3つ。

- ・いわゆる“規格による設計”では JIS B8265 附属書 B に規定するような許容応力 σ_a が採用されている。因みに σ_a は降伏応力の $1/1.5$ で、実質的に S_m と同レベルになる。
- ・円板モデルとして外周が完全拘束されているかどうかなど構造的に不確実な所がある。
- ・補足説明(*3)に示すように本来の1次応力モデルでないので本質的な裕度が欠けている。

そこで、上記の値を 1.5 で除して $1.5S_m \rightarrow S_m \rightarrow \sigma_a$ 、 $1.25S_m \rightarrow \sim 0.8S_m \rightarrow 0.8\sigma_a$ とする。即ち、

ケース A の場合 $S_{max} \rightarrow \sigma_a$ 、 ケース B の場合 $S_{max} \rightarrow 0.8\sigma_a$

(*9) 多孔板の孔数が増えると横ひずみの割合が高くなるので通常のポアソン比を修正したもの。

JISB8266 付属書 8 の図 29 で与えられる。リガメント効率(h/p)が小さくなって板剛性が失われるにつれて ν^* は増加し、0.87 程度になる。外周固定円板モデルの固定周では、応力は ν^* に無縁になるので、ここでは ν^* を余り気にする必要はないだろう。

引用文献

- (1) 機械工学便覧(第6版) 第4編 材料力学 第36表「円板及びだ円板のたわみと曲げ応力」
- (2) JIS B8266 「压力容器の構造」特定規格 附属書 8 5.リガメントの応力解析方法
- (3) JPI 7S-77 「石油工業用プラントの配管基準」
- (4) 安藤、岡林「原子力プラントの構造設計」(東大出版会) 2.2
- (5) 平修二「現代弾性力学」(オーム社) (1.15)式
- (6) R. P. Benedict 「Fundamentals of Pipe Flow」 10.10 Differential pressure type fluid meter
- (7) D. Blevins “Applied Fluid Dynamic Hand Book “ 6.5.3 orifice plate