

【整番】 FE-14-TM-012	【標題】 チューブ配列の圧力損失計算
分類：流れ(圧力損失)／種別：技術メモ	作成年月：H18.10／改訂：Ver0.0 (H18.10) 作成者：N.Miyamoto

全5枚

チューブ配列(管束)や多層スクリーンの通過圧損については、例えば機械工学便覧では旧来から Knudsen の円管群の抵抗式(末尾添付)が記載されているが、多少煩雑である。Blevins のテキスト(1)ではこれより古い Grimison の計算式が記載されており、式がわかり易くできある程度の精度もありそうなので紹介しておく。

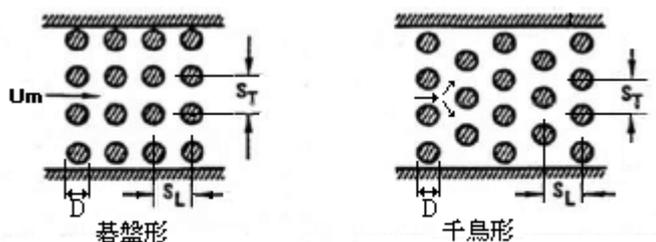


図1 チューブ/ロッド配列

1. 管束(ロッド群)の圧力損失及び抗力

(1) 管束/ロッド束に直交する流れ(cross flow)の圧力損失に関する Grimison の式は以下の通り。

$$\Delta P = 2NfK\rho U_m^2 \quad \text{-----(1)}$$

ここで ΔP = 管束通過の全圧力降下 (kg/m²)、 N = チューブ列の数(*1) (≥ 2)、

K = 単列当たりの係数 (Fig.10-19(a)(b)(c)による)

ρ = 流体密度 (kg s²/m⁴)、 U_m = 最小隙間通過流速(m/s) = Q/A_m 、 Q = 通過流量(m³/s)、

A_m = 最小隙間面積(m²) = $\delta_m L_t$ 、 L_t = 一列当たりの合計管長さ(m)

δ_m = 直交ピッチ ST 当たり最小隙間(m) - 下記による

配列	最小隙間	備考
碁盤形	$\delta_m = ST - D$	直交方向に最小隙間(Fig.10-19(a))
千鳥形	$(1 + 2ST/D)^{0.5} < 2SL/D$ のとき $\delta_m = ST - D$	直交方向に最小隙間(Fig.10-19(b))
	$(1 + 2ST/D)^{0.5} \geq 2SL/D$ のとき $\delta_m = 2(ST^2/4 + SL^2)^{0.5}$	対角方向に最小隙間(Fig.10-19(c))

ST = 流れ方向直交ピッチ(m)、 SL = 流れ方向平行ピッチ(m)、 D = 管径(m)

f = 圧損係数の補正係数 ($N \geq 5$ の時 1、 $N = 4$ の時 1.1、 $N = 3$ の時 1.15、 $N = 2$ の時 1.25)

圧損係数 K は $Re = 2000$ 、 8000 、 20000 、 40000 の 4 ポイントについて与えられているので、中間のレイノルズ数 Re に対しては代数的に内外挿して K 値を決めればよいと思う。外挿は控えめに行う。なお、 $Re = U_m D / \nu$ (ν = 流体の動粘度 m²/s) である。

(2) 管束が単列について、あるいは $SL/D > 3$ と流れ方向にスペースのある管束については、別途

【 FE-14-TM-011 スクリーン/格子類の圧力損失計算 】 の Tab.10-17 フレーム 1 によって列ごとの圧損をカウントする。

(*1) チューブ列とは流れ方向に直交した並びを指している。チューブ列の数は、例えば図 1 では

碁盤形で4列、千鳥形で5列になる。

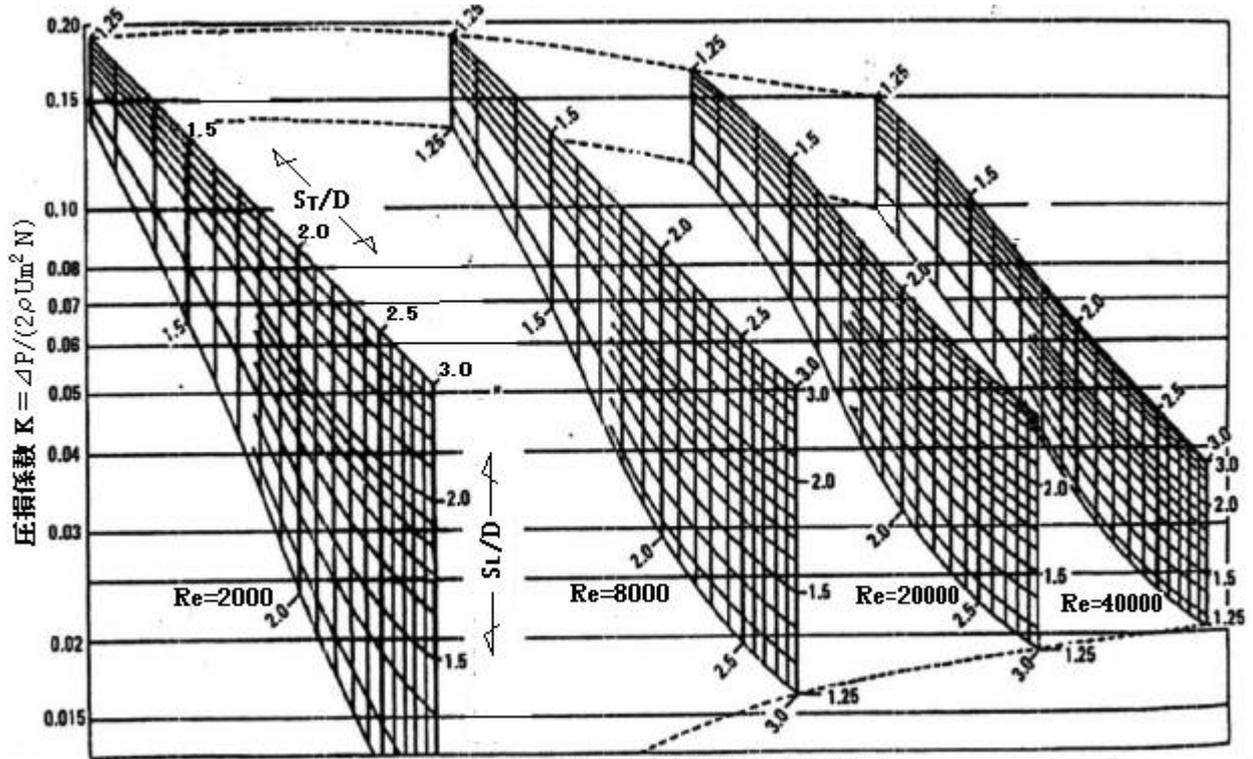


Fig.10-19(a) 碁盤形配列の圧損係数

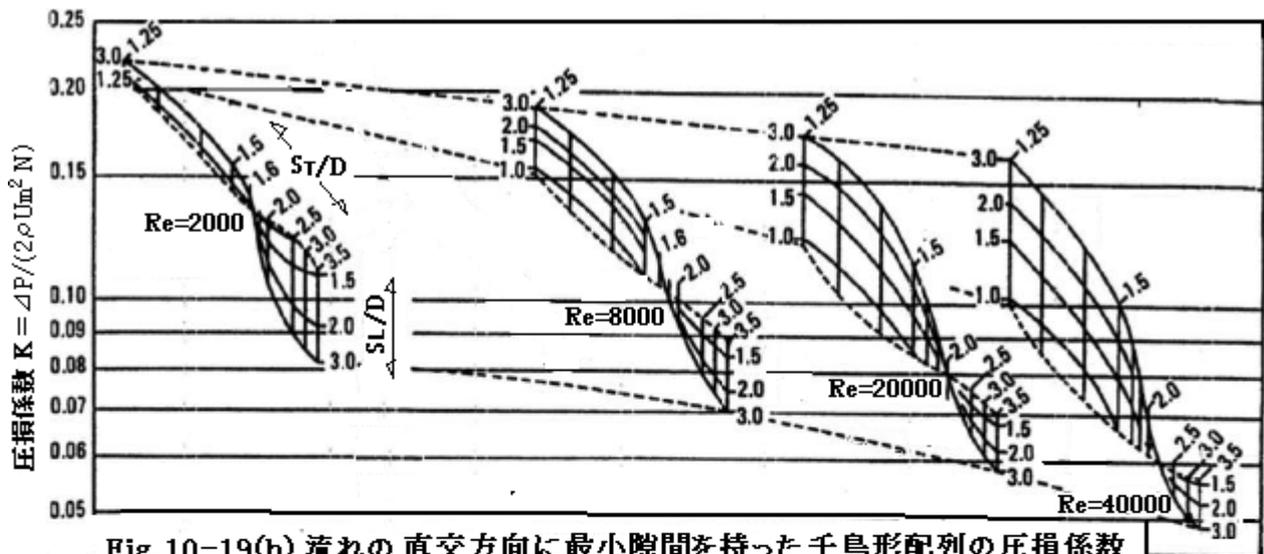


Fig. 10-19(b) 流れの直交方向に最小隙間を持った千鳥形配列の圧損係数

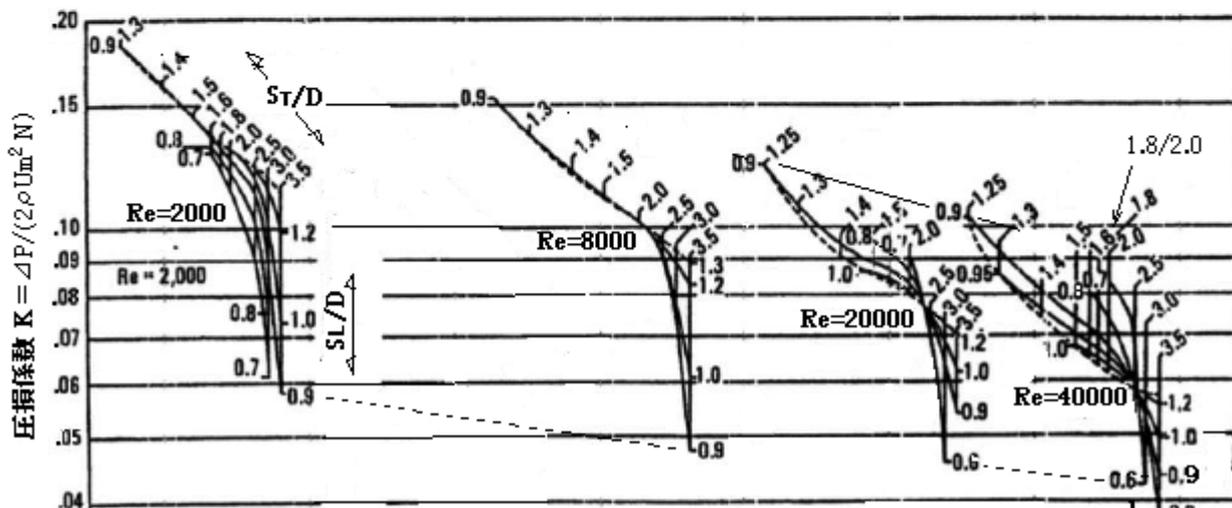


Fig. 10-19(c) 流れの対角方向に最小隙間を持った千鳥形配列の圧損係数

[解説]

- (1) Grimison のグラフは相当にふるく 1938 年までさかのぼる。このグラフ(データ)は 10 列に並んだチューブ配列から得られたものであるが、Blevins によれば 5 列でも $\pm 5\%$ の精度が得られるとしている。しかし Grimison の圧損にはチューブエリアの圧損以外にエリア出入口の圧損が加算されており、その合計をチューブ列数で割って均分化しているらしい。そうであれば、チューブ列数が少なくなると、合計圧損は低下してゆく。そこでこれを補正することを考える。

まず Grimison のベースになった 10 列では、

$$1 \text{ 列当たりの圧損} = \alpha/10 + 9\beta/10 = 0.1\alpha + 0.9\beta \quad (\text{ここで } \alpha = \text{出入口圧損}, \beta = \text{チューブ間の圧損})$$

5 列の場合、実際の圧損 = $\alpha + 4\beta$ であるが、計算上の圧損 = $5(0.1\alpha + 0.9\beta)$ であるから

$$\text{絶対誤差 } R = \{(\alpha + 4\beta) - 5(0.1\alpha + 0.9\beta)\} / (\alpha + 4\beta)$$

ここで $R = 0.05$ とすれば 上式から $\alpha = 1.5555\beta$ の関係があることがわかる。これを用いて各列数の誤差 R を計算すると

$$4 \text{ 列のとき} : R = \{(\alpha + 3\beta) - 4(0.1\alpha + 0.9\beta)\} / (\alpha + 3\beta) = 0.3333\beta / 4.5555\beta = 0.073$$

$$3 \text{ 列のとき} : R = \{(\alpha + 2\beta) - 3(0.1\alpha + 0.9\beta)\} / (\alpha + 2\beta) = 0.3888\beta / 3.5555\beta = 0.11$$

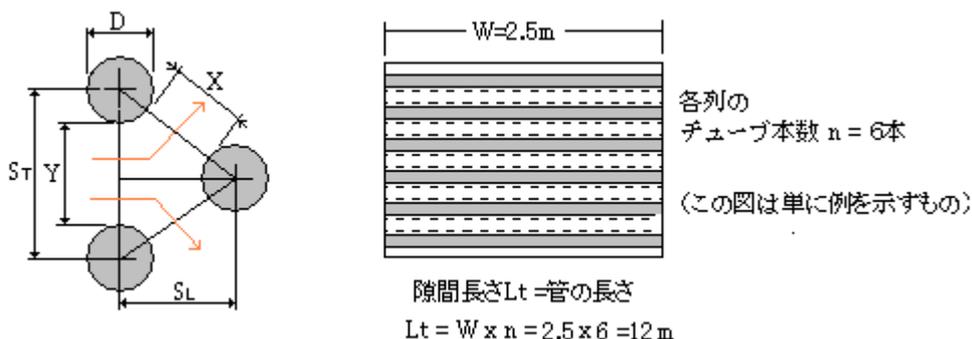
$$2 \text{ 列のとき} : R = \{(\alpha + \beta) - 2(0.1\alpha + 0.9\beta)\} / (\alpha + \beta) = 0.4444\beta / 2.5555\beta = 0.17$$

補正係数を $f=1/(1-R)$ とすれば

4列の時： $f=1.08$ 、3列の時： $f=1.12$ 、2本の時： $f=1.20$

よって、4本、3本、2本に対し $f=1.1$ 、 1.15 、 1.25 の補正係数を Grimison の圧損係数に乘じるようにする。なお、Blevins テキストにはこの調整は含まれていない念為。

- (2) 最小隙間 δ_m は Blevins のテキストに拠っているが、千鳥形配列では、最小隙間は直交方向、対角方向のいずれかになる。これについて説明しておく。



千鳥形では、上図のように、直交面を通った流れは2つに分かれて対角面を通る。最小隙間 δ_m は、

$Y < 2X$ のとき → 直交面の Y 、 $Y > 2X$ のとき → 対角面の $2X$ (2つの隙間の和として扱う) である。 $Y = S_T - D$ 、 $X = \{S_L^2 + (S_T/2)^2\}^{0.5}$ として、式を整理すると

$$(1 + 2S_T/D)^{0.5} < 2S_L/D \text{ のとき } \delta_m = Y = S_T - D$$

$$(1 + 2S_T/D)^{0.5} \geq 2S_L/D \text{ のとき } \delta_m = 2X = 2(S_T^2/4 + S_L^2)^{0.5}$$

通過断面の全隙間面積 A_m は $A_m = \delta_m \cdot L_t$

L_t は隙間の全長さで、[チューブの延べ長さ/列] である。上図のように矩形ダクトに設置の場合は

$$L_t = \text{ダクト幅} \times [\text{チューブ本数/列}]$$

になる。隙間通過の流速は $U_m = Q/A_m$ (Q =流量) となる。

- (3) Blevins のテキストには、単位長さ当たりのチューブに働く抗力係数 F_D も記されている。

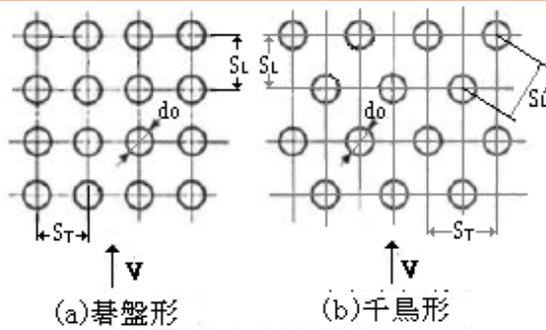
$$F_D = S_T \Delta P / N = 2K \rho U_m^2 D (S_T/D)$$

チューブ列を通過する流れの前後差圧がチューブ列全面に働きこれをチューブが受け持つようなイメージになる。なお、添付 knudsen 式における C_D は Grimison の K と同じである。多分 Grimison のオリジナルの K は抗力係数として定義されたものと思われる。

引用文献

- (1) R. D. Blevins “Applied Fluid Dynamics Handbook “(Von Nostrand Reinhold Co.) 10.3.2
- (2) Grimison, E. D, ”Correlation and Utilization of New data on Flow Resistance and Heat transfer Cross flow of Gases over Tube Banks” Trans. ASME 59.583 - 594(1937)

添付有り → 次頁へ



(a)碁盤形

(b)千鳥形

第64図 円管群の配列

添付: Knudsenの円管群の抵抗

下表の C_D の定義より

$$\text{管群の圧力損失: } \Delta P_f = (4C_D N_T) \times 0.5 \rho V^2$$

$$\Delta P_f = \{4C_D(N_T - 1)\} \times 0.5 \rho V^2$$

まず C_D を計算しこれを代入して ΔP_f を得る。

第28表 円管群の抵抗係数

構成	C_D の定義	適用範囲		
		層流	乱	湍
		$Re_1 < 100$ $(\frac{S_T}{d_o})(\frac{S_L}{d_o}) = 1.25 \sim 1.5$	$100 < Re_2 < 20\,000$	$5\,000 < Re_3 < 40\,000$
碁盤形	$C_D = \frac{1}{4} \frac{\Delta P_f}{\frac{1}{2} \rho V^2} \frac{1}{N_T}$	$C_D = \frac{70}{Re_1} \left(\frac{d_o}{S_T}\right)^{1.6}$	$C_D = 0.33(Re_2)^{-0.2}$	$C_D = (Re_3)^{-0.15} \times \left[0.044 + \frac{0.08(S_L/d_o)}{(\frac{S_T}{d_o} - 1)^{0.43 + (1.13d_o/S_L)}}$
千鳥形	$S_T < S_L'$ $C_D = \frac{1}{4} \frac{\Delta P_f}{\frac{1}{2} \rho V^2} \frac{1}{N_T}$	$C_D = \frac{70}{Re_1} \left(\frac{d_o}{S_T}\right)^{1.6}$	$C_D = 0.75(Re_2)^{-0.2}$	$C_D = (Re_3)^{-0.16} \left[0.25 + \frac{0.1175}{(\frac{S_T}{d_o} - 1)^{1.08}}\right]$
	$S_T > S_L'$ $C_D = \frac{1}{4} \frac{\Delta P_f}{\frac{1}{2} \rho V^2} \frac{1}{N_T - 1}$	$C_D = \frac{70}{Re_1} \left(\frac{d_o}{S_L'}\right)^{1.6}$		

ただし、 ΔP_f : 円管群全体の圧力降下、 N_T : 円管群の列数

$$Re_1 = \frac{d_e V}{\nu}, \quad Re_2 = \frac{(S_T - d_o)V}{\nu}, \quad Re_3 = \frac{d_o V}{\nu}, \quad d_e = 4 \frac{S_T S_L - (\pi d_o^2/4)}{\pi d_o}$$

出典: Knudsen, J.G. and Katz, D.L., Fluid Dynamics Heat Transfer (1958), McGraw-Hill.