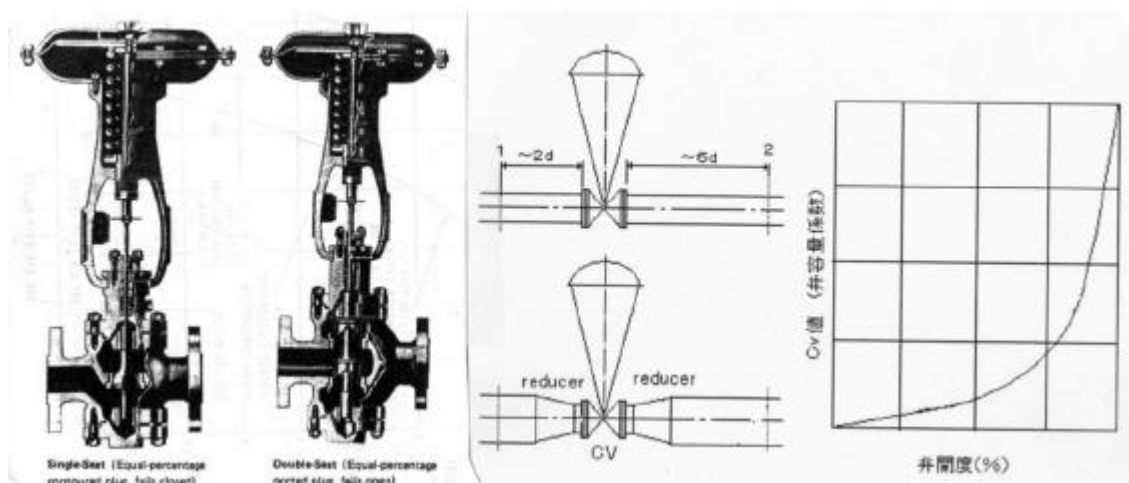


【整番】FE-24-TM-005	【標題】ANSI/ISA-S75.01-1985 による制御弁の $C_v$ 計算		
分類：流れ(バルブ)／種別：技術メモ	作成年月：H18.8／改訂：Ver0.1 (H18.8)	作成者：N.Miyamoto	

誤記訂正：H18.11.10

全 23 枚



## 1. はじめに

制御弁は管路中に設置されて管路(網)の流れを制御してシステム操作を行う重要な管路構成要素であり、そのサイジングは形式選択も含めて、管路の一次元流れ特性に関わっている。

通常、弁の容量/能力は容量係数( $C_v$ )で表現されており、手動弁であれ自動弁であれ、弁内部の流路構造から決まる固有の  $C_v$  値即ちその弁がその開度で流せる流量がある。一方、弁はあるシステムやラインの中にあって限られた前後差圧のもとで所定流量の流体を流す必要がある。制御弁のサイジングは、これらの折り合いをとることで、ラインやシステムの運転上必要な流量/差圧に見合った弁の形式や口径を選定することである。

しかし  $C_v$  値は、単に制御弁のサイズを決める手段だけでは終わらない。逆に制御弁の  $C_v$  が任意の開度で既知であることを利用すれば、そのときの流量や差圧が推定できる。これは運転操作上の判断材料や運転データの分析などにひんばんに応用されている。

本 TS は、システム設計上利用頻度の高い  $C_v$  値の計算あるいはその運用を円滑にするために、この分野で主導的な次の Standard の内容を紹介するものである。

ANSI/ISA S75.01-1985 Flow Equations for Sizing Control Valves

Instrument Society of America

この規格では、次の 4 種類の流れについてそれぞれ  $C_v$  値及び流量の計算式が記述されている。

- ① 乱流域の液体流れ
- ② 非乱流域(層流域と遷移域)の液体流れ
- ③ 液体チョークフロー(フラッシュフロー)
- ④ 乱流域の、あるいはチョークした気体流れ(圧縮性流れ)

②の液体流れは低流速ないし高粘度のレイノルズ数の低い流れを指す。また

③の液体チョークフローは蒸発性の液体であって、減圧によってキャビテーション域を通り過ぎ、フラッシュないしこれに近い状態の流れを指している。④の気体流れのチョークとは多分に異なる。

## 2. 流量および容量係数の式 (ANSI/ISA-S75.01 式のまとめ)

表 1 液体流れ(乱流/非乱流)

		流量式	C <sub>v</sub> 式
乱流	体積流量基準	$q = 0.865 F_P C_v \{(P_1 - P_2) / G_f\}^{0.5}$	$C_v = \{q / (0.865 F_P)\} \{G_f / (P_1 - P_2)\}^{0.5}$
	質量流量基準	$w = 27.3 F_P C_v \{(P_1 - P_2) \gamma_1\}^{0.5}$	$C_v = w / [27.3 F_P \{\gamma_1 (P_1 - P_2)\}^{0.5}]$
非乱流 <sup>(*)</sup>	体積流量基準	$q = 0.865 F_R C_v \{(P_1 - P_2) / G_f\}^{0.5}$	$C_v = \{q / (0.865 F_R)\} \{G_f / (P_1 - P_2)\}^{0.5}$
	質量流量基準	$w = 27.3 F_R C_v \{(P_1 - P_2) \gamma_1\}^{0.5}$	$C_v = w / [27.3 F_R \{\gamma_1 (P_1 - P_2)\}^{0.5}]$

(\*) : フィッティング無しの弁のみに適用とする。

## 【 表 1 記号説明 】

$q$  = 体積流量 (  $m^3/hr$  )、 $w$  = 質量流量 (  $kg/hr$  )、 $C_v$  = 弁容量係数

$F_p$  = 配管形状係数 =  $\{\sum K C_{v0}^2 / (0.00214 d^4) + 1\}^{-0.5}$

$\sum K$  = 有効速度ヘッド係数の代数和 =  $K_1 + K_2 + K_{B1} - K_{B2}$

$K_{B1}$  = 入口側フィッティングのベルヌーイ係数 =  $1 - (d/D_1)^4$ 、

$K_{B2}$  = 出口側フィッティングのベルヌーイ係数 =  $1 - (d/D_2)^4$

$K_1$  = 入口側フィッティングの抵抗係数 =  $0.5\{1 - (d^2/D_1^2)\}^2$ 、

$K_2$  = 出口側フィッティングの抵抗係数 =  $1.0\{1 - (d^2/D_2^2)\}^2$

$d$  = 弁入口内径(公称径で可)(mm)、 $D$  = 配管内径(公称径で可)(mm)

$C_{v0}$  = 弁と同じ径の直管に取り付けられたときの弁容量係数

( 乱流のときの  $C_v$  式を用い  $F_p=1$  として計算する。 )

$F_R$  = レイノルズ数係数 ( **Fig.1/Fig.E-1**。なお、図の横軸  $Re_v$  は次式による。 )

$Re_v$  = 弁レイノルズ数 =  $\{76000 F_d q / (\nu F_L^{0.5} C_{v0}^{0.5})\} \{F_L^2 C_{v0}^2 / (0.00214 d^4) + 1\}^{0.25}$

$F_d$  = 弁形状補正係数 ( **Table D-1** を参考に、弁メーカーのデータより設定 )

$F_L$  = 液体圧力回復係数 ( **Table D-1** を参考に、弁メーカーのデータより設定 )

$\nu$  = 粘度(センチストークス =  $\nu * 10^6$ )、 $\nu *$  = 動粘度 ( $m^2/s$ )

$C_{v0}$  = 上記に同じ

$\gamma_1$  = 入口流体比重 (  $kg/m^3$  )、

$P_1$  = 弁端面/フィッティング端面から上流(2 x 公称管径)の位置程度における静圧(barA)

$P_2$  = 弁端面/フィッティング端面から下流(6 x 公称管径)の位置程度における静圧(barA)

$G_f$  = 上流側液体比重 (室温の水の密度に対するその温度の液体密度の比) (—)

表 2 液体流れ(チョーク)

		流量式	C <sub>v</sub> 式
フィッティング無し		$q_{max} = 0.865 F_L C_v \{(P_1 - F_F P_v) / G_f\}^{0.5}$	$C_v = \{q_{max} / (0.865 F_L)\} \{G_f / (P_1 - F_F P_v)\}^{0.5}$
フィッティング有り		$q_{max} = 0.865 F_{LP} C_v \{(P_1 - F_F P_v) / G_f\}^{0.5}$	$C_v = \{q_{max} / (0.865 F_{LP})\} \{G_f / (P_1 - F_F P_v)\}^{0.5}$

## 【 表 2 記号説明 】

$q_{max}$  = 上流条件によって可能な最大体積流量 (  $m^3/hr$  )、 $C_v$  = 弁容量係数

$F_L$  = 圧力回復係数 ( **Table D-1** を参考に、弁メーカーのデータより設定 )

$F_{LP}$  = 合成液体圧力回復係数 =  $F_L \{ K_i F_L^2 C_{v0}^2 / (0.00214 d^4) + 1 \}^{-0.5}$

$K_i$  = 上流側フィッティングのヘッドロス係数 =  $(K_1 + K_{B1})$

$K_1$  = 入口側フィッティングの抵抗係数 =  $0.5\{1 - (d^2/D_1^2)\}^2$ 、

$K_{B1}$ =入口側フィッティングのベルヌーイ係数  $=1-(d/D_1)^4$

$P_v$  = 入口温度での液体の飽和蒸気圧 (barA)

$P_c$ =熱力学的臨界圧力(barA)----P-V-T 線図上の臨界点

$F_F$ =液体限界圧力比係数  $=0.96-0.28(P_v/P_c)^{0.5}$

$C_{v0}$ =弁と同じ径の直管に取り付けられたときの弁容量係数

( 表 1 の  $C_v$  式を用い  $F_p=1$  として計算する。 )

$P_1$ =弁端面/フィッティング端面から上流(2 x 公称管径)の位置程度における静圧(barA)

$P_2$ =弁端面/フィッティング端面から下流(6 x 公称管径)の位置程度における静圧(barA)

$\gamma_1$ =入口流体比重量 ( kg/m<sup>3</sup> )

$G_f$ =上流側液体比重 (室温の水の密度に対するその温度の液体密度の比) (－)

表 3 圧縮性流れ(乱流/チョーク)

		流量式	$C_v$ 式
非モル表示	質量流量基準	$w = 27.3 F_p C_v Y (x P_1 \gamma_1)^{0.5}$	$C_v = w / \{27.3 F_p Y (x P_1 \gamma_1)^{0.5}\}$
	体積流量基準	$q = 417 F_p C_v P_1 Y \{x / (G_g T_1 Z)\}^{0.5}$	$C_v = \{q / (417 F_p P_1 Y)\} (G_g T_1 Z / x)^{0.5}$
モル表示	質量流量基準	$w = 94.8 F_p C_v P_1 Y \{x M / (T_1 Z)\}^{0.5}$	$C_v = \{w / (94.8 F_p P_1 Y)\} \{T_1 Z / (x M)\}^{0.5}$
	体積流量基準	$q = 2250 F_p C_v P_1 Y \{x / (M T_1 Z)\}^{0.5}$	$C_v = \{q / (2250 F_p P_1 Y)\} (M T_1 Z / x)^{0.5}$

【 表 3 記号説明 】

$w$  = 質量流量 ( kg/hr )、 $q$  = 体積流量 ( m<sup>3</sup>/hr )、 $C_v$  = 弁容量係数

$Y$  = 膨張係数  $= 1 - \{x / (3 F_{kXT})\}$  (  $x < F_{kXT}$  のとき )

$= 1 - \{x / (3 F_{kXTP})\}$  (  $x < F_{kXTP}$  のとき )

~~$= 0.67$  (  $x \geq (F_{kXT} \text{ または } F_{kXTP})$  のとき )~~

$x$  = 圧力降下比  $= \Delta P / P_1$  (チョーク無し乱流の時)

$= F_{kXT}$  または  $F_{kXTP}$  (チョークの時)

$x_T$  = 圧力降下比係数 (Table D-1 を参考に弁メーカーのデータより設定)

$x_{TP}$  = 合成圧力降下比係数  $= (x_T / F_p^2) \{ x_T K_i C_{v0}^2 / (0.00241 d^4) + 1 \}^{-1}$

$K_i$  = 上流側フィッティングのヘッドロス係数  $= (K_1 + K_{B1})$

$C_{v0}$  = 弁と同じ径の直管に取り付けられたときの弁容量係数

( 上記の  $C_v$  式より  $F_p=1$  として計算する。 )

$F_k$  = 気体の比熱比係数  $= k / 1.4$

$Z$  = 圧縮係数 ( 付図 1 参照 )、 $M$  = モル重量、 $k$  = 比熱比

$\Delta P$  = 圧力降下量 ( bar )  $= (P_1 - P_2)$ 、

$P_1$  = 弁端面/フィッティング端面から上流(2 x 公称管径)の位置程度における静圧(barA)

$P_2$  = 弁端面/フィッティング端面から下流(6 x 公称管径)の位置程度における静圧(barA)

$T_1$  = 入口流体温度 ( K )、 $\gamma_1$  = 入口流体比重量 ( kg/m<sup>3</sup> )

$G_g$  = 標準状態の空気の比重量に対する標準状態の当該気体の比重量の比(あるいは空気の  
モル質量に対する当該気体のモル質量)

$F_p$  = 配管形状係数(－)

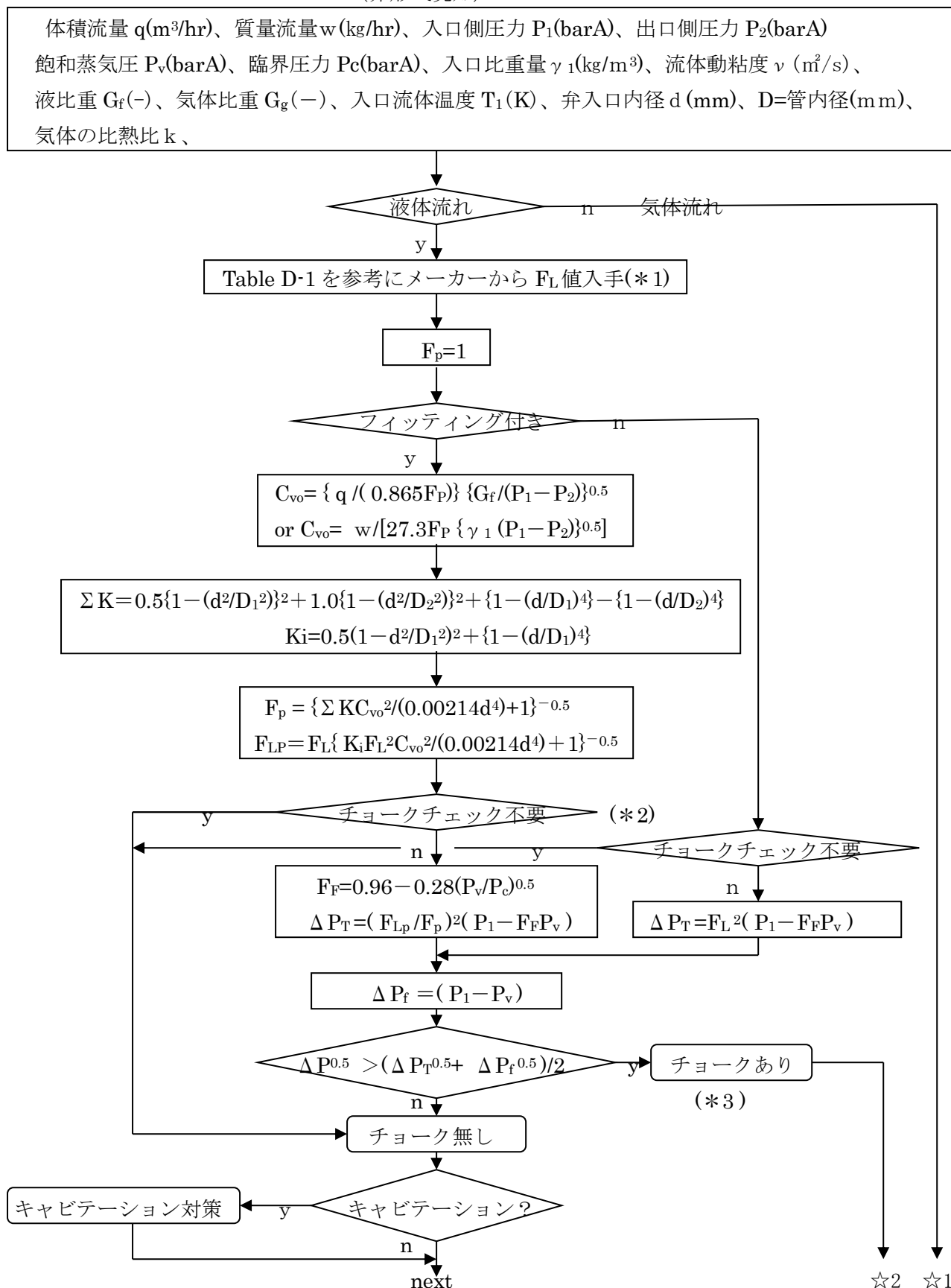
### 3. 弁の必要流量係数の算定手順

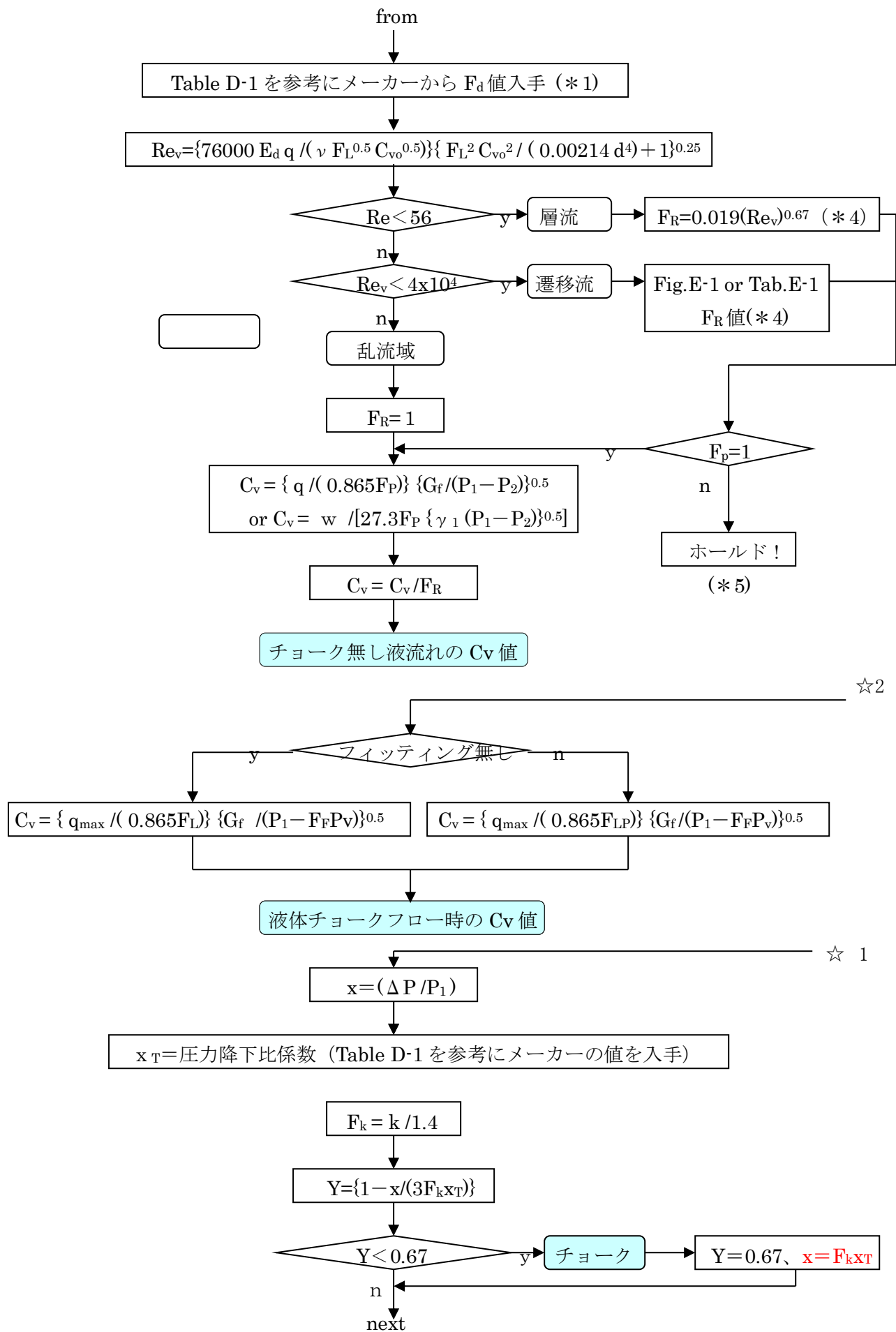
設計においては、【ある流量条件で弁の必要流量係数  $C_v$  を求める場合】、【弁の  $C_v$  値からその弁が

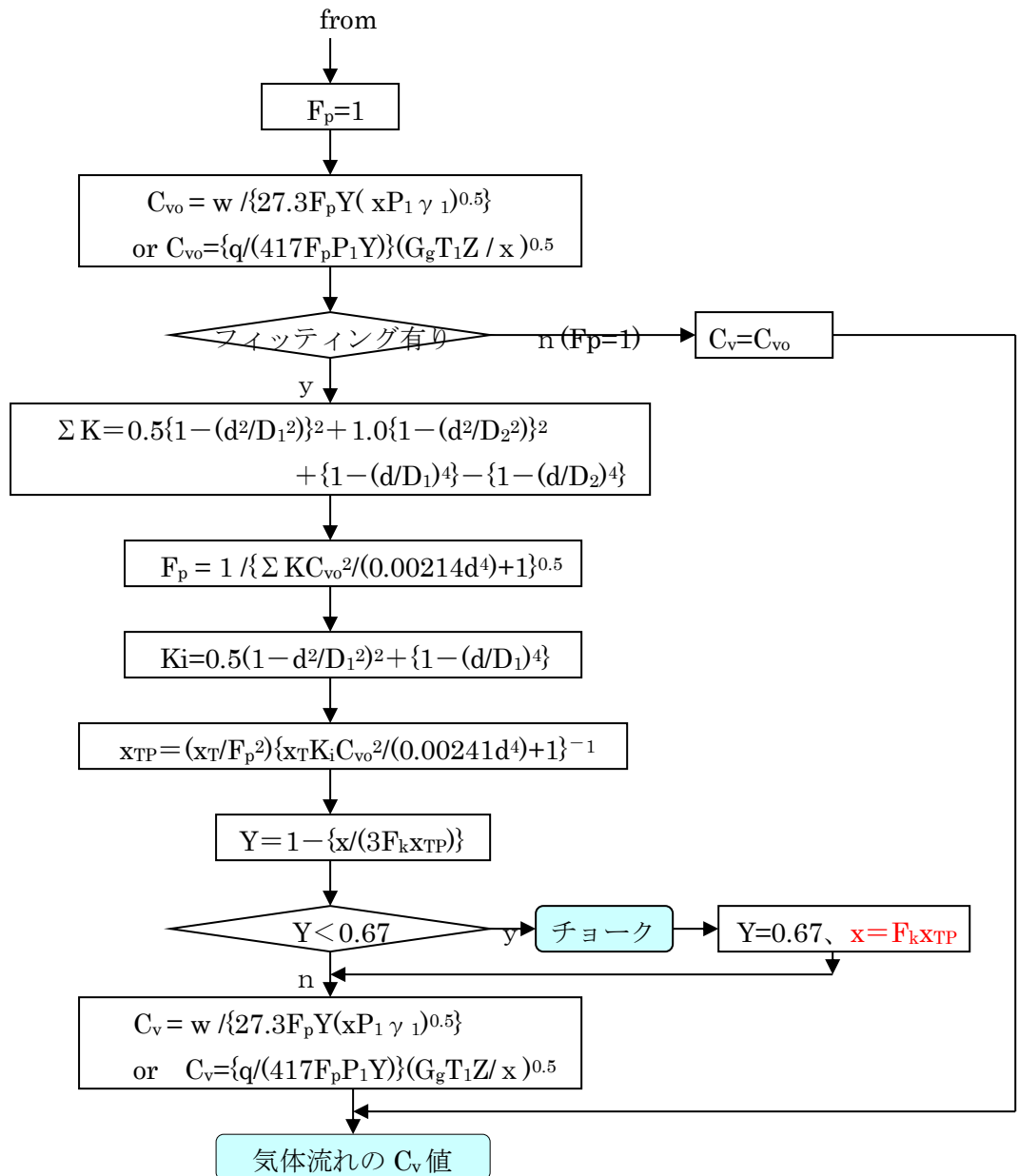
流せる流量をチェックする場合】、【ある流量条件と弁の  $C_v$  値から弁の前後差圧を求める場合】などが考えられる。ここでは、設計当初の弁サイジングを想定し【ある流量条件で弁の必要流量係数  $C_v$  を求める場合】について、その手順を示す。

#### 弁の必要流量係数の算定手順

(弁形式既知)







- (※1) TableD-1 のデータ( $F_L$ 、 $F_d$ 、 $x_T$ )は、典型的な弁構造について代表的な値を示すもの。たとえ同じ形式であっても実際の値が異なることもあるし、開度によっても相違が大きくなるのでメーカーのデータを確認すべきである。なお、予めターゲットの弁開度を決めておいて  $F_L$  値を設定する。
- (※2) 流体が非蒸発性の場合など、予めフラッシュが起きないことが判っていたら、チョークチェックはパスさせる。
- (※3) 液体流れのチョーク判定について確実なデータはないので文献(1)の図 14. 4-2 を参考にし、判定基準にしている。
- (※4) ここでは弁のサイジングをしているので Fig.E-1 の”for selecting valve size”を使用する。
- (※5) ANSI/ISA-S75.01 では非乱流式はフィッティング無し弁 ( $F_p=1$ ) のみに成立するとしている。従って、非乱流域にあるフィッティング付きの弁については  $C_v$  計算できない。

#### 4. 計算パラメータ(諸係数)に関して

流量式と Cv 式の変数には、使用条件/物性によって自ずと決まる 1 次的なものと、使用条件/物性を加工することで 2 次的に決まるものの 2 種類がある。後者には次のようなものがあり、いずれもやや複雑で工学的な意味があるので、以下でこれを説明する。

- (1) 液体流れ(乱流)： 配管形状係数( $F_p$ )
- (2) 液体流れ(非乱流)： レイノルズ数係数( $F_R$ )、弁形状補正係数( $F_d$ )、液体圧力回復係数( $F_L$ )  
液体限界圧力比係数( $F_F$ )
- (3) 液体流れ(チョーク)： 液体圧力回復係数( $F_L$ )、合成液体圧力回復係数( $F_{LP}$ )、  
液体限界圧力比係数( $F_F$ )
- (4) 気体流れ(乱流/チョーク)： 膨張係数( $Y$ )、圧力降下比( $x$ )、圧力降下比係数( $x_T$ )、  
合成圧力降下比係数( $x_{TP}$ )、 $F_k$ =比熱比係数

##### (1) 配管形状係数 $F_p$ について

配管形状係数は、弁の容量に及ぼす弁出入口フィッティングの影響を表すもので、“フィッティング付き弁の容量係数”を“その弁と同サイズの直管に設けられた弁の容量係数( $C_v$ )”で除したもの。精度上、 $F_p$  は文献(2)の試験手順に拠るのがいいが、次式によって見積もってもよい。

$$F_p = \{\sum K C_v^2 / (N_2 d^4) + 1\}^{-1/2} \quad \text{ここで} \quad \sum K = K_1 + K_2 + K_{B1} - K_{B2}$$

( $N_2$  は単位系で決まる数値定数で、表 1 では mm 単位を採り 0.00214 になっている。)

$K_1$  と  $K_2$  は入口及び出口フィッティングの抵抗係数(圧損係数)で、 $K_{B1}$  と  $K_{B2}$  はそれぞれ入口及び出口断面変化によるベルヌーイ係数である(ベルヌーイ係数は流速の差から生じる圧力の変化を表すもの)。出入口の径が同じなら  $K_{B1}=K_{B2}$  であってトータルとして差し引きゼロになる。フィッティングとしては標準の同心レデューサが多いが、これらは比較的圧損が少ない。他に有効な実験値がなければ本文の  $K_1, K_2$  式によってよい。

なお、 $F_p$  式自身は次のように導かれている。

下図のような前後レデューサ付きの弁では、ベルヌーイの定理より

$$P_1 - P_2 = \{1 - (A_2/A_1)^2\} + K_1 \cdot \gamma U_2^2 / (2g)$$

$$P_2 - P_3 = K_v \cdot \gamma U_2^2 / (2g) \quad \text{-----} K_v \text{ は弁の圧損係数}$$

$$P_3 - P_4 = \{(A_3/A_4)^2 - 1\} + K_2 \cdot \gamma U_3^2 / (2g)$$

$$\text{よって} \quad P_1 - P_4 = [K_1 + K_v + \{1 - (A_2/A_1)^2\}] \gamma U_2^2 / (2g) - [\{1 - (A_3/A_4)^2\} + K_2] \cdot \gamma U_3^2 / (2g)$$

$A_2/A_1 = (d/D_1)^2$ 、 $A_3/A_4 = (d/D_2)^2$  また  $U_3 = U_2$  であるから

$$P_1 - P_4 = [K_1 + K_2 + K_v + \{1 - (d/D_1)^4\} - \{1 - (d/D_2)^4\}] \cdot \gamma U_2^2 / (2g)$$

$K_{B1} = \{1 - (d/D_1)^4\}$ 、 $K_{B2} = \{1 - (d/D_2)^4\}$ 、 $U = U_2$  とおけば

$$\Delta P = P_1 - P_4 = [K_1 + K_2 + K_v + K_{B1} - K_{B2}] \cdot \gamma U^2 / (2g)$$

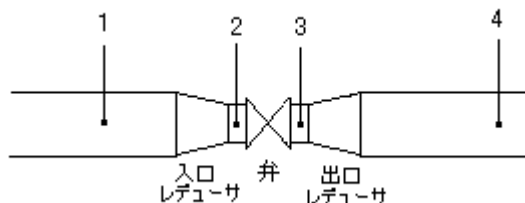
$$= (\sum K + K_v) \cdot \gamma U^2 / (2g)$$

$K_{B1}$ 、 $K_{B2}$  は、速度ヘッド  $U^2/(2g)$  の変化をカウントしており、圧損係数とは異なる。一般にベルヌーイ係数と呼ばれているようだ。 $K_1$ 、 $K_2$  は圧損係数であるがレデューサ形状によって多少バリエーションがある。ISA - S75.01 では次の式がとられている。

$$\text{入口側縮小管} : K_1 = 0.5(1 - d^2/D_1^2)^2 \quad \text{、} \quad \text{出口側拡大管} : K_2 = (1 - d^2/D_2^2)^2$$

出口管については急拡大管の  $K$  値になっているが、入口管については急縮小管の  $K = 0.5(1 - d^2/D_1^2)$  とは

異なっている（意図的に急縮管より緩めたものか?）。なお、ポイント 1～2 管には摩擦損失もあるがこれは無視されている。



ここで、圧損式  $\Delta P = (\sum K + K_v) \cdot U^2 / (2g)$  は、psi-gpm-inch 単位で表示すると

$$\Delta P = (\sum K + K_v) \cdot q^2 G_f / (890 d^4)$$

$C_v$  値は差圧 1psi を保持して何 gpm の清水 (15.6°C) を流すかということである。弁単独では  $\Delta P = 1$  psi、 $\sum K = 0$ 、比重  $G_f = 1$ 、 $q = C_{v0}$  とおいて

$$1 = K_v \cdot C_{v0}^2 \cdot 1 / 890 d^4 \quad \text{故に} \quad K_v = 890 d^4 / C_{v0}^2$$

これを上式に代入して

$$\Delta P = (\sum K + 890 d^4 / C_{v0}^2) \cdot q^2 G_f / (890 d^4)$$

再び、 $\Delta P = 1$  psi、比重  $G_f = 1$ 、 $q = C_v$  として

$$1 = (\sum K + 890 d^4 / C_{v0}^2) \cdot C_v^2 / (890 d^4) = (C_v / C_{v0})^2 (\sum K C_{v0}^2 / 890 d^4 + 1)$$

従って、 $(C_v / C_{v0}) = (\sum K C_{v0}^2 / 890 d^4 + 1)^{-1/2}$

定義より  $F_p = (C_v / C_{v0})$  であるから  $F_p = \{ \sum K C_{v0}^2 / (890 d^4) + 1 \}^{-1/2}$  が得られる。これは、 $d$  を mm 単位にすると、 $F_p = \{ \sum K C_{v0}^2 / (0.0214 d^4) + 1 \}^{-1/2}$  になる。

(なお、制御弁廻りの圧力 (Head) 変化については **Fig.C-1** と **Table C-1** を参照のこと。  $F_p$  は図中の Energy Grade Line に準じている。)

## (2) レイノルズ数係数 $F_R$ 及びバルブ形状係数 $F_d$ について

$F_R$  は、“乱流における流量”に対する“非乱流(層流および遷移流)における流量”の比率である。これは、次式で与えられるバルブのレイノルズ数  $Re_v$  の関数として **Fig.1** あるいは **Fig.E-1** で与えられる。

$$Re_v = \{ 76000 F_d q / (v F_L^{0.5} C_v^{0.5}) \} \{ F_L^2 C_v^2 / (0.00214 d^4) + 1 \}^{0.25}$$

この式に含まれるバルブ形状係数  $F_d$  は、ある水力径を持った幾つかのバルブ形式の試験から得られたデータを相関させてすべての弁を単一の曲線で表している(代表的な  $F_d$  値は **Table D-1** 参照)。  $F_d$  が不明なバルブ形式に **Fig.1** を適用するときは注意を要する。  $Re_v$  式の  $\{ F_L^2 C_v^2 / (0.00214 d^4) + 1 \}$  は近寄り速度を表している。開度の大きなボール弁やバタフライ弁を除いてはこの項の影響はほんのわずかで一般には省略されている。

大半のプラントのプロセス制御弁のレイノルズ数は  $10^4$  を超え乱流域にあるので、**Fig.1** から  $F_R = 1$  である。しかし条件が正常でないときは  $Re_v$  式で念のため計算すべきだろう。

實際上 **Fig. 1** は公称的なもので、実際は粘性流で出会う次の 3 つの課題に応じて **Fig.E-1** を用いる。

- ① 制御弁サイズを選択する際に必要な流量係数を求める。
- ② 選定された弁の通過流量を予測する。
- ③ 選定された弁に生じる差圧を予測する。

**Fig.E-1** では、これらの課題に応じて 3 様の曲線が与えられている。この図では、 $F_R = 0.3$  辺りから下方に伸びる対角状の直線が層流域を示している。  $Re_v = 4 \times 10^4$  では 3 つの曲線と  $F_R = 1$  になり、これ



以上の  $Re_v$  では乱流域になる。その中間は遷移域である。

参考として、上記 3 つの課題についてそれぞれの対処法を以下に例示する。

【制御弁サイズを選択する際に必要な容量係数を求める（フィッティング無し弁のとき）】

- ステップ 1.  $F_p=1$  とし弁の容量係数  $C_{vt}=(q/N_1)\{(P_1-P_2)/G_f\}^{0.5}$  を計算する  
 （なお、数値定数  $N_1$  は  $m^3/hr-bar$  単位で表 1 のように 0.865 ）
- ステップ 2.  $C_v=C_{vt}$  とし、Table D-1 などから  $F_L$  を設定して  $Re_v$  を計算する。
- ステップ 3. もし  $Re_v < 56$  なら層流。Fig.E-1 の”For Selecting Valve Size”あるいは  
 $F_R=0.019(Re_v)^{0.67}$  から  $F_R$  を求める。  
 もし  $Re_v > 40000$  なら乱流。  $F_R=1$  とする。  
 もし  $5.6 < Re_v < 40000$  なら乱流。 Fig.E-1 または Tab.E-1 の”Valve Size Selection”  
 から  $F_R$  を求める。
- ステップ 4.  $C_v=C_{vt}/F_R$  から必要  $C_v$  を得る。
- ステップ 5.  $C_v$  を決定した後、選択した弁の  $F_L$  を調べステップ 2 の設定と著しく違う時は  
 ステップ 1～4 を繰り返す。

【選定された弁の通過流量を予測する（フィッティング無し弁のとき）】

- ステップ 1. 乱流を仮定し  $q_t=N_1C_v\{(P_1-P_2)/G_f\}$  を計算する。
- ステップ 2.  $q=q_t$  とおき  $Re_v$  を計算する。
- ステップ 3.  $F_R < 106$  なら層流。 Fig.E-1 の”For Predicting Flow Rate”あるいは  
 $F_R=0.0027Re_v$  から  $F_R$  を求める。  
 もし  $Re_v > 40000$  なら乱流。  $F_R=1$  とする。  
 もし  $106 < Re_v < 40000$  なら、 Fig.E-1 または Tab.E-1 の”Flow Rate Prediction”  
 から  $F_R$  を求める。
- ステップ 4.  $q=F_R \cdot q_t$  から流量を得る。

【選定された弁に生じる差圧を予測する（フィッティング無し弁のとき）】

- ステップ 1.  $Re_v$  を計算する。
- ステップ 2.  $F_R < 30$  なら層流。 Fig.E-1 の”For Predicting Pressure Drop”あるいは  
 $F_R=0.052(Re_v)^{0.5}$  から  $F_R$  を求める。  
 もし  $Re_v > 40000$  なら乱流。  $F_R=1$  とする。  
 もし  $30 < Re_v < 40000$  なら、 Fig.E-1 または Tab.E-1 の”Pressure Drop Prediction”  
 から  $F_R$  を求める。
- ステップ 3.  $\Delta P=G_f\{q/(N_1F_RC_v)\}^2$  から差圧を予測する。

### (3) 液体圧力回復係数 $F_L$ および液体限界圧力比係数 $F_R$ について

係数  $F_L$  は、フィッティング無しの弁に適用され、チョークフローの容量に及ぼす弁内部の影響を表すものである。非蒸発の流れ条件下では、これは次式で定義される。

$$F_L=\{(P_1-P_2)/(P_1-P_{vc})\}^{0.5}$$

種々の弁形式について代表的な  $F_L$  値を **Table D-1** に示す。非蒸発性の液体では、縮流部即ちベナ

コントラクタの見掛け圧力  $P_{vc}$  は、ベナコントラクタに至る圧力降下に対する圧力回復の割合が変わらないので、下流圧力  $P_2$  から予測できる。この圧力回復の影響は弁の容量係数に含まれている。

＜ 表 1 の液体非チョーク流れの場合、 $F_L$  は弁形式でほぼ決定される数値であるが、弁の開度によっても著しく変化するので注意を要する。一般に  $F_L$  値の小さい弁例えばバタフライ弁/偏芯回転プラグ弁においてその変化はグローブ弁に比べて大きい。単座弁の弁閉方向流れの場合や複座コンタートプラグの場合は途中から小さくなるので注意。実際の  $F_L$  設定では付図 2 を参照のこと<sup>(1)</sup> ＞

しかし液体チョーク流れでは蒸発が圧力回復に影響するので  $P_2$  と  $P_{vc}$  の間には何の関係もない。ベナコントラクタ圧力  $P_{vc}$  は、液体限界圧力比係数  $F_F$  を用いて  $P_{vc}=F_F P_v$  の関係から得られる。 $F_F$  は入口温度における液体の飽和蒸気圧に対するチョーク状態での見掛けのベナコントラクタ圧力の比である。 $F_F$  の予測式は標準類に出ているが、流体は常に熱力平衡状態にあるという仮定では、

$$F_F=0.96-0.28(P_v/P_c)^{1/2}$$

で与えられる。液体は弁越しにフラッシュして熱力的平衡に留まらないので、実際の流量は上式で予想される量より大きくなる。弁無しの実験では  $F_F$  は次のようである<sup>(3)(4)</sup>。

$$F_F=1-\sigma/F_0$$

ここで  $\sigma$  は液体の表面張力(N/m)で、 $F_0$  は弁などのリストラクション(障外物)に対して実験で得られたオリフイスファクタ(N/m)である。ここではリストラクション越しの液の蒸発は熱力的平衡ではなく準安定となって限界ベナコントラクタ圧力で閉塞を起こすことを考慮している。この式は脱気水のみで試験されている。限られたデータながら  $F_0$  は、流線形アングル弁の 0.2N/m から、曲がりくねったダブルポートグローブ弁の 1.0N/m まで分布する。なお、水の表面張力は Othmer 式(?)に準じて次のように近似できる。

$$\sigma=[(374-^{\circ}\text{C})/4080]^{1.05} \quad \text{または} \quad \sigma=[(705-^{\circ}\text{F})/7340]^{1.05}$$

#### (4) 合成液体圧力回復係数 $F_{LP}$ について

弁にレデューサなどのフィッティングが付帯すると、その合成としての液体圧力回復係数は弁単独の場合と異なってくる。チョークフローの場合は、弁・フィッティングの組み合わせに対して、弁形状係数  $F_p$  とその  $F_L$  を合体させてひとつのパラメータで扱うのが便利である。その場合、合体後の  $F_L$  の値は  $F_{LP}/F_p$  になる。

$$F_{LP}/F_p=\{(P_1-P_2)/(P_1-P_{vc})\}^{0.5}$$

精度からいって、 $F_{LP}$  は試験で求めるのがいいが、次式によって見積もってもよい。

$$F_{LP}=F_L\{K_i F_L^2 C_v^2/(0.00214d^4)+1\}^{-1/2}$$

この式で  $K_i$  は上流側圧力タップ～弁入口間のヘッドロス係数( $K_1+K_{B1}$ )である。

なお、この合成液体圧力回復係数  $F_{LP}$  は以下のように導かれている。

$F_L$  の定義から、

$$F_L^2=\{(P_1-P_2)/(P_1-P_{vc})\}=\Delta P_a/\Delta P_{vc} \quad (\text{B11})$$

ここで  $\Delta P_a$  は弁単独の圧力降下量、 $\Delta P_{vc}$  はベナコントラクタまでの圧力降下量を示している。また  $C_v$  定義式から次式が得られる。なお、弁単独では  $F_p=1$  としている。

$$q^2=(F_p C_v)^2 \Delta P_b/G_f=C_v^2 \Delta P_a/G_f \quad (\text{B12})$$

ここで  $\Delta P_b$  は弁+レデューサの時の圧力降下量を示している。(B12)式から

$$\Delta P_a = F_p^2 \Delta P_b \quad (B13)$$

これを(B11)式に代入して

$$(F_L)^2 = F_p^2 (\Delta P_b / \Delta P_{vc}) \quad (B14)$$

定義式  $F_L = (P_1 - P_2) / (P_1 - P_{vc})$  から

$$(F_L)^2_p = \Delta P_b / (\Delta P_{vc} + \Delta P_i) \quad (B15)$$

ここで  $(F_L)_p$  はレデューサ付き弁の圧力回復係数、 $\Delta P_i$  は入口レデューサの降下量である。分母にはレデューサの付かない弁の圧力降下量に入口レデューサの降下量を加算している。

(1)項で述べたように、

$$\Delta P_i = K_i q^2 G_f / (890 d^4) \quad \text{但し} \quad K_i = K_1 + K_{B1} \quad (B16)$$

(B12)式の  $q^2$  の表式を (B16) に代入して

$$\Delta P_i = K_i F_p^2 C_v^2 \Delta P_b / (890 d^4) \quad (B17)$$

(B12)式に(B14)式と(B17)式を代入して

$$\begin{aligned} (F_L)^2_p &= \Delta P_b / \{F_p^2 \Delta P_b / F_L^2 + K_i F_p^2 C_v^2 \Delta P_b / (890 d^4)\} \\ (F_L)_p &= (1/F_p) \{1/F_L^2 + K_i C_v^2 / (890 d^4)\}^{-1/2} \\ F_{LP} &= (F_L)_p F_p = \{1/F_L^2 + K_i C_v^2 / (890 d^4)\}^{-1/2} \\ \underline{F_{LP} = F_L \{ (K_i C_v^2 F_L^2 / (N_2 d^4) + 1) \}^{-1/2}} \end{aligned} \quad (B18)$$

(数値定数  $N_2$  は inch 単位の時 890、mm 単位の時 0.00214)

#### (5) 膨張係数 $Y$ について

膨張係数は弁入口からベナコントラクタまで通過する際の流体密度の変化と圧力降下に変化する際のベナコントラクタ断面積(縮流係数)の変化を表すものである。理論上膨張係数は次の影響を受ける。

- ① (ポート面積/ボディ入口面積)比
- ② 弁の内部形状
- ③ 圧力降下比  $x$
- ④ レイノルズ数
- ⑤ 比熱比  $k$

②③の影響はファクタ  $x_T$  で定義される。フィッティング無し弁の場合、

$$Y = 1 - x / (3 F_k x_T) \quad (1 \geq Y \geq 0.67)$$

フィッティング付き弁については  $x_T$  の代わりに  $x_{TP}$  を用いる。

圧縮性流体の場合、④のレイノルズ数の影響は無視される。⑤の比熱比の影響は後述する。

< 膨張係数  $Y$  は非圧縮性流れの流速に対する圧縮性流れの流速の割合を示すもので、例えば

$$\text{オリフィスでは} \quad Y = 1.0 - (P_1 - P_{vc}) / (2.2 k P_1) \quad \text{---( JIS Z8762 (16)式 )}$$

$$\text{空気の場合比熱比 } k = 1.4 \text{ なので、} \quad Y = 1 - (P_1 - P_{vc}) / (3 P_1)$$

一方、 $Y$  定義式は、空気の場合  $Y = 1 - x / (3 x_T) = 1 - \Delta P / (3 P_1 x_T)$  である。

弁はオリフィスで模擬化されていると思われるので、この2つの式は等価である。従って

$$x_T = \Delta P / (P_1 - P_{vc}) = (P_1 - P_2) / (P_1 - P_{vc}) \text{ になる。ここで } F_L = \{(P_1 - P_2) / (P_1 - P_{vc})\}^{0.5} \text{ で定義されるので}$$

$x_T = F_L^2$  となる。ただしこの  $F_L$  は液体の圧力回復係数ではなく、気体の圧力回復係数であり、

液体の場合よりやや小さくなる。これは TableD-1 の傾向に合っている。 $x_T$  は本来、チョーク

ポイントの圧力降下比  $x$  であるから、 $x_T = (P_1 - P_2) / (P_1 - P_{vc}) = (\Delta P / P_1)_{choke}$  の関係が予想される。

この関係は、ベナコントラクタ部でチョークがおきると  $P_{vc}$  はパラメータとして失格になり、 $x_T$  は

弁の流れ構造で決まる固有の $(\Delta P/P_1)_{choke}$ に等しいことになる。したがって、圧力降下比  $x$  が  $x_T$  に漸近すると、 $Y=1-x_T/3x_T=1-1/3=2/3=0.67$  になる。従って  $Y$  は 0.67 以上であってチョークすると  $Y$  は 0.67 に留まりそれ以上低下することはない。

以上は、 $F_k=1$ (空気)の場合であるが、この結果から、" $F_{kxT}$  が  $x$  に漸近し  $F_{kxT} \div x$  のときにチョークが起こり、それ以上、膨張係数  $Y$  が低下することはない"と類推できる。ISA-S75.01 でも  $x \geq F_{kxT}$  ではチョークになり  $Y=0.67$ (一定)になるとしている。 >

#### (6) 圧力降下比係数 $x_T$ および合成圧力降下比係数 $x_{TP}$ について

精度からいって  $x_T$  は Ref 1 の試験手順に拠らねばならない。代表的な  $x_T$  を Table D-1 に示す。実際には、これら代表値は採用せず、弁メーカーのデータに採るべきである。

フィッティング付きの弁ではその圧力降下比係数  $x_{TP}$  は弁単独の降下比係数  $x_T$  と異なる。

$x_{TP}$  は、精確には試験で求めるのがよいが、次式によって見積もってもよい

$$x_{TP} = (x_T/F_p^2)(x_T K_i C_v^2 / (N_5 d^4) + 1)^{-1} \quad (N_5 \text{ は単位による数値定数})$$

この式で  $x_T$  はフィッティング無しの弁の降下比係数で、 $K_i$  は  $(K_1 + K_{B1})$  である。この  $x_T$  の補正はもし  $[d/D > 0.5 \ \& \ C_v/d^2 < 20]$  であれば通常無視できる。なお  $d$ 、 $D$  は inch 単位である。

なお、合成圧力降下比係数  $x_{TP}$  は以下のように導かれている。

特定弁の  $x$ - $Y$  曲線の勾配は、空気またはガスを用いた試験から求められ、 $Y=2/3$  に対する  $x$  の値で指定されている。この値がいわゆる  $x_T$  であり圧力降下比係数と云われるものである。たいていの弁でそれは 1 以下であるが、弁形式によっては 1 を越えることもある。

もし弁の前後あるいはそのいずれかにフィッティングが付帯するなら、その合成係数は弁単独の係数とは違ってくる。ここでは下記のチョークフローで運転されるレデューサ付き弁を考えてみる。

[ 任意の理想ガス ( $Z=1$ ) について  $x = x_T$ 、 $Y=Y_T$  ] ( $T$  はチョークを意味する)

U S 単位 (psi-gpm-inch 単位) では、定義式より

$$q_T = 1360 F_p C_v P_1 Y_T (x_{TP}/G_g T_1)^{0.5} \quad \text{-----} (H 1)$$

ここで添字  $T$  は終点またはチョーク条件を示している。チョークフローで弁単独の場合

$$q_T = 1360 C_v P_1 Y_T (x_{TP}/G_g T_1)^{0.5} \quad \text{-----} (H 2)$$

ここで  $P_i$  は弁入口圧力。(H1)(H2)から

$$P_i = F_p P_1 (x_{TP}/x_T)^{0.5} \quad \text{-----} (H 3)$$

ガス則から、入口レデューサをよぎる平均比重量は

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \{(P_1 - P_i)/2\} \{M/(RT)\} = \{144(P_1 + P_i)/2\} \{28.97 G_g / (1545 T_1)\} \\ \gamma_1 &= 1.35(P_1 + P_i)(G_g/T_1) \end{aligned} \quad \text{-----} (H 4)$$

ヘッドを feet で表示した圧力降下量は  $\{K U^2 / \{2g\}\}$  であるから

$$\begin{aligned} 144(P_1 - P_i)/\gamma &= \{K/(2g)\} U^2 \quad \text{or} \quad 144(P_1 - P_i)/\{1.35(P_1 + P_i) G_g / T_1\} \\ &= \{K/\{2g\}\} [(q/3600)[14.73/\{0.5(P_1 + P_i)\}](T_1/519.69)\{4(144)/(\pi d^2)\}]^2 \end{aligned}$$

これを整理して

$$P_1^2 - P_i^2 = 1.214(10^{-9}) K G_g T_1 q^2 d^{-4} \quad \text{-----} (H 5)$$

(H 3) 式の  $P_i$  をこれに代入して

$$P_1^2 - F_p^2 P_1^2 (x_{TP}/x_T)^{0.5} = 1.214(10^{-9}) K G_g T_1 q^2 d^{-4} \quad \text{-----} (H 6)$$

$$(H 1) \text{ 式から } q T^2 G_g T_1 / P_2^2 = (1360 F_p C_v Y_T)^2 x_{TP} \quad \text{-----} (H 7)$$

これを  $q = q_T$ 、 $K = K_i$  として(H 6)式に代入して

$$1.214(10^{-9})(1360F_p C_v Y_T)^2 K_i (x_{TP}/d^4) = 1 - F_p^2 x_{TP}/x_T \quad \text{----- (H 8)}$$

$Y = 2/3$  において  $x_{TP}$  について解くと

$$x_{TP} = (x_T/F_p^2) \{ (K_i x_T C_v^2 / (1000d^4) + 1) \}^{-1} \quad \text{----- (H 9)}$$

(なお、数値定数 1000 は inch 単位の時の値、mm 単位のときは 0.00241 になる。表 3 参照。)

#### (7) 比熱比係数 $F_k$ 及び圧縮係数 $Z$ について

圧縮性流体の比熱比  $k$  は弁通過流量に影響する。係数  $F_k$  は空気の比熱比に対する当該ガスの比熱比の割合を表すもの。中程度の圧力温度の空気(比熱比 1.4)について  $F_k$  は 1.0 である。弁サイジングに関して理論/実験ともに  $F_k$  と  $k$  は比例関係にあり、 $F_k = k/1.4$  である。

圧縮係数  $Z$  は、理想ガスとリアルガスの違いを状態式の上で補正するもので付図 1 による。図では  $Z$  は、対臨界圧力比  $P_r = P/P_c$ 、対臨界温度比  $T_r = T/T_c$  から決まる。ここで  $P, T$  は運転圧力/温度、 $P_c, T_c$  は臨界点における臨界圧力、臨界温度である。なお付図 1 は JIS の安全弁規格から抜き出している、ので、運転温度、運転圧力が吹出し温度、吹出し温度になっている、念為。

(圧縮係数  $Z$  は、熱力テキストで詳しく説明されているので参照されたい。)

#### 5. 液体流れ(非乱流)の式について

非乱流の液体流れについては、レイノルズ数計算を行うことなく、また表や曲線を使用することなく、以下のようなやり方で直接的に流量/ $C_v/\Delta P$  のような未知数を求めることができる。特にこのやり方は演算機能付き計算器やパソコンで有効である。その結果は表 1 のそれと一致している。

Fig.1 は次の特徴をもっている。

- i.  $F_R = 1$  での水平直線は乱流域を表している。そこでは流量は  $\sqrt{\Delta P}$  につれて変化する。
- ii. 対角状直線は層流域を表している。そこでは流量は  $\Delta P$  につれて変化する。
- iii. カーブ部分は遷移域(層流→乱流)を表している。
- iv. 図の影を付けた部分は試験データのばらつきを示している。非乱流域には不明確さがある。

表 1 から

$$q = N_1 F_R C_v \{ (P_1 - P_2) / G_f \}^{0.5} \quad \text{----- (9)}$$

$$Re_v = \{ N_4 F_d q / (v F_L^{0.5} C_v^{0.5}) \} \{ F_L^2 C_v^2 / (N_2 d^4) + 1 \}^{0.25} \quad \text{----- (11)}$$

(なお 表 1 及びその注記では  $N_1 = 0.865$ 、 $N_4 = 76000$ 、 $N_2 = 0.00214$  としている。)

層流域は Fig.1 の対角直線部分にあり、次式で表せる。

$$F_R = (Re_v / 370)^{1/2} \quad (\text{Fig.E-1 の for predicting pressure drop に同じ}) \quad \text{----- (F1)}$$

(9)(11)(F1)式を組み合わせ

$$q = N_s (F_s C_v)^{3/2} \Delta P / \mu \quad \text{----- (F2)}$$

$$\text{または } C_v = (1/F_s) \{ q \mu / (N_s \Delta P) \}^{2/3} \quad \text{----- (F2)}$$

$$\text{ここで } F_s = (F_d^{2/3} / F_L^{1/3}) \{ [F_L^2 C_v^2 / (N_2 d^4) + 1] \}^{1/6} \quad \text{----- (F3)}$$

$\mu$  = 粘度(cp)、 $N_s$  = 使用単位による定数(下記)

$N_s$	$q$	$\Delta P$
47	gpm	psi
1.5	m <sup>3</sup> /hr	kPa
15	m <sup>3</sup> /hr	bar

一般に層状/流線流れ係数  $F_s$  は弁製造者の弁形式(構造)によって決まり、サイズには殆ど拠らない。

この値はほぼ固定的で、水力半径を表す  $F_d$  値のような不正確さはない。 $F_s$  の代表値は Table D-1 に示される。弁の形式(構造)が選択されれば、実際の  $F_d/F_L$  値と  $C_v/d^4$  から  $F_s$  が計算できる。層流域ならば、(F2)式を直接解いて答えが得られる。遷移域では図表によることなく  $F_R$  は次の式から求めることができる。

$$F_R = 1.044 - 0.358(C_{vs}/C_{vt})^{0.655} \text{ ----- (F4)}$$

$$F_R = 1.084 - 0.375(\Delta P_s / \Delta P_t)^{0.336} \text{ ----- (F5)}$$

$$F_R = 1.004 - 0.358(q_t / q_s)^{0.588} \text{ ----- (F6)}$$

これらの式で 添え字 s は層流状態を仮定して(F2)式を用いて計算したものを指す。また添え字 t は乱流状態( $F_R=1$ )を仮定して(9)式を用いて計算したものを指す。

上記の式で計算された  $F_R$  が **0.48** より少ないときはその流れは層流になり(F2)式支配になる。 $F_R$  が 0.98 以上ならその流れは乱流になり(9)式支配になる。配管形状係数  $F_p$  は、Closed Coupled fitting が制御弁を通る非乱流流れに与える影響が不確定なので、(9)式でも(F2)式でも使用すべきでない。また、ここで用いられている  $F_p$  式は完全乱流のみをベースにしている。精度から云えば、弁は弁と同サイズの入口直管とつながねばならない。また、その直管は流れの速度分布が通常のプロフィール(Fig1 データの条件通り)に漸近するまで十分長くすべきである。

以下、例題によって問題の解決方法を示す。

#### 問題 1. 弁サイズの設定

流況 →  $q = 500\text{gpm}$ 、 $G_f = 0.9$ 、 $\Delta P = 20\text{ psi}$ 、 $\mu = 20000\text{cp}$   
 弁 → バタフライ弁、 $C_v/d^2 = 19$ 、 $F_s = 0.93$ (メーカーカタログ or Table D-1)

(9)式を用いて  $q = N_1 F_R C_{vt} \{(P_1 - P_2)/G_f\}^{0.5}$  (乱流を仮定して)

$$500 = (1.0)(1.0)C_{vt}(20/0.90)^{0.5}$$

$$C_{vt} = 106$$

(F2)式を用いて  $C_{vs} = (1/F_s)\{q\mu/(N_s \Delta P)\}^{2/3}$  (層流を仮定して)

$$C_{vs} = (1/0.93)\{500(20000)/47/(20)\}^{2/3} = 520$$

遷移域として  $F_R = 1.044 - 0.358(C_{vs}/C_{vt})^{0.655} = 0.03$

この値は 遷移流限界 0.48 より小さいので流れは層流になる。 $C_v = 520$  を満たすのは  $C_v = 19d^2 = 19 \cdot 6^2 = 684$  の 6 インチサイズのバタフライ弁である。

#### 問題 2. 差圧の算定

流況/弁 →  $q = 1070\text{gpm}$ 、 $G_f = 0.84$ 、 $\mu = 5900\text{cp}$ 、 $C_v = 400$ 、 $F_s = 1.25$

乱流を仮定し(9)式を用いて  $q = N_1 F_R C_{vt} \{(P_1 - P_2)/G_f\}^{0.5}$

$$1070 = (1.0)(1.0)400(\Delta P_t / 0.84)^{0.5}$$

$$\Delta P_t = 601\text{psi}$$

層流を仮定し(F2)式を用いて  $q = N_s (F_s C_v)^{3/2} \Delta P_s / \mu$

$$1070 = 47\{1.25(400)\}^{3/2} \Delta P_s / 5900$$

$$\Delta P_s = 12.0\text{ psi}$$

遷移域に対し(F5)式を用いて  $F_R = 1.084 - 0.375(12/6.01)^{0.336} = 0.61$

$F_R$  は 0.48 と 0.98 の間にあるので流れは遷移流になる。(9)を用いて

$$q = N_1 F_R C_v \{(P_1 - P_2) / G_f\}^{0.5}$$

$$1070 = 1.0(0.61)(400)\{\Delta P / 0.84\}^{0.5}$$

$$\Delta P = 16 \text{ psi}$$

乱流や層流を仮定した擬似的な  $\Delta P$  値(6psi, 12psi)は採れない。

### 問題 3. 弁サイズの設定

流況 →  $q=17\text{m}^3/\text{hr}$ 、 $\rho=1100\text{ kg/m}^3$ 、 $\Delta P=69\text{ kPa}$ 、 $\mu=1000\text{ Ns/m}^2$  ( $10^6\text{cp}$ )  
 弁 → ボール弁、 $C_v/d^2=30$ 、 $F_s=1.3$

乱流に対し(9)式を用いて

$$q = N_1 F_R C_{vt} \{(P_1 - P_2) / G_f\}^{0.5}$$

$$17 = 0.0865(1.0)C_{vt}(69 / 1.1)^{1/2}$$

$$C_{vt} = 24.8$$

層流に対し(F2)式を用いて

$$C_{vs} = (1/F_s)\{q \mu / (N_s \Delta P)\}^{2/3}$$

$$C_{vs} = (1/1.3)\{17(10^6)/(1.5(69))\}^{2/3}$$

$$C_{vs} = 2310$$

遷移流に対して

$$F_R = 1.044 - 0.358(2310/24.8)^{0.655} = -5.9$$

この値は 0.48 以下なので層流になる。故に必要  $C_v$  は 2310 である。この要求を満たすのは 250mm(10 inch)サイズで、その  $C_v$  は  $C_v=30(10)^2=3000$  である。

< 問題 1、2、3 のにおいて、 $F_R$  が 0.48 以下を層流域、0.48～0.98 の間を遷移域、0.98 以上を乱流域としているが、これは単に Fig.1 から読み取ったものと思われる。(F4)、(F5)、(F6)で、それぞれ層流-遷移域の境を 56、106、30 にして計算すると、境目の  $F_R$  は 0.282、0.286、0.285 になり  $F_R=0.48$  と合わない。安全側に割り増しているのか？ >

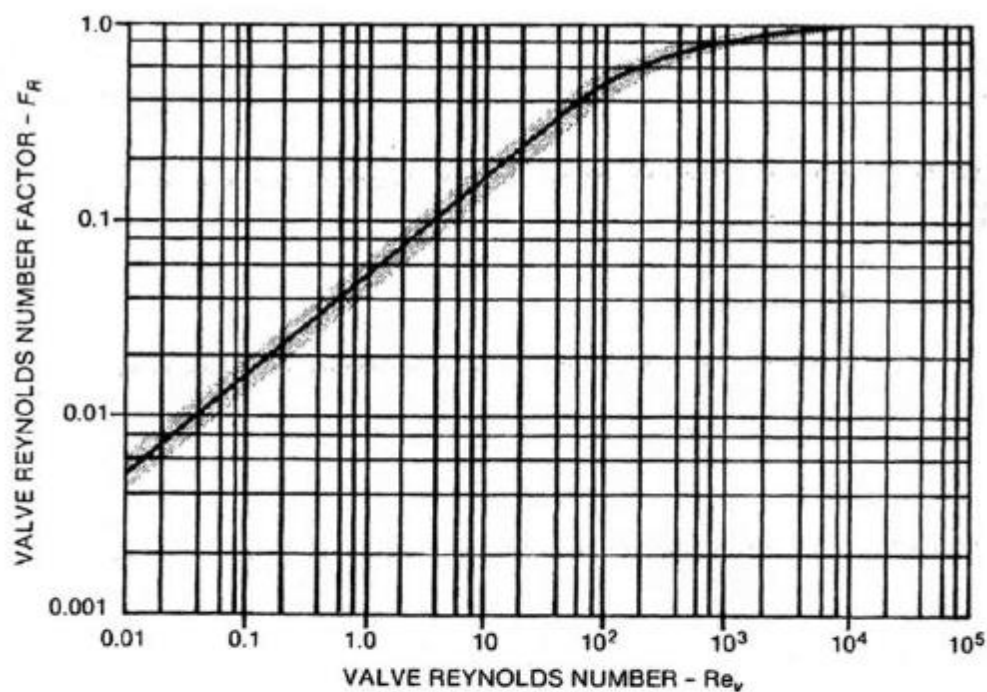


Figure 1. Reynolds Number Factor

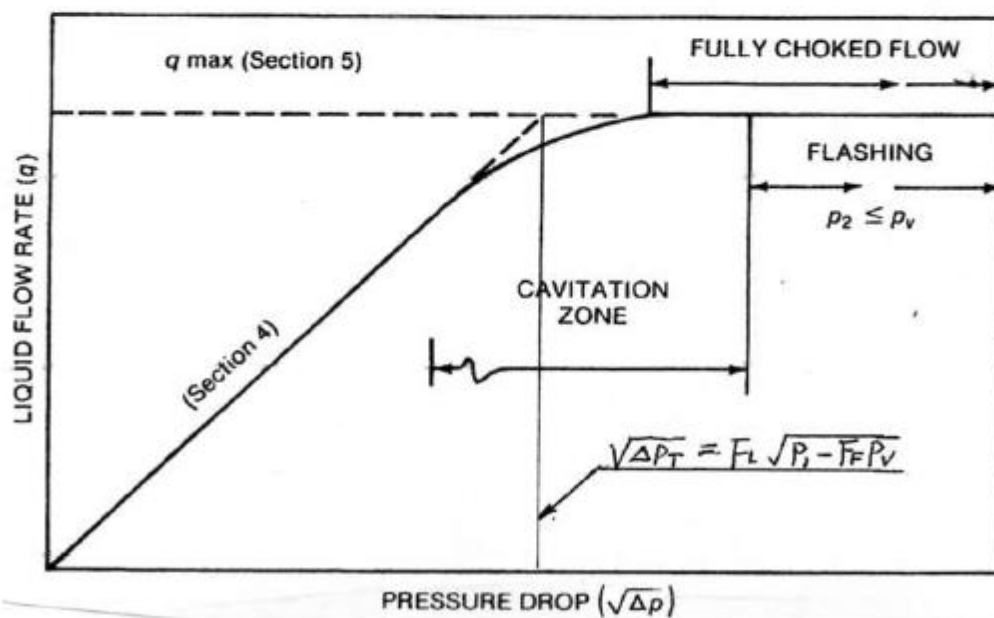


Figure 2. Liquid Flow Rate Versus Pressure Drop for a Typical Valve  
(Constant Upstream Pressure and Vapor Pressure)



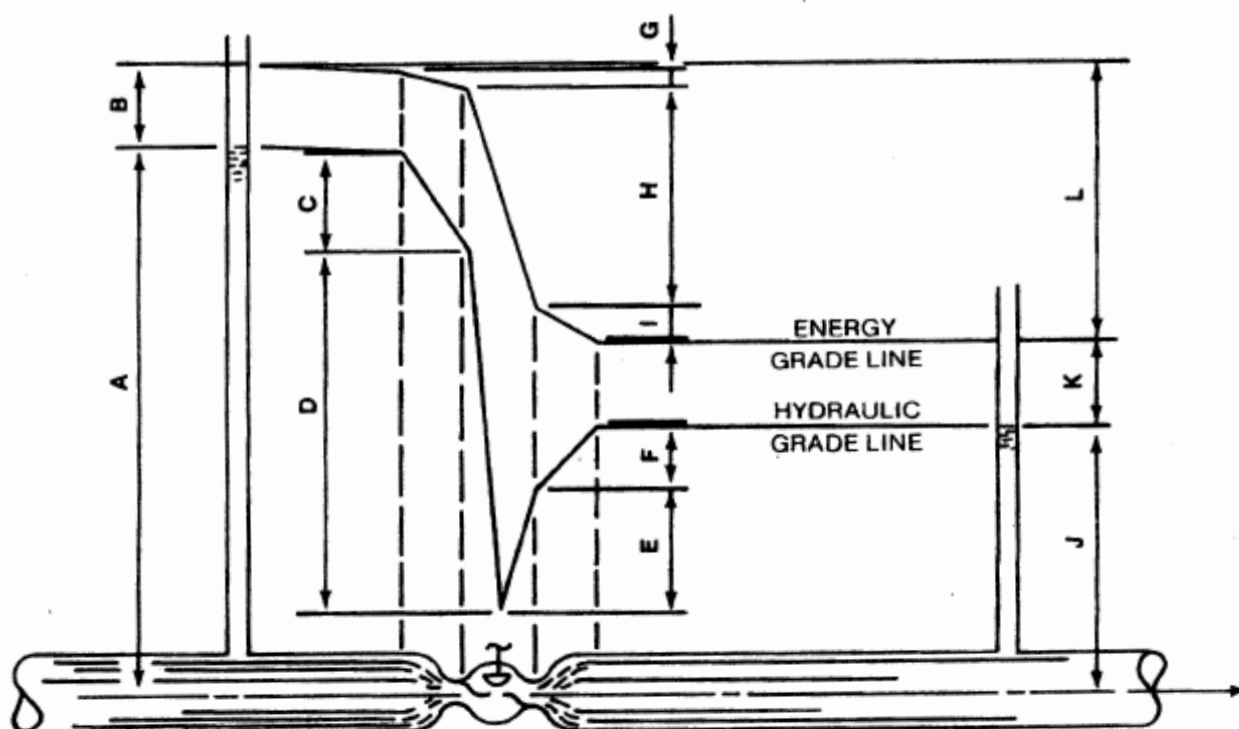


Figure C-1. Head Changes in a Control Valve-Piping System

TABLE C-1  
DEFINITIONS OF HEAD TERMS  
(Refer to Figure C-1)

Reference Letter (See Fig. C-1)	Head Terms*	U.S. Units	SI Units
A	Inlet pressure head	$p_1/\gamma$	$p_1/\rho g$
B	Inlet velocity head	$(d/D_1)^4 (U_1^2/2g)$	$(d/D_1)^4 (U_1^2/2g)$
C	Reducer drop	$(K_1 + K_{B1})(U_1^2/2g)$	$(K_1 + K_{B1})(U_1^2/2g)$
D	Differential to vena contracta	$(E)/(1 - F_L^2)$	$(E)/(1 - F_L^2)$
E	Pressure recovery at valve	$(D) - (H)$	$(D) - (H)$
F	Increaseser recovery	$(K_{B2} - K_2)(U_1^2/2g)$	$(K_{B2} - K_2)(U_1^2/2g)$
G	Reducer loss	$K_1 (U_1^2/2g)$	$K_1 (U_1^2/2g)$
H	Valve loss	$N_2(d^4/C_v^2)(U_1^2/2g)$	$N_2(d^4/C_v^2)(U_1^2/2g)$
I	Increaseser loss	$K_2 (U_1^2/2g)$	$K_2 (U_1^2/2g)$
J	Outlet pressure head	$p_2/\gamma$	$p_2/\rho g$
K	Outlet velocity head	$(d/D_2)^4 (U_1^2/2g)$	$(d/D_2)^4 (U_1^2/2g)$
L	Total head loss	$(p_1 - p_2)/\gamma$	$(p_1 - p_2)/\rho g$

\*All units are absolute and consistent: pound, foot, and second in U.S. customary units; SI for metric units.

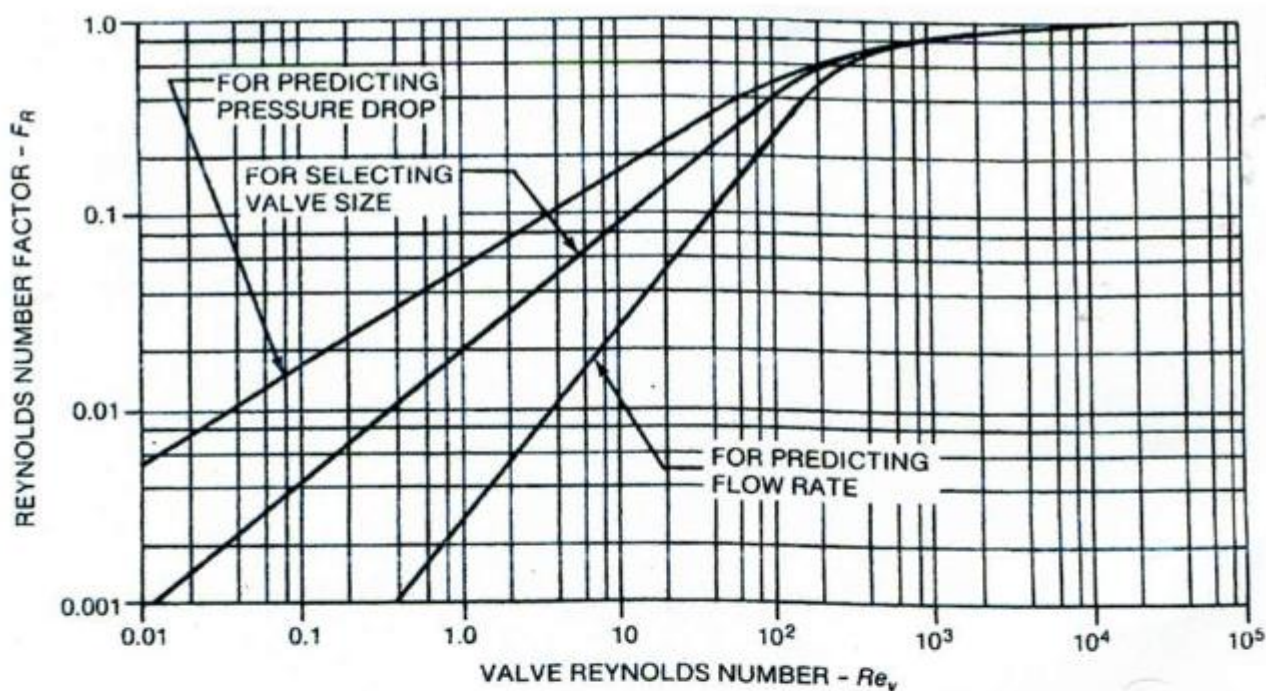
Table D-1  
Representative Values of Valve Capacity Factors

Valve type	Trim Type	Flow Direction <sup>(*1)</sup>	$x_T$	$F_L$	$F_s$	$F_d^{(*2)}$	$C_v/d^{2(*3)}$
<b>Globe</b>							
Single port	Ported plug	Either	0.75	0.9	1.0	1.0	9.5
	Contoured plug	Open	0.72	0.9	1.1	1.0	11
		Close	0.55	0.8	1.1	1.0	11
	Characterized plug	Open	0.75	0.9	1.1	1.0	14
		Close	0.70	0.85	1.1	1.0	16
	Wing guided	Either	0.75	0.9	1.1	1.0	11
Double port	Ported plug	Either	0.75	0.9	0.84	0.7	12.5
	Contoured plug	Either	0.70	0.85	0.85	0.7	13.0
	Wing guided	Either	0.75	0.9	0.84	0.7	14.0
Rotary	Eccentric spherical plug	Open	0.61	0.85	1.1	1.0	12.0
		Close	0.40	0.68	1.2	1.0	13.5
<b>Angle</b>	Contoured plug	Open	0.72	0.9	1.1	1.0	17
		Close	0.65	0.80	1.1	1.0	20
	Characterized cage	Open	0.65	0.85	1.1	1.0	12
		Close	0.60	0.80	1.1	1.0	12
	Venturi	Close	0.20	0.50	1.3	1.0	22
<b>Ball</b>	Segmented	Open	0.25	0.6	1.2	1.0	25
	Standard port(dia.~0.8d)	Either	0.15	0.55	1.3	1.0	30
<b>Butterfly</b>	60-degree aligned	Either	0.38	0.68	0.95	0.7	17.5
	Fluted vane	Either	0.41	0.7	0.93	0.7	25
	90-degree offset seat	Either	0.35	0.60	0.98	0.7	29

(\*1) 流れ方向が弁を開く方向か、閉じる方向か。弁体がシートから離れるとき Open, 近づくとき Close

(\*2) 一般に単一流路をもつ弁では  $F_d=1$ 、2つの流路を持つ弁例えば double-ported globe valve や バタフライ弁では  $F_d=0.7$  になる。

(\*3)  $d$  = 公称弁サイズ (inch)



**Figure E-1. Reynolds Number Factor for Valve Sizing**  
(See Figure 1 for the range of uncertainty.)

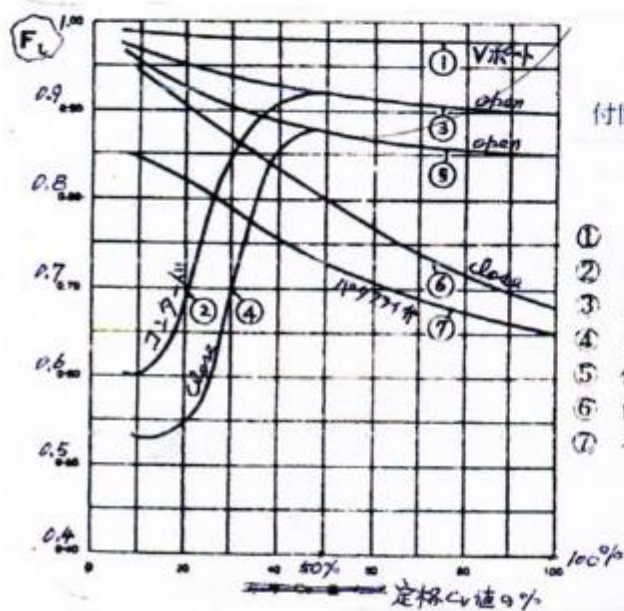
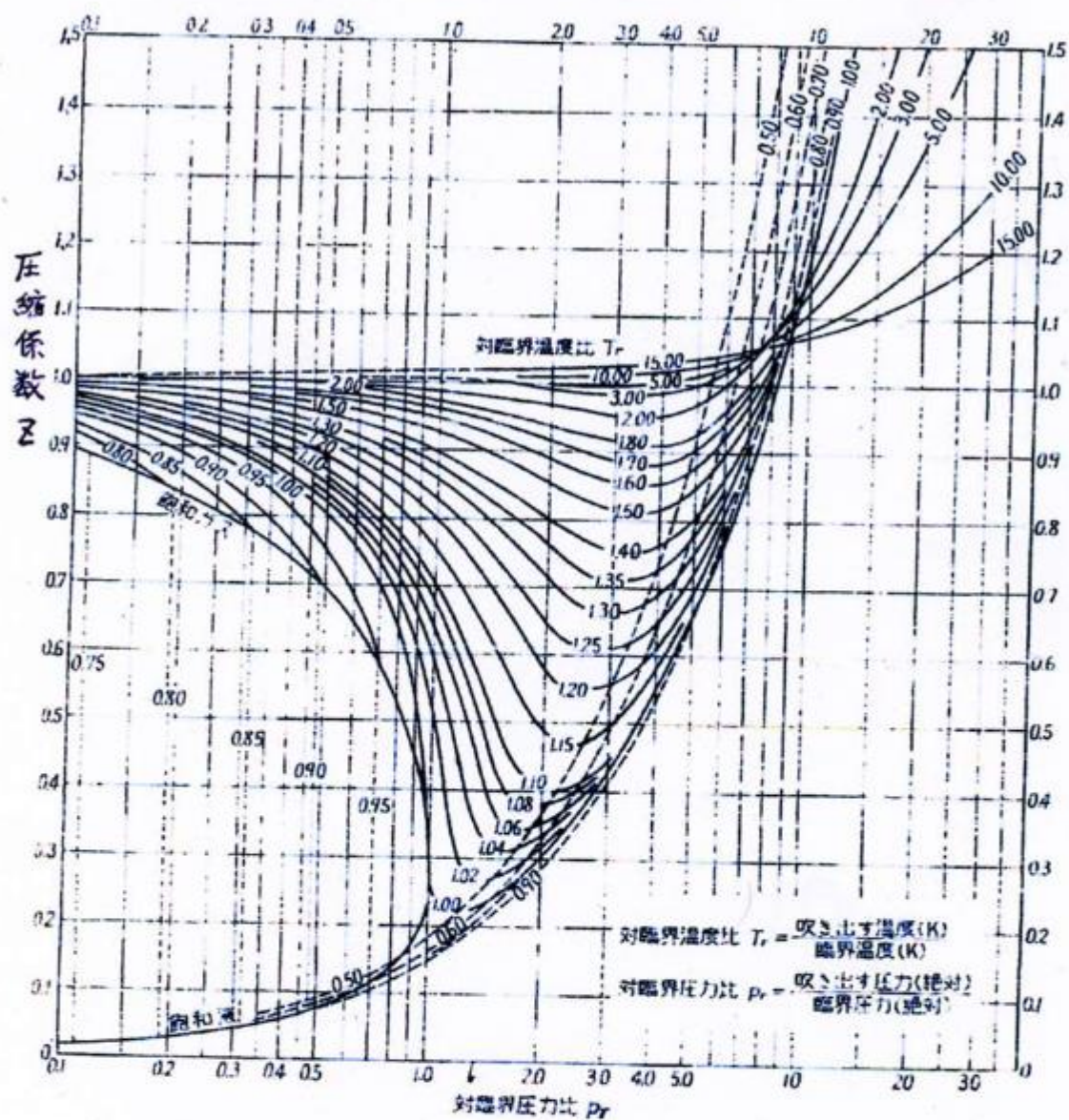
**TABLE E-1**  
**REYNOLDS NUMBER FACTOR**  
 **$F_R$  FOR TRANSITIONAL FLOW**

$F_R^*$	Valve Reynolds Number, $Re_v^*$		
	Valve Size Selection	Flow Rate Prediction	Pressure Drop Prediction
0.284	56	106	30
0.32	66	117	38
0.36	79	132	48
0.40	94	149	59
0.44	110	167	74
0.48	130	188	90
0.52	154	215	113
0.56	188	253	142
0.60	230	298	179
0.64	278	351	224
0.68	340	416	280
0.72	471	556	400
0.76	620	720	540
0.80	980	1100	870
0.84	1560	1690	1430
0.88	2470	2660	2300
0.92	4600	4800	4400
0.96	10 200	10 400	10 000
1.00	40 000	40 000	40 000

\*Linear interpolation between listed values is satisfactory.



付図1 圧縮係数 (JISB8210)

付図2 弁開度に対する  $FL$  値の変化例

## 【 解 説 】

1. プラント設備において、 $C_v$  計算はルーチンワーク的な設計計算であって、規格やメーカー標準も堅牢で、特に RP 化するまでもないはずである。しかし、本来、流れに起因する問題を抱えるにも拘らず、制御/計装設計業務の一端に組み込まれて、設備としての技術展開を味気ないものにし問題解決を遅らす傾向があるように思える。本 TS はこの傾向を憂え、今一度、原点に帰って制御弁における管路流れの問題を考えようとするものである。なお、

$C_v$  は弁の流量係数とも言われるが、これは定義の上でオリフィスなどの流量係数と異なっている。そこで、本 TS では、他の例にもならって  $C_v$  を**弁の容量係数**と呼んでいる。因みに  $C_v$  値の定義は、

弁前後の差圧を 1 psi(0.07 kg/cm<sup>2</sup>)に保って 60° F(15.6°C)の清水を通過させた際の流量を  
ガロン/分(gpm)で表した数値

である。ある差圧である流量が流れるとき、これを 1 psi 差圧/常温の清水条件で何 gpm 流れることに等しいとするのが  $C_v$  値であり、この係数によって全ての弁の流量特性が普遍化されることになる。

2. 本 TS では、米国の ANSI/ISA-S75.01 (Std.) の内容を紹介する形をとっている。これは

- ・ 種々の規格標準類の中で、最もよく知られ原典的な印象があること。
- ・ 式の背景や導出課程の説明があり、考え方や運用が比較的判り易いこと。
- ・ 非乱流域の流れ(具体的にはレイノルズ数の低い粘性流体流れ)について、かなり詳しい内容になっていること。

ANSI/ISA-S75.01 は、通常の標準類の記述形態を採っている。これを、そのまま翻訳しても用は十分に足りるが、ここでは、次のように再編を試みている。

- ・  $C_v$  計算を表 1、表 2、表 3 に要約した。
- ・  $C_v$  計算の手順をチャート化して、将来の支援ソフト化に備えた。
- ・  $C_v$  計算で厄介な諸係数の説明を 1 本化した。
- ・ 十分ではないが、わかる範囲で補足説明を加えた。

3. 流量および流量係数の式について。内容は ANSI/ISA-S75.01 の本文(1)～(23)式をまとめたものになっている。なお、表記の問題ではあるが、例えば、本文では

$$q = N_1 F_p C_v \{(P_1 - P_2) / G_f\}^{0.5} \text{-----}(1)$$

のように表示し、数値定数  $N_1$  について、使用単位に応じて数値を与えている。例えば  $q$  につき m<sup>3</sup>/hr、 $P_1, P_2$  につき k Pa の単位であれば  $N_1 = 0.0865$  となる。これは便利ではあるが煩雑になるので、ここでは、m<sup>3</sup>/hr—kg/hr—bar—mm—centistokes—K 単位のみを採って、定数  $N_1 \sim N_9$  を固定させている。

圧縮性流れについては、旧来より FCI ( Fluid Control Institute )の式が使われている。しかし次のような場合、IPC の計装ハンドブック(1)では、FCI 式よりも ANSI/ISA-S75.01 の式(ここでは表 3)の使用を薦めている(理由は FCI 式の誤差からでているようで、計装ハンドブックの 14.4 項を参照のこと)。

- ・ バタフライ弁、ボール弁、アングル弁など圧力降下比係数  $x_T$  が小さい弁を使用するとき
- ・ 圧力降下比  $x$  が大きいとき
- ・ 比熱比  $k$  が空気と大幅に異なるとき
- ・ 圧縮係数が 1 と大幅に異なるとき

総じて、圧縮性流れでは ANSI/ISA-S75.01 式(表 3)の使用が望ましいような気がする。参考に旧来の FCI 式を末尾に添付する。

4. 弁の必要容量係数の算定手順について。液体流れでチョークするかどうかの判定は文献(1)の図 14.4-2 を参考にしている。この図は Fig.2 と殆ど同一であるが、曲線の斜線と水平線の交点の  $\sqrt{\Delta P}$  ( $\sqrt{\Delta P_T}$  と表示) の式が与えられているので Fig.2 の中にこれを書き込んでいる。チャートではチョーク点をこの交点とフラッシュ開始点の中間に設定しているが、これが妥当かどうかは今後の課題である。
5. 計算パラメータ(諸係数)について。この部分は、係数に関する本文の概要記述と付録の詳細記述を合体させている。係数の選択によって結果が変わるので、その背景はできるだけ認識しておくのがよい。
6. 液体流れ(非乱流)の式について。ANSI/ISA-S75.01 では粘性流への関心が高いようで低レイノルズ数の説明に加えて、非乱流液体流れについて具体的な計算手順を示している。この項はそれを要約して示すものである。しかし、この非乱流液体流れに関しては、
  - ① 4(2)項と 5 項で異なるエンジニアリングアプローチがみられる。ANSI/ISA-S75.01 原典では Appendix E と F が然り。実際の運用はどうなる？
  - ② Fig.E-1 の  $Re_v$ - $F_R$  曲線が何故、用途別に 3 種類になるのか？説明がない。また Fig.1 は Fig.E-1 の For predicting pressure drop を使用しているがこれは何故か？
  - ③ 非乱流域のフィッティング有りの弁の  $C_v$  計算についてはホールドとしている。これは ANSI/ISA-S75.01 で計算を放棄しているからである。 $F_R$  をフィッティング有りに適用した場合どんな問題があるのか？
 など、種々、不明点があるので、今後これらをクリアにしてゆく必要がある。
7. ここでは気液 2 相流については触れていない。これについては、今後、TS を別途出していきたい。また、ここで仕様した ANSI/ISA-S75.01 は 1985 年版とかなり古いので、最新版を入手して内容を見直していきたい。

#### 【引用文献】

- (0) ANSI/ISA-S75.01-1985 Flow Equations for Sizing Control Valve  
(Instrument Society of America)
- (1) IPC 計装ハンドブック (IPC-DBJ-02-91Y) プロセス計装制御技術協会
- (2) ANSI/ISA-S75.02 Control Valve Capacity Test Procedure (Research Triangle Park NC,1981)
- (3) W.F.Allen,Jr.,”Flow of a Flashing Mixture of Water and Steam through Pipes and Valves”  
Journal of Basic Engineering, April 1951 pp.357~65
- (4) J.F. Bailly , ”Meta-stable Flow of Saturated Water ,” Journal of Basic Engineering  
Nov.1951 pp.1109~16

添付. FCI の気体流れと水蒸気流れの  $C_v$  計算式

1. 気体流れのとき

(A) 臨界状態でない場合 ( $\Delta P < 0.5P_1$ ) -----チョークしていないとき。

$$\text{体積流量: } C_v = (V / 273) [G_g T_1 / \{\Delta P (P_1 + P_2)\}]^{0.5}$$

$$C_v = (V / 1460) [M_w T_1 / \{\Delta P (P_1 + P_2)\}]^{0.5}$$

$$\text{質量流量: } C_v = 48.2 W / \{\Delta P (P_1 + P_2)\} G_{gp}^{0.5}$$

(B) 臨界状態の場合 ( $\Delta P \geq 0.5P_1$ ) ----- チョークフローのとき。

$$\text{体積流量: } C_v = (V / 238) \{(G_g T_1)^{0.5} / P_1\}$$

$$C_v = (V / 1270) \{(M_w T_1)^{0.5} / P_1\}$$

$$\text{質量流量: } C_v = 55.4 W / (P_1 G_{gp}^{0.5})$$

2. 水蒸気流れのとき

(A) 臨界状態でない場合 ( $\Delta P < 0.5P_1$ ) -----チョークしていないとき。

$$\text{飽和水蒸気: } C_v = 74 W / \{\Delta P (P_1 + P_2)\}^{0.5}$$

$$\text{過熱水蒸気: } C_v = 74 (1 + 0.0013 T_{SH}) W / \{\Delta P (P_1 + P_2)\}^{0.5}$$

(B) 臨界状態の場合 ( $\Delta P \geq 0.5P_1$ ) ----- チョークフローのとき。

$$\text{飽和水蒸気: } C_v = 85 W / P_1$$

$$\text{過熱水蒸気: } C_v = 85 ((1 + 0.0013 T_{SH}) W / P_1)$$

ここで、 $\Delta P$  = 弁差圧 =  $(P_1 - P_2)$ 、 $P_1$  = 弁入口側圧力 (kg /cm<sup>2</sup>A)、 $P_2$  = 弁出口側圧力 (kg /cm<sup>2</sup>A)

$V$  = 気体の体積流量 (Nm<sup>3</sup>/hr)、 $W$  = 質量流量 (t/hr)、 $M_w$  = 気体の分子量

$T_1$  = 弁入口流体温度(K)、 $G_g$  = 標準状態の空気に対する標準状態の気体の比重

$G_{gp}$  = 使用状態の気体の比重、 $T_{SH}$  = 水蒸気の過熱度(℃)