

DIMENSIONAMENTO DELLE VALVOLE DI REGOLAZIONE

INDICE

SIMBOLOGIA

SELEZIONE E DIMENSIONAMENTO

1 INFORMAZIONI DI PROCESSO

2 DATI DI PIPING

3 FOGLIO DI SPECIFICA

4 COEFFICIENTE DI PORTATA

- 4.1 EQUAZIONE BASE
- 4.2 COEFFICIENTE A_v
- 4.3 COEFFICIENTE K_v
- 4.4 COEFFICIENTE C_v
- 4.5 CONDIZIONI STANDARD DI PROVA

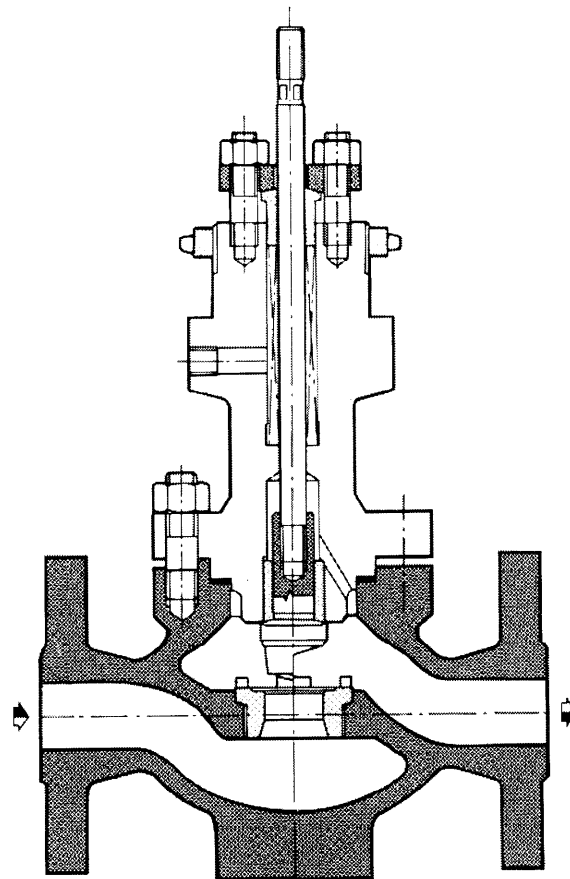
5 EQUAZIONI DI DIMENSIONAMENTO

- 5.1 FLUIDI INCOMPRESSIBILI
- 5.2 FLUIDI COMPRESSIBILI
- 5.3 MISCELE BIFASI

6 MOTO LAMINARE

7 PARAMETRI CARATTERISTICI

- 7.1 7.1 COEFFICIENTE DI RECUPERO F_L
- 7.2 7.2 COEFFICIENTI DI CAVITAZIONE x_{FZ} E K_C
- 7.3 COEFFICIENTE CORRETTIVO DI INSTALLAZIONE F_p (PIPING FACTOR)
- 7.4 COEFFICIENTE DI RECUPERO CON RIDUZIONI F_{LP}
- 7.5 COEFFICIENTE DEL RAPPORTO DELLA PRESSIONE CRITICA PER LIQUIDI F_F
- 7.6 COEFFICIENTE DI ESPANSIONE Y
- 7.7 PRESSIONE DIFFERENZIALE RELATIVA LIMITE x_T
- 7.8 PRESSIONE DIFFERENZIALE RELATIVA LIMITE CON RIDUZIONI x_{TP}
- 7.9 COEFFICIENTE FUNZIONE DEL NUMERO DI REYNOLDS F_R
- 7.10 COEFFICIENTE DI FORMA F_d



SIMBOLOGIA

Simbolo	Descrizione	Unità di misura
A	Area della sezione di passaggio della valvola	[m ² , mm ²]
C	Coefficiente di portata (A _v , K _v , C _v)	Varie
C _d	Coefficiente di portata specifico = C/d ²	Varie
d	Dimensione nominale della valvola	[mm]
D	Diametro interno della tubazione	[mm]
F _d	Coefficiente di forma	Adimensionale
F _F	Coefficiente del rapporto della pressione critica per i liquidi	Adimensionale
F _L	Coefficiente di recupero	Adimensionale
F _{LP}	Coefficiente combinato di recupero della valvola con riduzioni	Adimensionale
F _p	Coefficiente correttivo di installazione	Adimensionale
F _R	Coefficiente correttivo funzione del numero di Reynolds	Adimensionale
F _γ	Coefficiente del rapporto dei calori specifici = γ / 1,4	Adimensionale
h _v	Energia specifica dissipata	[J/kg]
K _{B1} e K _{B2}	Coefficienti di Bernoulli in ingresso ed in uscita di una valvola munita di riduzioni	Adimensionale
K _c	Coefficiente di cavitazione critica	Adimensionale
K ₁ e K ₂	Coefficienti di resistenza di riduzioni od allargamenti a monte e a valle della valvola	Adimensionale
M	Massa molecolare del fluido	—
N ₁ ·N ₂ ·N ₄ ·N ₅ N ₆ ·N ₈ ·N ₉	Costanti dimensionali	Varie
p _c	Pressione termodinamica critica	KPa o bar
p _v	Pressione assoluta di vaporizzazione del liquido alla temperatura di ingresso valvola	[KPa, bar]
p _{vc}	Pressione assoluta nella vena contratta	[KPa, bar]
p ₁	Pressione assoluta del fluido misurata alla presa di pressione di monte (a 2D)	[KPa, bar]
p ₂	Pressione assoluta del fluido misurata alla presa di pressione di valle (a 6D)	[KPa, bar]
Δp	Pressione differenziale del fluido (p ₁ -p ₂) tra la presa di pressione di monte e quella di valle	[KPa, bar]
Δp _{max}	Massima pressione differenziale utilizzabile per il dimensionamento di valvole di regolazione con fluidi incomprimibili	[KPa, bar]
q _m	Portata massica	kg/h
q _v	Portata volumica	[m ³ /s, m ³ /h, gpm]
q _{v(max)} e/o q _{m(max)}	Portata (volumica e/o massica) di saturazione o limite	[m ³ /h, kg/h]
Re _v	Numero di Reynolds nella valvola	Adimensionale
T ₁	Temperatura assoluta del fluido in ingresso valvola (°C+273)	[K]
u	Velocità media del fluido nella sezione di passaggio della valvola	[m/s]
u ₁	Velocità media del fluido nella sezione corrispondente alla presa di pressione di monte	[m/s]
u ₂	Velocità media del fluido nella sezione corrispondente alla presa di pressione di valle	[m/s]
v	Volume specifico	[m ³ /kg]

SIMBOLOGIA

Simbolo	Descrizione	Unità di misura
x	Rapporto tra la pressione differenziale e la pressione assoluta del fluido a monte	Adimensionale
x_{cr}	Rapporto differenziale critico $(\Delta p/p_1)_{cr}$ (5.7)	Adimensionale
x_{FZ}	Coefficiente di incipiente cavitazione	Adimensionale
x_T	Pressione differenziale relativa limite $(\frac{\Delta p}{p_1})_{limite}$ (5.7)	Adimensionale
x_{TP}	Pressione differenziale relativa limite di una valvola con riduzioni	Adimensionale
Y	Coefficiente di espansione (5.6)	Adimensionale
Z	Coefficiente di comprimibilità, o rapporto tra la massa volumica teorica e la massa volumica reale del fluido nelle condizioni di monte	Adimensionale
γ	Rapporto tra i calori specifici, a pressione e volume costanti, o esponente adiabatico	Adimensionale
ρ_0	Massa volumica dell'acqua a 15,5 °C pari a 999 kg/m ³	[kg/m ³]
ρ_1	Massa volumica del fluido nelle condizioni di monte (p_1 e T_1)	[kg/m ³]
ρ_r	Rapporto tra la massa volumica del fluido nelle condizioni di monte e la massa volumica dell'acqua a 15,5 °C (ρ_1/ρ_0)	Adimensionale
λ	Coefficiente di resistenza o di perdita di carico della valvola	Adimensionale
ν	Viscosità cinematica ($\nu = \frac{\mu}{\rho}$)	[Centistoke = 10 ⁻⁶ m ² /s]
μ	Viscosità dinamica	[Centipoise = 10 ⁻³ Pa.s]

SELEZIONE E DIMENSIONAMENTO

Per la giusta scelta della valvola di regolazione e per il suo corretto dimensionamento sono necessari un certo numero di dati e informazioni riguardanti il processo e il piping in cui la valvola è destinata a funzionare.

1 - INFORMAZIONI DI PROCESSO

- Tipo di fluido e sue caratteristiche fisiche, chimiche e termodinamiche quali:
 - pressione
 - temperatura
 - pressione di saturazione
 - pressione termodinamica critica
 - massa volumica
 - viscosità
 - esponente dell'adiabatica
 - massa molecolare
 - fattore di comprimibilità
 - titolo
 - parti solide trascinate
 - infiammabilità
 - tossicità
- Portata massima, normale, minima, correlate alla pressione e temperatura del fluido in ingresso alla valvola e al Δp tra ingresso ed uscita.
- Rapporto tra la pressione differenziale disponibile sulla valvola di regolazione e le perdite di carico dell'intera linea di processo, alle varie portate.
- Caratteristiche funzionali:
 - velocità di intervento
 - tempi di corsa
 - posizione di sicurezza in mancanza di alimentazione
 - tenuta a valvola chiusa
 - limiti di rumorosità
 - resistenza al fuoco
 - limiti di perdita verso l'esterno

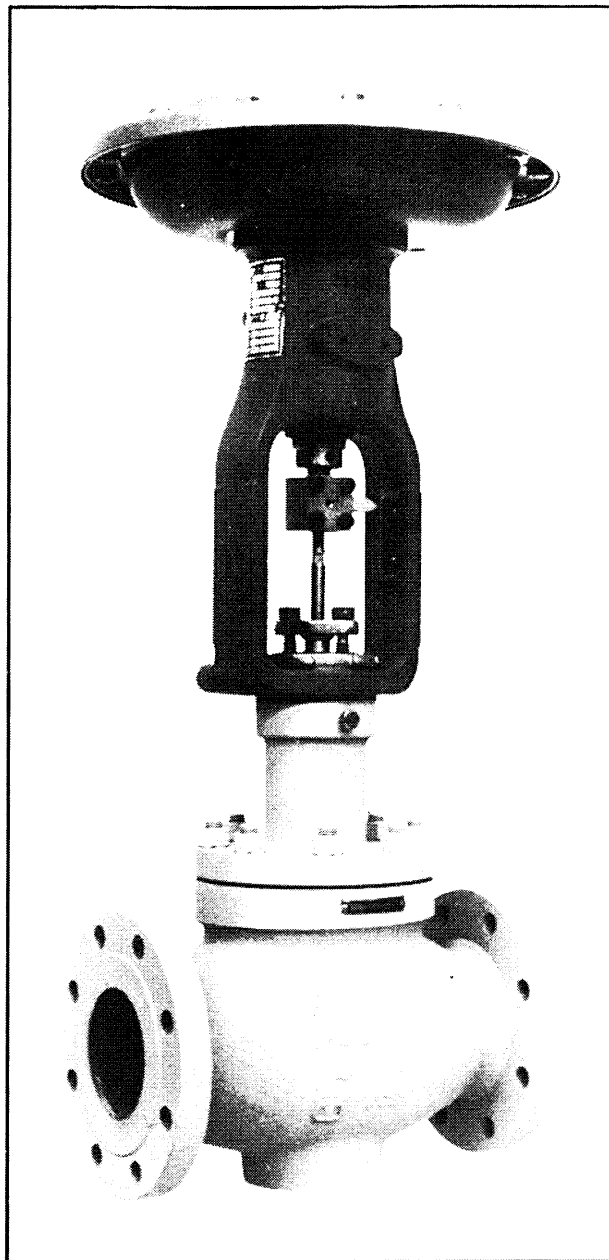
2 - DATI DI PIPING

- orientamento delle connessioni (in linea, ad angolo, off-set)
- accessibilità
- connessioni e materiali delle tubazioni
- dimensioni d'ingombro
- pressione e temperatura di progetto
- alimentazioni disponibili per l'attuatore
- sollecitazioni trasmesse dalle tubazioni

3 - FOGLIO DI SPECIFICA

Sulla base dei dati di cui ai punti precedenti è possibile preparare il foglio di specifica della valvola e cioè di selezionare:

Valvole di regolazione serie 1-6911



- il rating della valvola
- il tipo di corpo e il tipo di valvola
- la dimensione del corpo, dopo aver determinato il massimo coefficiente di portata mediante le equazioni di dimensionamento
- il tipo di organi interni
- i materiali dei vari componenti
- la classe di tenuta
- la caratteristica inerente
- il tipo di packing
- le dimensioni ed il tipo di attuatore
- gli accessori

La normalizzazione del foglio di specifica è stata introdotta dall'IEC (534-7) ed è destinata a diventare di uso comune presso i costruttori e utilizzatori.

A pagina 22 è riportata una versione italiana di tale specifica, sostanzialmente conforme a quella IEC.

4 - COEFFICIENTE DI PORTATA

4.1 - EQUAZIONE BASE

Un flusso turbolento attraverso una valvola di regolazione provoca una irreversibile dissipazione di energia riferita all'unità di massa che è direttamente proporzionale alla energia cinetica

$$h_v = \frac{\Delta p}{\rho} = \lambda \frac{u^2}{2} \quad (1)$$

dove:

- h_v è la caduta di energia specifica in J/kg
- Δp è la caduta di pressione statica in Pa
- ρ è la densità del fluido in kg/m^3
- λ è un coefficiente di proporzionalità adimensionale
- u è la velocità media del fluido in m/s

Ricavando «u» dalla equazione (1)

si può scrivere l'equazione della portata volumica passante attraverso una valvola di regolazione

$$q_v = A \cdot \sqrt{\frac{2}{\lambda}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (2)$$

dove:

- q_v è la portata volumica in m^3/s
- A è l'area della sezione di passaggio della valvola in m^2 .

4.2 - COEFFICIENTE DI PORTATA « A_v »

Il termine A_v può essere definito partendo dalla equazione (2)

$$A_v \propto A \cdot \sqrt{\frac{2}{\lambda}} \quad (3)$$

Esso può essere ottenuto dai risultati di prove utilizzando la seguente equazione:

$$A_v = q_v \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad (4)$$

A_v ha le dimensioni di un'area [m^2] ma non è l'area della sezione di passaggio della valvola di regolazione, in quanto essa dipende dalla contrazione della vena fluida e dalla resistenza idraulica all'interno del corpo.

È quindi un'area ridotta o corretta, ricavabile da prove. Valvole di tipo diverso ma con area di passaggio uguale possono essere caratterizzate da valori di A_v anche sensibilmente diversi.

4.3 - COEFFICIENTE DI PORTATA « K_v »

Il coefficiente di portata K_v è una *portata volumetrica normalizzata* transitante attraverso la valvola ad una determinata apertura, riferita alle seguenti condizioni:

- Caduta di pressione statica [Δp_{Kv}] tra monte e valle di 1 bar (10^5Pa)
- Fluido: acqua, ad una temperatura compresa tra 5 e 40°C
- Unità di misura della portata: m^3/h

Il valore di K_v può essere determinato da prove di laboratorio con l'ausilio della seguente equazione:

$$K_v = q_v \sqrt{\frac{\Delta p_{Kv}}{\Delta p} \cdot \frac{\rho}{\rho_0}} \quad (5)$$

dove:

- Δp_{Kv} è la caduta di pressione statica pari a 10^5Pa
- Δp è la caduta di pressione statica tra monte e valle valvola espressa in Pa
- ρ è la massa volumica del fluido espressa in kg/m^3
- ρ_0 è la massa volumica dell'acqua espressa in kg/m^3

L'equazione (5) è valida in condizioni standard di riferimento descritte al punto 4.5.

4.4 - COEFFICIENTE DI PORTATA « C_v »

Il coefficiente di portata C_v è una *portata volumetrica normalizzata* transitante attraverso la valvola ad una determinata apertura, riferita alle seguenti condizioni:

- Caduta di pressione statica [Δp_{Cv}] tra monte e valle valvola = 1 psi (6895 Pa)
- Fluido: acqua ad una temperatura compresa tra 40 e 100°F ($5 \div 40^\circ \text{C}$)
- Unità di misura della portata: US galloni per minuto (gpm)

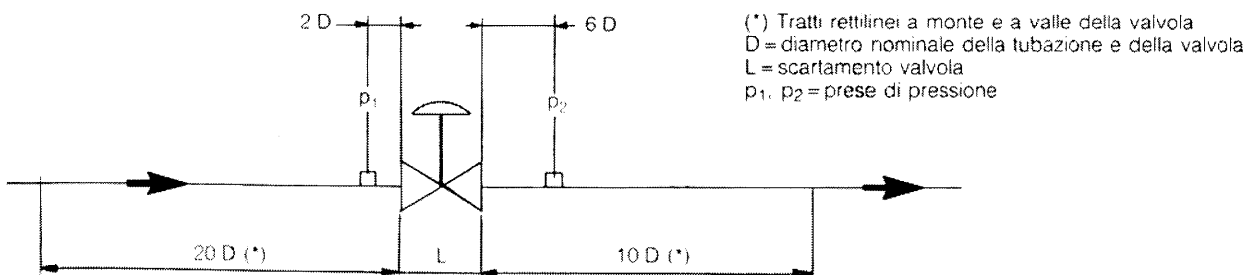


Figura 1 - Installazione standard di prova - Tubazioni e prese di pressione

Il valore del C_v può essere ricavato da prove di laboratorio con l'ausilio della seguente equazione:

$$C_v = q_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{(cv)}}{\Delta p}} \cdot \frac{\rho}{\rho_o} \quad (6)$$

dove:

Δp_{cv} è la caduta di pressione statica, pari ad 1 psi

Δp è la caduta di pressione tra monte e valle valvola espressa in psi

ρ è la massa volumica del fluido espressa in lb/ft³

ρ_o è la massa volumica dell'acqua (vedi sopra) espressa in lb/ft³

Anche l'equazione (6) è valida nelle condizioni standard definite al punto 4.5.

4.5 - CONDIZIONI STANDARD DI PROVA

Le condizioni standard richiamate nelle definizioni dei vari coefficienti di portata «C» (A_v , K_v , C_v) sono le seguenti:

- flusso turbolento
- assenza di cavitazione ed evaporazione
- diametro valvola pari a quello della tubazione
- caduta di pressione statica misurata tra le prese di pressione di monte e di valle dislocate come in fig. 1
- tratti di tubazione rettilinei a monte ed a valle come da fig. 1
- fluido Newtoniano

Sebbene i coefficienti di portata siano definiti in termini di portata di liquido (acqua) essi sono usati comunque nel dimensionamento delle valvole di regolazione sia per i fluidi incomprimibili che per quelli comprimibili.

5 - EQUAZIONI DI DIMENSIONAMENTO

Le equazioni di dimensionamento consentono di determinare il valore del coefficiente di portata C partendo da differenti condizioni di esercizio (tipo di fluido, caduta di pressione, portata, tipo di flusso ed installazione), e rendendole comparabili tra loro e con quelle normalizzate.

Le equazioni di dimensionamento riportate nei paragrafi 5.1 e 5.2 sono conformi alle norme IEC 534.2.1 e 534.2.2.

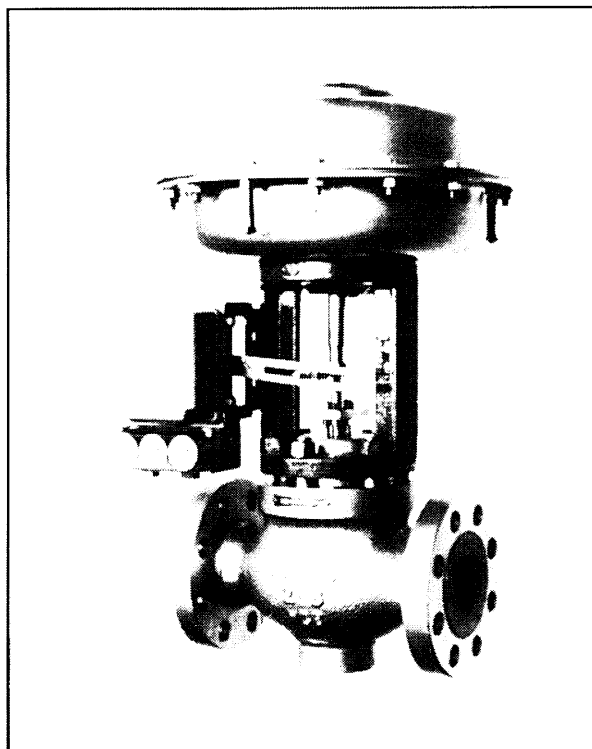
5.1 - FLUIDI INCOMPRIMIBILI

Nella fig. 2 è rappresentato l'andamento tipico della portata di un fluido incomprimibile, transitante attraverso una valvola, in funzione della radice quadrata della pressione differenziale ($\sqrt{\Delta p}$), con condizioni di monte costanti.

In essa si possono distinguere tre zone:

- una prima zona di *flusso normale, non critico* caratterizzata dalla proporzionalità perfetta tra la portata e la $\sqrt{\Delta p}$. Tale condizione di flusso non critico si realizza fintantoché $p_{vc} > p_v$.

Valvola di regolazione serie 1-6951



- una seconda zona di *flusso semi-critico*, in cui la portata aumenta ancora al crescere della caduta di pressione ma meno che proporzionalmente rispetto alla $\sqrt{\Delta p}$. In questa zona la capacità della valvola di convertire in portata l'incremento della caduta di pressione si riduce per effetto dell'evaporazione che avviene in seno al fluido e della conseguente cavitazione.
- una terza zona di *flusso limite* caratterizzata dal fatto che la portata resta costante nonostante l'ulteriore incremento della $\sqrt{\Delta p}$. Significa che in vena contratta si sono raggiunte le condizioni di massima evaporazione (che dipendono dalle condizioni del fluido di monte) e la velocità media è assimilabile alla velocità del suono in un fluido comprimibile.

Le equazioni di dimensionamento operano una approssimazione, evidenziata dalla zona tratteggiata della figura 2, trascurando la zona di flusso semicritico. L'approssimazione introdotta è giustificata dalla ricerca di una maggiore semplicità e dal fatto che non è importante in pratica prevedere con precisione la portata nella zona tratteggiata. Peraltro tale zona di funzionamento è, per quanto possibile, da evitare in quanto sempre associata a problemi di vibrazione, di rumore e di danneggiamenti meccanici legati alla cavitazione.

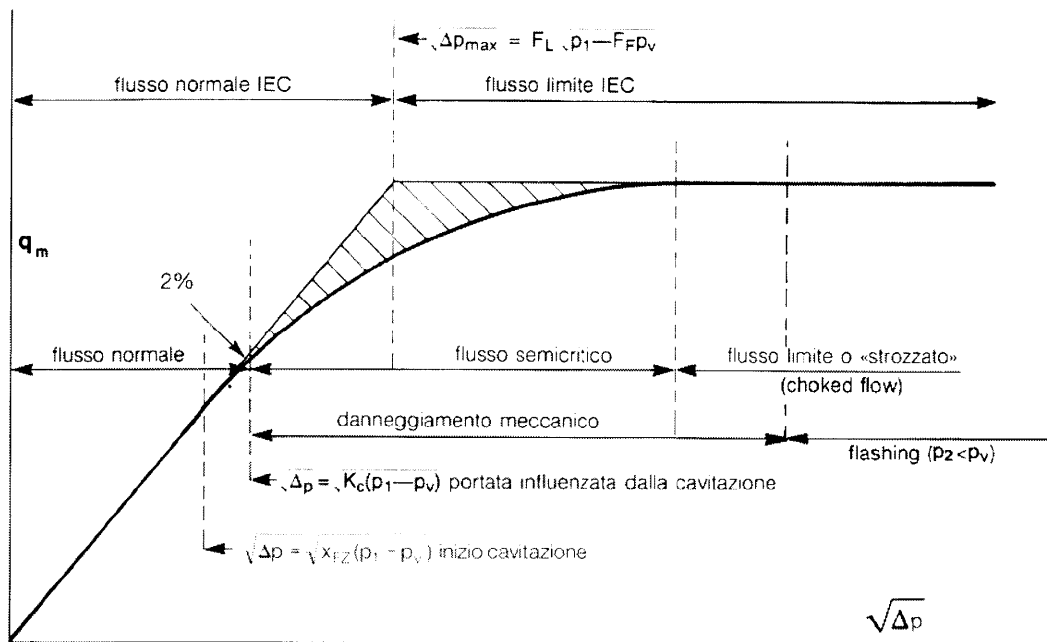


Figura 2 - Andamento qualitativo della portata di un fluido incomprimibile transitante attraverso una generica valvola, al variare della pressione di valle mantenendo costanti le condizioni di monte.

— Andamento reale

— Approssimazione introdotta dalle equazioni di dimensionamento IEC

a - Equazione base

Valida per le condizioni assimilabili a quelle standard di prova.

$$q_v = A_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{e}} \quad \text{con} \quad \begin{array}{l} q_v \text{ in m}^3/\text{s} \\ \Delta p \text{ in Pa} \\ e \text{ in kg/m}^3 \end{array}$$

$$q_v = K_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{e/e_0}} \quad \text{con} \quad \begin{array}{l} q_v \text{ in m}^3/\text{h} \\ \Delta p \text{ in bar (10}^5\text{Pa)} \end{array}$$

$$q_v = C_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{e/e_0}} \quad \text{con} \quad \begin{array}{l} q_v \text{ in gpm} \\ \Delta p \text{ in psi} \end{array}$$

Nota: Da semplici operazioni di conversione tra le varie unità di misura risultano le seguenti relazioni:

$$K_v = A_v \cdot \frac{10^6}{27,7}$$

$$C_v = A_v \cdot \frac{10^6}{24}$$

$$C_v = 1,16 K_v$$

b - Flusso normale

È individuato dalla condizione:

$$\Delta p < \Delta p_{\max} = \left(\frac{F_{LP}}{F_p} \right)^2 \cdot (p_1 - F_F \cdot p_v)$$

$$q_v = N_1 \cdot F_p \cdot C \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{e/e_0}} \leftrightarrow C = \frac{q_v}{N_1 \cdot F_p} \cdot \sqrt{\frac{e/e_0}{\Delta p}}$$

$$q_m = N_{10} \cdot F_p \cdot C \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \frac{e}{e_0}} \leftrightarrow C = \frac{q_m}{N_{10} \cdot F_p} \cdot \sqrt{\frac{e_0}{\Delta p \cdot e}}$$

c - Flusso limite

È individuato dalla condizione:

$$\Delta p \geq \Delta p_{\max} = \left(\frac{F_{LP}}{F_p} \right)^2 \cdot (p_1 - F_F \cdot p_v)$$

$$q_{v(\max)} = N_1 \cdot C \cdot F_{LP} \cdot \sqrt{\frac{p_1 - F_F \cdot p_v}{e/e_0}} \leftrightarrow C = \frac{q_{v(\max)}}{N_1 \cdot F_{LP}} \cdot \sqrt{\frac{e/e_0}{p_1 - F_F \cdot p_v}}$$

$$q_{m(\max)} = N_{10} \cdot C \cdot F_{LP} \cdot \sqrt{(p_1 - F_F \cdot p_v) \cdot \frac{e}{e_0}} \leftrightarrow C = \frac{q_{m(\max)}}{N_{10} \cdot F_{LP}} \cdot \sqrt{\frac{e_0}{(p_1 - F_F \cdot p_v) \cdot e}}$$

- Se la valvola è senza riduzioni $F_p = 1$ e F_{LP} diventa $= F_L$

FORMULE DI USO PRATICO

$$C_v = \frac{q_m}{865 \cdot F_p \cdot \sqrt{\Delta p} \cdot \rho_r}$$

$$C_v = \frac{1,16 \cdot q_v}{F_p \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_r}}}$$

$$C_v = \frac{q_{m(max)}}{865 \cdot F_{LP} \cdot \sqrt{(p_1 - F_F \rho_v) \rho_r}}$$

$$C_v = \frac{1,16 \cdot q_{v(max)}}{F_{LP} \cdot \sqrt{\frac{p_1 - F_F \rho_v}{\rho_r}}}$$

dove:

q_m è espresso in kg/h

q_v è espresso in m³/h

Δp è espresso in bar

p_v, p_1 sono espressi in bar assoluti

$$\rho_r = \frac{\rho_1}{\rho_0} = \frac{\text{kg/m}^3}{10^3 \text{kg/m}^3} = \text{adimensionale}$$

Se la valvola è senza riduzioni $F_p=1$ e F_{LP} diventa F_L

5.2 - FLUIDI COMPRIMIBILI

La figura 3 illustra l'andamento della portata di un fluido comprimibile, transitante attraverso una valvola al variare della pressione di valle, mantenendo costanti le condizioni del fluido a monte. Si nota che la portata non è più proporzionale alla radice quadrata della pressione differenziale ($\sqrt{\Delta p}$) come nel caso dei fluidi incomprimibili. Questo scostamento dalla linearità è dovuto alla riduzione di massa volumica che il fluido comprimibile subisce espandendosi dall'ingresso fino alla vena contratta. Ciò comporta che il gas deve essere accelerato fino ad una velocità maggiore di quella raggiunta da una corrispondente massa liquida. Pertanto a parità di Δp la portata in massa di un fluido comprimibile deve essere inferiore a quella di un fluido incomprimibile.

Di tale effetto si tiene conto mediante l'introduzione del coefficiente di espansione Y che può assumere valori compresi tra 1 e 0.667.

a - Flusso normale

È individuato dalla condizione $x < F_p \cdot X_{TP}$ e/o da $\frac{2}{3} < Y \leq 1$

$$q_v = N_9 \cdot F_p \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \cdot \sqrt{\frac{x}{M \cdot T_1 \cdot Z}} \leftrightarrow C = \frac{q_v}{N_9 \cdot F_p \cdot p_1 \cdot Y} \sqrt{\frac{M \cdot T_1 \cdot Z}{x}}$$

$$q_m = N_8 \cdot F_p \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \cdot \sqrt{\frac{x \cdot M}{T_1 \cdot Z}} \leftrightarrow C = \frac{q_m}{N_8 \cdot F_p \cdot p_1 \cdot Y} \sqrt{\frac{T_1 \cdot Z}{x \cdot M}}$$

$$q_m = N_6 \cdot F_p \cdot C \cdot Y \cdot \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho_1} \leftrightarrow C = \frac{q_m}{N_6 \cdot F_p \cdot Y \cdot \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho_1}}$$

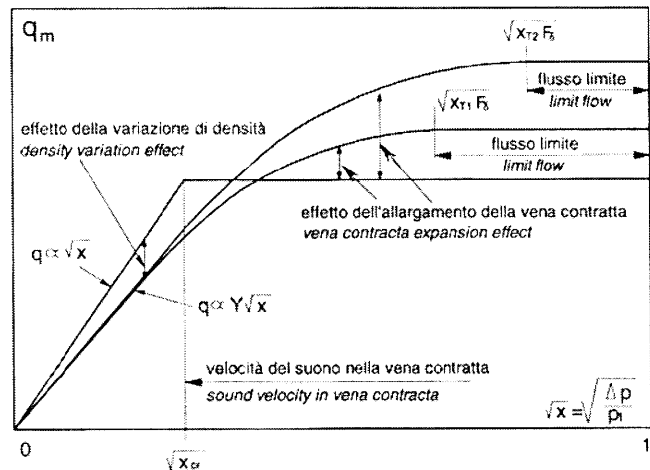


Figura 3 - Andamento della portata di un fluido comprimibile transitante attraverso una valvola al variare della pressione di valle, mantenendo costanti le condizioni del fluido a monte.

b - Flusso limite

È individuata dalla condizione $x \geq F_\gamma \cdot x_{TP}$ e/o $Y = \frac{2}{3} = 0,667$

$$q_{v(max)} = \frac{2}{3} \cdot N_9 \cdot C \cdot F_p \cdot p_1 \sqrt{\frac{F_\gamma \cdot x_{TP}}{M \cdot T_1 \cdot Z}} \leftrightarrow C = \frac{q_{v(max)}}{0,667 \cdot F_p \cdot N_9 \cdot p_1} \sqrt{\frac{M \cdot T_1 \cdot Z}{F_\gamma \cdot x_{TP}}}$$

$$q_{m(max)} = \frac{2}{3} \cdot N_8 \cdot F_p \cdot C \cdot p_1 \sqrt{\frac{F_\gamma \cdot x_{TP} \cdot M}{T_1 \cdot Z}} \leftrightarrow C = \frac{q_{m(max)}}{0,667 \cdot N_8 \cdot F_p \cdot p_1} \sqrt{\frac{T_1 \cdot Z}{F_\gamma \cdot x_{TP} \cdot M}}$$

$$q_{m(max)} = \frac{2}{3} \cdot N_6 \cdot F_p \cdot C \cdot \sqrt{F_\gamma \cdot x_{TP} \cdot p_1 \cdot \rho_1} \leftrightarrow C = \frac{q_{m(max)}}{0,667 \cdot N_6 \cdot F_p \cdot \sqrt{F_\gamma \cdot x_{TP} \cdot p_1 \cdot \rho_1}}$$

FORMULE DI USO PRATICO

Flusso non critico

$$C_v = \frac{q_m}{27,3 \cdot F_p \cdot Y \cdot \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho_1}}$$

$$C_v = \frac{q_v}{2120 \cdot F_p \cdot p_1 \cdot Y} \cdot \sqrt{\frac{M \cdot T_1 \cdot Z}{x}}$$

Flusso limite

$$C_v = \frac{q_{m(max)}}{18,2 \cdot F_p \cdot \sqrt{F_\gamma \cdot x_{TP} \cdot p_1 \cdot \rho_1}}$$

$$C_v = \frac{q_{v(max)}}{1414 \cdot F_p \cdot p_1} \cdot \sqrt{\frac{M \cdot T_1 \cdot Z}{F_\gamma \cdot x_{TP}}}$$

dove: q_m è espressa in kg/h
 q_v è espressa in Nm³/h
 p_1 è espressa in bar
 ρ_1 è espressa in kg/m³

T_1 è espressa in K

$$Y = 1 - \frac{x}{3F_\gamma \cdot x_{TP}}$$

Se la valvola è senza riduzioni F_p diventa=1 e $x_{TP}=x_T$

Costanti numeriche

	Coefficiente di portata C			Unità di misura							
	A _v	K _v	C _v	q _v	q _m	p, Δp	ρ	T	D, d	v	
N ₁	3,6x10 ⁻³	0,1	8,65x10 ⁻²	m ³ /h	-	kPa	kg/m ³	-	mm	-	
	3,6x10 ⁻⁴	1	8,65x10 ⁻¹	m ³ /h	-	bar	kg/m ³	-	mm	-	
N ₂	1,23x10 ⁻¹²	1,6x10 ⁻³	2,14x10 ⁻³	-	-	-	-	-	mm	mm ² /s	
N ₄	3,72x10 ⁻¹²	7,07x10 ⁻³	7,6x10 ⁻⁴	m ³ /h	-	-	-	-	mm	mm ² /s	
N ₅	1,39x10 ⁻¹²	1,80x10 ⁻³	2,41x10 ⁻³	-	-	-	-	-	mm	-	
N ₆	1,14x10 ⁵	3,16	2,73	-	kg/h	kPa	kg/m ³	-	-	-	
	1,14x10 ⁶	3,16x10 ¹	2,73x10 ¹	-	kg/h	bar	kg/m ³	-	-	-	
N ₈	3,95x10 ⁴	1,10	9,48x10 ⁻¹	-	kg/h	kPa	-	K	-	-	
	3,95x10 ⁶	1,10x10 ²	9,48x10 ¹	-	kg/h	bar	-	K	-	-	
N ₉	8,85x10 ⁵	2,46x10 ¹	2,12x10 ¹	Nm ³ /h	-	kPa	-	K	-	-	
	8,85x10 ⁷	2,46x10 ³	2,12x10 ³	Nm ³ /h	-	bar	-	K	-	-	
N ₁₀	3,6x10 ⁵	100	85,5	-	kg/h	kPa	-	-	-	-	
	3,6x10 ⁷	1000	865	-	kg/h	bar	-	-	-	-	

5.3 - MISCELE BIFASI

Non esistono attualmente formule normalizzate per il calcolo della portata di miscele bifasi attraverso orifici o valvole di regolazione.

5.3.1 - Miscela liquido - gas

Un primo semplice metodo di calcolo deriva dall'ipotesi approssimativa di considerare il flusso separato delle due fasi attraverso l'orificio della valvola senza interscambio di energia. Per cui:

$$C = C_g + C_l$$

cioè il coefficiente di portata è calcolato come la somma di quello richiesto per la fase gassosa e di quello richiesto per la fase liquida.

Tale metodo implica che le velocità medie delle due fasi, nella vena contratta della valvola, siano tra di loro sensibilmente diverse.

Un secondo metodo di calcolo corregge questa limitazione assumendo come ipotesi che le due fasi attraversino la sezione ristretta della valvola alla medesima velocità.

Si è visto che la portata massica di un gas è proporzionale a:

$$Y \cdot \sqrt{x \rho_1} = Y \cdot \sqrt{\frac{x}{V_{g1}}} = \sqrt{x/V_{eg}}$$

dove V_{eg} è il volume specifico effettivo del gas, pari cioè a

$$\frac{V_{g1}}{Y^2}$$

In altri termini è come se considerassimo che la portata massica di un gas con volume specifico V_{g1} fosse equivalente alla portata massica di un liquido con volume specifico V_{eg} nelle medesime condizioni di esercizio.

Pertanto, ponendo:

$$V_e = f_g \frac{V_{g1}}{Y^2} + f_l \cdot V_{l1}$$

dove f_g e f_l sono rispettivamente la frazione in massa gassosa e liquida della miscela, l'equazione di dimensionamento diventa:

$$q_m = N_6 F_p \cdot C \cdot \sqrt{\frac{x \cdot p_1}{V_e}}$$

Elaborandole in modo opportuno le equazioni dei due metodi diventano:

$$C = C_g + C_l = \frac{q_{m(g)} \cdot V_{eg} + q_{m(l)} \cdot V_l}{N_6 \cdot F_p \cdot \Delta p}$$

$$C = \frac{\sqrt{q_m [q_{m(g)} \cdot V_{eg} + q_{m(l)} \cdot V_l]}}{N_6 \cdot F_p \cdot \Delta p}$$

5.3.2 - Miscela liquido - vapore

Il calcolo della portata attraverso una valvola di un liquido miscelato al suo vapore risulta molto complesso a causa dell'interscambio di massa e di energia tra le due fasi.

All'attuale stato dell'arte non esistono formule per prevedere con sufficiente precisione la capacità di scarico di una valvola in queste condizioni.

Tali incertezze di calcolo sono da attribuire ai seguenti motivi:

- difficoltà nel determinare il titolo effettivo della miscela (cioè la percentuale in massa del vapore) nella sezione di ingresso valvola. Ciò è particolarmente vero e determinante a bassi titoli dove un piccolo errore nella valutazione del titolo comporta un consistente errore nel calcolo del volume specifico della miscela (es. con $p_1 = 5$ bar, se il titolo varia da 0,01 a 0,02 il volume specifico medio della miscela subisce un incremento del 7,7%).

Mentre la trasformazione complessiva tra monte e valle (praticamente isoentalpica) comporta sempre un incremento del titolo, quella isoentropica della miscela in equilibrio termodinamico tra ingresso e vena contratta, a seconda del titolo e della pressione, può comportare un incremento o una diminuzione del titolo (vedi diagramma T/S in fig. 4).

- Alcuni dati sperimentali evidenziano come il processo non sia sempre in equilibrio termodinamico (stratificazioni di liquido metastabile e vapore surriscaldato).

- Esistono anche dati sperimentali relativi a miscele liquido-vapore passanti attraverso orifici che forniscono portate 10-12 volte superiori a quelle ottenibili da calcolo considerando il fluido comprimibile e con una massa volumica pari a quella della miscela in ingresso. La spiegazione più attendibile di tali risultati è che le due fasi fluiscano a velocità ben distinte, pur con interscambio di massa e di energia.

Sulla base delle considerazioni precedenti si può affermare che:

- per bassi titoli del vapore in ingresso l'equazione più appropriata è quella derivante dalla somma delle capacità di scarico delle due fasi (con differente velocità di deflusso).

$$C = C_{liq} + C_{vap}$$

- per elevati titoli del vapore in ingresso l'equazione più appropriata è quella derivante dall'ipotesi di egual velocità delle due fasi e cioè del volume specifico equivalente.

$$C = \frac{q_m}{N_6 \cdot F_p \cdot \sqrt{\frac{x \cdot p_1}{V_e}}}$$

6 - MOTO LAMINARE

Il moto laminare può essere considerato abbastanza comune per i fluidi incomprimibili, mentre per quelli comprimibili si può presentare solo nel caso di C_v molto bassi ($< 0,05$)

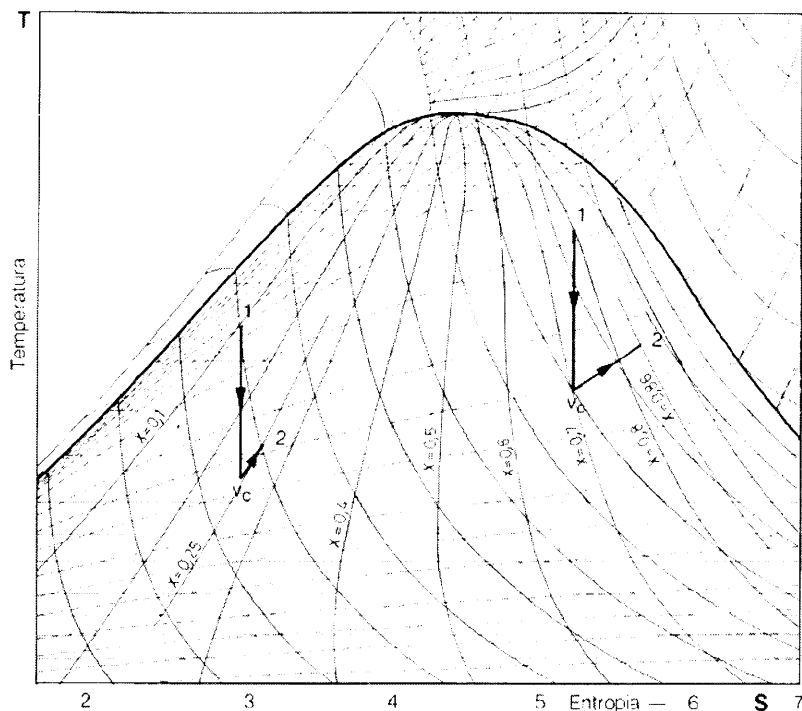


Figura 4 - Trasformazioni termodinamiche di una miscela acqua/vapore all'interno di una valvola.

Nella trasformazione situata sul lato sinistro del diagramma (soentropica fra l'ingresso 1 e la vena contratta V_c) il titolo del vapore aumenta.

Nella trasformazione situata sul lato destro, invece, il titolo aumenta, passando da 1 a V_c . In entrambi i casi i punti 2 si trovano sull'isoentropica passante per 1, ma ad un titolo più alto.

Le equazioni e i criteri di dimensionamento riportate nel paragrafo 5 sono applicabili in condizioni di moto turbolento per il quale il numero di Reynolds all'interno della valvola Re_v è superiore a circa 30.000.

Nonostante la sua nuova formulazione (vedi paragrafo 7.9) Re_v mantiene il suo originale significato idraulico e cioè rappresenta sempre il rapporto fra forze di massa e forze viscose presenti nel fluido in movimento.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\mu}$$

Quando per piccole portate o dimensioni ridotte di valvola si ha contemporaneamente un fluido molto viscoso è possibile che il moto del fluido sia laminare (o di transizione). In tal caso il coefficiente di efflusso, calcolato supponendo il moto turbolento, deve essere maggiorato mediante il coefficiente F_R descritto al paragrafo 7.9.

Le equazioni da impiegare per il calcolo del C_v sono le stesse già viste per il moto turbolento con l'inserimento del coefficiente F_R :

liquid:

$$C_v = \frac{q_m}{865 \cdot F_R \sqrt{\Delta p} \cdot \rho_r}$$

gas e vapori

$$C_v = \frac{q_m}{27.3 \cdot F_R \cdot \sqrt{X} \cdot p_1 \cdot \rho_1}$$

dove: q_m è espresso in kg/h
 Δp è espresso in bar
 p_1 è espresso in bar assoluti

Da notare che:

- il flusso limite è stato ignorato perché incompatibile con il moto laminare.
- il fattore di piping F_p è assente perché la sua derivazione presuppone l'esistenza del moto turbolento. In moto laminare probabilmente l'effetto delle riduzioni è trascurabile e comunque al momento non esistono formule di valutazione dell' F_p in tali condizioni.

7 - PARAMETRI CARATTERISTICI

Oltre al coefficiente di portata C (A_v , K_v , C_v) sono stati introdotti nelle equazioni di dimensionamento, al fine di individuare i vari tipi di flusso (normale - sem-critico - critico - limite) alcuni parametri che dipendono esclusivamente dalla geometria dei passaggi e quindi dal tipo di valvola.

In molti casi tali parametri risultano essenziali per la selezione di una valvola idonea per un certo servizio. È pertanto necessaria la conoscenza dei valori di tali parametri fra i vari tipi di valvole, alla piena apertura e anche alle altre percentuali di corsa.

7.1 - COEFFICIENTE DI RECUPERO F_L

Il coefficiente di recupero di una valvola dipende esclusivamente dalla geometria del corpo e degli organi interni. Esso esprime la capacità della valvola di riconvertire l'energia cinetica posseduta dal fluido nella vena contratta in energia meccanica di pressione ed è così definito:

$$F_L = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vc}}}$$

Poiché p_{vc} (pressione in vena contratta) è sempre \leq a p_2 numericamente F_L è sempre ≤ 1 .

Inoltre c'è da sottolineare che tanto più è basso tale coefficiente tanto maggiore è l'attitudine della valvola a riconvertire l'energia cinetica in energia di pressione (valvola ad alto recupero). *Tanto più tale coefficiente è alto (prossimo ad 1), tanto maggiore è l'attitudine della valvola a dissipare l'energia in attrito, anziché per vortici, con conseguente minor riconversione dell'energia cinetica in energia di pressione (valvola a basso recupero).*

In pratica le equazioni di dimensionamento fanno riferimento alla caduta di pressione ($p_1 - p_2$) tra ingresso e uscita valvola e finché la pressione p_{vc} in vena contratta rimane superiore alla pressione p_v di saturazione del fluido in ingresso, l'influenza del coefficiente di recupero F_L è praticamente nulla e poco importa che la valvola dissipì energia di pressione più per attrito che per vortici.

F_L assume un'importanza determinante quando ci si avvicina alle condizioni di possibile cavitazione, che può essere evitata o meno a secondo che si selezioni una valvola ad alto o a basso recupero.

a - Determinazione di F_L

Poiché non è agevole rilevare con la necessaria precisione la pressione in vena contratta, il coefficiente di recupero viene determinato in condizioni critiche:

$$F_L = \frac{q_{v(max)}}{N_1 \cdot C_v \cdot \sqrt{p_1 - 0,96 p_v}} \cong \frac{q_{v(max)}}{N_1 \cdot C_v \cdot \sqrt{p_1}}$$

utilizzando acqua tra 5 e 40 °C ($p_v = 0,02 + 0,05$ bar)

Le condizioni critiche si realizzano con una pressione in ingresso relativamente elevata e riducendo la pressione in uscita p_2 fino a quando la portata non incrementa ulteriormente: quest'ultima viene assunta come $q_{v(max)}$.

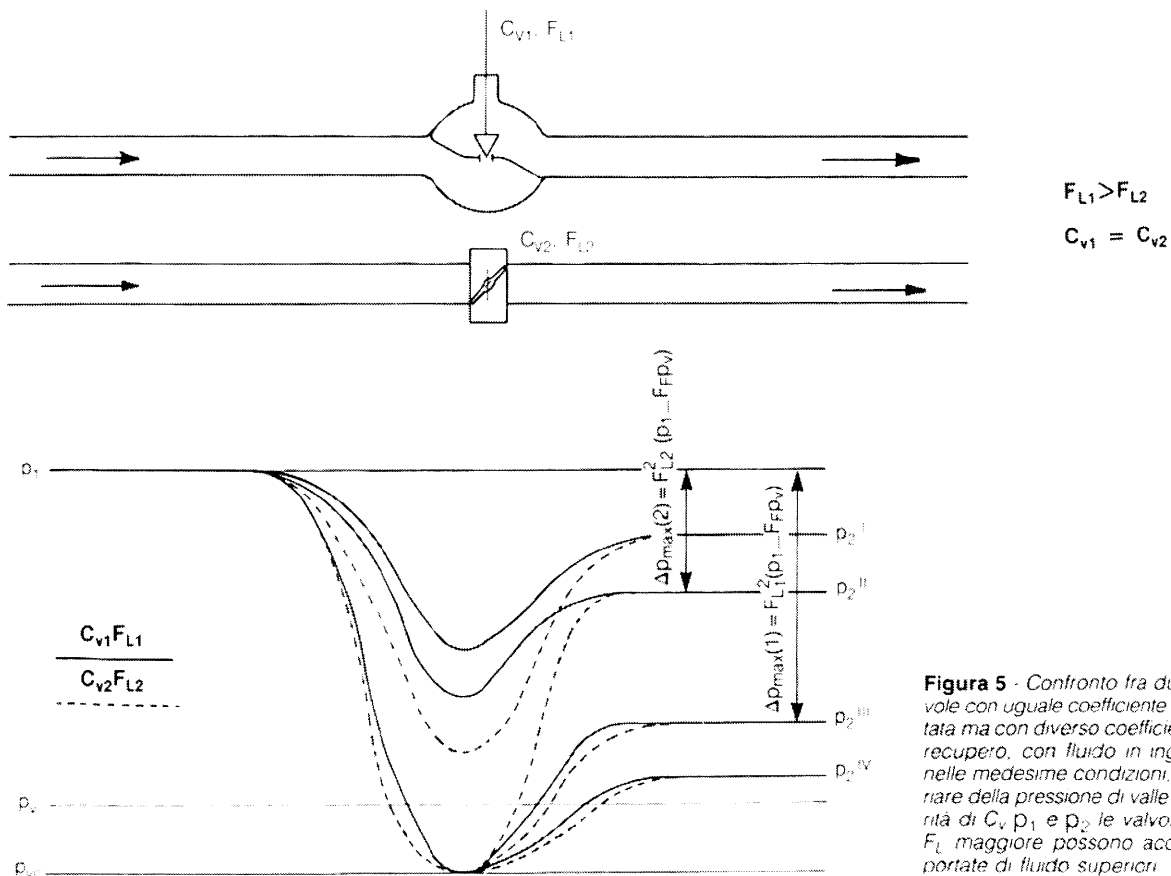


Figura 5 - Confronto tra due valvole con uguale coefficiente di portata ma con diverso coefficiente di recupero, con fluido in ingresso nelle medesime condizioni, al variare della pressione di valle. A parità di C_v p_1 e p_2 le valvole con F_L maggiore possono accettare portate di fluido superiori.

L' F_L si può determinare rilevando solo la pressione p_v e la Q_{vmax} .

b - Precisione nella determinazione di F_L

È relativamente più facile determinare la portata critica Q_{vmax} per valvole ad alto recupero (F_L bassi) che per valvole a basso recupero (F_L alti). La precisione nella determinazione di F_L per valori superiori a 0,9 non è tanto importante per il calcolo della capacità di scarico quanto piuttosto per prevedere correttamente l'insorgere del fenomeno della cavitazione per servizi con elevate pressioni differenziali.

c - Variazione di F_L con la corsa valvola e con il senso del flusso

Il coefficiente di recupero dipende dal profilo delle velocità che si instaura nel corpo valvola.

Dal momento che quest'ultimo varia con il grado di apertura della valvola, il coefficiente F_L varia sensibilmente con la corsa e, per gli stessi motivi, è influenzato in maniera spesso importante dal senso del flusso.

La fig. 6 rappresenta qualitativamente l'andamento del coefficiente di recupero per vari tipi di valvole in funzione della corsa e, a parità di tipo di valvola, in funzione del senso del flusso.

7.2 - COEFFICIENTI DI CAVITAZIONE x_{FZ} E K_C

Quando in vena contratta si raggiungono pressioni inferiori alla pressione di saturazione avviene l'evaporazione parziale del liquido, con formazione più o meno consistente di bolle di vapore.

Per effetto del recupero di pressione a valle (ammesso che la pressione di valle, che dipende esclusivamente dalla geometria delle tubazioni di valle, sia maggiore della pressione critica in vena contratta) tutte le bolle di vapore, o in parte, implodono, collassando istantaneamente.

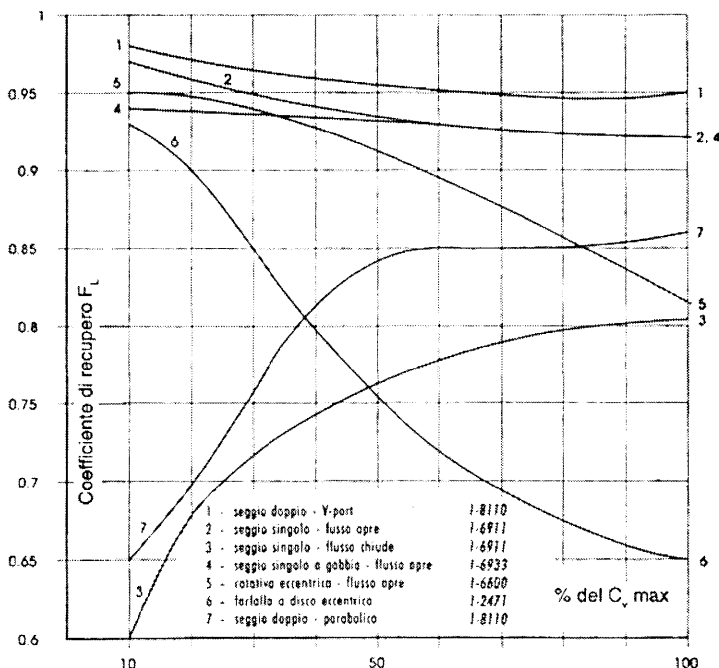


Figura 6 - Variazioni tipiche dell' F_L in funzione della corsa e del senso del flusso per differenti tipi di valvole PARCOL

Tale fenomeno prende il nome di cavitazione ed i noti danneggiamenti che esso provoca sono dovuti alle elevate pressioni localizzate che si creano per effetto della implosione delle bolle di vapore.

Le superfici metalliche danneggiate dalla cavitazione assumono il tipico aspetto «butterato», con formazione di numerose micro e macro-cavità.

Tale danneggiamento è tanto più rapido e consistente, tanto più è elevato il numero di bolle che collassano e dipende sia dall'elasticità del mezzo in cui avviene l'implosione (in pratica funzione della temperatura del fluido) che dalla durezza delle superfici metalliche stesse (vedere tabella di fig. 7).

Indice di resistenza alla cavitazione	
stellite al Cobalto	20
cromatura	5
17-4-PH H900	2
AISI 316/304	1
monel 400	0,8
ghisa grigia	0,75
acciai al Cr-Mo (5% Cr)	0,67
acciai al carbonio (WCB)	0,38
bronzo (B16)	0,08
nichelatura chimica	0,07
alluminio puro	0,06

Figura 7 - Valori indicativi di resistenza alla cavitazione di alcuni materiali metallici riferita agli acciai inox AISI 316/304.

La cavitazione precede il raggiungimento della condizione limite (choked flow) cui corrisponde la completa vaporizzazione del liquido in vena contratta. Tale situazione è individuata dal coefficiente F_L che tuttavia non è idoneo a predire l'assenza totale di vaporizzazione.

La gradualità con cui si perviene alla condizione limite è dovuta soprattutto alla disuniformità della velocità in vena contratta a causa della quale i filetti della corrente liquida non raggiungono contemporaneamente la pressione di vaporizzazione.

Allo scopo di individuare l'inizio della formazione diffusa di bolle di cavitazione, è stato introdotto il parametro K_C , detto «indice di cavitazione» o «coefficiente di cavitazione critica».

Esso è il rapporto $\Delta p / (p_1 - p_v)$ al quale la portata d'acqua transitante nella valvola a temperatura ambiente raggiunge, per effetto della vaporizzazione, uno scostamento dalla linearità rispetto a $\sqrt{\Delta p}$ pari al 2%, mantenendo costante la pressione a motore p_1 .

Per identificare l'insorgere della cavitazione è normalmente utilizzato il coefficiente di incipiente cavitazione x_{FZ} .

Per determinare sperimentalmente l' x_{FZ} è possibile utilizzare fonometri o accelerometri applicati alla tubazione e correlare l'incremento rapido della rumorosità o delle vibrazioni rivelate con la prima formazione di bolle.

Un contributo in questo senso è fornito dalla norma IEC 534-8-2 «Misura di laboratorio del rumore prodotto dal flusso di un liquido, transitante attraverso una valvola di regolazione» da cui è tratta la figura 8.

Un metodo approssimato di calcolo è quello che utilizza la semplice relazione $x_{FZ} = 0,8 F_L^2$. Tale semplificazione è però accettabile solo per valvole in cui l'andamento della portata reale in funzione di $\sqrt{\Delta p}$, a parità di condizione di monte, presenta un raccordo stretto tra il tratto lineare-proporzionale e quello orizzontale. Se tale raccordo risulta invece ampio (e cioè se il Δp a cui avviene l'inizio dello scostamento dalla linearità è sensibilmente diverso dal Δp a cui si realizza la portata limite) allora il coefficiente di proporzionalità tra x_{FZ} e F_L^2 può scendere anche al valore di 0,65.

Dal momento che il coefficiente di incipiente cavitazione varia con il grado di apertura della valvola si usa riferirlo normalmente ad una apertura del 75%.

7.3 - COEFFICIENTE CORRETTIVO DI INSTALLAZIONE F_p (PIPING FACTOR)

Come già detto, i coefficienti che caratterizzano un certo tipo di valvola di regolazione sono determinati nelle condizioni standard di installazione la cui geometria si differenzia normalmente da quella della tubazione in cui è installata la valvola. L'influenza di una riduzione, di un allargamento, di una diramazione ad y o a T, di una curva o di una valvola di intercettazione sui valori predeterminati di C è sintetizzata nel coefficiente correttivo F_p . Tramite il calcolo è possibile valutare l'influenza sulla capacità di scarico solo per riduzioni ed allargamenti direttamente connessi alla valvola, limitatamente alle variazioni di pressione e di velocità. Altri effetti, quali quelli causati da un cambiamento del profilo di velocità in ingresso alla valvola dovuti ad una riduzione od altri raccordi, come ad es. una curva localizzata troppo in prossimità della valvola, sono valutabili solo tramite prove dirette. A causa di tali disturbi potrebbero nascere effetti indesiderati, quali l'instabilità dell'otturatore dovuta a forze fluidodinamiche asimmetriche e sbilanciati.

Per rientrare nella tolleranza del $\pm 5\%$ nel calcolo del coefficiente di portata, il coefficiente F_p deve necessariamente essere determinato tramite prove. Quando invece si può andare oltre tale tolleranza può essere usata la seguente relazione:

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum K}{N_2} \left(\frac{C}{d^2}\right)^2}}$$

dove il C è il coefficiente di efflusso calcolato.

$\sum K = K_1 + K_2 + K_{B1} - K_{B2}$, è la somma algebrica di tutti i coefficienti effettivi di perdita di carico dinamica di riduzioni, allargamenti o di raccordi vari connessi alla valvola.

In particolare:

K_1 e K_2 sono dei coefficienti di resistenza che tengono conto di perdite di carico per turbolenza ed attriti in ingresso ed in uscita.

K_{B1} e/o $K_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4$ sono detti coefficienti di Bernoulli.

Essi tengono conto della variazione di pressione dovuta alla variazione di velocità nella riduzione o allargamento.

Qualora il rapporto d/D risultasse > 1 il corrispondente termine K_B risulterebbe negativo e andrebbe inserito nella somma $\sum K$ con il segno negativo.

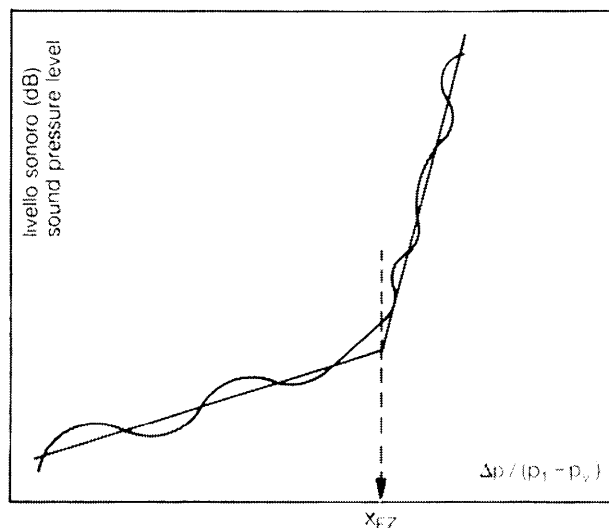


Figura 8 - Determinazione del coefficiente di incipiente cavitazione mediante analisi fonometrica.

(Figura tratta dalla norma IEC 534-8-2)

$K_c = \frac{\Delta p_{tr}}{\rho_1 - \rho_v}$ dove Δp_{tr} è valore di Δp a cui si verifica la transizione da flusso non cavitante a flusso cavitante.

Per le riduzioni $K_1 = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2$

Per gli allargamenti $K_2 = 1,0 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2$

Tali relazioni sono tanto più valide quanto più le riduzioni e gli allargamenti sono bruschi, avvicinandosi al modello idraulico imbocco/sbocco.

Quando i rapporti d/D dei raccordi in ingresso e in uscita sono uguali:

$$K_1 + K_2 = 1,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2$$

Se la linea e la valvola hanno DN differenti ingresso/uscita occorre considerare per il coefficiente C/d^2 il DN del corpo in ingresso mentre per i rapporti d/D i rispettivi valori

$$\frac{d_1}{D_1} \text{ e } \frac{d_2}{D_2}$$

Essendo il Δp (o il p_1) delle equazioni di dimensionamento comprensivo delle riduzioni collegate alla valvola, il coefficiente C utilizzato nella formula del fattore F_p tiene conto della resistenza valvola+riduzioni. Pertanto, per ottenere l'effettivo C richiesto, è necessario un **calcolo iterativo** che può risultare divergente solo quando la perdita di carico delle riduzioni è molto alta rispetto a quella della valvola. In tal caso, per ottenere un valore finito del Cv occorre adottare una differente configurazione di piping, riducendo il rapporto d/D .

Nella tabella di fig. 9 sono riportati i valori di F_p , in funzione del coefficiente di portata specifico $C_d = C_v/d^2$.

Il C_d può essere prescelto in funzione del tipo di valvola e, come tale, impiegato per il calcolo preliminare del C.

C_v/d^2	$15 \cdot 10^{-3}$	$20 \cdot 10^{-3}$	$25 \cdot 10^{-3}$	$30 \cdot 10^{-3}$	$35 \cdot 10^{-3}$	$40 \cdot 10^{-3}$
d/D	F_p					
0.25	.94	.90	.85	.80	.75	.71
0.33	.94	.90	.86	.82	.77	.73
0.40	.95	.91	.87	.83	.79	.75
0.50	.96	.93	.89	.86	.82	.78
0.66	.98	.96	.94	.91	.89	.86
0.75	.98	.97	.96	.94	.93	.91

Figura 9 - Valori di F_p in funzione del coefficiente di portata specifico $C_d = C_v/d^2$

7.4 - COEFFICIENTE DI RECUPERO CON RIDUZIONI F_{LP}

Riduzioni, allargamenti, raccordi ed in genere una geometria di installazione diversa da quella standard, oltre ad influire sul coefficiente di portata (variando le pressioni effettive del fluido in ingresso ed in uscita della valvola), spostano anche il punto di transizione tra il flusso normale e quello di saturazione o limite per cui il Δp_{max} non è più uguale a

$$F_L^2(p_1 - F_F p_v) \text{ ma diventa } \left(\frac{F_{LP}}{F_p} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) \text{ (vedi fig. 10)}$$

Esso viene determinato sperimentalmente come per il coefficiente di recupero F_L (punto 7.1).

$$F_{LP} = \frac{Q_{V(max)LP}}{N_1 \cdot C \cdot \sqrt{p_1 - 0,96 p_v}} \cong \frac{Q_{V(max)LP}}{N_1 \cdot C \cdot \sqrt{p_1}}$$

oppure, una volta noto F_L , può essere determinato tramite la seguente equazione:

$$F_{LP} = \frac{F_L}{\sqrt{1 + \frac{F_L^2}{N_2} (\Sigma K)_1 \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}}$$

dove

$$(\Sigma K)_1 = K_1 + K_{B1}$$

Il calcolo richiede iterazione come spiegato al punto 7.3. Nella tabella di fig. 11 sono riportati valori di F_{LP} in funzione di C_d e F_L .

7.5 - COEFFICIENTE DEL RAPPORTO DELLA PRESSIONE CRITICA PER I LIQUIDI F_F

Il coefficiente F_F è il rapporto tra la pressione apparente in vena contratta nelle condizioni di flusso di saturazione o limite e la pressione di vaporizzazione del liquido alla temperatura di ingresso.

$$F_F = \frac{p_{vc}}{p_v}$$

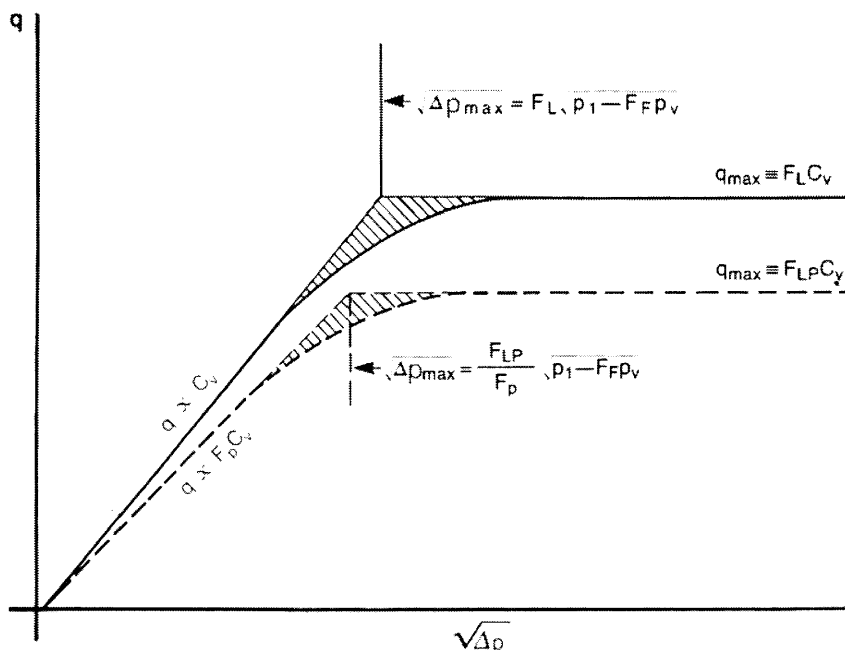


Figura 10 - Effetto della presenza di riduzioni sulla curva $q/\sqrt{\Delta p}$ al variare della pressione a valle

Quando si è in presenza di flusso limite o di saturazione bisogna esprimere l'equazione della portata *non più in funzione del $\Delta p = p_1 - p_2$ ma del $\Delta p_{vc} = p_1 - p_{vc}$ (differenziale in vena contratta).*

Cioè, partendo dall'equazione base (4.1)

$$q_v = C \cdot \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\rho_r}} \text{ e da } F_L = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vc}}}$$

si ricava la seguente equazione

$$q_v = F_L \cdot C \cdot \sqrt{\frac{p_1 - p_{vc}}{\rho_r}}$$

Siccome p_{vc} dipende dalla pressione di saturazione si può scrivere:

$$p_{vc} = F_F \cdot p_v$$

per cui
$$q_v = F_L \cdot C \cdot \sqrt{\frac{p_1 - F_F p_v}{\rho_r}}$$

Facendo l'ipotesi che il fluido nelle condizioni di saturazione sia un liquido finemente disperso nel suo vapore, con una velocità unica per i due stati fisici in equilibrio termodinamico tra di loro, è stata ricavata la seguente espressione per F_F :

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}}$$

I valori di F_F possono essere ricavati anche dai diagrammi di fig. 12 e 13.

7.6 - COEFFICIENTE DI ESPANSIONE Y

Y è un coefficiente che permette di mantenere valida anche per i fluidi comprimibili la struttura dell'equilibrio di dimensionamento sviluppata per i fluidi incomprimibili. Esso ha la stessa natura dell'analogo coefficiente di espansione utilizzato nelle equazioni degli organi di misura della portata a strozzamento (orifici, bocchigli o venturi).

La struttura dell'equazione che lo determina è ricavata per via teorica facendo le seguenti ipotesi sperimentalmente confermate:

- Y funzione lineare di $x = \frac{\Delta p}{p_1}$
- Y funzione del tipo di fluido ed in particolare dell'esponente dell'adiabatica

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

- Y funzione della geometria e quindi del tipo di valvola

Per la prima ipotesi fatta si può scrivere $Y = 1 - ax$ e quindi $q_m \propto Y \sqrt{x}$

Con un procedimento matematico si può calcolare il valore di Y che rende massima tale funzione (trovando cioè il punto in cui è nulla la derivata della portata rispetto ad x).

$$q_m \propto (1 - ax) \sqrt{x} = \sqrt{x} - a^2 \sqrt{x^3}$$

ponendo:

$$\frac{dq_m}{dx} = \frac{1}{2\sqrt{x}} - \frac{3a^2 \sqrt{x}}{2} = 0$$

$$\frac{1}{\sqrt{x}} = 3a^2 \sqrt{x} \text{ da cui } x = \frac{1}{3a^2}$$

Coefficiente di recupero combinato F_{Lp}															
$Cv/d^2 \rightarrow$	$15 \cdot 10^{-3}$					$20 \cdot 10^{-3}$					$25 \cdot 10^{-3}$				
d/D	F_L					F_L					F_L				
	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
	F_{Lp}					F_{Lp}					F_{Lp}				
0.25	.49	.58	.67	.76	.85	.48	.57	.66	.74	.81	.47	.56	.64	.71	.78
0.33	.49	.58	.68	.76	.85	.48	.57	.66	.74	.82	.48	.56	.64	.71	.78
0.40	.49	.58	.68	.77	.85	.48	.57	.66	.74	.82	.48	.56	.64	.72	.78
0.50	.49	.59	.68	.77	.86	.49	.58	.66	.75	.83	.48	.56	.65	.72	.79
0.66	.49	.59	.68	.77	.86	.49	.58	.67	.76	.84	.48	.57	.66	.74	.81
0.75	.49	.59	.69	.78	.87	.49	.58	.68	.76	.85	.49	.58	.66	.75	.83
$Cv/d^2 \rightarrow$	$30 \cdot 10^{-3}$					$35 \cdot 10^{-3}$					$40 \cdot 10^{-3}$				
d/D	F_L					F_L					F_L				
	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
	F_{Lp}					F_{Lp}					F_{Lp}				
0.25	.47	.54	.61	.68	.74	.45	.53	.59	.65	.70	.44	.51	.57	.62	.66
0.33	.47	.54	.62	.68	.74	.46	.53	.59	.65	.70	.44	.51	.57	.62	.66
0.40	.47	.55	.62	.69	.75	.46	.53	.60	.66	.71	.45	.51	.57	.62	.67
0.50	.47	.56	.62	.69	.76	.46	.54	.60	.66	.72	.45	.52	.58	.63	.68
0.66	.48	.56	.64	.71	.78	.47	.55	.62	.69	.74	.46	.53	.60	.66	.71
0.75	.48	.57	.65	.73	.80	.47	.56	.63	.70	.77	.47	.54	.62	.68	.74

Figura 11 - Valori di F_{Lp} in funzione di $Cd=Cv/d^2$

Coefficiente di pressione critica per liquidi

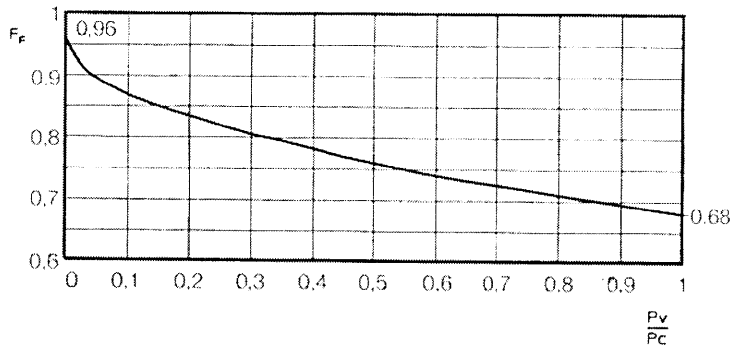
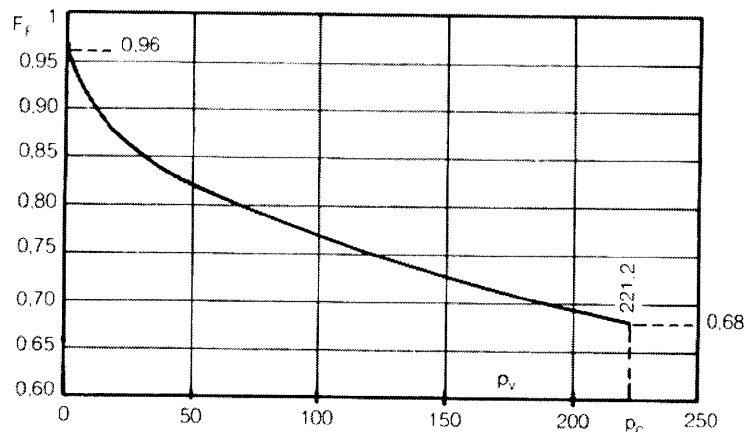


Figura 12 - Coefficiente di pressione critica generalizzato

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}}$$

Figura 13 - Coefficiente di pressione critica per l'acqua

Coefficiente di pressione critica per acqua



$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{221,2}}$$

e quindi $Y = 1 - \frac{1}{3a} \cdot a = \frac{2}{3}$

Poiché $Y=1$ quando $x=0$ e $Y = \frac{2}{3}$ quando la portata è quella massima (cioè $x=x_T$) la relazione di Y diventa la seguente:

$$Y = 1 - \frac{x}{3x_T}$$

Con ciò si è tenuto conto anche della terza ipotesi. Infatti x_T è un valore sperimentale da determinare per ogni tipo di valvola. Non resta che introdurre la seconda ipotesi tramite un fattore correttivo approssimativo $F_\gamma = \frac{\gamma}{1,4}$ rapporto fra l'esponente dell'adiabatica del gas in questione e quello dell'aria.

L'equazione finale diventa:

$$Y = 1 - \frac{x}{3F_\gamma x_T}$$

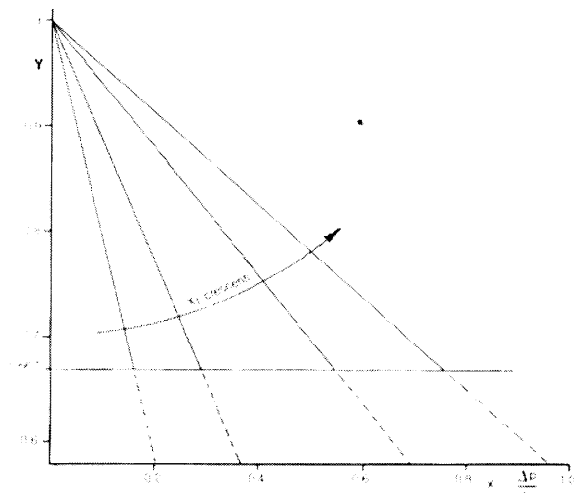


Figura 14 - Coefficiente di espansione $Y = 1 - \frac{x}{3F_\gamma x_T}$
Diagramma valido per un certo valore di F_γ

Pertanto la portata massima si ha per un valore di x pari a $F_T x_T$ (o $F_T x_{TP}$ se la valvola è munita di raccordi) e corrispondentemente il coefficiente di espansione assume il valore minimo di 0,667.

7.7 - PRESSIONE DIFFERENZIALE RELATIVA LIMITE x_T

Quando in una certa sezione della valvola di regolazione si raggiunge la velocità del suono si considera raggiunto il rapporto differenziale critico:

$$x_{cr} = \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)_{cr}$$

che, trascurando la perdita di carico fra l'ingresso della valvola e la sede, può essere scritto:

$$x_{cr} = F_L^2 \left[1 - \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \right]$$

A seguito di una ulteriore diminuzione della pressione p_2 , la portata subisce ancora un incremento, in quanto, in funzione della particolare geometria interna della valvola, la sezione della vena contratta si modifica trasversalmente allargandosi, non essendo fisicamente confinata da pareti solide.

Una vena contratta confinata si ha per esempio in un bocchaglio di misura di portata, o in una restrizione venturimetrica: per queste geometrie, una volta raggiunta la velocità del suono per un determinato valore di p_2 , la portata corrispondente resta costante, anche diminuendo ulteriormente p_2 .

La portata tuttavia non cresce indefinitamente ma fino ad un certo valore di $\Delta p/p_1$ detto rapporto limite della pressione differenziale e indicato con x_T .

Anche se esistono alcune relazioni fra x_T e F_L i valori di x_T sono affidabili solo se ricavati sperimentalmente dato che sia la capacità di espansione della vena contratta che la perdita di carico all'ingresso della valvola, sono determinate esclusivamente dalla geometria del corpo.

Se la vena contratta è libera di espandersi può essere utilizzata la seguente relazione:

$$x_T = 0,85 F_L^2$$

Se invece la geometria del corpo a valle della vena contratta impedisce a quest'ultima di espandersi all'aumentare del Δp , il valore di x_T tende a coincidere, a meno del coefficiente F_T , con quello di x_{cr} sopra riportato.

7.8 - PRESSIONE DIFFERENZIALE RELATIVA LIMITE CON RIDUZIONI x_{TP}

x_{TP} è lo stesso coefficiente x_T determinato però su valvole munite di riduzione o installate in maniera diversa da quella standard.

$$x_{TP} = \frac{x_T}{(F_p)^2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{x_T(K_1 + K_{B1})}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}$$

Nella tabella di fig. 15 sono riportati, per uso pratico, i valori di x_{TP} in funzione del coefficiente di portata specifico C_d e del rapporto d/D .

7.9 - COEFFICIENTE CORRETTIVO FUNZIONE DEL NUMERO DI REYNOLDS F_R

Come visto al paragrafo 6, se nella valvola si stabilisce un moto di tipo laminare o di transizione, non turbolento è necessario correggere con un coefficiente (F_R) gli errori che si commetterebbero nel calcolo della portata o del coefficiente C .

Il coefficiente F_R è il rapporto tra il coefficiente di portata C in regime non turbolento e quello in regime di flusso turbolento nelle medesime condizioni di installazione.

In mancanza di dati sperimentali specifici, F_R può essere determinato utilizzando la curva di fig. 16 partendo da un numero di Re_v della valvola calcolato mediante la seguente equazione:

$$Re_v = \frac{N_4 \cdot F_d \cdot q_v}{v \cdot \sqrt{F_L} \cdot C} \sqrt{\frac{F_L^2 \cdot C^2}{N_2 \cdot d^4} + 1}$$

Il termine sotto radice tiene conto della velocità all'ingresso della valvola e può essere considerato uguale all'unità per tutte le valvole ad eccezione di quelle ad alto C_d (sfere e farfalle).

Il coefficiente C della formula è quello calcolato supponendo il moto turbolento.

Pertanto il calcolo illustrato al paragrafo 6 è iterativo.

7.10 - COEFFICIENTE DI FORMA F_d

Il numero di Reynolds Re_v dipende soprattutto dalla geometria del trim nella sezione di strozzaggio.

Il fattore F_d è stato introdotto proprio per rappresentare questo effetto. Esso può essere ottenuto sia sperimentalmente che mediante valutazione teorica per mezzo della sua definizione:

$$F_d = \frac{D_h}{D_o}$$

dove:

D_h = diametro idraulico - mm - È quattro volte il ben noto raggio idraulico della sezione di passaggio alla corsa considerata.

$$D_h = \frac{4A}{P_w}$$

A = area passaggio - mm²

P_w = perimetro bagnato nella sezione di passaggio A - mm (vale 1 per fori circolari)

$D_o = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} =$ diametro equivalente di passaggio - mm

La valutazione teorica di F_d effettuata con le suddette relazioni è tanto più precisa quanto più semplice è la geometria delle sezioni di passaggio.

La conoscenza di F_d è particolarmente importante in due applicazioni:

- **1) Valvole microflusso**, dove è frequente che si verifichi il moto laminare e quindi si debba applicare il fattore correttivo F_R .

In queste valvole, con otturatori a flauto, a spina ecc., occorre tener presente che la valutazione teorica di F_d è fortemente condizionata dall'area di passaggio anulare fra otturatore e sede. In questi casi il calcolo teorico di F_d è affidabile solo se il C_v è superiore a 0.01.

2) Valvole low-noise

Il fattore F_d determina, con particolari formulazioni, il diametro del getto e quindi la frequenza predominante dello spettro acustico prodotto dalla valvola.

La sua conoscenza è fondamentale quindi per la previsione del rumore prodotto dalle valvole di regolazione.

A titolo di esempio si può ricordare che le valvole a gabbia

forate hanno un F_d pari a: $F_d = \frac{1}{\sqrt{N_o}}$

dove N_o è il numero di fori di passaggio in parallelo.

Maggiore è N_o , e cioè più piccoli sono i fori a parità di C_v , minore è F_d e in definitiva più basso è il rumore prodotto.

		Pressione differenziale relativa limite x_{TP}																							
$C_v/d^2 \rightarrow$		$15 \cdot 10^{-3}$								$20 \cdot 10^{-3}$								$25 \cdot 10^{-3}$							
d/D	x_T								x_T								x_T								
	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8				
	x_{TP}								x_{TP}								x_{TP}								
0.25	.22	.33	.43	.53	.63	.73	.82	.24	.35	.46	.56	.65	.75	.84	.26	.37	.48	.58	.68	.77	.85				
0.33	.22	.32	.43	.53	.63	.72	.82	.23	.34	.45	.55	.64	.74	.83	.25	.36	.47	.57	.66	.75	.84				
0.40	.22	.32	.42	.52	.62	.72	.81	.23	.34	.44	.54	.63	.73	.81	.24	.36	.46	.56	.65	.74	.82				
0.50	.21	.32	.42	.51	.61	.71	.80	.22	.33	.43	.52	.62	.71	.80	.23	.34	.44	.54	.63	.71	.80				
0.66	.21	.31	.40	.50	.60	.69	.78	.21	.31	.41	.50	.60	.68	.77	.22	.32	.41	.51	.59	.68	.76				
0.75	.20	.30	.41	.49	.59	.69	.78	.21	.30	.40	.50	.59	.68	.76	.21	.31	.40	.49	.58	.66	.75				

$C_v/d^2 \rightarrow$		$30 \cdot 10^{-3}$								$35 \cdot 10^{-3}$								$40 \cdot 10^{-3}$							
d/D	x_T								x_T								x_T								
	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8				
	x_{TP}								x_{TP}								x_{TP}								
0.25	.28	.40	.51	.61	.71	.79	.87	.31	.43	.54	.64	.73	.81	.89	.33	.46	.57	.67	.76	.83	.90				
0.33	.27	.39	.50	.60	.69	.77	.85	.29	.42	.52	.62	.71	.79	.86	.32	.44	.55	.65	.73	.80	.87				
0.40	.26	.38	.48	.58	.67	.75	.83	.28	.40	.51	.60	.69	.76	.83	.30	.42	.53	.62	.70	.77	.84				
0.50	.25	.36	.46	.55	.64	.72	.79	.26	.37	.47	.57	.65	.72	.79	.28	.39	.49	.58	.66	.73	.79				
0.66	.22	.32	.42	.51	.59	.67	.74	.23	.33	.42	.51	.59	.66	.73	.24	.34	.43	.51	.59	.65	.71				
0.75	.21	.31	.40	.49	.57	.65	.73	.22	.31	.40	.49	.56	.64	.71	.22	.31	.40	.48	.56	.62	.69				

Figura 15 - Valori di x_{TP} in funzione del coefficiente di portata specifico $C_d=C_v/d^2$ e del rapporto d/D .

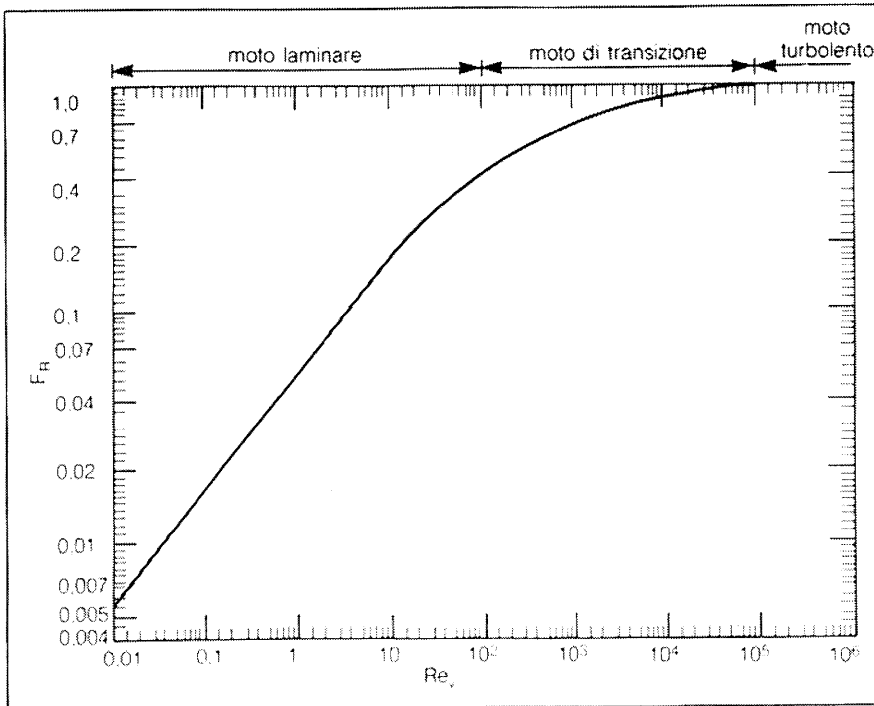


Figura 16 - Coefficiente correttivo funzione del numero di Reynolds per dimensionamento di valvole con liquidi.

La curva tracciata a lato può essere rappresentata con buona approssimazione dalla relazione:

$$F_R = 1 - 10^{-\frac{\sqrt{Re_v}}{40}}$$

REV.	POS.	FOGLIO DI SPECIFICA PER VALVOLE DI REGOLAZIONE				sigla matricola	quantità	foglio	di	posizione
1										
2										
3										
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10										
11										
12										
13										
14										
15										
16										
17										
18										
19										
20										
21										
22										
23										
24										
25										
26										
27										
28										
29										
30										
31										
32										
33										
34										
35										
36										
37										
38										
39										
40										
41										
42										
43										
44										
45										
46										
47										
48										
49										
50										
51										
52										
53										
54										
55										
56										