

# VANNES DE RÉGULATION

Cours

2005-2006

## Table des matières

<b>1</b>	<b>Généralités</b>	<b>3</b>
1.1	Schématisation des vannes . . . . .	3
1.2	Situation . . . . .	3
1.2.1	Régulation de débit . . . . .	3
1.2.2	Régulation de niveau . . . . .	3
1.2.3	Régulation de pression . . . . .	4
1.3	Contraintes dues au fluide et à l'environnement . . . . .	4
1.4	Éléments constituant la vanne de réglage . . . . .	5
1.5	Forme du corps de vanne . . . . .	6
1.6	Différents types de clapet . . . . .	6
1.6.1	Clapet simple siège . . . . .	6
1.6.2	Clapet double siège . . . . .	7
1.6.3	Clapet à cage . . . . .	7
1.6.4	Clapet papillon . . . . .	8
1.6.5	Clapet à membrane . . . . .	8
1.7	Les servomoteurs . . . . .	8
<b>2</b>	<b>Caractéristiques des vannes de régulation</b>	<b>9</b>
2.1	Caractéristique intrinsèque de débit . . . . .	9
2.2	Débit linéaire PL . . . . .	9
2.3	Débit égal en pourcentage EQP . . . . .	9
2.4	Débit tout ou rien PT . . . . .	9
2.5	Caractéristique installée . . . . .	11
2.6	Modélisation de la relation EQP . . . . .	11
<b>3</b>	<b>Position de la vanne en cas de manque d'air</b>	<b>11</b>
3.1	Un choix à effectuer . . . . .	11
3.2	Cas des servomoteurs à diaphragme, à piston simple effet . . . . .	11
3.3	Cas des servomoteurs à piston double effet . . . . .	11
3.4	Maintien de la vanne régulatrice de position . . . . .	12
<b>4</b>	<b>Capacité de débit d'une vanne</b>	<b>12</b>
4.1	Rappel . . . . .	12
4.2	Capacité du corps de vanne . . . . .	12
4.3	$C_v$ du corps de vanne . . . . .	13
4.4	$K_v$ du corps de vanne . . . . .	14
4.5	Cas des liquides visqueux, écoulement laminaire . . . . .	14
4.6	Cas des gaz . . . . .	14
<b>5</b>	<b>Calcul de <math>C_v</math></b>	<b>14</b>
5.1	$C_v$ équivalent de plusieurs vannes en parallèle . . . . .	14
5.2	$C_v$ équivalent de plusieurs vannes en série . . . . .	15
5.3	Influence des convergents-divergents . . . . .	15

<b>6 Cavitation et vaporisation</b>	<b>16</b>
6.1 Variation de la pression statique à travers une vanne . . . . .	16
6.2 Cavitation . . . . .	16
6.3 Vaporisation . . . . .	17
6.4 Conséquences pratiques . . . . .	17

## Figures

1 Vanne . . . . .	3
2 Vanne manuelle . . . . .	3
3 Electrovanne . . . . .	3
4 Vanne pneumatique . . . . .	3
5 Vanne pneumatique avec positionneur . . . . .	3
6 Régulation de débit . . . . .	3
7 Régulation de niveau . . . . .	4
8 Régulation de pression . . . . .	4
9 Vue en coupe d'une vanne de régulation pneumatique . . . . .	5
10 Positionneur . . . . .	6
11 Caractéristique de débit linéaire . . . . .	9
12 Caractéristique de débit égal pourcentage . . . . .	10
13 Caractéristique de débit tout ou rien . . . . .	10
14 Relation entre débit et commande . . . . .	11
15 Servo moteur à action directe . . . . .	12
16 Servo moteur à action inverse . . . . .	12
17 Vannes en parallèle . . . . .	15
18 Vannes en serie . . . . .	15
19 convergent-divergent . . . . .	16
20 Pression statique dans le corps de vanne . . . . .	16
21 Cavitation . . . . .	17
22 Pique . . . . .	17

# 1 Généralités

## 1.1 Schématisation des vannes



Figure 1 – Vanne

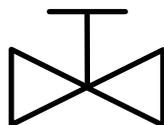


Figure 2 – Vanne manuelle

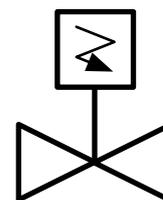


Figure 3 – Electrovanne

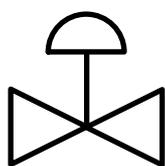


Figure 4 – Vanne pneumatique

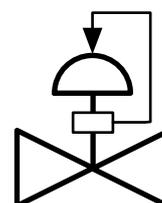


Figure 5 – Vanne pneumatique avec positionneur

## 1.2 Situation

La vanne de régulation est utilisée comme organe de réglage dans différentes boucles de régulation.

### 1.2.1 Régulation de débit

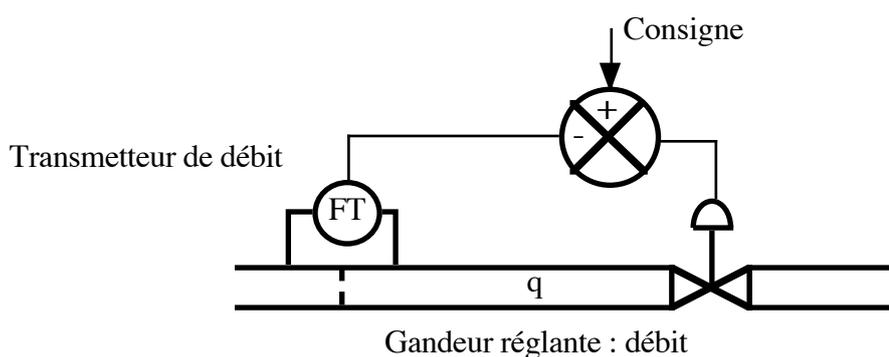


Figure 6 – Régulation de débit

C'est la fonction principale de la vanne de régulation. La commande de la vanne contrôle le débit du fluide qui la traverse.

### 1.2.2 Régulation de niveau

Le niveau dans le réservoir varie en fonction du débit d'alimentation et du débit d'utilisation. La grandeur réglée est le niveau, il doit suivre la consigne du régulateur. La vanne de réglage est l'élément de la chaîne de régulation permettant de faire varier le débit d'alimentation en fonction de la consigne.

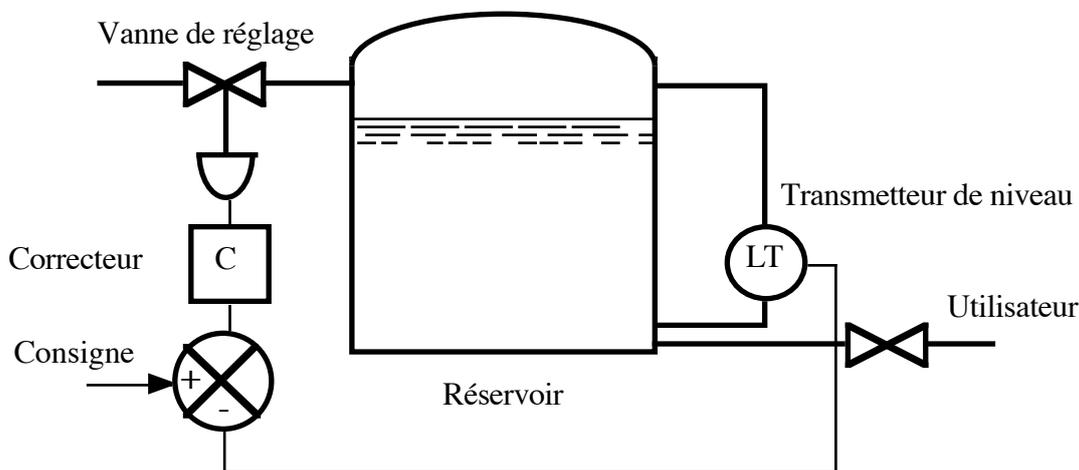


Figure 7 – Régulation de niveau

### 1.2.3 Régulation de pression

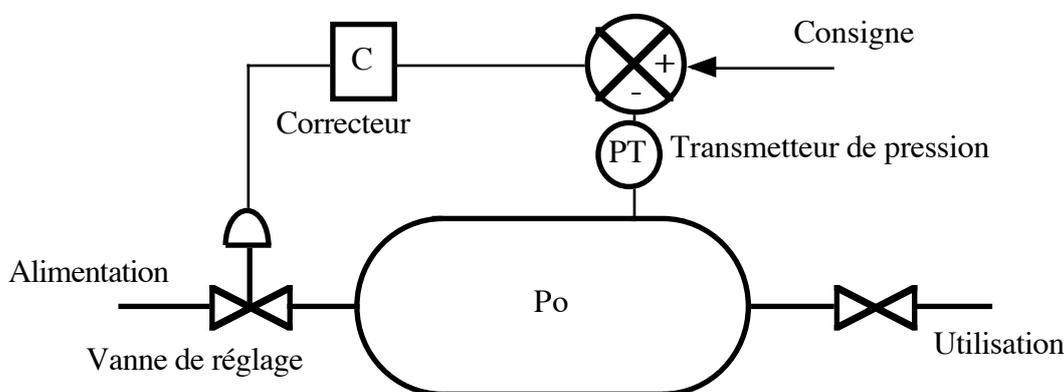


Figure 8 – Régulation de pression

La cuve est sous pression  $P_o$  (air comprimé par exemple).  $P_o$  est la grandeur à régler. La grandeur réglante est le débit d'alimentation. Les perturbations proviennent de l'utilisation.

## 1.3 Contraintes dues au fluide et à l'environnement

La vanne de réglage devra être conçue et fabriquée de manière à fonctionner correctement, avec un minimum d'entretien, malgré un certain nombre de problèmes posés par le fluide et par son environnement.

Le fluide qui passe dans la vanne de réglage peut être :

- corrosif (attaque chimique des matériaux) ;
- chargé de particules solides (érosion, encrassement de la vanne) ;
- chargé de bulles gazeuses, ou constitué d'un mélange de liquides et de gaz non homogènes ;
- visqueux (exemple de l'huile) ;
- inflammable ou explosif en présence de l'air, d'une étincelle ;
- toxique, donc dangereux en cas de fuite ;
- dangereux, car il peut se transformer chimiquement tout seul (polymérisation) ou réagir avec d'autres produits, parfois violemment ;
- un liquide qui se solidifie lorsque la température baisse (cristallisation) ;

- un liquide qui se vaporise lorsque la température augmente ou que la pression diminue ;
- une vapeur qui se condense lorsque la température baisse ou que la pression augmente ;
- sous forte pression ou sous vide.

L'analyse approfondie et la résolution de ces problèmes doivent permettre d'assurer la sécurité du personnel et des installations, ainsi que le bon fonctionnement de la vanne.

L'ambiance extérieure peut poser les problèmes suivants :

- atmosphère explosive, corrosive, sèche ou humide, poussiéreuse, chaude ou froide...
- vibrations, dues par exemple à une machine voisine ;
- parasites, dus à des appareils demandant une grande puissance électrique.

## 1.4 Éléments constituant la vanne de réglage

La vanne (fig. 9) est constituée de deux éléments principaux :

- le servo moteur : c'est l'élément qui assure la conversion du signal de commande en mouvement de la vanne ;
- le corps de vanne : c'est l'élément qui assure le réglage du débit.

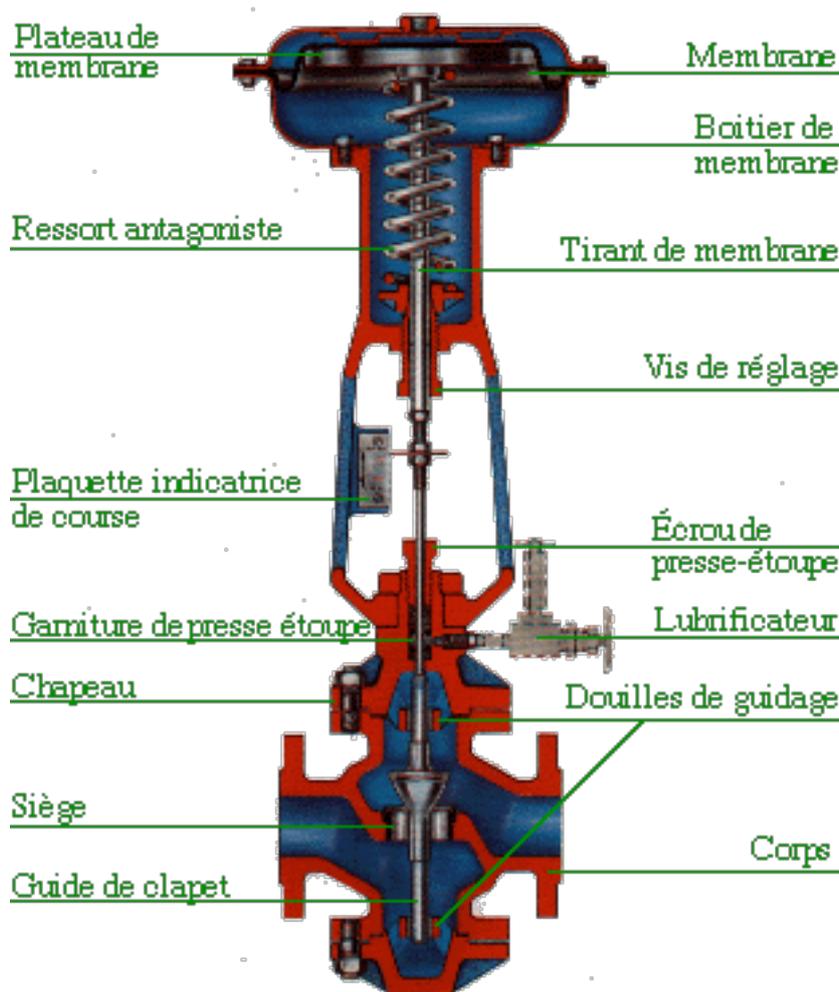


Figure 9 – Vue en coupe d'une vanne de régulation pneumatique

Et aussi d'un certain nombre d'éléments auxiliaires :

- un contacteur de début et de fin de course ;
- une recopie de la position ;

- un filtre détenteur ;
- un positionneur (fig. 10) : il règle l'ouverture de la vanne en accord avec le signal de commande.



**Figure 10** – Positionneur

## 1.5 Forme du corps de vanne

On distingue les différents corps de vannes :

- le corps droit : l'entrée et la sortie sont dans le même axe ;
- le corps d'angle : l'entrée et la sortie sont dans deux plans perpendiculaires ;
- le corps mélangeur : il possède deux entrées et une sortie afin de permettre le mélange de deux fluides ;
- le corps de dérivation (répartiteur) : il possède une entrée et deux sorties afin de permettre la séparation du fluide suivant deux directions.

## 1.6 Différents types de clapet

### 1.6.1 Clapet simple siège

Avantages :

- bonne étanchéité à la fermeture (après rodage du clapet sur le siège) ;
- existence de clapets réversibles à double guidage permettant d'inverser le sens d'action du corps de vanne par un montage à l'envers.

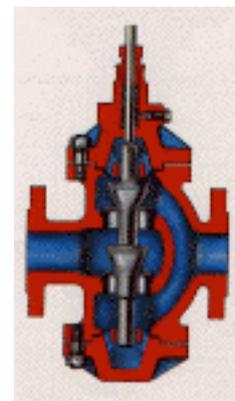
Inconvénients :

- la poussée du liquide exerce une force importante sur le clapet ce qui nécessite un actionneur puissant d'où utilisation d'un simple siège pour une différence de pression faible ;
- frottements importants au niveau du presse étoupe ;
- passage indirect donc plus grand risque de bouchage par des particules en suspension.



### 1.6.2 Clapet double siège

Constitué par deux clapets et par deux sièges vissés. Le principal avantage apporté au corps de vanne à simple siège concerne son équilibrage, c'est à dire la diminution de la force résultante due à la poussée du fluide sur le clapet donc utilisable pour des fortes différences de pression. Son principal inconvénient est une mauvaise étanchéité de la fermeture du fait de la double portée.



### 1.6.3 Clapet à cage

Il comprend un obturateur et une cage. Le fluide arrive perpendiculairement à la cage et passe par un espace déterminé par la position de l'obturateur (sorte de piston) à l'intérieur de la cage. En position basse les trous situés à la partie inférieure de la cage sont obturés et réalise ainsi l'étanchéité de la vanne à la fermeture.

Avantages :

- équilibrage grâce aux trous dans l'obturateur ;
- bonne étanchéité à la fermeture ;
- bonne plage de réglage ;
- cages spécifiques possibles pour obtenir différentes caractéristiques, ou pour résoudre un problème de cavitation (cage anti-cavitation) ou de bruit (cage anti-bruit).
- Le changement de cage est aisé.

Inconvénients :

- corps droit non réversible ;
- risque de coincement de l'obturateur dans la cage avec des fluides chargés de particules solides.



### 1.6.4 Clapet papillon

L'obturateur est un disque dont le diamètre est égal au diamètre intérieur de la conduite. À la fermeture, ce disque a sa surface perpendiculaire au sens du passage du fluide. La variation de la section de passage se fait par inclinaison de ce disque par rapport à la verticale. La tige de l'obturateur effectue un mouvement de rotation, ce qui est nettement préférable pour le presse étoupe (meilleure étanchéité). Cette rotation est souvent limitée à un angle d'ouverture de  $60^\circ$  à cause de l'importance du couple exercé par le fluide. Ce type de vanne n'est réalisable que pour des grands diamètres  $DN > 4''$ . Vu la surface de l'obturateur et la forme de celui-ci, il ne peut être utilisé pour des pressions très élevées. Du fait de la grande longueur de portée du papillon sur le corps (qui forme aussi le siège), l'étanchéité à la fermeture est délicate à obtenir, donc mauvaise le plus souvent. À noter aussi un frottement dû à la force de poussée du liquide qui plaque la tige de l'obturateur contre la garniture (effort transversal).



### 1.6.5 Clapet à membrane

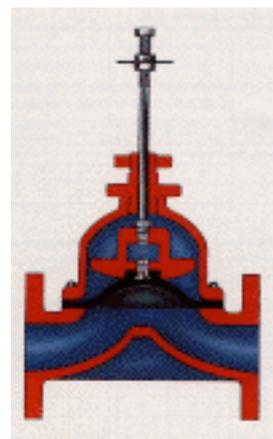
Elle est utilisée dans le cas de fluides très chargés de particules solides, ou très corrosifs. La section de passage est obtenue entre une membrane déformable en caoutchouc synthétique généralement et la partie inférieure du corps de vanne.

Avantages :

- solution peu coûteuse ;
- supprime les presse étoupes d'où le risque de fuites éventuelles ;
- bonne étanchéité à la fermeture.

Inconvénients :

- précision de réglage très médiocre ;
- caractéristique statique mal définie ;
- pression maximale supportable faible ;
- température maximale d'environ  $200^\circ\text{C}$ .



## 1.7 Les servomoteurs

Le servomoteur est l'organe permettant d'actionner la tige de claper de la vanne. L'effort développé par le servomoteur à deux buts :

- lutter contre la pression agissant sur le clapet ;
- assurer l'étanchéité de la vanne ;

Ces deux critères conditionnent le dimensionnement des servomoteurs. Le fluide moteur peut être ; de l'air, de l'eau, de l'huile, de l'électricité (servomoteur électrique). En général, le fluide est de l'air et la pression de commande varie de 0,2 bar à 1 bar. On distingue :

- le servomoteur classique à membrane, conventionnel (à action direct ou inverse) ou réversible (on peut changer le sens d'action).
- le servomoteur à membranes déroulante, surtout utilisé pour les vannes rotatives.
- le servomoteur à piston, utilisé lorsque les efforts à fournir sont très importants. La pression de commande peut être importante. Le fluide moteur peut être de l'air, de l'eau ou de l'huile.

- le servomoteur électrique, utilisé pour les vannes rotatives. On associe à un moteur électrique un réducteur de vitesse permettant ainsi d'obtenir des couples très importants.

## 2 Caractéristiques des vannes de régulation

### 2.1 Caractéristique intrinsèque de débit

C'est la loi entre le débit  $Q$  et le signal de commande de la vanne  $Y$ , la pression différentielle  $\Delta P$  aux bornes de la vanne étant maintenue constante. On distingue essentiellement trois types de caractéristiques intrinsèques de débit :

- linéaire ;
- égal pourcentage ;
- tout ou rien (ou Quick Opening).

### 2.2 Débit linéaire PL

Le débit évolue linéairement en fonction du signal. La caractéristique est une droite. Des accroissements égaux du signal vanne provoquent des accroissements égaux de débit (figure 11).

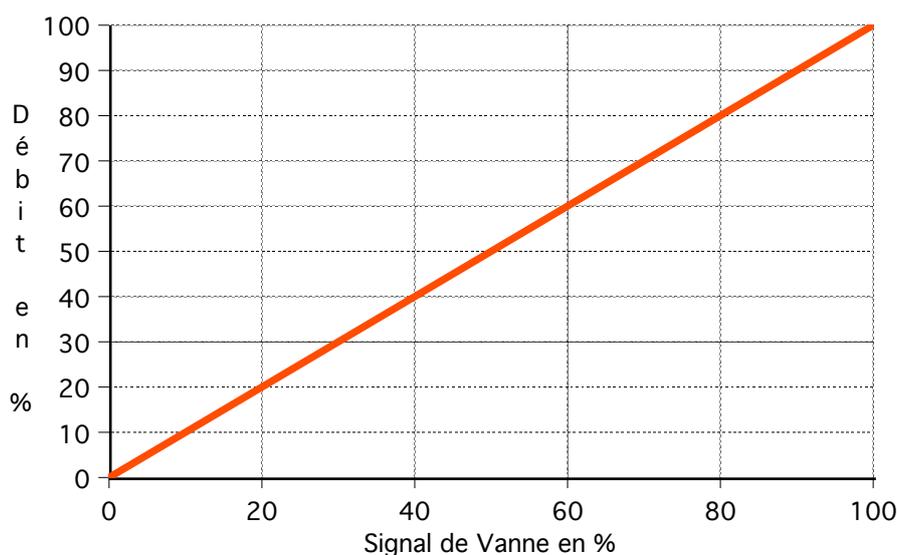


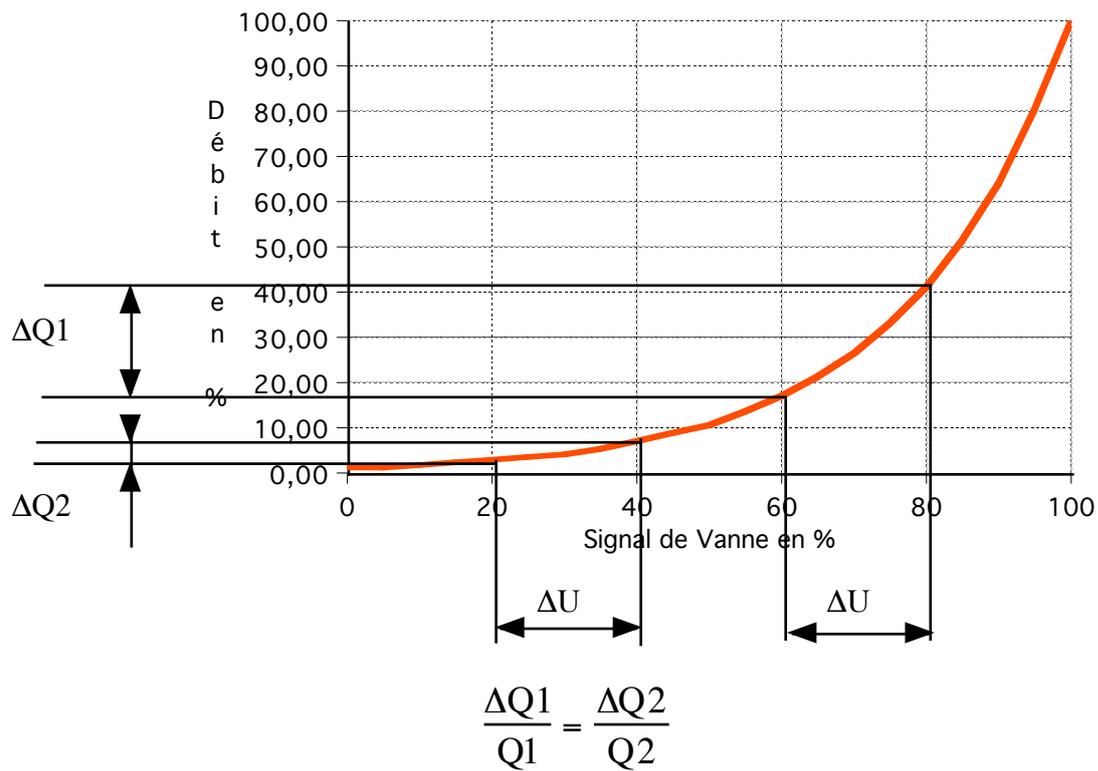
Figure 11 – Caractéristique de débit linéaire

### 2.3 Débit égal en pourcentage EQP

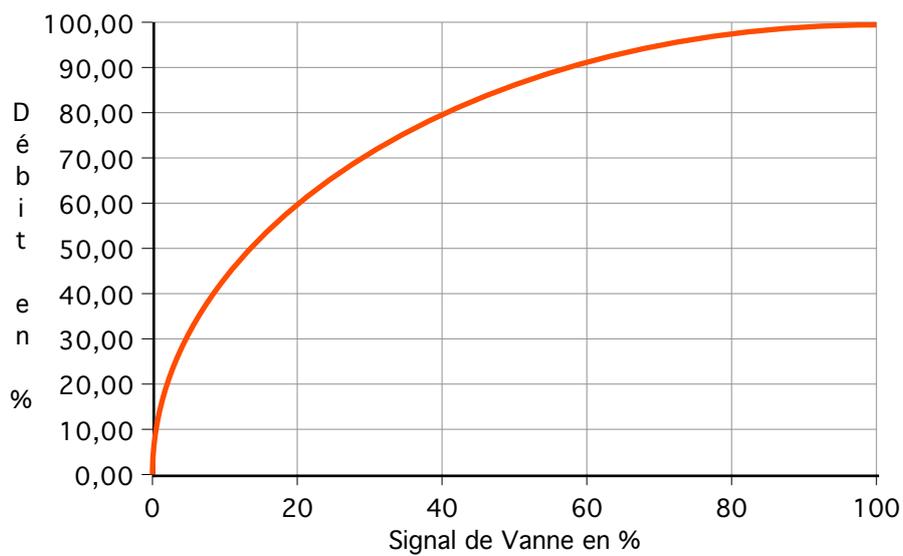
La caractéristique est une exponentielle. Des accroissements égaux du signal vanne provoquent des accroissements égaux de débit relatif (figure 12).

### 2.4 Débit tout ou rien PT

Cette caractéristique présente une augmentation rapide du débit en début de course pour atteindre alors environ 80% du débit maximum (figure 13).



**Figure 12** – Caractéristique de débit égal pourcentage



**Figure 13** – Caractéristique de débit tout ou rien

## 2.5 Caractéristique installée

C'est la loi de variation du débit en fonction du signal de commande.

Cette caractéristique est fonction :

- de l'installation, des conditions de service ;
- de la vanne, c'est-à-dire de sa caractéristique intrinsèque de débit.

## 2.6 Modélisation de la relation EQP

On complète ici ce qui à été dit dans le chapitre *Métrologie*, concernant la représentation des relations entre les grandeurs physique. La relation qui nous intéresse ici est celle représentée sur la figure 14. C'est la relation entre le débit d'une vanne et sa commande, lorsque sa caractéristique intrinsèque est de type égal pourcentage. Dans ce cas particulier, par analogie avec ce qui a été dit précédemment, on peut alors écrire :

$$\frac{y - Y_{min}}{Y_{max} - Y_{min}} = \frac{(q - Q_{min}) / (q + Q_{min})}{(Q_{max} - Q_{min}) / (Q_{max} + Q_{min})} \quad (1)$$



Figure 14 – Relation entre débit et commande

## 3 Position de la vanne en cas de manque d'air

### 3.1 Un choix à effectuer

Le choix imposé de la position d'une vanne en cas de panne d'air moteur (ouverte ou fermée) est basé sur la réponse du procédé et doit être effectué afin d'assurer la sécurité du personnel et des installations.

Exemples classiques :

- combustible vers brûleurs : FERMÉE ;
- eau de refroidissement vers échangeur : OUVERTE.

Ce choix doit être déterminé en collaboration avec le spécialiste du procédé et fait partie intégrante de la spécification de la vanne régulatrice. Il appartient au constructeur de choisir un ensemble de vanne et servomoteur adapté à l'exigence formulée, et de fournir éventuellement des équipements supplémentaires permettant le respect de cette exigence.

### 3.2 Cas des servomoteurs à diaphragme, a piston simple effet

En cas de panne d'air, par action du ressort antagoniste, le servomoteur prend une position extrême permettant d'amener l'obturateur en position de fermeture ou d'ouverture complète. Ces types de servomoteurs ne posent donc pas de problème particulier pour le respect de la spécification, servomoteurs directs (fig. 15), "inverses" (fig. 16) ou réversibles.

### 3.3 Cas des servomoteurs à piston double effet

En cas de panne d'air, le piston prend une position quelconque selon la force exercée par le fluide sur l'obturateur de la vanne. Afin de forcer la position de l'obturateur, il est donc nécessaire de prévoir un dispositif comprenant une réserve d'air comprimé et des éléments de commutation permettant d'amener la vanne à la position choisie en cas de panne d'air de réseau de distribution.



Figure 15 – Servo moteur à action directe



Figure 16 – Servo moteur à action inverse

### 3.4 Maintien de la vanne régulatrice de position

Pour éviter un changement brutal dans la circulation d'un fluide dans un procédé, en cas de panne d'air moteur on peut spécifier, en plus de la position ultime fixée précédemment, un dispositif bloquant la vanne dans la position qu'elle occupait au moment où la pression d'air dans le réseau de distribution atteignait une valeur basse limite.

## 4 Capacité de débit d'une vanne

### 4.1 Rappel

Il a été établi que la loi liant le débit  $Q_v$  à la section de passage  $Sp$  et à la  $\Delta P$  est la suivante :

$$Q_v = K \times Sp \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad (2)$$

avec :

- $Q_v$  : débit volumique en  $m^3/s$  ;
- $\Delta P$  : perte de charge du fluide dans la vanne en  $Pa$  ;
- $Sp$  : section de passage entre le siège et clapet en  $m^2$  ;
- $\rho$  : masse volumique du fluide en  $kg/m^3$  ;
- $K$  : coefficient dépendant du profil interne de la vanne en ??.

Nous constatons que :

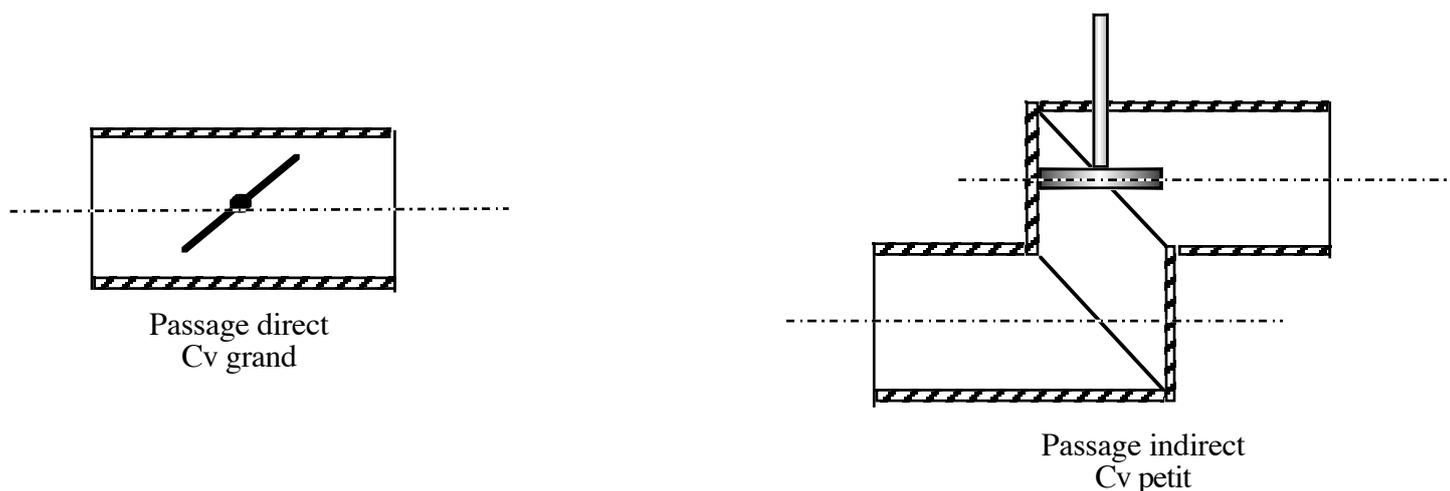
- le débit varie proportionnellement à la section de passage ;
- le débit est proportionnel à la racine carrée de la perte de charge ;
- le débit volumique est inversement proportionnel à la racine carrée de la masse volumique.

Pour un liquide, lorsque la température ne varie que de quelques degrés, sa masse volumique est à peu près constante, donc, le débit ne varie qu'en fonction de la perte de charge et de la section de passage.

### 4.2 Capacité du corps de vanne

Nous voyons donc que le débit maximum  $Q_{v_{maxi}}$  ne dépend pas que de la section de passage  $Sp_{maxi}$ , mais aussi de la densité du fluide, de la perte de charge, et du coefficient de forme interne du corps. Deux corps de vanne présentant la même section de passage n'ont donc pas forcément la même capacité. On ne peut comparer les capacités de corps de vannes différents ayant une même section de passage  $Sp$  qu'en respectant les conditions d'essais suivantes :

- même fluide ;
- même différence de pression.



Ainsi, le coefficient de profil interne  $k$  explique les différences de capacités entre deux corps de vannes de types différents et de  $Sp$  identiques. Nous voyons donc que la capacité à elle seule ne permet pas de comparer les possibilités de débit des corps de vanne.

### 4.3 $Cv$ du corps de vanne

Le coefficient de débit  $Cv$ , utilisé pour la première fois par Masoneilan en 1944, est devenu rapidement l'étalon universel de mesure du débit de fluide qui s'écoule dans une vanne. Ce coefficient est en effet si pratique qu'il est maintenant presque toujours employé dans les calculs qui conduisent au dimensionnement des vannes ou à la détermination des débits qui les traversent. Par définition, le coefficient  $Cv$  est le nombre de gallons U.S. d'eau à 15 °C, traversant en une minute une restriction lorsque la chute de pression au passage de cette restriction est de 1 *PSI*. On a :

$$Q_v = Cv \sqrt{\frac{\Delta P}{d}} \quad (3)$$

Avec :

- $\Delta P$  : pression en *PSI* (0,069 bar) ;
- $d$  : densité (par rapport à l'eau) ;
- $Q_v$  : en *gallon/min* (3,785 l/min).

Le  $Cv$  est un repère de grandeur au moyen duquel le technicien peut déterminer rapidement et avec précision la dimension d'une restriction connaissant les conditions de débit, de pression éventuellement d'autres paramètres annexes et ceci pour n'importe quel fluide.

Le  $Cv$  est proportionnel à la section de passage entre le siège et le clapet.

- $Cv = 0$ , lorsque la vanne est fermée ;
- $Cv = Cv_{maxi}$  lorsque la vanne est complètement ouverte.

Le  $Cv$  dépend aussi du profil interne de la vanne et du type d'écoulement dans la vanne.

**Tableau 1** – Valeurs de  $Cv$  de vannes

Diamètre en pouce	Vanne à clapet classique		Vanne à cage	Vanne type CAMFLEX	Vanne papillon
	simple siège	double siège			
1	9	12	20	14	
2	36	48	72	50	90

## 4.4 Kv du corps de vanne

En unité du système plus classique pour nous :

$$Q_v = Kv \sqrt{\frac{\Delta P}{d}} \quad (4)$$

avec :

- $\Delta P$  : pression en bar ;
- $d$  : densité (par rapport à l'eau) ;
- $Q_v$  : débit en  $m^3/h$  ;

On démontre que :  $Cv = 1,16 Kv$

## 4.5 Cas des liquides visqueux, écoulement laminaire

On obtient un écoulement laminaire au lieu de l'écoulement turbulent habituel quand la viscosité du liquide est élevée ou lorsque la chute de pression est petite. Pour dimensionner la vanne, calculer le coefficient de débit  $Cv$  en écoulement turbulent puis en écoulement laminaire et utiliser la valeur obtenue la plus grande.  $Cv$  en écoulement laminaire :

$$Cv = 0,032 \sqrt[3]{\left(\frac{\mu Q_v}{\Delta P}\right)^2} \quad (5)$$

avec :

- $\mu$  : viscosité dynamique à la température de l'écoulement en centipoise ;
- $Q_v$  : débit du liquide en  $m^3/h$  ;
- $\Delta P$  : variation de pression en bar.

## 4.6 Cas des gaz

Dans le cas où le fluide en circulation est un gaz et que son écoulement n'est pas critique on a :

$$Cv = \frac{Q_v}{295} \sqrt{\frac{d \times \theta}{\Delta P (P_2 + P_1)}} \quad (6)$$

avec :

- $Q_v$  : débit volumique du gaz en  $Nm^3/h$  ;
- $\Delta P$  : pression différentielle en bar ;
- $P_2$  : pression absolue du gaz en aval de la vanne en *bar* ;
- $P_1$  : pression absolue du gaz en amont de la vanne en *bar* ;
- $d$  : densité du gaz par rapport à celle de l'air ;
- $T$  : température du gaz en *K*.

## 5 Calcul de Cv

### 5.1 Cv équivalent de plusieurs vannes en parallèle

Pour un montage de deux vannes en parallèles (fig. 17) :

- $Q_{eq} = Q_1 + Q_2$  ;
- $\Delta P_{eq} = \Delta P_1 = \Delta P_2$  ;

$$\Rightarrow Cv_{eq} = Cv_1 + Cv_2. \quad (7)$$

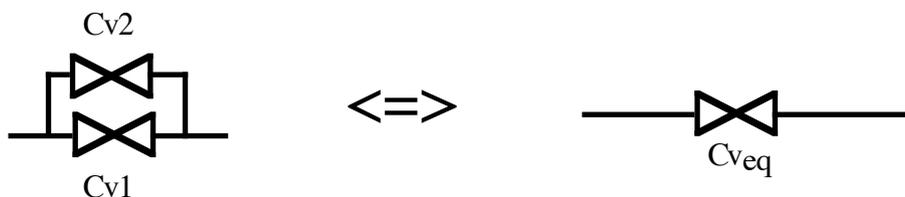


Figure 17 – Vannes en parallèle

## 5.2 Cv équivalent de plusieurs vannes en série

Pour un montage de deux vannes en série (fig. 18) :

- $Q_{eq} = Q_1 = Q_2$  ;
- $\Delta P_{eq} = \Delta P_1 + \Delta P_2$  ;

$$\Rightarrow \left(\frac{1}{Cv_{eq}}\right)^2 = \left(\frac{1}{Cv_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{Cv_2}\right)^2 \quad (8)$$

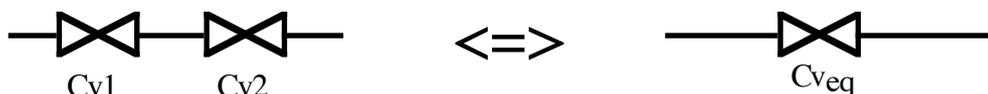


Figure 18 – Vannes en serie

## 5.3 Influence des convergents-divergents

Quand une vanne n'est pas de la même dimension que la tuyauterie, elle est installée entre un convergent et un divergent. Ceux-ci créent une chute de pression supplémentaire provoquée par la contraction et la dilatation de la veine fluide. Le Cv calculé doit être corrigé par la relation suivante :

$$Cv_{cor} = \frac{Cv}{Fp} \quad (9)$$

Le coefficient de correction  $Fp$  déterminé expérimentalement est habituellement fourni par le constructeur. Il peut être aussi déterminé de manière approchée à partir des formules suivantes. Il est alors calculé en considérant que la contraction et la dilatation de la veine fluide se font d'une façon brutale. La chute de pression est donc surestimée et l'on ne risque pas de sous-dimensionner la vanne.

$$Fp = \sqrt{1 - 1,5\left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \left(\frac{Cv}{0,046d^2}\right)^2} \text{ et } Fp' = \sqrt{1 - \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \left(\frac{Cv}{0,046d^2}\right)^2} \quad (10)$$

avec :

- $Fp$  : facteur de correction de débit en écoulement non critique pour installation avec convergent-divergent (angle au sommet du convergent supérieur à 40) ;
- $Fp'$  : facteur de correction de débit en écoulement non critique pour installation avec un divergent seul ou avec convergent-divergent lorsque l'angle au sommet du convergent est inférieur à 40 ;
- $Cv$  : coefficient de débit ;
- $d$  : diamètre de la vanne en mm ;
- $D$  : diamètre de la tuyauterie en mm.

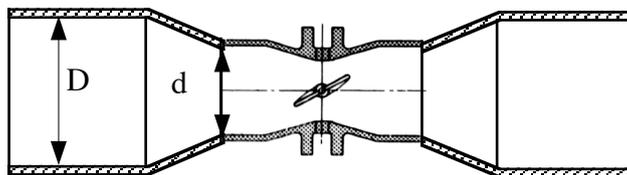


Figure 19 – convergent-divergent

## 6 Cavitation et vaporisation

### 6.1 Variation de la pression statique à travers une vanne

En application du théorème de Bernoulli, la restriction de la section de passage présentée par la vanne et son opérateur provoque une augmentation de la pression dynamique.

Il en résulte une diminution de la pression statique plus ou moins importante selon :

- la géométrie interne de la vanne ;
- la valeur de la pression statique en aval de la vanne.

Cette diminution de la pression statique de la vanne doit être comparée à la tension de vapeur du liquide à la température d'écoulement, car il peut en résulter des phénomènes nuisibles à la qualité du contrôle et à la tenue du matériel.

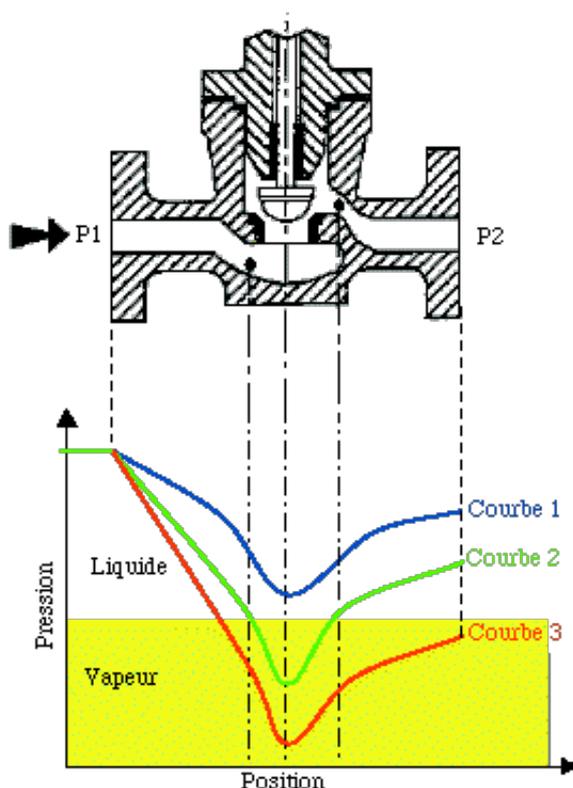


Figure 20 – Pression statique dans le corps de vanne

### 6.2 Cavitation

Lorsque la pression statique dans la veine fluide décroît et atteint la valeur de la tension de vapeur du liquide à la température d'écoulement, le phénomène de cavitation apparaît (formation de petites bulles de vapeur



**Figure 21** – Cavitation



**Figure 22** – Pique

au sein du liquide, courbe 2 sur la figure 20). Quand la pression statique s'accroît à nouveau (diminution de la vitesse par élargissement de la veine fluide), les bulles de vapeur se condensent et implosent. Ce phénomène de cavitation présente les inconvénients suivants :

- bruit, d'un niveau sonore inacceptable, très caractéristique car semblable à celui que provoqueraient des cailloux circulant dans la tuyauterie ;
- vibrations à des fréquences élevées ayant pour effet de desserrer toute la boulonnerie de la vanne et de ses accessoires ;
- destruction rapide du clapet, du siège, du corps, par enlèvement de particules métalliques. Les surfaces soumises à la cavitation présentent une surface granuleuse ;
- le débit traversant la vanne n'est plus proportionnel à la commande (voir courbe).

C'est généralement les vannes les plus profilées intérieurement qui ont une tendance accrue à la cavitation.

### 6.3 Vaporisation

Si la pression statique en aval de la vanne est faible (forte perte de charge dans la vanne), le processus d'implosion des bulles gazeuses ne se produit pas : celles-ci restent présentes dans la veine fluide, d'où le phénomène de vaporisation (courbe 3, figure 20).

Ce phénomène de vaporisation présente les inconvénients suivants :

- bruit, d'un niveau sonore moindre que celui provoqué par la cavitation ;
- dommages mécaniques sur le clapet, le siège et le corps, par passage à grande vitesse d'un mélange gaz-liquide ;
- les surfaces exposées à ce phénomène présentent des cavités d'un aspect poli ;
- régime critique.

### 6.4 Conséquences pratiques

Pour éviter le bruit et la destruction rapide de la vanne, on doit calculer et choisir une vanne de régulation ne présentant pas de phénomène de cavitation. Tout au plus peut-on accepter une cavitation naissante. De même, une vanne présentant un phénomène de vaporisation ne doit pas être employée. La chute de pression maximum utilisable pour l'accroissement du débit ( $\Delta P_c$ ) et en particulier les conditions de pression pour lesquelles une vanne sera complètement soumise à la cavitation peuvent être définies grâce au facteur  $F_L$ , de la façon suivante :

$$F_L = \sqrt{\frac{\Delta P_c}{P_1 - P_v}} \quad (11)$$

avec :

- $P_1$  : Pression en amont de la vanne ;

- $P_v$  : Pression de vapeur du liquide à la température en amont.

Pour les applications où aucune trace de cavitation ne peut être tolérée, il faut utiliser un nouveau facteur  $K_c$  au lieu de la valeur de  $F_L$ . Ce même facteur  $K_c$  sera utilisé si la vanne est placée entre un convergent et un divergent. Pour trouver la chute de pression correspondant au début de cavitation, utiliser la formule suivante :

$$K_c = \frac{\Delta P_c}{P_1 - P_v} \quad (12)$$

Des solutions techniques doivent donc être trouvées pour éviter cavitation et vaporisation dans les vannes de régulation. Si l'on se réfère aux relations précédentes, il suffit, pour éviter la cavitation, de ramener la chute de pression dans la vanne à une valeur inférieure à  $P_c$ .

On peut donc :

- augmenter la pression en amont et en aval en choisissant pour la vanne une position qui se trouve à un niveau bas dans l'installation : ceci augmente la pression statique ;
- sélectionner un type de vanne ayant un facteur  $F_L$  plus important ;
- changer la direction du fluide ; le facteur  $F_L$  d'une vanne d'angle utilisée avec écoulement "tendant à ouvrir" au lieu de "tendant à fermer" passe de 0,48 à 0,9 ce qui signifie que la chute de pression peut être au moins triplée.
- installer deux vannes semblables, en série, et l'on calculera le facteur  $F_L$  total des deux vannes de la façon suivante :  $F_{Leq} = F_L$  d'une vanne.