

6) Vannes de régulation


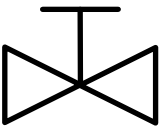
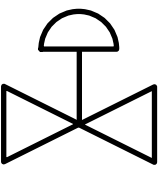
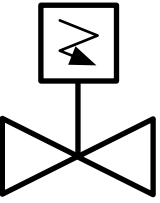
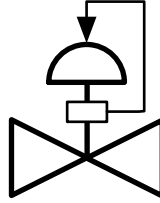
1. Généralités	2
1.1. Schématisation	2
1.2. Contraintes dues au fluide et à l'environnement	2
1.3. Éléments constituant la vanne de régulation.....	2
1.4. Forme du corps de vanne	3
1.5. Différents types de clapet.....	3
1.5.1. Clapet simple siège	3
1.5.2. Clapet double siège.....	3
1.5.3. Clapet à cage	3
1.5.4. Clapet papillon.....	4
1.5.5. Clapet à membrane.....	4
1.5.6. Vanne à clapet rotatif excentré.....	4
1.6. Les servomoteurs.....	4
2. Caractéristiques des vannes de régulation.....	5
2.1. Caractéristique intrinsèque de débit	5
2.2. Modélisation de la relation EQP.....	5
3. Position de la vanne en cas de manque d'air	5
3.1. Un choix à effectuer	5
3.2. Cas des servomoteurs à diaphragme, à piston simple effet.....	6
3.3. Cas des servomoteurs à piston double effet.....	6
3.4. Maintien de la vanne régulatrice de position.....	6
4. Capacité de débit d'une vanne.....	6
4.1. Rappel	6
4.2. CV du corps de vanne	6
4.3. KV du corps de vanne.....	7
5. Calcul de Cv (d'après formulaire de Masoneilan).....	7
5.1. Liquides	7
5.2. Vapeur	7
5.3. Gaz	8
5.4. CV équivalent de plusieurs vannes montées en parallèle	8
5.5. CV équivalent de plusieurs vannes montées en série	8
5.6. Influence des convergents-divergents.....	9
6. Cavitation et vaporisation	9
6.1. Variation de la pression statique à travers une vanne.....	9
6.2. Cavitation.....	9
6.3. Vaporisation	10
6.4. Conséquences pratiques	10



1. Généralités

1.1. Schématisation

La vanne de réglage est utilisée comme organe de réglage dans différents types de boucles de régulation. Elle permet de contrôler le débit dans une canalisation, en modifiant les pertes de charges de celle-ci. Il existe plusieurs représentations d'une vanne ;

Vanne simple	Vanne manuelle	Vanne Pneumatique	Electrovanne	Vanne pneumatique avec positionneur
				

1.2. 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.

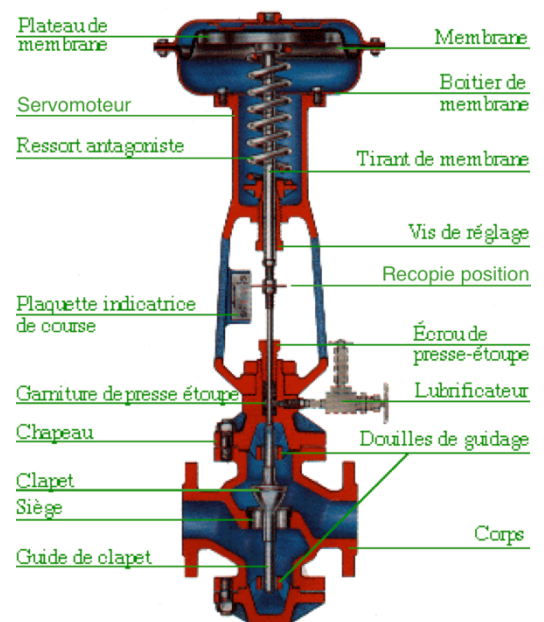
1.3. Éléments constituant la vanne de régulation

La vanne est constituée de deux éléments principaux :

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

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 détendeur ;
- Un positionneur : il règle l'ouverture de la vanne en accord avec le signal de commande.



1.4. 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.

1.5. Différents types de clapet

1.5.1. 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 :

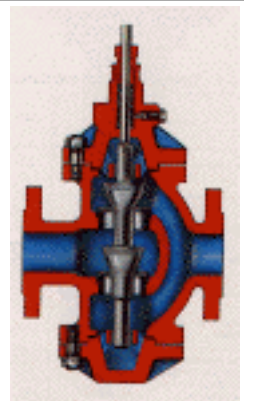
- La poussée du liquide exerce une force importante sur le clapet ce qui nécessite un actionneur puissant d'où utilisation d'un simple siège pour une différence de pression faible ;
- Frottements importants au niveau du presse étoupe ;
- Passage indirect donc plus grand risque de bouchage par des particules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



1.5.2. 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 de fortes différences de pression.

Son principal inconvénient est une mauvaise étanchéité de la fermeture du fait de la double portée.



1.5.3. 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 :

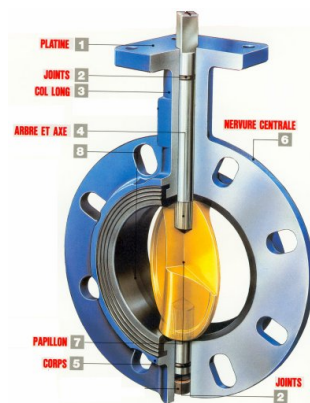
- Corps droit non réversible ;
- Risque de coincement de l'obturateur dans la cage avec des fluides chargés de particules solides.



1.5.4. 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° 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 d'obturateur contre la garniture (effort transversal).



1.5.5. Clapet à membrane

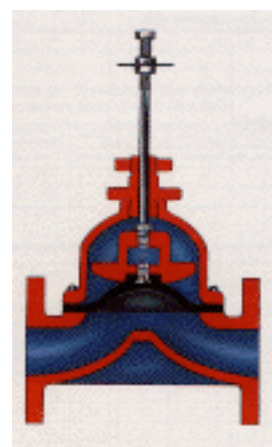
Elle est utilisée dans le cas de fluides très chargés de particules solides, ou très corrosifs. La section de passage est obtenue entre une membrane déformable en caoutchouc synthétique généralement et la partie inférieure du corps de vanne.

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°C.



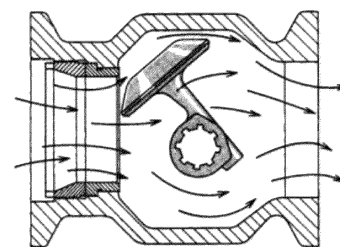
1.5.6. Vanne à clapet rotatif excentré

Avantages :

- Utilisation sur fluide chargé ;
- Efforts hydrodynamiques assez bien équilibrés ;
- Étanchéité élevée ;

Inconvénients :

- Montage/démontage délicat ;
- Tendance à la cavitation.



1.6. Les servomoteurs

Le servomoteur est l'organe permettant d'actionner la tige de clapet 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 (3-15 PSI). 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 ΔP aux bornes de la vanne étant maintenue constante. On distingue essentiellement trois types de caractéristiques intrinsèques de débit :

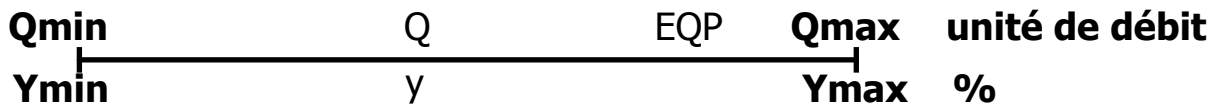
- Linéaire ;
- Égal pourcentage ;
- Tout ou rien (ou Quick Opening).

Débit linéaire PL	Débit égal en pourcentage EQP	Débit tout ou rien PT
<p>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.</p>	<p>La caractéristique est une exponentielle. Des accroissements égaux du signal vanne provoquent des accroissements égaux de débit relatif.</p>	<p>Cette caractéristique présente une augmentation rapide du débit en début de course pour atteindre alors environ 80% du débit maximum.</p>

2.2. Modélisation de la relation EQP

On complète ici ce qui a été dit dans le chapitre concernant la représentation des relations entre les grandeurs physiques. La relation qui nous intéresse ici est celle du débit égal pourcentage.

Dans ce cas particulier, par analogie avec ce qui a été dit précédemment, on peut alors écrire :



$$\frac{(Q_{max} - Q_{min}) / (Q_{max} + Q_{min})}{Y_{max} - Y_{min}} = \frac{(Q - Q_{min}) / (Q + Q_{min})}{Y - Y_{min}}$$

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 :

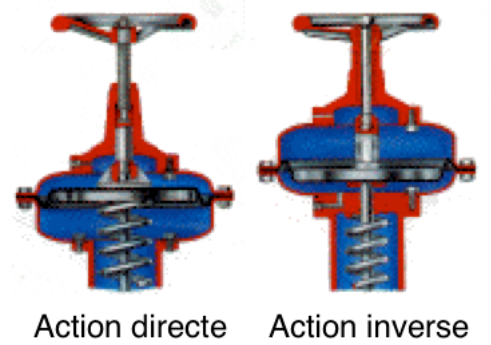
- Combustible vers brûleurs : FERMÉE ;
- Eau de refroidissement vers échangeur : OUVERTE.

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, à 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, "inverses" 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.

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 S_p et à la ΔP est la suivante :

$$Q_v = K \times S \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$$

Avec :

- Q_v : débit volumique ;
- ΔP : pertes de charge du fluide dans la vanne ;
- S : section de passage entre le siège et le clapet ;
- ρ : masse volumique du fluide ;
- K : coefficient dépendant du profil interne de la vanne.

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. 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 US 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.

$$\text{On a, pour un liquide : } CV = Q_v \sqrt{\frac{d}{\Delta P}}$$

Avec Q_v le débit en gallons US par min ; d la densité du liquide et ΔP la différence de pression en PSI.



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.

Quelques valeurs de CV de vannes :

Diamètre en pouce	Vanne à clapet classique		Vanne à cage	Vanne de type CAMFLEX	Vanne Papillon
	Simple siège	Double siège			
1	9	12	20	14	22
2	36	48	72	50	90

4.3. KV du corps de vanne

Avec des unités plus classiques pour nous : $KV = Qv \sqrt{\frac{d}{\Delta P}}$

Avec Qv le débit en m³.h⁻¹ ; d la densité du liquide et ΔP la différence de pression en bar.

5. Calcul de Cv (d'après formulaire de Masoneilan)

Les formules ci-dessous, modifiées permettent de déterminer directement le coefficient de débit CV à partir des conditions effectives d'utilisation du fluide, exprimées en unités métriques.

Pour déterminer le diamètre nominal d'une vanne (ou bien le diamètre de passage intérieur pour les vannes à passage réduit) on doit calculer le coefficient du débit CV en fonction des conditions effectives du fluide et, en fonction du type de clapet choisi, on détermine le diamètre de passage à l'aide des tableaux des CV correspondants aux diverses versions de vannes.

Pour le calcul on utilise le débit maximum requis mais, pour obtenir une bonne précision de régulation et éviter des oscillations, il faut éviter de sur-dimensionner la vanne.

Pour les clapets égal pourcentage, le diamètre de la vanne sera choisi à partir d'un CV de calcul correspondant à 60-65% environ de la valeur du CV du tableau.

Le diamètre nominal du corps sera égal à celui du passage intérieur à condition que la vitesse d'écoulement se maintienne dans des limites acceptables (ex. 200-220 m/s pour la vapeur) ; dans le cas contraire et seulement pour la version à 2 voies on utilisera les vannes à passage réduit.

5.1. Liquides

La formule suivante est variable pour des liquides qui ne présentent pas de phénomènes de revaporisation.

$$CV = 1,17Q \sqrt{\frac{d}{\Delta P}}$$

- Q : Débit en m³.h⁻¹ ;
- d : masse volumique du liquide en kg.dm⁻³ à la température de fonctionnement ;
- ΔP : pression différentielle en bar.

Facteur de correction pour liquides visqueux :

Dans le cas de liquides visqueux, multiplier les CV calculés avec la formule précédente par les coefficients suivants en fonction de la viscosité en degrés Engler :

2°E -> 1,06 ; 5°E -> 1,18 ; 10°E -> 1,28 ; 15°E -> 1,32 ; 30°E -> 1,38 ; 50°E -> 1,47 ; 100°E -> 1,60 ; 150°E -> 1,68 ;

5.2. Vapeur

Premier cas : pression aval absolue supérieure à 50% de la pression absolue d'entrée dans la vanne.

$$CV = \frac{Q}{16\sqrt{\Delta P \cdot P1}}$$

- Q : Débit en kg.h⁻¹ ;
- ΔP : pression différentielle en bar ;
- P1 : pression absolue de la vapeur à l'entrée de la vanne en bar.

Deuxième cas : pression aval absolue inférieure à 50% de la pression absolue d'entrée dans la vanne.

$$CV = \frac{Q}{10P1}$$

- Q : Débit en kg.h⁻¹ ;
- P1 : pression absolue de la vapeur à l'entrée de la vanne en bar.

Note : Ces formules de calcul sont à utiliser pour la vapeur saturée.



Facteur de correction pour la vapeur surchauffée :

Pour la vapeur surchauffée, multiplier les CV calculés avec les deux formules précédentes par les coefficients suivants en fonction de la température de surchauffe :

25°C -> 1,03 ; 50°C -> 1,06 ; 100°C -> 1,12 ; 150°C -> 1,18 ; 200°C -> 1,24 ; 250°C -> 1,30 ; 300°C -> 1,36 ; 350°C -> 1,42 ;

La température de surchauffe est la différence de température en °C entre la vapeur surchauffée et la vapeur saturée à la même pression à l'entrée dans la vanne.

5.3. Gaz

Premier cas : pression aval absolue supérieure à 50% de la pression absolue d'entrée dans la vanne.

$$CV = \frac{Q}{380} \sqrt{\frac{d \cdot T}{\Delta P \cdot P2}}$$

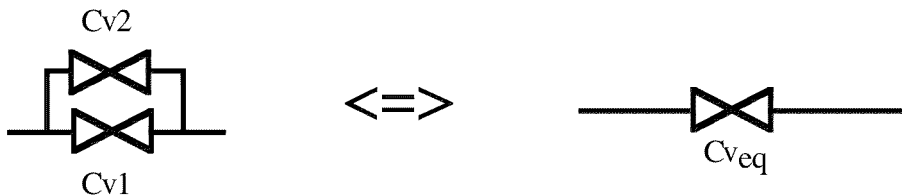
- Q : Débit en kg.h⁻¹ ;
- ΔP : pression différentielle en bar ;
- P2 : pression absolue du gaz en aval de la vanne en bar ;
- d : densité du gaz par rapport à l'air ;
- T : température absolue en K.

Deuxième cas : pression aval absolue inférieure à 50% de la pression absolue d'entrée dans la vanne.

$$CV = \frac{Q}{205 \cdot P1} \sqrt{d \cdot T}$$

- Q : Débit en kg.h⁻¹ ;
- ΔP : pression différentielle en bar ;
- P1 : pression absolue de la vapeur à l'entrée de la vanne en bar ;
- d : densité du gaz par rapport à l'air ;
- T : température absolue en K.

5.4. CV équivalent de plusieurs vannes montées en parallèle

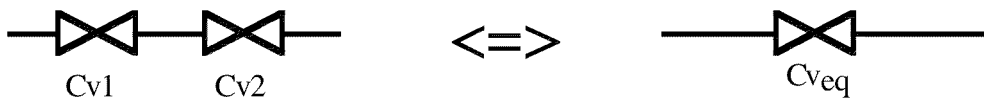


Pour un montage en parallèle on a :

- $Q_{veq} = Q_{v1} + Q_{v2}$;
- $\Delta P_{v1} = \Delta P_{v2} = \Delta P_{veq}$.

$$\Rightarrow C_{veq} = C_{v1} + C_{v2}$$

5.5. CV équivalent de plusieurs vannes montées en série



Pour un montage en série on a :

- $Q_{veq} = Q_{v1} = Q_{v2}$;
- $\Delta P_{veq} = \Delta P_{v1} + \Delta P_{v2}$.

$$\Rightarrow \left(\frac{1}{C_{veq}}\right)^2 = \left(\frac{1}{C_{v2}}\right)^2 + \left(\frac{1}{C_{v1}}\right)^2$$

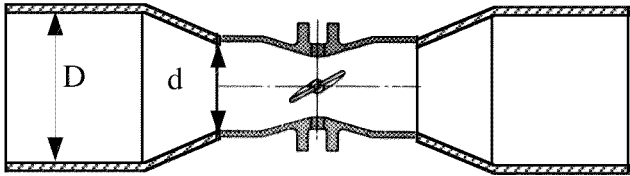


5.6. Influence des convergents-divergents

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 :

$$CV_{cor} = \frac{CV}{Fp}$$

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.



- CV : coefficient de débit ;
- d : diamètre de la vanne en mm ;
- D : diamètre de la tuyauterie en mm.

Facteur de correction de débit en écoulement non critique pour installation avec convergent-divergent (angle au sommet du convergent supérieur à 40°)	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°
$Fp = \sqrt{1 - 1,5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \left(\frac{Cv}{0,046d^2}\right)^2}$	$Fp = \sqrt{1 - \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \left(\frac{Cv}{0,046d^2}\right)^2}$

6. Cavitation et vaporisation

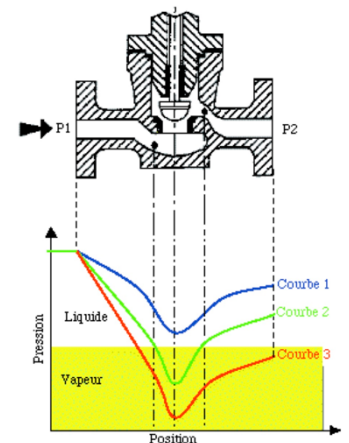
6.1. Variation de la pression statique à travers une vanne

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.



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 au sein du liquide, courbe 2 sur la figure). 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.



Effets de la cavitation dans une pompe

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).

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 (ΔP_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 :

$$F_L = \sqrt{\frac{\Delta P_c}{P_1 - P_v}}$$

- 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 :

$$K_c = \frac{\Delta P_c}{P_1 - P_v}$$

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.

