

# MANUEL DE LA VANNE DE RÉGULATION

Sixième édition



**EMERSON**<sup>TM</sup>

---

**FISHER**<sup>TM</sup>

**Emerson**

Contrôles des fluides

Marshalltown, Iowa 50158 États-Unis

Sorocaba, 18087 Brésil

Cernay, 68700 France

Dubaï, Émirats arabes unis

Singapore 128461 Singapour

Emerson et toutes les entités affiliées déclinent toute responsabilité concernant le choix, l'utilisation ou l'entretien de tout produit. La responsabilité du choix, de l'utilisation et de l'entretien adéquats de tout produit ou service incombe exclusivement à l'acheteur et à l'utilisateur final.

Le contenu de cette publication est uniquement présenté à titre d'information. Malgré tous les efforts déployés pour en garantir l'exactitude, ce document ne doit pas être interprété comme une garantie ou une assurance, expresse ou tacite, concernant les produits ou services décrits ici, ni leur utilisation ou applicabilité. Toutes les ventes sont régies par nos conditions générales, disponibles sur demande. Nous nous réservons le droit de modifier ou d'améliorer à tout moment et sans préavis les conceptions ou spécifications de ces produits.

Fisher, ValveLink et FIELDVUE sont des marques détenues par l'une des sociétés de la division Emerson du groupe Emerson Electric Co. Emerson et le logo Emerson sont des marques de commerce et de service d'Emerson Electric Co. Toutes les autres marques sont détenues par leurs propriétaires respectifs.

© 2005, 2019, 2023 Fisher Controls International LLC. Tous droits réservés.

D101881X012 / Août 2023

# Préface

Les vannes de régulation sont un élément de plus en plus essentiel des usines modernes à travers le monde. Des vannes de régulation soigneusement sélectionnées et entretenues assurent une meilleure efficacité, sécurité, rentabilité, et un plus grand respect de l'environnement.

Le manuel de la vanne de régulation est une référence incontournable depuis sa première impression, en 1965. Cette cinquième édition présente des informations vitales quant aux performances de la vanne de régulation et aux dernières technologies.

Le **Chapitre 1** propose une introduction sur les vannes de régulation, les définitions de la terminologie commune aux vannes de régulation et à leurs instruments.

Le **Chapitre 2** développe les éléments essentiels des performances des vannes de régulation.

Le **Chapitre 3** présente les types de vannes et d'actionneurs.

Le **Chapitre 4** décrit les contrôleurs numériques de vannes, les positionneurs analogiques, les boosters et d'autres accessoires des vannes de régulation.

Le **Chapitre 5** constitue un guide complet à la sélection de la meilleure vanne de régulation pour une application donnée.

Le **Chapitre 6** traite de la sélection et de l'utilisation de vannes de régulation spéciales et pour service intensif.

Le **Chapitre 7** explique les désurchauffeurs, les vannes de conditionnement de la vapeur et les systèmes de dérivation de la turbine.

Le **Chapitre 8** présente de manière détaillée les procédures d'installation et de maintenance d'une vanne de régulation type.

Le **Chapitre 9** contient des informations concernant les normes applicables aux vannes de régulation et les agences d'approbation dans le monde.

Le **Chapitre 10** identifie les vannes d'isolement et les actionneurs.

Le **Chapitre 11** traite du développement durable.

Le **Chapitre 12** présente les différents systèmes instrumentés de sécurité du procédé.

Le **Chapitre 13** contient des tableaux utiles de données de références de l'ingénierie.

Le **Chapitre 14** fournit des données de référence pour les conduits.

Le **Chapitre 15** est une ressource utile pour les conversions communes.

Le Manuel des vannes de régulation est à la fois un livre de texte et une référence concernant l'élément essentiel de la boucle de contrôle : la vanne de régulation et ses accessoires. Ce livre comprend des notions exhaustives et éprouvées fournies par les principaux experts du domaine du contrôle de procédé, ainsi que des contributions ISA.

# Sommaire



<b>Chapitre 1 : Introduction aux vannes de régulation .....</b>	<b>16</b>
1.1 Qu'est-ce qu'une vanne de régulation ? .....	17
1.2 Terminologie liée aux vannes de régulation à tige montante .....	17
1.3 Terminologie liée aux vannes de régulation rotatives .....	23
1.4 Terminologie des fonctions et des caractéristiques des vannes de régulation .....	25
1.5 Terminologie du contrôle du procédé .....	27
<b>Chapitre 2 : Performances des vannes de régulation .....</b>	<b>34</b>
2.1 Variabilité des processus .....	35
2.1.1 Bande morte.....	37
2.1.1.1 Causes de la bande morte.....	37
2.1.1.2 Effets de la bande morte.....	38
2.1.1.3 Essais de performances .....	38
2.1.1.4 Friction .....	38
2.1.2 Conception de l'actionneur et du positionneur.....	39
2.1.3 Temps de réponse de la vanne .....	40
2.1.3.1 Temps mort.....	40
2.1.3.2 Temps dynamique.....	40
2.1.3.3 Solutions.....	41
2.1.3.4 Pression d'alimentation .....	42
2.1.3.5 Minimisation du temps mort .....	42
2.1.3.6 Temps de réponse de la vanne .....	43
2.1.4 Type de vanne et caractérisation .....	43
2.1.4.1 Gain installé.....	45
2.1.4.2 Gain de boucle .....	45
2.1.4.3 Optimisation du procédé.....	46
2.1.5 Dimensionnement de la vanne.....	47
2.2 Résultats économiques .....	48
2.3 Essais de performance Signature Series .....	50
2.3.1 Signature Series 1 .....	50
2.3.2 Signature Series 2 .....	50
2.3.3 Signature Series 3 .....	50
2.4 Récapitulatif.....	52
<b>Chapitre 3 : Types de vannes et d'actionneurs .....</b>	<b>54</b>
3.1 Types de vannes de régulation .....	55
3.1.1 Robinets à soupape.....	55
3.1.1.1 Corps de vanne à une voie .....	55
3.1.1.2 Corps de vannes à guidage postérieur et guidage par le passage .....	56
3.1.1.3 Corps de vanne à cage.....	57
3.1.1.4 Corps de vanne à deux voies .....	57

3.1.1.5 Corps de vanne à trois voies.....	58
3.1.2 Vannes sanitaires.....	58
3.1.3 Vannes rotatives.....	59
3.1.3.1 Corps des vannes papillon.....	59
3.1.3.2 Corps desvannes à boisseau sphérique segmenté.....	60
3.1.3.3 Corps des vannes papillon hautes performances.....	61
3.1.3.4 Corps des vannes à clapet excentré.....	61
3.1.3.5 Corps desvannes à boisseau sphérique.....	62
3.1.3.6 Sélecteur de débit à passages multiples.....	63
3.2 Extrémités de raccordement de la vanne de régulation.....	63
3.2.1 Conduits filetés à visser.....	63
3.2.2 Brides à goujon boulonné.....	63
3.2.3 Extrémités de raccordement soudées.....	64
3.2.4 Autres extrémités de raccordement de vanne.....	65
3.3 Chapeaux du corps de vanne.....	65
3.3.1 Chapeaux élargis.....	66
3.3.2 Chapeaux à soufflet.....	66
3.4 Garniture des vannes de régulation.....	67
3.4.1 Bague en V en PTFE.....	67
3.4.2 Graphite laminé et filament.....	68
3.4.3 Exigences règlementaires américaines pour les émissions fugitives.....	68
3.4.4 Normes globales en matière d'émissions fugitives.....	69
3.4.5 Garniture de bague en V simple en PTFE.....	70
3.4.6 Garniture ENVIRO-SEAL PTFE.....	71
3.4.7 Garniture ENVIRO-SEAL Duplex.....	71
3.4.8 Garniture ISO-Seal PTFE.....	71
3.4.9 ENVIRO-SEAL Graphite ULF.....	71
3.4.10 HIGH-SEAL Graphite ULF.....	73
3.4.11 Garniture ISO-Seal Graphite.....	73
3.4.12 ENVIRO-SEAL Graphite pour vannes rotatives.....	73
3.4.13 Ruban en graphite pour les vannes rotatives.....	73
3.4.14 Sélection de la garniture respectueuse de l'environnement pour la tige montante.....	73
3.4.15 Sélection de la garniture respectueuse de l'environnement pour les vannes rotatives.....	73
3.5 Caractérisation des corps de vanne guidés par une cage.....	73
3.5.1 Clapets de vanne caractérisés.....	75
3.6 Guidage du clapet de la vanne.....	76
3.7 Équipement interne de la vanne de régulation à capacité restreinte.....	76
3.8 Actionneurs.....	77
3.8.1 Actionneurs à membrane.....	77
3.8.2 Actionneurs à piston.....	78

3.8.3 Actionneurs manuels .....	79
3.8.4 Actionneurs à rack et pignon.....	79
3.8.5 Actionneurs électriques.....	79

## Chapitre 4 : Accessoires pour vannes de régulation ..... 82

4.1 Considérations en termes d'environnement et d'application .....	83
4.2 Positionneurs .....	83
4.2.1 Positionneurs pneumatiques.....	83
4.2.2 Positionneurs analogiques I/P .....	85
4.2.3 Contrôleurs numériques de vanne.....	85
4.2.3.1 Diagnostic.....	86
4.2.3.2 Communication numérique dans les deux sens.....	86
4.3 Transducteurs I/P .....	87
4.4 Amplificateurs de volume .....	88
4.5 Systèmes instrumentés de sécurité (SIS) .....	89
4.5.1 Essais de course partielle.....	89
4.5.2 Fonction sécurité et certification de produit.....	89
4.6 Vannes numériques optimisées.....	90
4.7 Contrôleurs .....	90
4.7.1 Régulateurs de pression différentielle .....	92
4.7.2 Régulateurs indicateurs de pression manométrique.....	92
4.7.3 Régulateurs indicateurs de température .....	92
4.8 Transmetteurs de position .....	92
4.9 Fins de course .....	93
4.10 Électrovannes .....	93
4.11 Systèmes de déclenchement.....	95
4.12 Vannes de commutation .....	96
4.13 Commandes manuelles.....	97

## Chapitre 5 : Dimensionnement des vannes de régulation ..... 98

5.1 Dimensions des vannes de régulation .....	100
5.1.1 Dimensions face à face des vannes de régulation à bride et des robinets à soupape.....	100
5.1.2 Dimensions face à face des robinets à soupape aux extrémités soudées bout à bout.....	102
5.1.3 Dimensions de face à face pour les robinets à soupape aux extrémités à emboîtement soudé .....	103
5.1.4 Dimensions de face à face pour les robinets à soupape aux extrémités vissées .....	104
5.1.5 Dimensions de la face à axe pour les robinets à soupape d'équerre à face surélevée .....	104

5.1.6	Dimensions de face à face pour les robinets à soupape à bride séparable .....	105
5.1.7	Dimensions de face à face pour les vannes rotatives avec ou sans bride (sauf les vannes papillon).....	105
5.1.8	Dimensions de face à face pour les vannes papillon à une bride (à oreille) et sans bride (Wafer) .....	106
5.1.9	Dimensions de face à face pour les vannes papillon haute pression à excentration .....	106
5.2	Classements des fuites au siège des vannes de régulation .....	107
5.3	Fuite au siège maximum admise de classe VI.....	108
5.4	Caractéristiques du débit de la vanne de régulation .....	108
5.4.1	Caractéristiques du débit .....	108
5.4.2	Choix des caractéristiques du débit.....	109
5.5	Dimensionnement de la vanne .....	109
5.6	Abréviations et terminologie.....	110
5.7	Constantes d'équation .....	111
5.8	Dimensionnement des vannes pour les liquides .....	112
5.8.1	Déterminer le facteur de géométrie du conduit ( $F_p$ ) et le facteur de récupération de la pression du liquide ( $F_{lp}$ ) ajusté selon l'équipement.....	112
5.8.2	Déterminer la chute de pression à utiliser pour le dimensionnement ( $\Delta P_{\text{dimensionnement}}$ ).....	113
5.8.3	Calculer le coefficient de débit nécessaire ( $C_v$ ).....	113
5.8.4	Difficulté d'échantillonnage du dimensionnement du liquide.....	114
5.9	Dimensionnement des vannes pour les fluides compressibles .....	116
5.9.1	Déterminer le facteur de géométrie du conduit ( $F_p$ ) ainsi que le facteur du taux de chute de pression ( $x_{rp}$ ) à débit par à-coups avec des équipements mis en place .....	117
5.9.2	Déterminer le taux de chute de pression à utiliser pour le dimensionnement .....	117
	( $x_{\text{dimensionnement}}$ ) et le facteur d'expansion ( $Y$ ).....	117
5.9.3	Calculer le coefficient de débit ( $C_v$ ).....	117
5.9.4	Le problème n°1 de l'échantillon de dimensionnement du fluide compressible.....	118
5.9.5	Le problème n°2 de l'échantillon de dimensionnement du fluide compressible.....	119
5.10	Coefficients de dimensionnement représentatifs .....	121
5.10.1	Coefficients de dimensionnement représentatifs pour les corps de vannes à une voie des robinets à soupape.....	121
5.10.2	Coefficients de dimensionnement représentatifs des vannes rotatives .....	122
5.11	Dimensionnement de l'actionneur .....	123
5.11.1	Robinet à soupape.....	123
5.11.1.1	Force déséquilibrée (A) .....	123
5.11.1.2	Force nécessaire à générer l'effort sur le siège (B) .....	124
5.11.1.3	Friction de la garniture (C).....	124
5.11.1.4	Autres forces (D) .....	124
5.11.2	Calculs de la force de l'actionneur.....	126

5.12 Dimensionnement de l'actionneur pour les vannes rotatives .....	126
5.12.1 Équations de couple .....	126
5.12.2 Couple de début de course .....	126
5.12.3 Couple dynamique .....	126
5.13 Facteurs type de couple pour les vannes rotatives .....	127
5.13.1 Facteurs de couple pour les vannes à boisseau sphérique spécifiques à encoche en V avec un joint en composite .....	127
5.13.2 Facteurs de couple pour les vannes papillon avec un joint en composite .....	127
5.13.2.1 Rotation maximum .....	127
5.14 Cavitation et détente .....	128
5.14.1 Un débit par à-coups provoque la détente et la cavitation .....	128
5.14.2 Sélection de la vanne pour le fonctionnement avec détente .....	129
5.14.3 Sélection de la vanne pour le fonctionnement avec cavitation .....	130
5.15 Prédiction du bruit .....	130
5.15.1 Aérodynamique .....	130
5.15.2 Hydrodynamique .....	132
5.16 Contrôle du bruit .....	132
5.17 Récapitulatif du bruit .....	135
5.18 Sélection de la garniture .....	136
5.18.1 Indications pour le choix de la garniture des vannes à tige montante .....	137
5.18.2 Indications pour le choix de la garniture des vannes rotatives .....	138
5.19 Matériau du corps de vanne .....	139
5.19.1 Désignations des matériaux communs des corps de vanne .....	141
5.20 Valeurs de pression et de température .....	142
5.20.1 Valeurs de pression et de température pour les vannes moulées standard de classe ASTM A216 Grade WCC .....	142
5.20.2 Valeurs de pression et de température pour les vannes moulées standard de classe ASTM A217 Grade WC9 .....	143
5.20.3 Valeurs de pression et de température pour les vannes moulées standard de classe ASTM A351 Grade CF3 .....	144
5.20.4 Valeurs de pression et de température pour les vannes standard de classe ASTM A351 Grades CF8M et CG8M <sup>(1)</sup> .....	145
5.21 Abréviations des matières non métalliques .....	147
5.22 Procédures de contrôle non destructif .....	147
5.22.1 Contrôle magnétoscopique (surface) .....	147
5.22.2 Ressuage (Surface) .....	148
5.22.3 Radiographie (volumétrique) .....	148
5.22.4 Ultrasons (volumétrique) .....	148

## Chapitre 6 : Vannes de régulation spéciales et pour service intensif ..... 150

6.1 Vannes de régulation haute capacité .....	151
---	-----

6.2 Vannes de régulation $C_v$ faible débit .....	152
6.3 Vannes de régulation haute température .....	153
6.4 Vannes pour l'utilisation cryogénique.....	153
6.5 Vannes soumises à la cavitation et aux fluides contenant des particules ....	154
6.6 Caractéristiques personnalisées, atténuation du bruit et équipement interne pour l'atténuation de la cavitation .....	155
6.8 Vannes sujettes aux fissures dues au sulfure .....	157
6.8.1 Révisions de NACE MR0175 avant 2003 .....	158
6.8.2 NACE MR0175/ISO 15156.....	159
6.8.3 NACE MR0103 .....	159
<b>Chapitre 7 : Conditionnement de la vapeur .....</b>	<b>162</b>
7.1 Comprendre le désurchauffage .....	163
7.1.1 Aspects techniques du désurchauffage.....	163
7.2 Conceptions type d'un désurchauffeur .....	166
7.2.1 Conception d'une buse à géométrie fixe.....	166
7.2.2 Conception d'une buse à géométrie variable.....	167
7.2.3 Conception autonome .....	167
7.2.4 Conception à vapeur atomisée .....	168
7.2.5 Conception entre brides à géométrie assistée .....	169
7.3 Comprendre les vannes de conditionnement de la vapeur .....	169
7.4 Vannes de conditionnement de la vapeur .....	170
7.4.1 Désurchauffeur à vapeur.....	171
7.4.2 Arroseur de vapeur.....	171
7.5 Comprendre les systèmes de contournement de la turbine .....	172
7.6 Composants du système de contournement de la turbine.....	172
7.6.1 Vannes de contournement de la turbine .....	172
7.6.2 Vannes de régulation de l'eau pour le contournement de la turbine.....	173
7.6.3 Actionnement.....	173
<b>Chapitre 8 : Installation et maintenance .....</b>	<b>176</b>
8.1 Bon stockage et protection adéquate.....	177
8.2 Bonnes techniques d'installation .....	177
8.2.1 Lire le manuel d'instructions.....	177
8.2.2 Veiller à ce que les conduits soient propres.....	177
8.2.3 Examiner la vanne de régulation .....	178
8.2.4 Appliquer les bonnes pratiques en matière de conduits .....	178
8.2.5 Équipement de purge, essai hydrostatique et mise en route .....	179
8.3 Maintenance des vannes de régulation.....	179
8.3.1 Maintenance réactive.....	180

8.3.2	Maintenance préventive .....	180
8.3.3	Maintenance prédictive .....	180
8.3.4	Utilisation du diagnostic de la vanne de régulation .....	180
8.3.4.1	Fuite d'air instrument .....	181
8.3.4.2	Pression d'alimentation .....	181
8.3.4.3	Écart de course et ajustement du relais .....	181
8.3.4.4	Qualité de l'air instrument .....	182
8.3.4.5	Friction en service et tendances de la friction .....	182
8.3.4.6	Autres exemples .....	182
8.3.5	Développement du diagnostic continu .....	182
8.4	Entretien et réparation des vannes de régulation .....	183
8.4.1	Utilisation des pièces du fabricant d'origine .....	183
8.4.2	Pièces détachées recommandées .....	183
8.4.3	Commodité des kits de pièces .....	184
8.4.4	Mises à niveau de l'équipement interne .....	185
8.5	Maintenance de l'actionneur .....	185
8.5.1	Actionneurs à membrane .....	185
8.5.2	Actionneurs à piston .....	185
8.5.3	Garniture de la tige .....	185
8.5.4	Bagues de siège .....	186
8.5.4.1	Remplacer les bagues de siège .....	186
8.5.4.2	Raccordements : clapet/tige, bille/arbre, disque/arbre .....	186
8.5.5	Réglage sur banc .....	186
8.5.6	Course de la vanne .....	187
8.6	Processus de planification des arrêts de maintenance .....	187
8.6.1	Faire appel au fournisseur de vannes de régulation .....	187
8.6.2	Planification opérationnelle .....	188
8.6.3	Phase d'alignement .....	188
8.6.4	Phase de définition du périmètre des travaux .....	188
8.6.5	Phase de planification détaillée .....	189
8.6.6	Phase de planification avant l'arrêt de maintenance .....	189
8.6.7	Phase d'exécution de l'arrêt de maintenance .....	189
8.6.8	Phase d'évaluation après l'arrêt de maintenance .....	190
8.6.9	Conclusion .....	191
<b>Chapitre 9</b>	<b>Normes et agréments .....</b>	<b>192</b>
9.1	Normes pertinentes aux vannes de régulation .....	193
9.1.1	American Petroleum Institute (API) .....	193
9.1.2	American Society of Mechanical Engineers (ASME) .....	193
9.1.3	Comité Européen de Normalisation (CEN) .....	193
9.1.3.1	Normes européennes concernant les vannes industrielles .....	193
9.1.3.2	Normes européennes concernant les matériaux .....	194

9.1.3.3 Normes européennes concernant les brides .....	194
9.1.4 Fluid Controls Institute (FCI) .....	194
9.1.5 Instrument Society of America (ISA) .....	194
9.1.6 Commission Électrotechnique Internationale (CI) .....	195
9.1.7 Manufacturers Standardization Society (MSS) .....	195
9.1.8 NACE International.....	195
9.2 Homologations des produits pour les environnements (classés) dangereux .....	196
9.2.1 Homologations et définitions des emplacements dangereux.....	196
9.3 Systèmes de classement.....	196
9.3.1 Système de classe/division.....	196
9.3.2 Système par zone.....	197
9.3.3 Groupes d'équipement .....	198
9.3.4 Sous-groupes d'équipement .....	198
9.3.4.1 Groupe II (communément désigné par « groupe gaz ») .....	198
9.3.4.2 Groupe III (communément désigné par « groupe poussière ») .....	199
9.3.5 Type de protection .....	199
9.3.5.1 Équipement électrique.....	199
9.3.5.2 Équipement non électrique.....	200
9.3.6 Niveau de protection.....	201
9.3.7 Niveau de protection de l'équipement (Equipment Protection Level, EPL).....	201
9.4 Code de température .....	202
9.5 Nomenclature .....	203
9.5.1 Système de classe/division.....	203
9.5.2 Système par zone.....	203
9.5.3 Pratiques de câblage .....	203
9.5.4 Union Européenne (UE) – Directive ATEX 2014/34/EU.....	204
9.5.5 Exemples de marquage .....	204
9.6 Techniques et méthodes de protection .....	205
9.6.1 Technique anti-déflagration ou anti-incendiaire .....	205
9.6.2 Technique à sécurité intrinsèque .....	205
9.6.3 Technique non incendiaire, ou de type n .....	206
9.6.4 Sécurité augmentée .....	206
9.6.5 Enceinte anti-poussière .....	207
9.7 Valeurs des enceintes .....	207
<b>Chapitre 10 : Vannes d'isolement .....</b>	<b>210</b>
10.1 Types de vannes de base .....	211
10.1.1 Robinets vannes.....	211
10.1.2 Robinets à soupape.....	214
10.1.3 Clapets anti-retour.....	218

10.1.4 Vannes de protection du préchauffeur.....	219
10.1.5 Vannes d'isolement du réchauffeur.....	219
10.1.6 Vannes d'extraction de turbine.....	220
10.1.7 Vannes de dérivation.....	221
10.1.8 Vannes à membrane.....	221
10.1.9 Robinets-vannes à manchon.....	222
10.1.10 Vannes à boisseau sphérique.....	222
10.1.11 Vannes papillon.....	223
10.1.12 Vannes à clapet.....	224

## **Chapitre 11 : Développement durable..... 240**

11.1 Développement durable .....	241
11.2 Réduction de la consommation d'énergie et efficacité énergétique.....	241
11.3 Décarbonation .....	242
11.4 Greening OF.....	242
11.5 Greening By .....	243
11.6 Greening With .....	243
11.7 Ambitions zéro émissions .....	244
11. 8 ESG .....	245
11.9 ESG - Approche des entreprises .....	246
11.10 Optimisation de l'ESG par la collaboration .....	247
11.11 Conclusion .....	247
11.12 Termes couramment utilisés en matière de développement durable.....	247

## **Chapitre 12 : Systèmes instrumentés de sécurité ..... 250**

12.1 Sécurité et niveaux de protection.....	251
12.2 Systèmes instrumentés de sécurité (SIS) .....	252
12.3 Normes de sécurité.....	253
12.4 Niveau d'intégrité de la sécurité (SIL).....	253
12.5 Probabilité de défaillance sur demande .....	254
12.6 Éléments finaux, essais périodiques et techniques d'essai de course partielle .....	254
12.7 Essai de course partielle .....	255
12.8 Méthode d'essai de l'élément final en ligne.....	255
12.9 Utilisation du contrôleur numérique de vanne pour l'essai de course partielle .....	256
12.10 Système de protection contre la surpression à haute fiabilité (HIPPS)....	257
12.11 Fonctionnalité du HIPPS .....	257
12.12 Exigences en matière d'essais.....	257

<b>Chapitre 13 : Données d'ingénierie .....</b>	<b>260</b>
13.1 Spécifications standard pour le matériau de retenue de pression de la vanne .....	261
13.2 Propriétés du matériau des vannes pour les composants de retenue de la pression .....	268
13.3 Constantes physiques des hydrocarbures.....	270
13.4 Rapport de chaleurs massiques (k) .....	273
13.5 Constantes physiques de différents fluides .....	274
13.6 Réfrigérant 717 (ammoniac) Propriétés du liquide et de la vapeur saturée .....	276
13.7 Propriétés de l'eau.....	283
13.8 Propriétés de la vapeur saturée .....	284
13.9 Propriétés de la vapeur surchauffée.....	293
<b>Chapitre 14 : Données des conduites .....</b>	<b>302</b>
14.1 Engagement du filetage .....	303
14.2 Acier au carbone et allié - Acier inoxydable .....	303
14.3 Dimensions des brides selon les normes de tuyauterie américaines.....	311
14.3.1 Diamètres du cercle de perçage .....	311
14.3.2 Nombre de goujons et diamètre .....	312
14.3.3 Diamètre de bride .....	313
14.3.4 Épaisseur de bride pour les raccords à bride .....	314
14.4 Caractéristiques standard des brides en acier moulé .....	316
14.4.1 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 10.....	316
14.4.2 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 16.....	317
14.4.3 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 25.....	318
14.4.4 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 40.....	319
14.4.5 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 63.....	320
14.4.6 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 100.....	320
14.4.7 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 160.....	321
14.4.8 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 250.....	321
14.4.9 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 320.....	322
14.4.10 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 400.....	322
<b>Chapitre 15 : Conversions et équivalences.....</b>	<b>324</b>
15.1 Équivalences de longueur.....	325
15.2 Équivalences entre pouces entiers et millimètres.....	325
15.3 Équivalences entre pouces fractionnaires et millimètres.....	326

15.4 Équivalences supplémentaires entre pouces fractionnaires et millimètres .....	327
15.5 Équivalences de superficie.....	329
15.6 Équivalences de volume .....	329
15.7 Équivalences de débit volumique .....	329
15.8 Conversion de masse – Livres en kilogrammes .....	330
15.9 Équivalences de pression.....	330
15.10 Conversion de pression – Livres par pouce carré en bar .....	331
15.11 Formules de conversion des températures .....	332
15.12 Conversions de température .....	332
15.13 Tableaux des densité API et Baumé, et facteurs de pondération .....	335
15.14 Autres conversions utiles.....	337
15.15 Préfixes et suffixes métriques .....	338
<b>Index.....</b>	<b>340</b>
<b>Ressources supplémentaires.....</b>	<b>354</b>

# Chapitre 1

## Introduction aux vannes de régulation



## 1.1 Qu'est-ce qu'une vanne de régulation ?

Les usines de procédé modernes utilisent un vaste réseau de boucles de contrôle pour fabriquer un produit final à distribuer sur le marché. Ces boucles de contrôle sont conçues pour garder une variable du procédé (comme la pression, le débit, la température, etc.) dans une plage de fonctionnement donnée, afin de garantir la qualité du produit final. Chacune de ces boucles reçoit et crée des interférences internes qui portent préjudice aux variables du procédé (PV). L'interaction d'autres boucles du réseau provoque elle aussi des interférences qui influent sur la variable du procédé. Voir la Figure 1.1.

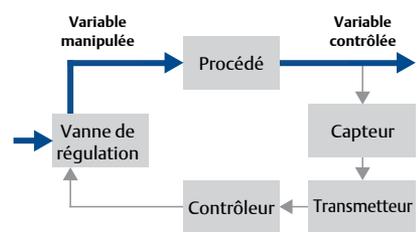


Figure 1.1 Boucle de contrôle de surveillance

Pour réduire l'effet de ces interférences de charge, des capteurs et transmetteurs recueillent des informations quant à la variable de procédé (PV) et leurs relations avec un autre point de consigne voulu. Un contrôleur élabore ces informations et définit la mesure à adopter pour ramener la variable de procédé à la valeur qu'elle devrait avoir après l'apparition d'une interférence de charge. Lorsque toutes les mesures, comparaisons et calculs ont été effectués, certains types d'éléments de contrôle final doivent appliquer la stratégie sélectionnée par le contrôleur.

L'élément de contrôle final le plus commun dans le secteur du contrôle de procédé est la vanne de régulation. La vanne de régulation gère un fluide qui coule, comme le gaz, la vapeur, l'eau ou des produits chimiques, afin de compenser les interférences de charge et de maintenir la variable de procédé régulée à une valeur la plus proche possible du point de consigne voulu.

La vanne de régulation est un élément essentiel de la boucle de contrôle. Un grand nombre de personnes parlent de vannes de régulation pour désigner en réalité l'ensemble de régulation. Généralement, l'ensemble de régulation contient le corps de vanne, l'équipement interne, un actionneur qui alimente le mouvement qui permet d'utiliser la vanne, et un ensemble d'accessoires de vanne comme les transducteurs, les régulateurs de pression d'alimentation, les opérateurs manuels, les limiteurs ou les fins de course.

Il existe deux types de vannes de régulation, en fonction de l'action de l'obturateur : celui-ci peut monter et descendre sur la tige ou être rotatif. Les vannes à tige montante, comme illustrées aux Figures 1.2 et 1.3, utilisent un mouvement linéaire pour déplacer un obturateur sur ou hors d'une portée d'étanchéité. Les vannes à tige montante, comme illustrées aux Figures 1.13 et 1.17, utilisent un mouvement linéaire pour déplacer un obturateur sur ou hors d'une portée d'étanchéité. ■

## 1.2 Terminologie liée aux vannes de régulation à tige montante

La terminologie suivante s'applique aux caractéristiques physiques et fonctionnelles des vannes de régulation à tige montante équipées d'une membrane ou d'actionneurs à piston. Certains termes, et en particulier ceux qui font référence aux actionneurs, sont également applicables aux vannes de régulation rotatives. Bon nombre des définitions présentées sont conformes à la Terminologie des vannes de régulation ANSI/ISA-75.05.01, et elles comprennent également d'autres termes communs. Pour les termes plus complexes, une explication supplémentaire est proposée. Les sections supplémentaires de ce chapitre suivent cette terminologie spécifique pour les vannes de régulation rotatives, le contrôle de procédé général, ainsi que les fonctions et les caractéristiques d'une vanne de régulation.



Figure 1.2 Vanne de régulation à tige montante

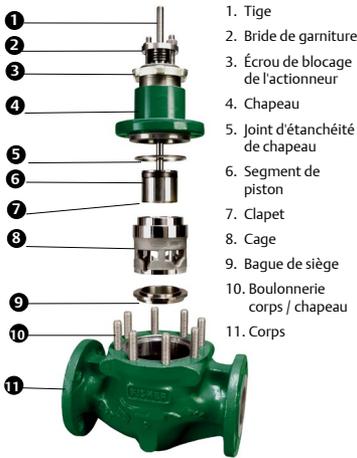


Figure 1.3 Vanne de régulation à tige montante

**Ressort de l'actionneur** : ressort ou groupe de ressorts qui sont englobés dans l'arcade, le boîtier de l'actionneur ou le cylindre du piston, et qui ont pour fonction de déplacer la tige d'actionneur dans le sens opposé à celui qui est généré par la pression d'alimentation.

**Tige de l'actionneur** : pièce qui relie l'actionneur à la tige de vanne et transmet le mouvement (la force) de l'actionneur à la vanne.

**Rallonge de tige d'actionneur** : rallonge de la tige d'actionneur à piston qui permet de transmettre le mouvement du piston au positionneur de vanne.

**Force de la tige de l'actionneur** : force nette d'un actionneur disponible pour l'actionnement réel du clapet de la vanne, en référence à la course de la vanne.

**Vanne d'équerre** : conception d'une vanne selon laquelle la voie d'entrée et la voie de sortie sont perpendiculaires l'une à l'autre. Voir aussi Robinet à soupape.



Figure 1.4 Vanne d'équerre

**Chapeau à soufflet** : chapeau qui utilise un soufflet pour assurer l'étanchéité aux fuites autour de la tige de l'obturateur. Voir la Figure 1.5.

**Chapeau** : partie de la vanne qui contient la boîte à garniture et le joint de la tige ; il permet de guider la tige de vanne. Il constitue la principale ouverture de la cavité du corps pour l'assemblage des pièces internes, et peut également faire partie intégrante du corps de vanne. Il peut permettre de raccorder l'actionneur au corps de vanne. Les chapeaux sont généralement vissés, filetés, soudés, soudés sous pression ou ils peuvent faire partie intégrante du corps. Ce terme est souvent utilisé pour désigner le chapeau et les garnitures dont il est équipé. Il serait plus approprié de désigner ce groupe de pièces comme l'ensemble chapeau.

**Ensemble chapeau** (communément appelé *Chapeau et plus précisément Ensemble chapeau*) : ensemble comprenant la pièce à travers laquelle la tige de vanne se déplace et qui assure également l'étanchéité aux fuites le long de la tige. Il permet généralement d'installer l'actionneur et de charger l'ensemble de garnitures, tout en maintenant le bon alignement du clapet sur le reste de l'ensemble de régulation. Voir la Figure 1.6.

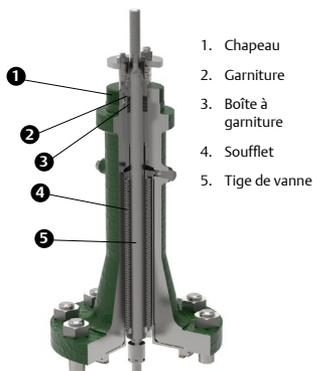


Figure 1.5 Chapeau à soufflet

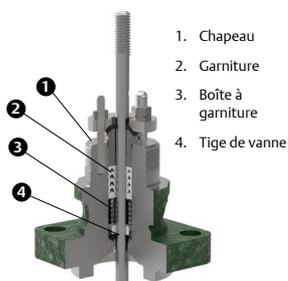


Figure 1.6 Ensemble chapeau

**Couvercle inférieur :** pièce qui ferme le corps de vanne en face de l'ouverture du chapeau. Elle peut comprendre une rondelle de guidage et/ou permettre d'inverser l'action de la vanne.

**Fouloir :** dispositif qui retient et/ou guide les pièces mobiles telles que les tiges de vanne et les clapets.

**Cage :** partie de l'équipement interne de la vanne qui entoure l'obturateur et permet de caractériser un débit et/ou la portée d'étanchéité. Elle assure également la stabilité, le guidage, l'équilibre, l'alignement, et facilite l'assemblage d'autres pièces sur l'équipement interne de la vanne. Les parois de la cage comprennent des ouvertures qui déterminent généralement les caractéristiques du débit de la vanne de régulation. Voir la Figure 1.7.

**Obturateur :** partie mobile de la vanne qui est placée dans le débit afin de le moduler à travers la vanne.

**Guide de l'obturateur :** partie de l'obturateur qui aligne son mouvement dans une cage, une bague de siège (guidage par le passage), un chapeau, un couvercle inférieur, une tige, ou deux de ces éléments.

**Cylindre :** chambre d'un actionneur à piston dans laquelle le piston se déplace.

**Joint d'étanchéité du cylindre :** élément d'étanchéité posé au point de raccordement entre le cylindre de l'actionneur à piston et l'arcade.

**Membrane :** élément flexible, réactif à la pression, qui transmet de la force à la plaque de membrane et à la tige d'actionneur.

**Actionneur de membrane :** dispositif actionné par le fluide dans lequel ce dernier (généralement de l'air comprimé, voir Pression d'alimentation) agit sur un composant flexible (la membrane), pour produire une force qui permet d'actionner l'obturateur.

**Boîte à membrane :** logement constitué d'une section supérieure et d'une section inférieure qui permet de retenir une membrane et de former une ou deux chambres de pression.



Figure 1.7 Cages (de gauche à droite) : linéaire, égal pourcentage, ouverture rapide

**Plaque de membrane :** plaque rigide et concentrique par rapport à la membrane qui permet de transmettre une force à la tige d'actionneur.

**Actionneur à action directe :** actionneur dont la tige se rallonge en fonction de l'augmentation de la pression d'alimentation : Voir la Figure 1.9.

**Extension de chapeau :** chapeau dont les dimensions entre la boîte à garniture et la bride du chapeau sont plus importantes, de façon à ce qu'il soit adapté au service chaud ou froid.

**Robinet à soupape :** vanne équipée d'un obturateur à mouvement linéaire, à un passage ou plus, et d'un corps qui se distingue par la forme sphérique de sa cavité autour de la région du passage. Les robinets à soupape peuvent plus précisément se distinguer en : deux passages une voie (Figure 1.3) ; deux passages deux voies ; d'équerre ou à trois passages (Figure 1.8).

**Pression d'alimentation :** le fluide (généralement de l'air comprimé) appliqué sur la membrane ou le piston dans un actionneur pneumatique.

**Vanne désaxée :** conception de vanne dont les raccordements d'entrée et de sortie se trouvent sur plusieurs plans, mais à 180 degrés l'un par rapport à l'autre.



Figure 1.8 Robinet à soupape à trois voies

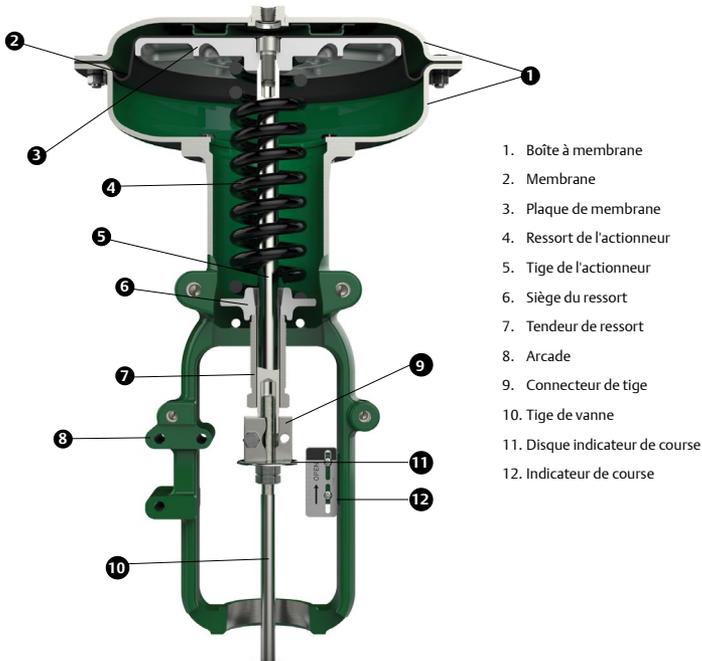


Figure 1.9 Actionneur à action directe

**Boîte à garniture (ensemble) :** partie de l'ensemble chapeau utilisée pour assurer l'étanchéité aux fuites autour de la tige de l'obturateur. L'ensemble complet de la boîte à garniture comprend les différentes combinaisons de certains des composants suivants (ou tous) : garniture, support de garniture, écrou de garniture, lanterne, ressort de garniture, bride de garniture, goujons et boulons de la bride de garniture, écrous de la bride de garniture, bague de garniture, joint racleur de la garniture, feutre du joint racleur, ressorts Belleville, bague anti-extrusion. Voir la Figure 1.11.

**Piston :** élément rigide, réactif à la pression, qui transmet la force à la tige d'actionneur à piston.

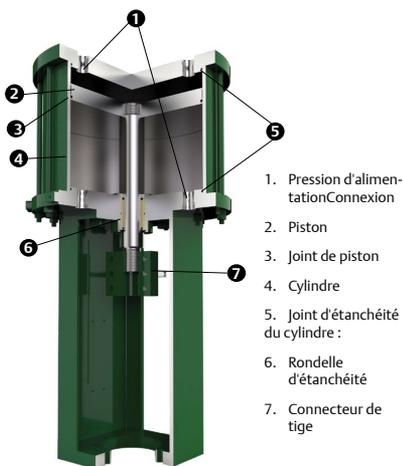


Figure 1.10 Actionneur à piston

**Actionneur à piston :** dispositif actionné par un fluide (généralement de l'air comprimé) qui agit sur un piston mobile afin de donner le mouvement de la tige d'actionneur et de générer la force d'appui à la fermeture. Les actionneurs à piston sont classés en deux catégories : à double effet, afin de permettre à la totalité de la puissance de se développer dans les deux sens, et à ressort de sécurité, ce qui permet à l'actionneur de déplacer la vanne dans le sens de la course en cas de perte de puissance. Voir la Figure 1.10.

**Passage :** l'orifice qui permet de réguler le débit à travers la vanne de régulation.

**Bague de retenue :** bague fendue utilisée pour maintenir une bride séparable sur le corps de la vanne.

**Actionneur à action inversée :** actionneur dont la tige se rallonge en fonction de l'augmentation de la pression d'alimentation : Les actionneurs à action inversés sont munis d'une rondelle d'étanchéité à l'extrémité supérieure de l'arcade, ce qui évite les fuites de la pression d'alimentation le long de la tige d'actionneur. Voir la Figure 1.12.

**Gaine en caoutchouc :** dispositif de protection qui évite que des corps étrangers ne pénètrent dans la rondelle d'étanchéité de l'actionneur à piston et ne l'endommage.

**Rondelle d'étanchéité :** rondelles supérieure et inférieure qui assurent l'étanchéité aux fuites du cylindre de l'actionneur à piston. Des joints toriques en caoutchouc synthétique sont placés dans les rondelles afin d'assurer l'étanchéité du cylindre, de la tige d'actionneur et de la rallonge de tige d'actionneur.

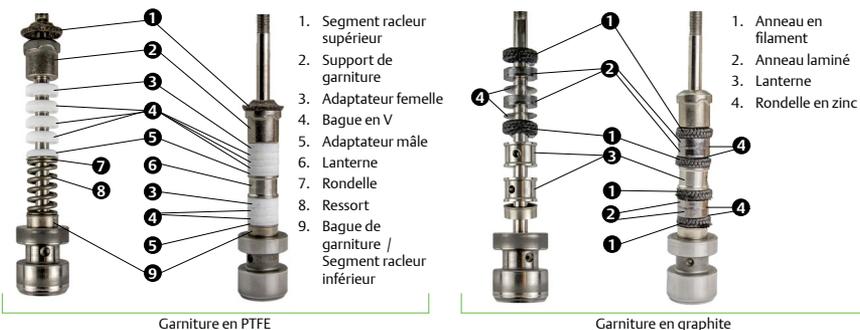


Figure 1.11 Garniture

**Siège :** surface de contact entre l'obturateur et sa surface d'appui qui garantit l'étanchéité de la vanne.

**Effort sur le siège :** force de contact nette entre l'obturateur et le siège aux conditions statiques établies. Dans la pratique, la sélection d'un actionneur pour une vanne de régulation donnée sera basée sur la valeur de la force nécessaire à contrecarrer le déséquilibre statique de la tige et dynamique avec une tolérance admise pour l'effort sur le siège adéquat.

**Bague de siège :** partie de l'ensemble du corps de vanne qui assure la portée d'étanchéité de l'obturateur et qui peut constituer une partie de l'orifice de contrôle du débit.

**Bride séparable :** bride à placer sur le raccordement de débit d'un corps de vanne. Elle est généralement maintenue en place à l'aide d'une bague de retenue.

**Tendeur de ressort :** un raccord, généralement fileté et vissé sur la tige d'actionneur ou sur l'arcade, qui permet de régler la compression du ressort (voir le réglage sur banc dans les Fonctions et caractéristiques de la vanne de régulation et dans la Terminologie des caractéristiques).

**Siège de ressort :** plaque qui permet de garder le ressort en position et de fournir une surface plane pour le contact avec le tendeur de ressort.

**Déséquilibre statique :** force nette produite sur la tige de vanne par la pression du fluide de procédé qui agit sur l'obturateur et la tige lorsque le fluide est au repos et aux conditions de pression indiquées.

**Connecteur de tige :** dispositif qui relie la tige d'actionneur à la tige de vanne.

**Équipement interne :** les composants internes de la vanne, qui modulent le débit du fluide contrôlé. Dans un robinet à soupape, l'équipement interne comprend généralement l'obturateur, la bague de siège, la cage, la tige et la goupille de tige.

**Équipement interne à siège souple :** équipement interne de vanne où un élastomère, du plastique ou tout autre matériau hautement déformable est utilisé pour le composant de fermeture ou la bague de siège afin d'assurer l'étanchéité complète aux forces minimales de l'actionneur.

**Corps de vanne :** limite de pression principale de la vanne, qui constitue également les extrémités de raccordement des conduites, le passage du débit de fluide,

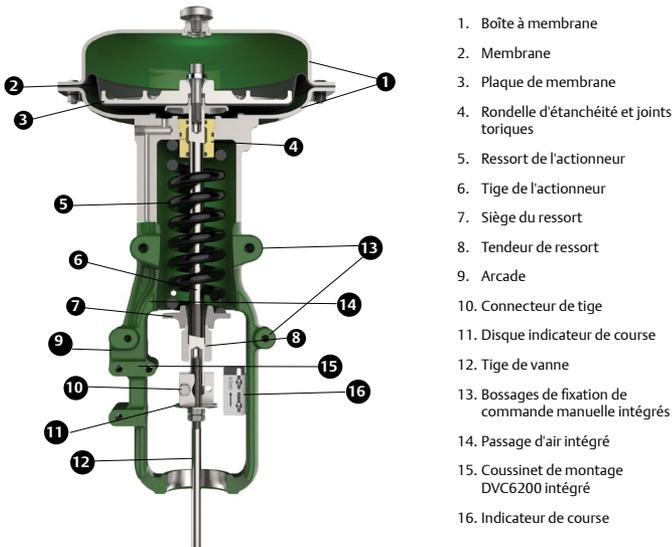


Figure 1.12 Actionneur à action directe

sur laquelle reposent les portées d'étanchéité et l'obturateur de la vanne. Les conceptions les plus communes de corps de vanne comprennent : les corps de vanne à une voie qui ont un passage et un clapet de vanne, les corps de vanne à deux voies qui ont deux passages et un clapet de vanne, les corps de vanne à deux voies avec deux raccords de débit (une entrée et une sortie), les vannes à trois voies à trois passages de débit (deux entrées et une sortie pour la convergence et le mélange des débits, ou une entrée et deux sorties, pour la séparation et la répartition). Le terme « corps de vanne », ou simplement « corps » est souvent utilisé pour désigner le corps de la vanne, l'ensemble chapeau et l'équipement interne ensemble. Il serait plus approprié de désigner cet ensemble de composants par le terme « ensemble du corps de vanne ».

#### **Ensemble du corps de vanne** (*communément*

*Corps de vanne ou Vanne, plus précisément Ensemble du corps de vanne*) : ensemble constitué du corps de vanne, de l'ensemble chapeau, du couvercle inférieur (s'il est employé) et des éléments de l'équipement interne. L'équipement interne comprend l'obturateur, qui ouvre, ferme ou obstrue partiellement un ou plusieurs passages.

**Clapet de vanne (Clapet)**: terme souvent utilisé pour désigner l'obturateur d'une vanne à tige montante.

**Tige de vanne** : sur une vanne à mouvement linéaire, élément qui raccorde la tige d'actionneur à l'obturateur.

**Arcade** : structure qui relie de manière rigide l'unité d'alimentation de l'actionneur à la vanne. ■

### 1.3 Terminologie liée aux vannes de régulation rotatives

La terminologie suivante s'applique aux caractéristiques physiques et fonctionnelles des vannes de régulation à tige montante équipées d'une membrane ou d'actionneurs à piston. Dans les vannes rotatives, la fonction des éléments de fermeture (comme les boisseaux, les disques, les clapets excentrés, etc.) est comparable à celle du clapet dans une vanne de régulation à tige montante. En d'autres termes, en tournant ils modifient la taille et la forme du débit en ouvrant plus ou

moins la zone d'étanchéité afin d'y laisser passer le fluide. Bon nombre des définitions présentées sont conformes à la Terminologie des vannes de régulation ISA S75.05, et elles comprennent également d'autres termes communs. Les termes qui font référence aux actionneurs sont également adaptés aux vannes de régulation rotatives. Pour les termes plus complexes, une explication supplémentaire est proposée. Les sections supplémentaires de ce chapitre suivent cette terminologie spécifique pour le contrôle général du débit, ainsi que pour les fonctions et les caractéristiques d'une vanne de régulation.



Figure 1.13 Vanne de régulation rotative

**Levier d'actionneur** : bras fixé à l'arbre de la vanne rotative afin de convertir le mouvement linéaire de la tige d'actionneur en force rotative (couple) et donc de mettre le disque ou la bille d'une vanne rotative en place. Le levier est normalement relié de manière positive à l'élément rotatif par des cannelures de tolérance fermées ou par d'autres moyens qui permettent de minimiser le jeu et de perdre le mouvement.

**Vanne à boisseau sphérique** : l'obturateur de fermeture du débit des vannes de régulation rotatives comprend une bille complète traversée par un passage de débit cylindrique. Le passage du débit correspond au diamètre du conduit.

**Vanne à boisseau sphérique segmenté** : l'obturateur du débit des vannes de régulation rotatives comprend une bille partielle traversée par un passage de débit.



Figure 1.14 Vanne à boisseau sphérique segmenté

**Vanne à boisseau sphérique à encoche en V :** il s'agit du type le plus commun de vanne de régulation à boisseau sphérique segmenté. La bille à encoche en V comprend une bille partielle dont la surface est polie ou plaquée, qui tourne contre le joint d'étanchéité à travers la plage de la course. L'encoche en forme de V pratiquée dans la bille assure une grande marge de réglage théorique et produit un débit à égal pourcentage.



Figure 1.15 Vanne à boisseau sphérique segmenté

**Disque conventionnel :** obturateur de fermeture du débit symétrique utilisé dans les modèles de vannes papillons rotatives les plus communs. Les couples hautement dynamiques limitent normalement les disques conventionnels à une rotation maximum de 60 degrés en conditions d'étranglement.

**Disque à profil dynamique :** disque d'une vanne papillon conçu pour réduire le couple dynamique par grands incréments de la rotation, ce qui le rend adapté aux conditions d'étranglement à une rotation du disque allant jusqu'à 90 degrés.

**Disque excentré :** nom commun de la conception de vanne selon laquelle le positionnement excentré de l'arbre de vanne/ des raccords de disque porte le disque à suivre une course légèrement décentrée lors de l'ouverture. Cela permet au disque de ne pas entrer en contact avec le joint lorsqu'il est ouvert, ce qui réduit le frottement et donc l'usure.



Figure 1.16 Vanne à disque excentré

**Vanne sans bride :** type de vanne commun dans les vannes de régulation rotatives. Les vannes sans bride sont maintenues entre des brides de classe ANSI/ASME par de longs boulons traversants.

**Clapet excentré :** type de vanne de régulation rotative munie d'un clapet rotatif excentré qui s'engage sur et hors du siège, ce qui réduit la friction et l'usure. Ce type de vanne est adapté aux applications où elles sont soumises à l'érosion.

**Débit inverse :** débit côté arbre/moyeu à l'arrière du disque, de la bille ou du clapet. Certaines vannes de régulation rotatives peuvent gérer de la même manière le débit dans les deux sens. D'autres conceptions rotatives pourraient nécessiter une modification de la liaison de l'actionneur pour pouvoir gérer le débit inverse.

**Roulement d'embout de bielle :** raccordement souvent utilisé entre la tige d'actionneur et le levier d'actionneur pour faciliter la conversion de la poussée linéaire de l'actionneur en force rotative (couple) avec un minimum de perte de mouvement. L'utilisation d'un actionneur alternatif standard sur un corps de vanne rotative nécessite généralement une liaison avec un roulement d'embout de bielle. Toutefois, la sélection d'un actionneur spécialement conçu pour le fonctionnement de la vanne rotative ne requiert que l'un de ces roulements et réduit donc la perte de mouvement.

**Vanne de régulation rotative :** type de vanne dont l'obturateur de fermeture du débit (bille complète, bille partielle, disque ou clapet) pivote dans le débit afin de contrôler la capacité de la vanne. Voir la Figure 1.17.

**Joint d'étanchéité :** partie de l'ensemble de régulation rotatif qui correspond à la bague de siège d'un robinet à soupape. Le positionnement du disque ou de la bille sur le joint d'étanchéité détermine la zone du débit et la capacité de l'unité à un incrément donné de la course de la rotation.

**Arbre :** partie de l'ensemble de régulation rotatif qui correspond à la bague de siège d'un robinet à soupape. La rotation de l'arbre positionne le disque ou la bille dans le débit et contrôle le débit à travers la vanne.

**Joint à glissement :** joint du cylindre inférieur d'un actionneur pneumatique à piston conçu pour le fonctionnement de la vanne rotative. Ce joint permet à la tige de l'actionneur de se déplacer à la verticale et à l'horizontale sans perte de pression d'alimentation du cylindre inférieur, pour le roulement d'embout de bielle.

**Débit standard :** pour les vannes de régulation rotatives équipées de joint d'étanchéité ou de bague de débit séparé(e), il s'agit du sens du débit dans lequel le fluide entre dans le corps de la vanne à travers le conduit adjacent au joint d'étanchéité et sort sur le côté opposé au joint d'étanchéité.

Parfois appelé débit avant ou débit par l'avant de l'obturateur. Voir aussi Débit inverse.

**Montage à tourillon :** type de montage du disque ou de la bille sur l'arbre de vanne ou sur l'arbre d'embout avec deux roulements diamétralement opposés. ■

## 1.4 Terminologie des fonctions et des caractéristiques des vannes de régulation

**Réglage sur banc :** procédure d'étalonnage d'un ressort d'actionneur afin qu'il puisse utiliser la plage de pression nécessaire à faire exécuter à la vanne sa course nominale complète (voir Plage de pression inhérente de la membrane).

**Capacité :** quantité de débit à travers une vanne ( $C_v$  ou  $K_v$ ), à des conditions données.

**Reflux :** débit inférieur au débit minimum contrôlable qui s'écoule lorsque l'obturateur n'est pas entièrement en place.

**Plage de pression de la membrane :** différence entre les valeurs haute et basse de la plage de pression d'alimentation de la membrane.

**Actionneur double effet :** un actionneur pour lequel la puissance pneumatique, hydraulique ou électrique est fournie dans les deux sens.

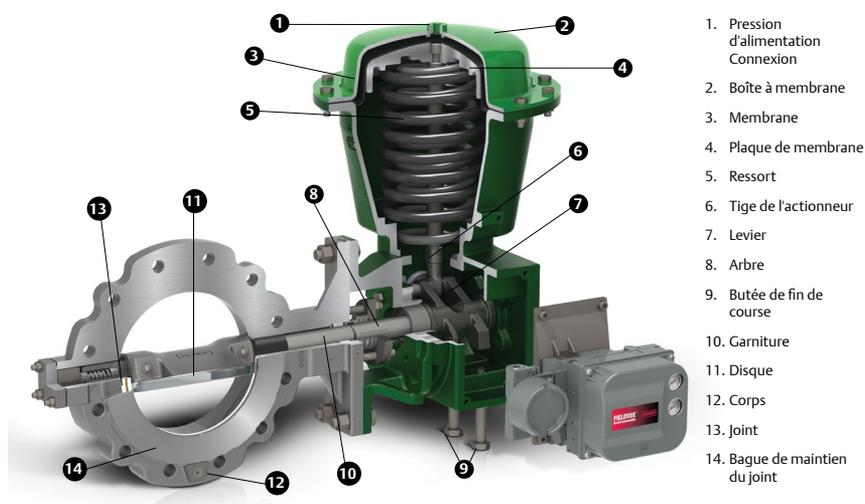


Figure 1.17 Vanne de régulation rotative

**Déséquilibre dynamique :** force nette exercée sur un clapet de vanne à une position ouverte indiquée, quelle qu'elle soit, par la pression du fluide de procédé qui agit sur lui.

**Surface utile :** dans un actionneur, la partie de la surface de la membrane ou du piston qui exerce une force sur la tige. la surface utile d'une membrane peut changer selon sa course ; elle atteint généralement son maximum au début de la plage de course et son minimum à la fin de celle-ci. Les diaphragmes moulés ont un changement de surface utile moindre que les diaphragmes à feuille plate, c'est pourquoi ils sont conseillés.

**Fermé par manque d'énergie :** état dans lequel l'obturateur de la vanne se déplace vers la position fermée en cas de coupure de la source d'énergie d'actionnement.

**Ouvert par manque d'énergie :** état dans lequel l'obturateur de la vanne se déplace vers la position fermée en cas de coupure de la source d'énergie d'actionnement.

**À sûreté intégrée :** caractéristique de la vanne et de son actionneur selon laquelle la perte d'énergie d'actionnement provoque la fermeture complète, l'ouverture complète ou le maintien de l'obturateur à sa dernière position (celle qui a été définie comme nécessaire pour protéger le procédé et l'équipement) ; cette action peut engager les commandes auxiliaires branchées à l'actionneur.

**Caractéristique de débit :** rapport entre le débit qui traverse la vanne et le pourcentage de la course nominale lorsque ce dernier varie de 0 à 100%. Ce terme doit toujours être désigné comme la caractéristique de débit inhérente ou la caractéristique du débit installé (voir les définitions de la section Terminologie du contrôle du procédé).

**Coefficient de débit ( $C_v$ ) :** constante pertinente à la géométrie de la vanne pour une course donnée, qui peut être utilisée pour établir la capacité du débit. Il s'agit du nombre de gallons américains d'eau par minute à 16°C (60°F) qui s'écoule à travers une vanne avec une baisse de pression d'une livre carrée par pouce carré.

**Vanne à récupération rapide :** conception de vanne qui dissipe relativement peu d'énergie de vapeur du débit, grâce aux profils internes simples et aux turbulences minimales du débit. La pression en aval de la Vena Contracta de la vanne revient donc à un pourcentage élevé de sa valeur en entrée. Les distributeurs à deux voies, comme les vannes à boisseau sphérique rotatives, sont des vannes à récupération rapide typiques.

**Plage de pression inhérente de la membrane :** Les valeurs de pression faibles et élevées appliquées à la membrane afin de générer la course nominale du clapet de la vanne avec la pression atmosphérique du corps de vanne. Cette plage est souvent appelée Plage réglée sur banc, car il s'agit de la plage sur laquelle la vanne courra lorsqu'elle sera réglée sur l'établi.

**Caractéristiques de débit inhérentes :** rapport entre le débit et la course de l'obturateur lorsqu'elle se déplace de la position fermée à la course nominale avec une chute de pression constante à travers la vanne.

**Plage de pression installée de la membrane :** Les valeurs de pression faibles et élevées appliquées à la membrane afin de générer la course nominale du clapet de la vanne avec la pression atmosphérique du corps de vanne. Sous l'effet des forces qui agissent sur l'obturateur, la plage de pression inhérente de la membrane peut être différente de la plage de pression installée de la membrane.

**Caractéristiques du débit installé :** rapport entre le débit et la course de l'obturateur lorsqu'elle se déplace de la position fermée à la course nominale avec une chute de pression constante à travers la vanne.

**Vanne à faible récupération** conception de vanne qui dissipe une quantité considérable d'énergie de vapeur du débit sous l'effet des turbulences provoquées par les profils du chemin du débit. Par conséquent, le pourcentage de récupération de la pression en aval de la Vena Contracta de la vanne est inférieur à sa valeur en entrée par rapport au cas d'une vanne dont le chemin du débit est plus linéaire. Bien que les différentes conceptions varient, les robinets à soupape ont généralement une moindre capacité de récupération de la basse pression.

**Caractéristiques paraboliques du débit modifié :** caractéristique de débit inhérente qui fournit une caractéristique à égal pourcentage lorsque la course de l'obturateur est faible et une caractéristique quasiment linéaire pour les portions supérieures de la course de l'obturateur.

**Vanne normalement fermée :** voir Fermé par manque d'énergie.

**Vanne normalement ouverte :** voir Ouvert par manque d'énergie.

**Construction PDTTC (Push-Down-to-Close, enfoncer pour fermer) :** robinet à soupape dont l'obturateur est situé entre l'actionneur et la bague de siège, de façon à ce que la rallonge de la tige d'actionneur agisse sur l'obturateur en le poussant vers la bague de siège jusqu'à fermer la vanne. Ce terme peut également être appliqué aux vannes rotatives dont la rallonge linéaire de la tige d'actionneur agit sur la bille ou le disque en la/le poussant en position fermée. Également dite À action directe.

**Construction PDTTO (Push-Down-to-Open, enfoncer pour ouvrir) :** robinet à soupape dont l'obturateur est situé entre l'actionneur et la bague de siège, de façon à ce que la rallonge de la tige d'actionneur agisse sur l'obturateur en le poussant vers la bague de siège jusqu'à fermer la vanne. Ce terme peut également être appliqué aux vannes rotatives dont la rallonge linéaire de la tige d'actionneur agit sur la bille ou le disque en la/le poussant en position ouverte. Également dite À action inverse.

**Marge de réglage théorique :** le taux du plus grand coefficient de débit ( $C_v$  ou  $K_v$ ) au plus petit coefficient de débit ( $C_v$  ou  $K_v$ ) auquel l'écart avec la caractéristique du débit spécifiée ne dépasse pas les limites indiquées. Une vanne de régulation qui effectue correctement sa fonction de régulation lorsque le débit augmente à 100 fois le débit minimum contrôlable a une marge de réglage théorique de 100 à 1. La marge de réglage théorique peut également être exprimée comme le taux entre les débits maximum et minimum contrôlables.

**Coefficient de débit nominal ( $C_v$ ) :** Le coefficient de débit ( $C_v$ ) de la vanne à la course nominale.

**Course nominale :** La distance du mouvement de l'obturateur entre la position fermée à la position entièrement ouverte nominale. La position entièrement ouverte nominale est l'ouverture maximum recommandée par les fabricants.

**Coefficient de débit relatif ( $C_v$ ) :** Le taux du coefficient de débit ( $C_v$ ) pour une course donnée par rapport au coefficient de débit ( $C_v$ ) pour la course nominale.

**Fuite au siège :** quantité de fluide qui passe à travers une vanne lorsque celle-ci est entièrement fermée et que l'effort sur le siège maximum disponible est appliqué, à une pression différentielle et une température spécifiées.

**Raideur du ressort ( $K_s$ ) :** le changement de force par changements unitaires dans la longueur d'un ressort. Dans les actionneurs de membrane, la raideur du ressort est généralement indiquée en livres de force par pouces de compression.

**Vena Contracta :** partie d'un débit dans laquelle la vitesse du fluide est à son maximum et la pression statique du fluide ainsi que la surface transversale sont au minimum. Dans une vanne de régulation, la Vena Contracta se trouve généralement juste en aval de la restriction physique réelle. ■

## 1.5 Terminologie du contrôle du procédé

Les termes et définitions ci-dessous, qui ne sont pas mentionnés ci-dessus, sont souvent rencontrés dans le domaine des vannes de régulation, de l'instrumentation et des accessoires. Certains termes, indiqués par un astérisque (\*), sont issus de la norme ISA, Process Instrumentation Terminology (Terminologie de l'instrumentation de procédé), ISA 51.1. D'autres termes très utilisés dans le domaine des vannes de régulation sont également présentés.

**Accessoire :** dispositif monté sur un ensemble de régulation afin de compléter ses différentes fonctions ou de produire les actions souhaitées, en particulier pour l'actionnement. (ex. positionneurs, régulateurs de pression d'alimentation, électrovannes, interrupteurs de fin de course, etc.).

**Actionneur\*** : dispositif pneumatique, hydraulique ou électrique qui alimente et actionne une vanne ouverte ou fermée.

**Ensemble actionneur** : un actionneur et ses accessoires qui constituent une unité fonctionnelle complète.

**ANSI** : abréviation de American National Standards Institute.

**API** : abréviation de American Petroleum Institute.

**ASME** : abréviation de American Society of Mechanical Engineers.

**ASTM** : désigne l'American Society for Testing and Materials. Le domaine d'application de cette organisation étant devenu international, son nom a été transformé en ASTM International. ASTM n'est plus une abréviation.

**Système de contrôle automatique\*** : système de contrôle qui travaille sans intervention humaine.

**Jeu entre-dents** : forme de bande morte générée par une discontinuité temporaire entre l'entrée et la sortie d'un dispositif lorsque l'entrée du dispositif change de direction. (par ex. un raccord mécanique lâche ou desserré).

**Diagramme de Bode\*** : graphique représentant les valeurs du taux d'amplitude et de l'angle de phase sur une base de fréquence pour la fonction de transfert. Il s'agit de la forme la plus commune de représentation graphique des données de réponse de la fréquence.

**Courbe d'étalonnage\*** : représentation graphique du rapport d'étalonnage. Sortie d'un dispositif en état de veille représentée sous forme de fonction de l'entrée en état de veille. La courbe est généralement représentée comme le pourcentage de l'étendue de sortie par rapport au pourcentage de l'étendue d'entrée.

**Cycle d'étalonnage\*** : l'application de valeurs connues de la variable mesurée et l'enregistrement des valeurs correspondantes des données de sortie lues sur la plage de l'instrument, dans le sens ascendant et descendant. Une courbe d'étalonnage obtenue en variant l'entrée d'un dispositif dans le sens croissant et décroissant. Il est généralement indiqué comme le

pourcentage de l'étendue de la sortie et il fournit une mesure de l'hystérésis.

**Capacité\*(vanne)** : quantité de débit à travers une vanne ( $C_v$ ), à des conditions données.

**Boucle fermée** : l'interconnexion des composants du contrôle de procédé de telle façon que les informations pertinentes à la variable de procédé est constamment surveillée par un point de consigne du contrôleur afin d'appliquer des corrections automatiques continues à la variable de procédé.

**Obturateur** : élément de l'équipement interne (également appelé clapet, disque, vanne à boisseau sphérique segmenté ou boisseau sphérique à passage plein) employé pour moduler le débit dans une vanne de régulation.

**Contrôleur** : dispositif qui travaille automatiquement, en utilisant un algorithme donné, afin de réguler une variable contrôlée. L'entrée du contrôleur reçoit les informations concernant l'état de la variable de procédé et génère un signal de sortie approprié à l'élément de contrôle final.

**Boucle de contrôle** : Voir Boucle fermée ou Boucle ouverte.

**Plage de contrôle** : plage de la course de la vanne sur laquelle une vanne de régulation peut maintenir le gain installé de la vanne entre les valeurs normalisées de 0,5 et 2,0.

**Ensemble de régulation** : dispositif utilisé pour moduler le débit de fluide en variant la taille du passage du débit selon les indications d'un signal transmis par un contrôleur.

**Bande morte** : phénomène général applicable à tout dispositif où la plage à travers laquelle un signal d'entrée peut être modifié, en inversant le sens, sans effectuer de changement visible du signal de sortie. Pour les vannes de régulation, la sortie du contrôleur (CO) est l'entrée de l'ensemble de régulation et la variable de procédé (PV) est la sortie, comme illustré à la Figure 1.18. Lorsque l'on parle de bande morte, il est essentiel que les variables d'entrée et de sortie soient identifiées, et que des essais quantifiables soient effectués à pleine charge. La bande morte est généralement exprimée en pourcentage de l'étendue d'entrée.

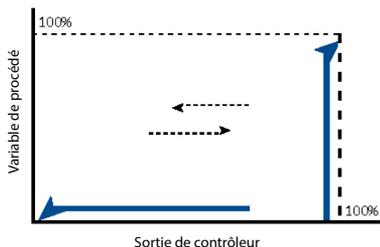


Figure 1.18 Bande morte

**Temps mort** : intervalle de temps ( $T_D$ ) pendant lequel aucune réponse du système n'est relevée après une petite entrée (généralement 0,25% - 5%). Cette durée est le temps qui s'écoule entre le moment où l'entrée est lancée et le moment où la première réponse détectable du système est relevée. Le temps mort peut s'appliquer à un ensemble de régulation ou à l'ensemble du procédé. Voir T63.

**Enthalpie** : quantité thermodynamique qui correspond à la somme de l'énergie interne d'un corps et du produit de son volume multiplié par la pression :  $H = U + pV$ . Également appelé Teneur en chaleur.

**Entropie** : mesure théorique de l'énergie qui ne peut pas être transformée en action mécanique dans un système thermodynamique.

**Caractéristique à égal pourcentage\*** : caractéristique de débit inhérente qui, pour les incréments égaux de la course nominale, fournira idéalement les changements à égal pourcentage du coefficient de débit ( $C_v$ ) à partir de la valeur  $C_v$  existante.

**Signal de retour\*** : signal qui revient après la mesure d'une variable contrôlée directement. Pour une vanne de régulation équipée de positionneur, le signal de retour constitue généralement une indication de la position de la tige de l'obturateur qui est ramenée vers le positionneur.

**FCI** : abréviation de Fluid Controls Institute. Fournit des normes et du matériel instructif afin d'aider les acheteurs et les utilisateurs à comprendre et utiliser l'équipement de régulation du fluide et de conditionnement.

**Élément de contrôle final** dispositif qui met en œuvre la stratégie de contrôle définie par la sortie d'un contrôleur. Si cet élément de contrôle final peut prendre différentes formes (amortisseurs, interrupteurs marche/arrêt, etc.), le plus commun dans le secteur est aujourd'hui l'ensemble de régulation. Les vannes de régulation modulent le débit du fluide (gaz, vapeur, eau, produits chimiques, etc.) afin de compenser les interférences de charge et de maintenir la variable de procédé régulée le plus proche possible du point de consigne.

**Premier ordre** : ce terme fait référence au rapport dynamique entre l'entrée et la sortie d'un dispositif. Les systèmes de premier ordre ne contiennent qu'un dispositif de stockage de l'énergie, et le rapport dynamique transitoire entre l'entrée et la sortie est caractérisé par un comportement exponentiel.

**Caractéristique de réponse amplitude-fréquence\*** : rapport en fonction de la fréquence de l'amplitude et de la phase entre les entrées sinusoïdales à l'état de veille et les sorties sinusoïdales fondamentales qui en sont le résultat. L'amplitude de sortie et le changement de phase sont observés comme des fonctions de la fréquence d'essai en entrée et utilisés pour décrire le comportement dynamique du dispositif de régulation.

**Friction** : force qui tend à s'opposer au mouvement relatif entre deux surfaces en contact. La force associée est une fonction de la force normale qui maintient ces deux surfaces l'une contre l'autre et la nature caractéristique des deux surfaces. La friction a deux composants : la friction statique et la friction dynamique. La friction statique (également appelée clivage ou frottement statique) est la force qui doit se produire avant qu'un mouvement relatif n'apparaisse entre les deux surfaces. La friction statique est également l'une des principales causes de l'apparition d'une bande morte dans un ensemble de régulation. Lorsque le mouvement relatif a commencé, la friction dynamique (également appelée friction de glissement) est la force qui doit se produire afin de maintenir le mouvement relatif.

**Gain :** terme employé pour décrire le rapport entre la magnitude d'un changement de sortie d'un système ou d'un dispositif donné et la magnitude d'un changement d'entrée qui a provoqué le changement de sortie. Le gain est composé de deux éléments : le gain statique et le gain dynamique. Le gain statique (également appelé sensibilité) est la relation de gain entre l'entrée et la sortie ; il indique la facilité avec laquelle l'entrée peut commencer un changement de sortie lorsque le système ou le dispositif est en état de veille. Le gain dynamique est le rapport de gain entre l'entrée et la sortie lorsque le système est en mouvement ou soumis à un flux. Le gain dynamique est une fonction de la fréquence ou du taux de changement d'entrée.

**Dureté :** résistance à la déformation d'un métal ou d'une matière plastique, généralement par indentation. La résistance des matières plastiques et du caoutchouc à la pénétration d'un pénétrateur dirigé sur sa surface.

**Oscillation\* :** oscillation indésirable d'une magnitude appréciable qui se prolonge lorsque le stimulus externe disparaît. Parfois appelée oscillation limite, cette oscillation indique que le fonctionnement a atteint la limite de stabilité ou en est proche. Dans les vannes de régulation, l'oscillation se produirait sous forme d'oscillation de la pression d'alimentation de l'actionneur, générée par l'instabilité du positionneur de la vanne.

**Hystérésis\* :** différence maximum de la valeur de sortie pour toute valeur d'entrée durant le cycle d'étalonnage, sauf les erreurs dues à la bande morte. Le retard d'un effet lorsque les forces agissent sur un corps est modifié (comme en cas de viscosité ou de friction interne).

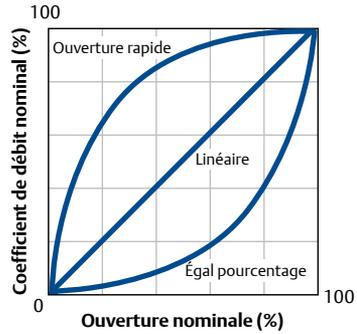


Figure 1.19 Caractéristiques inhérentes de la vanne

**Caractéristiques inhérentes\* :** rapport entre le débit et la course de l'obturateur lorsqu'elle se déplace de la position fermée à la course nominale avec une chute de pression constante à travers la vanne. Ces caractéristiques sont généralement représentées sur une courbe où l'axe horizontal indique le pourcentage de course et l'axe vertical indique le pourcentage de débit (ou  $C_v$ ). Le débit de la vanne étant une fonction de la course de la vanne et de la chute de pression à travers la vanne, l'exécution d'essais du débit caractéristique à une chute de pression donnée fournit une manière systématique de comparer différents types de caractéristiques de vannes. Les caractéristiques type d'une vanne établies de cette manière sont dites linéaires, à égal pourcentage et à ouverture rapide.

**Gain inhérent de la vanne :** le taux de magnitude du changement de débit à travers la vanne en fonction du changement de course de la vanne dans des conditions données et avec une chute de pression constante. Le gain inhérent de la vanne est une fonction propre de la conception d'une vanne. Il est égal à la pente de la courbe de caractéristique inhérente à un point quelconque de la course et il est fonction de la course de la vanne.

**Caractéristique installée\* :** rapport entre le débit et la course de l'obturateur lorsqu'elle se déplace de la position fermée à la course nominale avec une chute de pression constante à travers la vanne.

**Gain installé de la vanne :** le taux de magnitude du changement de débit à travers la vanne en fonction du changement de course de la vanne dans les conditions de procédé actuelles. Le gain installé de la vanne est le rapport qui se produit lorsque la vanne est installée dans un système spécifique et que la chute de pression peut changer naturellement en fonction des dictats de l'ensemble du système. Le gain installé de la vanne correspond à la pente de la courbe de caractéristique installée et il est fonction de la course de la vanne.

**Pression de l'instrument :** pression de sortie d'un contrôleur automatique qui est utilisée pour actionner une vanne de régulation.

**I/P :** abréviation de current-to-pressure (I-to-P), courant sur pression. Généralement appliqué aux modules d'entrée du transducteur.

**ISA :** abréviation de International Society for Automation.

**Linéarité\* :** précision selon laquelle une courbe représentant deux variables se rapproche d'une ligne droite. La linéarité indique également que cette même ligne droite s'appliquera au niveau supérieur et au niveau inférieur. Ainsi, la bande morte (telle qu'elle est décrite ci-dessus) peut généralement être considérée comme une non-linéarité.

**Caractéristique linéaire\* :** Caractéristique de débit inhérente qui peut être représentée par une ligne droite sur une représentation rectangulaire d'un coefficient de débit ( $C_v$ ) par rapport à une course nominale. Des incréments égaux de la course fournissent des incréments égaux du coefficient de débit  $C_v$ .

**Pression d'alimentation :** pression employée pour positionner un actionneur pneumatique. Il s'agit de la pression exercée sur la membrane ou le piston de l'actionneur, et ce peut être la pression d'instrument si le positionneur de vanne n'est pas utilisé.

**Boucle :** Voir Boucle fermée ou Boucle ouverte.

**Gain de boucle :** l'association du gain de tous les composants de la boucle pris en série autour de la boucle. Parfois appelé Gain de boucle ouverte. Il s'agit de préciser de manière claire si l'on se réfère au gain de boucle statique ou au gain de boucle dynamique à une certaine fréquence.

**Commande manuelle :** voir Boucle ouverte.

**NACE :** acronyme désignant la National Association of Corrosion Engineers. Le domaine d'application de cette organisation étant devenu international, son nom a été transformé en NACE International. NACE n'est plus une abréviation.

**Boucle ouverte :** état dans lequel l'interconnexion des composants de contrôle du procédé est interrompue et les informations de la variable du procédé ne sont plus retournées au point de consigne du contrôleur ; les corrections de la variable de procédé ne sont donc plus assurées. Cela se produit généralement en plaçant le contrôleur en fonctionnement manuel.

**Fluide moteur :** fluide (en général de l'air ou du gaz) employé pour alimenter le fonctionnement du positionneur de vanne ou du contrôleur automatique.

**Limites de fonctionnement\* :** la plage des conditions de fonctionnement à laquelle un dispositif peut être soumis sans que ses caractéristiques de fonctionnement ne soient entravées.

**OSHA :** abréviation de Occupational Safety and Health Administration. (États-Unis)

**Garniture :** partie de l'ensemble de régulation utilisée pour assurer l'étanchéité aux fuites autour de l'arbre ou de la tige de la vanne.

**Positionneur\* :** contrôleur de position (servomécanisme) raccordé de manière mécanique à une partie mobile d'un élément de contrôle final ou à son actionneur, et qui ajuste automatiquement sa sortie vers l'actionneur afin de maintenir une position voulue, proportionnelle au signal d'entrée.

**Procédé :** association de tous les éléments de la boucle de contrôle, sauf le contrôleur. Le terme indique parfois le fluide qui passe à travers la boucle.

**Gain de procédé** : taux de changement de la variable du procédé contrôlé pour atteindre le changement correspondant de la sortie du contrôleur.

**Variabilité du procédé** : mesure statistique précise indiquant combien un procédé est contrôlé en fonction du point de consigne. La variabilité du procédé est définie en pourcentage de la valeur type ( $2s/m$ ), où  $m$  est le point de consigne ou la valeur moyenne de la variable de procédé mesurée et  $s$  est l'écart standard de la variable de procédé.

**Caractéristique d'ouverture rapide** \* : caractéristique de débit inhérente où le coefficient maximum du débit est atteint avec une course minimum de l'obturateur.

**Plage** : région entre les limites dans lesquelles une quantité est mesurée, reçue ou transmise, exprimée en indiquant les valeurs minimum et maximum. Exemple : de 3 à 15 psi ; de -40 à 100°C (de -40 à 212°F).

**Relais** : dispositif qui agit comme un amplificateur de puissance. Il utilise le signal d'entrée électrique, pneumatique ou mécanique et produit un grand volume de débit d'air ou de fluide hydraulique à acheminer vers l'actionneur. Le relais peut être un composant interne du positionneur ou un accessoire de vanne séparé.

**Répétabilité** \* : étroitesse de l'accord entre les résultats de mesures successives de la sortie pour la même valeur d'entrée, dans les mêmes conditions de service, avec le même sens d'approche, sur toute l'étendue de mesure. Elle est généralement mesurée comme une non-répétabilité et exprimée comme la répétabilité en pourcentage de l'étendue. Elle ne comprend pas l'hystérésis.

**Résolution** : changement minimum possible de l'entrée nécessaire pour produire un changement détectable à la sortie lorsqu'aucun inversement de l'entrée ne se produit. La résolution est généralement exprimée en pourcentage de l'étendue d'entrée.

**Temps de réponse** : généralement mesuré par un paramètre qui comprend le temps mort et la constante de temps. (voir T63, temps mort, constante de temps). Appliqué à une vanne, il comprend l'ensemble de régulation dans son intégralité.

**Second ordre** : ce terme fait référence au rapport dynamique entre l'entrée et la sortie d'un dispositif. Un système ou dispositif de second ordre est équipé de deux dispositifs de stockage de l'énergie qui peuvent transmettre de l'énergie cinétique et potentielle de l'un à l'autre, dans les deux sens, ce qui lui permet d'avoir un comportement oscillatoire et de dépassement.

**Sensibilité** \* : taux de changement de la magnitude de sortie par rapport au changement d'entrée qui le provoque lorsque l'état de veille est atteint.

**Capteur** : dispositif qui relève la valeur de la variable de procédé et fournit un signal de sortie correspondant à un transmetteur. Le capteur peut faire partie intégrante du transmetteur ou être un composant séparé.

**Point de consigne** : valeur de référence représentant la valeur voulue de la variable de procédé contrôlée.

**Torsion de l'arbre** : phénomène selon lequel une extrémité de l'arbre de la vanne tourne et l'autre ne le fait pas. Cela se produit généralement dans les vannes rotatives, où l'actionneur est connecté à l'obturateur de la vanne par un arbre relativement long. Tandis que la friction du joint de vanne maintient l'arbre en place, la rotation de l'arbre côté actionneur est absorbée par la torsion de l'arbre jusqu'à ce que l'entrée de l'actionneur transmette suffisamment de force pour contrecarrer la friction.

**Signal** \* : variable physique, dont un ou plusieurs paramètres contiennent des informations concernant une autre variable représentée par le signal.

**Séquençage de l'amplitude de signal (plage fractionnée)** \* : Action par laquelle deux signaux ou plus sont générés, ou deux éléments de contrôle final ou plus sont actionnés par un signal en entrée, chacun répondant de manière consécutive, avec ou sans chevauchement, à la magnitude de ce signal d'entrée.

**Dimensionnement (vanne)** : procédure systématique conçue pour assurer la capacité correcte de la vanne pour chaque condition d'un ensemble de conditions du procédé établies.

**Étendue\*** : différence algébrique entre les valeurs supérieure et inférieure de la plage.  
Exemple : si la plage = de 0 à 66°C (150°F), l'étendue = 66°C (150°F) ; si la plage = de 3 à 15 psig, alors l'étendue = 12 psig.

**Frottement statique** : force requise pour qu'un organe en contact avec un autre commence à bouger. Voir aussi Friction.

**Pression d'alimentation\*** : la pression au passage d'alimentation d'un dispositif. Les valeurs communes de la pression d'alimentation de la vanne de régulation sont de 20 psig pour une plage de 3 à 15 psig et de 35 psig pour une plage de 6 à 30 psig.

**T63** : mesure de la réponse d'un dispositif. Elle est mesurée en appliquant une petite phase (généralement de 1-5%) en entrée du système. T63 est mesuré à partir du moment où la phase en entrée commence et jusqu'au moment où la sortie du système atteint 63% de la valeur finale en veille. Il s'agit du total associé du temps mort du système (Td) et de la constante de temps du système (t). Voir temps mort, constante de temps.

**Constante de temps** : paramètre temporel qui s'applique normalement à un élément de premier ordre. Il s'agit de l'intervalle de temps mesuré entre la première réponse détectable du système et une petite phase en entrée (généralement 0,25% - 5%), jusqu'à ce que la sortie du système atteigne 63% de sa valeur finale en veille. (voir T63). Lorsqu'elle est appliquée à un procédé en boucle ouverte, la constante de temps est généralement indiquée « T » (Tau). Lorsqu'elle est appliquée à un système en boucle fermée, la constante de temps est généralement indiquée  $\lambda$  (Lambda).

**Transmetteur** : dispositif qui relève la valeur de la variable de procédé et transmet le signal de sortie correspondant au contrôleur afin de la comparer au point de consigne

**Course\*** : La distance du mouvement de l'obturateur entre la position fermée à la position entièrement ouverte nominale.

**Indicateur de course** : pointeur et échelle utilisés pour montrer à l'extérieur la position de l'obturateur, généralement en unités du pourcentage d'ouverture de la course ou en degrés de rotation.

**Équipement interne\*** : les composants internes de la vanne, qui modulent le débit du fluide contrôlé.

**Vanne** : Voir Ensemble de régulation.

**Amplificateur de volume** : un relais autonome est souvent appelé « amplificateur de volume », ou simplement « amplificateur » car il amplifie le volume d'air fourni à l'actionneur. Voir Relais.

**Erreur sur le zéro\*** : erreur d'un dispositif travaillant dans des conditions d'utilisation spécifiées, lorsque l'entrée est à la valeur minimale de la plage. Elle est généralement exprimée en pourcentage de l'étendue idéale. ■

# Chapitre 2

## Performances des vannes de régulation



Dans l'environnement dynamique des activités actuelles, les fabricants sont soumis à de grandes pressions économiques. La globalisation du marché génère une pression intense quant à la réduction des frais de production pour être compétitif, en utilisant une main d'œuvre et des matières premières moins chères issues des pays émergents. La concurrence se manifeste entre les entreprises internationales, demandant des produits de très grande qualité et l'optimisation du rendement des usines en utilisant moins de ressources ; tout cela en sachant répondre aux besoins changeants des clients. Il s'agit de relever ces défis du marketing tout en répondant pleinement aux politiques publiques et réglementaires.

## 2.1 Variabilité des processus

Pour assurer un retour acceptable à leurs actionnaires, les leaders mondiaux du secteur savent qu'ils doivent réduire leurs frais en matières premières et le gaspillage, mais aussi augmenter leur productivité. Réduire la variabilité des processus de fabrication en appliquant une technologie de contrôle du procédé est reconnu comme une méthode efficace d'améliorer le retour financier et de répondre aux pressions globales en termes de concurrence.

Le principal objectif d'une entreprise est de générer un profit à travers la production d'un produit de qualité. Un produit de qualité répond à un certain nombre de spécifications. Tout écart par rapport aux spécifications établies génère une perte de profit à cause de l'utilisation excessive de matériel, des frais de réélaboration ou du gaspillage de produit. L'amélioration du procédé a donc un impact financier important. Réduire la variabilité du procédé en le contrôlant mieux permet de l'optimiser et de fabriquer des produits adéquats dès le début.

La non-uniformité liée à la matière première et aux processus de production sont des causes communes des variations qui influent sur la variable du procédé, la portant à ne pas respecter le point de consigne. Un procédé bien contrôlé, dont seules les causes communes provoquent des variations, assure généralement une distribution régulière.

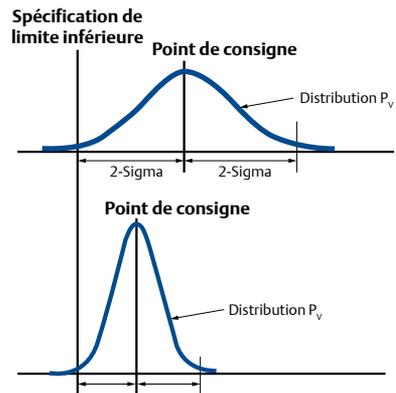


Figure 2.1 Variabilité du processus

Une bande de valeurs statistiquement dérivée de cette distribution, appelée la bande sigma  $\pm 2$ , décrit l'étendue des écarts de la variable de procédé par rapport au point de consigne. Cette bande est la variabilité du procédé. Elle mesure la précision avec laquelle le procédé est contrôlé. La variabilité du procédé est une mesure précise de l'adéquation du contrôle et elle est exprimée en pourcentage du point de consigne.

Si un produit doit répondre à une certaine limite inférieure de spécification, le point de consigne doit être établi à une valeur de 2 sigma au-dessus de cette limite inférieure. Cela garantit que tout le produit fabriqué à des valeurs correspondant à la limite inférieure répondront à la spécification de qualité.

Toutefois, le problème est que l'argent et les ressources sont gaspillés lorsque l'on fabrique un pourcentage important de produit à un niveau largement supérieur à celui qui est demandé par la spécification (voir la distribution supérieure à la Figure 2.1).

La solution la plus adaptée consiste à réduire l'étendue de l'écart par rapport au point de consigne, en utilisant une vanne de régulation qui peut produire un sigma inférieur (voir la distribution inférieure à la Figure 2.1).



Figure 2.2 Boucle d'essai des performances

La réduction de la variabilité du procédé est un élément clé pour atteindre les objectifs de la production. La plupart des entreprises en sont conscientes, et il n'est pas rare qu'elles dépensent des centaines de milliers de dollars en instrumentation leur permettant de réduire la variabilité du procédé.

Malheureusement, l'effort de la vanne de régulation est souvent surestimé, car l'on ne réalise pas quel impact elle a sur les performances dynamiques. Des études à grande échelle sur les boucles de contrôle montrent que 80% des boucles n'ont pas fourni un travail adéquat de réduction de la variabilité du procédé. De plus, il est apparu que la vanne de régulation est le principal élément du problème, et ce pour plusieurs raisons.

Pour vérifier les performances, les fabricants doivent tester leurs produits dans des conditions de procédé dynamique. Ces essais sont généralement effectués dans un laboratoire spécialisé en fluides, en appliquant un contrôle réel à boucle fermée (Figure 2.2). Évaluer les ensembles de vannes de régulation dans une boucle fermée fournit

la seule mesure réelle des performances de variabilité. Les données des performances en boucle fermée font état des grandes réductions de la variabilité du procédé qui peuvent être obtenues en choisissant la vanne de régulation adaptée à l'application.

La capacité des vannes de régulation de réduire la variabilité du processus dépend de nombreux facteurs. Il s'agit de prendre en compte plus d'un paramètre isolé. La recherche effectuée dans le secteur a relevé que la conception de l'élément de contrôle final, notamment la vanne, l'actionneur et le positionneur, est très importante pour obtenir un bon contrôle du procédé dans des conditions dynamiques. Plus important encore, l'ensemble de régulation doit être optimisé ou développé comme un tout. Les composants de la vanne qui ne sont pas conçus comme un ensemble complet ne fournissent généralement pas les meilleures performances dynamiques. Parmi les facteurs les plus importants à prendre en compte dans la conception, notons :

- Bande morte

- la conception de l'actionneur/du positionneur
- le temps de réponse de la vanne
- le type de vanne et sa caractérisation
- le dimensionnement de la vanne

Chacun de ces éléments de la conception sera pris en considération dans ce chapitre, afin de définir réellement ce qui constitue une conception de vanne supérieure.

### 2.1.1 Bande morte

La bande morte contribue en large part au dépassement de la variabilité du procédé. Les ensembles de vannes de régulation peuvent constituer une source primaire de bande morte dans une boucle d'instrumentation, car ils provoquent la friction, le jeu entre-dents, la torsion de l'arbre, la bande morte dans le relais ou la manchette, etc. qui en sont la cause.

La bande morte est un phénomène général par lequel une plage ou un ensemble de valeurs de sortie du contrôle (CO) ne produisent aucun changement de la variable de procédé mesurée (PV) lorsque le signal d'entrée est inversé. Lorsqu'une interférence de charge se produit, la variable de procédé (PV) s'écarte du point de consigne. Cet écart déclenche une action corrective de la part du contrôleur, avant de rétablir le procédé. Toutefois un changement initial de la sortie du contrôleur peut ne produire aucune modification corrective correspondante dans la variable de procédé. Ce n'est que quand la sortie du contrôleur a suffisamment changé sous l'effet de la bande morte que le changement correspondant se produit dans la variable de procédé.

Lorsque la sortie du contrôleur inverse le sens, le signal du contrôleur doit passer à travers la bande morte avant que l'action corrective ne se produise sur la variable de procédé. La présence d'une bande morte dans le procédé assure que l'écart de la variable de procédé par rapport au point de consigne devra augmenter jusqu'à être suffisamment grand pour traverser la bande morte. Ce n'est qu'à ce moment que l'action corrective peut se produire.

Vanne à boisseau sphérique segmenté de 4° avec séparateurs en métal, actionneurs à membrane et positionneurs standard

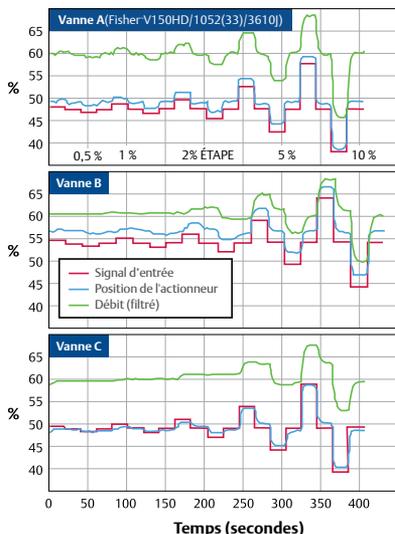


Figure 2.3 Effet de la bande morte sur les performances de la vanne

#### 2.1.1.1 Causes de la bande morte

La bande morte a de nombreuses causes, mais la friction et le jeu entre-dents dans la vanne de régulation, ainsi que la torsion de l'arbre dans les vannes rotatives et la bande morte du relais, sont les formes les plus communes. La plupart des actions de contrôle pour le contrôle réglementaire consiste à appliquer de petites modifications (1% ou moins) ; une vanne de régulation dont la bande morte est excessive pourrait même ne pas répondre à nombre de ces petites modifications. Une vanne bien ingénierisée devrait répondre aux signaux de 1% ou moins afin de fournir une réduction efficace de la variabilité du procédé. Il n'est toutefois pas rare que certaines vannes affichent une bande morte de 5% ou plus. Un audit récent sur le terrain a montré que 30% des vannes présentent une bande morte de plus de 4%. Plus de 65% des boucles examinées présentaient des zones mortes de plus de 2%.

### 2.1.1.2 Effets de la bande morte

La Figure 2.3 illustre combien les effets combinés de la bande morte peuvent être graves. Ce schéma illustre un essai sur boucle ouverte de trois vannes de régulation différentes à des conditions de procédé normales. Les vannes sont soumises à une série d'entrées de phase de 0,5% à 10%. Les essais de phase dans les conditions de débit sont essentiels car ils permettent d'évaluer les performances de l'ensemble de régulation complet et non pas uniquement de l'ensemble de l'actionneur de la vanne comme cela serait le cas dans la plupart des conditions d'essai en atelier.

### 2.1.1.3 Essais de performances

Certains essais de performances sur un ensemble de régulation comparent uniquement la course de la tige d'actionneur en fonction du signal d'entrée. Le résultat n'est pas fiable, car il ignore les performances de la vanne elle-même.

Il est essentiel de mesurer les performances dynamiques de la vanne dans les conditions du débit, afin que la modification de la variable de procédé puisse être comparée à la modification du signal d'entrée de l'ensemble de régulation. Cela importe peu si seule la tige de vanne change en réponse à une modification de l'entrée de la vanne, car s'il n'existe aucune modification correspondante dans la variable contrôlée, aucune correction ne sera apportée à la variable de procédé.

Dans les trois essais de vanne (Figure 2.3), le mouvement de la tige d'actionneur change de manière relativement fiable en réponse aux modifications du signal d'entrée. D'autre part, la différence est énorme dans la capacité de chaque vanne de modifier le débit en réponse à une modification du signal d'entrée.

Pour la vanne A, la variable de procédé (débit) répond bien aux signaux d'entrée dès 0,5. La vanne B nécessite en revanche des changements de signal de 5% avant de commencer à répondre de manière fiable à chacune des phases du signal d'entrée. La vanne C est pire encore, car elle nécessite des changements de signal de 10% avant de commencer à répondre de manière fiable à chacune des phases du signal d'entrée. La capacité des vannes B ou C d'améliorer la variabilité du procédé est très faible.

### 2.1.1.4 Friction

La friction est une cause majeure de bande morte dans les vannes de régulation. Les vannes rotatives sont souvent très susceptibles à la friction provoquée par les charges élevées sur le siège qui sont nécessaires pour obtenir l'arrêt avec certains types de joints. La friction du joint étant importante et la rigidité du train d'entraînement étant faible, l'arbre de vanne se tord et ne transmet pas le mouvement à l'élément de contrôle. Il en résulte qu'une vanne rotative qui n'est pas correctement conçue peut présenter une bande morte considérable suite à la variabilité du procédé.

Les fabricants lubrifient généralement les sièges de la vanne rotative durant la fabrication, mais cette lubrification disparaît après quelques centaines de cycles seulement. De plus, les charges provoquées par la pression usent le joint. Il en résulte que la friction de la vanne peut augmenter de 400%, voire plus, suivant la conception de la vanne. Cela illustre les conclusions erronées qui peuvent être tirées en termes de performances lors de l'évaluation de produits à partir de données d'atelier avant d'avoir stabilisé le couple. Les vannes B et C (Figure 2.3) montrent les effets catastrophiques que ces facteurs élevés de friction de l'accouplement peuvent avoir sur les performances de la vanne.

La friction de la garniture est la première cause de friction dans les vannes à tige montante. Dans ce type de vannes, la friction mesurée peut considérablement varier selon le type de vanne et la disposition de la garniture.

Le type d'actionneur a lui aussi un impact important sur la friction de l'ensemble de régulation. En général, les actionneurs à ressort et membrane génèrent moins de friction sur l'ensemble de régulation que les actionneurs à piston. Les actionneurs à ressort et membrane ont également l'avantage que leurs caractéristiques de friction sont plus uniformes avec le temps. La friction des actionneurs à piston augmentera probablement de manière significative avec l'utilisation de surfaces de guidage, l'usure des joints toriques, le manque de lubrification et la dégradation de l'élastomère. Ainsi, pour assurer la continuité des bonnes performances, la maintenance doit être

effectuée plus souvent pour les actionneurs à piston que pour les actionneurs à ressort et membrane. Si cette maintenance n'est pas effectuée, la variabilité du procédé peut en être largement influencée, sans que l'opérateur ne s'en rende compte.

Le jeu entre-dents provoque une discontinuité du mouvement lorsque le dispositif change de direction. Le jeu entre-dents se produit généralement dans les entraînements par engrenages de différentes configurations. Les actionneurs à rack et pignon sont particulièrement sujets à la bande morte due au jeu entre-dents. Certains raccordements de l'arbre de la vanne présentent eux aussi les effets de la bande morte. Les raccordements en cannelure ont généralement une bande morte largement inférieure à celle des arbres à clé ou des conceptions en double D.

Si la friction peut être considérablement réduite par une bonne conception de la vanne, ce phénomène est difficile à éliminer entièrement. Une vanne de régulation bien conçue devrait être en mesure d'éliminer virtuellement la bande morte due au jeu entre-dents et à la torsion de l'arbre.

Pour de meilleures performances de la variabilité du procédé, la bande morte totale de l'ensemble complet de la vanne devrait être de 1% ou moins. Idéalement, elle devrait être de 0,25% seulement

### **2.1.2 Conception de l'actionneur et du positionneur**

La conception de l'actionneur et celle du positionneur doivent être considérées en tenant compte l'une de l'autre. L'association de ces deux éléments de l'équipement affecte largement les performances statiques (bande morte), ainsi que la réponse dynamique de l'ensemble de régulation et la conception générale de l'instrumentation de la vanne.

Actuellement, les positionneurs sont utilisés pour la plupart des applications des vannes de régulation. Les positionneurs assurent une réponse précise de l'ensemble de la vanne, ainsi qu'un diagnostic en ligne lorsqu'ils sont utilisés sur un système de commande numérique traditionnel. À mesure que les performances économiques du contrôle du procédé gagnent de l'importance, les positionneurs devraient être pris en

considération pour toutes les applications de vannes où l'optimisation du procédé est importante.

Un positionneur peut être considéré comme un dispositif assurant un gain proportionnel élevé. Lorsqu'il est associé à un actionneur ou une vanne, l'ensemble se comportera idéalement comme un système de premier ordre ou un système de second ordre non amorti, selon l'utilisation et les performances attendues. Un contrôleur de vanne numérique dispose d'autres paramètres de réglage, comme le gain dérivé, qui est largement utilisé pour supprimer les caractéristiques indésirables et régler plus précisément encore l'ensemble aux performances voulues. De nombreux positionneurs comprennent également la capacité intégrale d'éliminer les écarts entre le point de consigne et la position. Dans la plupart des situations de contrôle de procédé, cette fonction peut être désactivée afin d'éviter la survenue d'oscillations dans les procédés lents, puisque l'écart entre la position de la vanne et le point de consigne est généralement géré par le contrôleur de procédé.

Lorsque le positionneur relève une modification du point de consigne, il doit être en mesure de fournir un volume important d'air à l'actionneur, faisant ainsi de sorte que l'ensemble se déplace de manière rapide et contrôlée. Cette capacité est due au positionneur à gain élevé, et elle dépend du booster pneumatique intégré situé dans le positionneur. Ce booster pneumatique est généralement composé d'un relais et d'un distributeur à tiroir.

Les positionneurs à deux étages hautes performances utilisent généralement des relais pneumatiques. Les relais sont plus utilisés car ils peuvent assurer un gain élevé qui fournit des performances dynamiques avec une faible consommation d'air à l'état de veille. De plus, ils sont moins sujets à la contamination du fluide. Certains grands actionneurs à grande friction peuvent également utiliser des boosters externes supplémentaires afin de répondre à certaines spécifications, comme la vitesse de la course.

La conception du positionneur s'améliore continuellement, en réduisant la consommation d'air et en améliorant les capacités de diagnostic accessibles aux utilisateurs. De plus, des fonctions ont été ajoutées afin de répondre aux exigences grandissantes du secteur en termes de sécurité, comme les systèmes instrumentés de sécurité (SIS) et les vannes numériques optimisées.

### 2.1.3 Temps de réponse de la vanne

Pour optimiser le contrôle de nombreux procédés, il est important que la vanne atteigne rapidement une position donnée. Une réponse rapide à de petites modifications du signal (1% ou moins) est l'un des facteurs les plus importants pour assurer un contrôle de procédé optimal. Dans le contrôle de régulation automatique, les changements bruts du signal transmis par le contrôleur sont prévus pour les petits changements de position. Si un ensemble de régulation peut répondre rapidement à ces petits changements, la variabilité du procédé est meilleure.

Le temps de réponse de la vanne est mesuré par un paramètre appelé T63. T63 est le temps mesuré entre le début du changement de signal en entrée et le moment où la sortie atteint 63% du changement correspondant. Il comprend le temps mort de l'ensemble de la vanne, qui est une durée statique, et le temps dynamique de l'ensemble de la vanne. Le temps dynamique est la valeur mesurée de temps que met l'actionneur à atteindre 63% à partir du moment où il commence à bouger.

#### 2.1.3.1 Temps mort

Qu'elle soit provoquée par la friction dans le corps de vanne et l'actionneur ou dans le positionneur, la bande morte peut largement influencer sur le temps mort de l'ensemble de la vanne. Il est important de maintenir le temps mort le plus faible possible, car il peut constituer un facteur de limitation de la stabilité du procédé. En général, le temps mort ne devrait pas dépasser un tiers du temps de réponse général de la vanne. Toutefois, le rapport relatif entre le temps mort et la constante de temps du procédé est un élément critique. Si l'ensemble de la vanne se trouve dans une boucle rapide où la constante de temps du procédé est proche du temps mort, celui-ci peut avoir une

influence remarquable sur les performances de la boucle. Dans ces boucles rapide, il est crucial de sélectionner l'équipement de contrôle dont le temps mort est le plus limité possible.

De même, du point de vue du réglage de la boucle, il est important que le temps mort soit relativement cohérent dans les deux sens de course de la vanne. Certaines conceptions de l'ensemble de la vanne peuvent avoir un temps mort de trois à cinq fois supérieur dans un sens de course par rapport à l'autre. Ce type de comportement est généralement provoqué par le comportement asymétrique de la conception du positionneur, et il peut limiter en grande mesure la capacité de régler la boucle et d'obtenir de meilleures performances générales.

#### 2.1.3.2 Temps dynamique

Au terme du temps mort, lorsque la vanne commence à répondre, le temps de réponse restant de la vanne est donné par le temps dynamique de l'ensemble de la vanne. Ce temps dynamique sera avant tout déterminé par les caractéristiques dynamiques de la combinaison positionneur/actionneur. Ces deux composants doivent être associés avec attention pour minimiser le temps de réponse total de la vanne. Dans un ensemble de vanne pneumatique par exemple, le positionneur doit avoir un gain pour minimiser le temps dynamique de l'ensemble de la vanne. Le gain est principalement issu de la phase d'amplification de puissance du positionneur. En d'autres termes, plus le relais du positionneur ou le distributeur à tiroir peut fournir rapidement un grand volume d'air à l'actionneur, plus le temps de réponse de la vanne sera court. Toutefois, cet amplificateur de puissance à gain élevé n'aura qu'un effet limité sur le temps mort, sauf si une bande morte est intentionnellement conçue pour limiter la consommation d'air statique. La conception de l'actionneur influe évidemment en large mesure sur le temps dynamique. Exemple : plus le volume de la chambre d'air de l'actionneur à remplir est important, plus le temps de réponse de la vanne est lent.

Temps de réponse de la vanne			
	Taille de la phase	T(d) secondes	T63 secondes
SPÉC. ENTECH TAILLE DE LA VANNE 4"	%	≤0,2	≤0,6
Vanne A (Fisher™ V150HD/1052(33)/3610J)			
Action de la vanne : Ouverture	2	0,25	0,34
Action de la vanne : Fermeture	-2	0,50	0,74
Action de la vanne : Ouverture	5	0,16	0,26
Action de la vanne : Fermeture	-5	0,22	0,42
Action de la vanne : Ouverture	10	0,19	0,33
Action de la vanne : Fermeture	-10	0,23	0,46
Vanne B			
Action de la vanne : Ouverture	2	5,61	7,74
Action de la vanne : Fermeture	-2	0,46	1,67
Action de la vanne : Ouverture	5	1,14	2,31
Action de la vanne : Fermeture	-5	1,04	2
Action de la vanne : Ouverture	10	0,42	1,14
Action de la vanne : Fermeture	-10	0,41	1,14
Vanne C			
Action de la vanne : Ouverture	2	4,4	5,49
Action de la vanne : Fermeture	-2	NR	NR
Action de la vanne : Ouverture	5	5,58	7,06
Action de la vanne : Fermeture	-5	2,16	3,9
Action de la vanne : Ouverture	10	0,69	1,63
Action de la vanne : Fermeture	-10	0,53	1,25
NR = No Response (pas de réponse)			

Figure 2.4 Récapitulatif du temps de réponse de la vanne

### 2.1.3.3 Solutions

Au premier abord, on pourrait penser que la solution serait de minimiser le volume de l'actionneur et de maximiser le gain de puissance dynamique du positionneur, mais c'est un peu plus compliqué. Cette combinaison de facteurs peut être dangereuse du point de vue de la stabilité. Si l'on reconnaît que la combinaison positionneur/actionneur est sa propre boucle de suivi, il est possible que le gain de la boucle positionneur/actionneur soit trop élevé pour utiliser la conception de l'actionneur, ce qui

provoque une oscillation instable de l'ensemble de la vanne. De plus, réduire le volume de l'actionneur a un effet indésirable sur le rapport poussée/friction, qui augmente la bande morte de l'ensemble de la vanne et donc le temps mort.

Si le rapport total poussée/friction n'est pas adapté à une application donnée, une option consiste à augmenter la capacité de poussée de l'actionneur en utilisant un actionneur de la taille suivante ou en augmentant la pression de l'actionneur. Ce rapport poussée/friction plus important réduit la bande morte,

ce qui devrait contribuer à réduire le temps mort de l'ensemble. Toutefois, ces deux alternatives entendent qu'un plus grand volume d'air est nécessaire à l'actionneur. La compensation est un effet possible qui porterait préjudice au temps de réponse de la vanne en augmentant le temps dynamique.

L'une des manières de réduire le volume de la chambre d'air de l'actionneur consiste à utiliser un actionneur à piston et non pas un actionneur à ressort et membrane, mais ce n'est pas la meilleure solution. Les actionneurs à piston disposent généralement d'une meilleure capacité de poussée que les actionneurs à ressort et membrane, mais ils ont également une plus grande friction, ce qui peut contribuer à provoquer des problèmes de temps de réponse de la vanne. Pour obtenir la poussée voulue avec un actionneur à piston, il faut généralement utiliser une pression d'air plus importante que celle d'un actionneur à membrane, car la surface du piston est moindre. Cela entend qu'un plus grand volume d'air est nécessaire, avec les effets négatifs que cela entend pour le temps dynamique. De plus, les actionneurs à piston, avec leur plus grand nombre de surfaces de guidage, tendent à avoir une plus grande friction au vu des difficultés d'alignement qui les caractérisent, ainsi que de la friction exercée par le joint torique. Ces problèmes de friction tendent à augmenter avec le temps. Quelle que soit la qualité initiale des joints toriques, ces matières élastomères se dégraderont avec le temps sous l'effet de l'usure et d'autres conditions environnementales. De la même façon, l'usure des surfaces de guidage augmentera la friction et l'appauvrissement de la lubrification. Ces problèmes de friction provoquent une plus grande bande morte de l'actionneur à piston, ce qui augmentera le temps de réponse de la vanne à travers le temps mort prolongé.

#### **2.1.3.4 Pression d'alimentation**

La pression d'alimentation de l'instrument peut elle aussi avoir un impact significatif sur les performances dynamiques de l'ensemble de la vanne. Elle peut par exemple influencer de manière importante sur le gain du positionneur, mais aussi sur la consommation générale d'air.

Les positionneurs à gain fixe ont généralement été optimisés pour une pression d'alimentation donnée. Toutefois, ce gain peut varier sous l'effet d'un facteur de un ou deux sur une petite gamme de pressions d'alimentation. Un positionneur qui a par exemple été optimisé pour une pression d'alimentation de 20 psig pourrait voir son gain réduit de moitié lorsque la pression d'alimentation passe à 35 psig

La pression d'alimentation influe également sur le volume d'air fourni à l'actionneur, ce qui détermine la vitesse. Elle est également directement liée à la consommation d'air. Là encore, les distributeurs à tiroir à gain élevé peuvent consommer jusqu'à cinq fois la quantité d'air nécessaire à des positionneurs à deux étages bien plus efficaces, qui utilisent des relais pour la phase d'amplification de puissance.

#### **2.1.3.5 Minimisation du temps mort**

Pour minimiser le temps mort de l'ensemble de la vanne, minimiser la bande morte de l'ensemble de la vanne, qu'elle soit due à la friction du joint de la vanne, à la friction de la garniture, à la torsion de l'arbre, à la conception de l'actionneur ou à celle du positionneur. La friction est une cause majeure de bande morte dans les vannes de régulation. Sur les vannes rotatives, la torsion de l'arbre peut également largement contribuer à la bande morte. Le type d'actionneur a lui aussi un impact important sur la friction de l'ensemble de régulation. En général, les actionneurs à ressort et membrane génèrent moins de friction sur l'ensemble de régulation que les actionneurs à piston. Comme indiqué, cela est dû à l'augmentation de la friction du joint torique du piston, à des problèmes d'alignement erroné et à une lubrification erronée.

La conception d'un positionneur à gain élevé peut provoquer une différence importante de la réduction de la bande morte. Cela peut également apporter une amélioration significative de la résolution de l'ensemble de la vanne. Les ensembles de vanne dont la bande morte et la résolution sont de 1% ou moins ne sont plus adaptés à de nombreux besoins de réduction de la variabilité du procédé. Nombre de procédés exigent que

l'ensemble de la vanne ait une bande morte et une résolution de 0,25%, en particulier lorsque l'ensemble de la vanne est installé sur une boucle de procédé rapide.

### 2.1.3.6 Temps de réponse de la vanne

L'un des éléments étonnants dans un grand nombre d'études effectuées dans le secteur sur le temps de réponse de la vanne a été le changement de point de vue quant aux actionneurs à ressort et membrane par rapport aux actionneurs à piston. Dans le domaine du procédé, on a longtemps pensé, à tort, que les actionneurs à piston sont plus rapides que les actionneurs à ressort et membrane. La recherche a montré que ce n'est pas vrai pour les petites modifications du signal.

Cette conviction erronée était due à de nombreuses années d'expérience dans les essais visant à examiner le temps de course des vannes. Un essai de temps de course est normalement réalisé en soumettant l'ensemble de la vanne à un changement de phase de 100% du signal d'entrée et en mesurant le temps nécessaire à l'ensemble de la vanne pour terminer sa course complète dans les deux sens.

Bien que les vannes actionnées par un piston ne présentent généralement pas un temps de course plus rapide que la plupart des vannes actionnées par ressort et membrane, ce test n'indique pas les performances de la vanne dans une situation de contrôle de procédé représentative où, dans les applications de contrôle du procédé normales, il est rarement demandé à la vanne de parcourir la totalité de sa plage de fonctionnement. En général, la vanne ne doit répondre que dans une plage de 0,25% à 2% de la position de la vanne. L'essai massif des vannes a montré que les ensembles de vannes à ressort et membrane sont largement plus performants que les vannes actionnées par un piston lorsqu'il s'agit de petits changements du signal, ce qui est plus représentatif des applications de contrôle de régulation du procédé. Une friction supérieure sur l'actionneur à piston est l'un des facteurs qui portent à les rendre moins réactives aux petits signaux que les actionneurs à ressort et membrane.

Il n'est pas facile de sélectionner la vanne, l'actionneur et le positionneur adéquats. Il ne s'agit pas simplement de trouver une combinaison qui soit physiquement compatible. Un bon jugement en termes d'ingénierie doit prendre en considération l'aspect pratique du dimensionnement et de la sélection de l'ensemble de la vanne pour obtenir les meilleures performances dynamiques de la boucle.

La Figure 2.4 illustre les différences importantes du temps mort et du temps de réponse T63 général provoquées par les différences de la conception de l'ensemble de la vanne.

### 2.1.4 Type de vanne et caractérisation

Le type de vanne utilisée et son dimensionnement peuvent avoir un impact important sur les performances de l'ensemble de régulation du système. Si le dimensionnement de la vanne doit suffire à faire passer le débit dans toutes les situations possibles, une vanne qui est trop grande pour l'application porte préjudice à l'optimisation du procédé.

La capacité de débit de la vanne est également liée au type de vanne, c'est pourquoi il s'agit de connaître ses caractéristiques inhérentes. Les caractéristiques inhérentes sont la relation entre la capacité de débit de la vanne et la course de la vanne lorsque la baisse de pression différentielle de la vanne est constante.

Ces caractéristiques sont généralement représentées sur une courbe où l'axe horizontal indique le pourcentage de course et l'axe vertical indique le pourcentage de débit (ou  $C_v$ ). Le débit de la vanne dépendant de la course de la vanne et de la chute de pression dans la vanne, il est d'usage d'effectuer des essais des caractéristiques inhérentes à la vanne à une chute de pression constante. Dans la pratique, cette situation n'est pas normale, mais elle fournit une manière dynamique de comparer les caractéristiques de deux vannes.

Dans des conditions spécifiques de chute de pression constante, le débit de la vanne ne devient qu'une fonction de la course de la vanne et la conception inhérente de l'équipement interne de la vanne. Ces caractéristiques sont appelées caractéristiques de débit inhérentes de la vanne. Les caractéristiques type d'une vanne établies de cette manière sont dites linéaires, à égal pourcentage et à ouverture rapide.

Le taux de changement incrémentiel du débit de la vanne (sortie) par rapport à l'incrément correspondant de la course de la vanne (entrée) qui a provoqué le changement de débit est appelé le gain de la vanne.

$$\text{Gain inhérent de la vanne} = \frac{\text{Modification du débit}}{\text{Changement de course}} = \text{Pente de la courbe de caractéristique inhérente}$$

La caractéristique linéaire présente un gain inhérent de la vanne constant sur toute sa plage, et la caractéristique d'ouverture rapide présente un gain inhérent de la vanne supérieur à l'extrémité inférieure de la plage de course. Le gain inhérent de la vanne supérieur pour une vanne à égal pourcentage est à l'ouverture maximum de la vanne.

La caractéristique inhérente est une fonction inhérente de la géométrie de passage du débit et elle ne change pas tant que la chute de pression reste constante. De nombreuses conceptions de vanne, en particulier les vannes à boisseau sphérique rotatives, les vannes papillon et les vannes à clapet excentré, présentent des caractéristiques inhérentes qui ne peuvent pas être facilement modifiées. Toutefois, la plupart des robinets à soupape sont munis d'une sélection de cages de vanne ou de clapets qui peuvent être interchangeables afin de modifier la caractéristique de débit inhérente.

Il est utile de connaître la caractéristique inhérente de la vanne, mais la caractéristique la plus importante pour l'optimisation du procédé est la caractéristique du débit installé de l'ensemble du procédé, y compris la vanne et le reste de l'équipement de la boucle. La caractéristique du débit installé est définie par le rapport entre le débit qui traverse la vanne et l'entrée de l'ensemble de la vanne lorsque la vanne est installée dans un système spécifique, et la chute de pression à travers la vanne peut changer naturellement au lieu d'être maintenue à une valeur constante. La courbe supérieure de la Figure 2.5. illustre la caractéristique du débit installé. Le débit indiqué sur cette figure est en relation avec la course de la vanne plus connue, et non pas avec l'entrée de l'ensemble de la vanne.

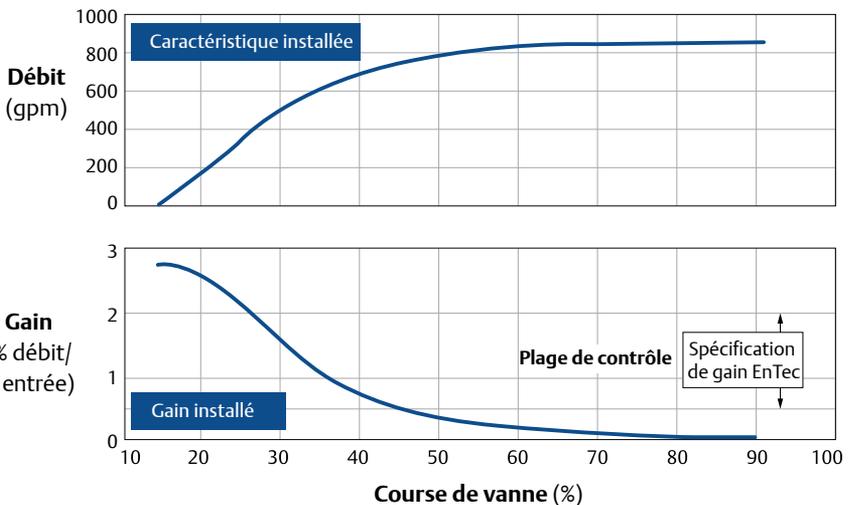


Figure 2.5 Caractéristiques du débit installé et gain

### 2.1.4.1 Gain installé

Le gain installé, illustré par la courbe inférieure de la Figure 2.5, est une représentation de la pente de la courbe supérieure en chaque point. Les courbes de caractéristiques du débit installé peuvent être obtenues en laboratoire, en faisant fonctionner toute la boucle selon le point de consigne nominal et sans interférences de charge. La boucle est mise en fonctionnement manuel, le débit est mesuré et enregistré à mesure que l'entrée de l'ensemble de régulation est manuellement amenée à sa plage de course complète. La partie supérieure de la Figure 2.5 est une représentation des résultats qui forment la courbe de la caractéristique du débit installé. La pente de cette courbe de débit est ensuite évaluée à chaque point de la courbe et marquée comme le gain installé, comme illustré sur la partie inférieure de la Figure 2.5.

Les valeurs du gain de procédé installé mesurées sur le terrain peuvent également être relevées sur un seul point de fonctionnement à l'aide des essais sur la phase de la boucle ouverte (Figure 2.3). Le gain de procédé installé à une condition opératoire, quelle qu'elle soit, est simplement le rapport entre le pourcentage de changement de la sortie (débit) et le pourcentage de changement du signal d'entrée de l'ensemble de la vanne.

La raison de la caractérisation du gain inhérent de la vanne à différentes conceptions d'équipement interne de la vanne permet de compenser d'autres changements de gain dans la boucle de contrôle. L'objectif final est de maintenir le gain de boucle, qui est raisonnablement uniforme sur l'ensemble de la plage de fonctionnement, afin de garder une caractéristique du débit installé relativement linéaire pour le procédé. Au vu de la manière dont elle est mesurée, la caractéristique du débit installé et le gain installé illustrés à la Figure 2.5 sont réellement le gain installé et la caractéristique de débit de l'ensemble du procédé.

En général, le gain de l'unité contrôlée change en fonction du débit. Le gain d'une cuve sous pression tend par exemple à diminuer avec le rendement. Dans ce cas, l'ingénieur chargé du contrôle du procédé pourrait vouloir utiliser une vanne à égal pourcentage dont le gain augmente avec le débit. Idéalement, ces deux relations inverses devraient s'équilibrer pour assurer une caractéristique du débit installé plus linéaire pour l'ensemble du procédé.

### 2.1.4.2 Gain de boucle

Théoriquement, une boucle est réglée de manière à assurer des performances optimales à un point de consigne de débit. Le débit variant autour de ce point de consigne, il convient de garder le gain de boucle le plus constant possible pour maintenir des performances optimales. Si le gain de boucle change à cause d'une caractéristique inhérente de la vanne, il ne compense pas exactement le gain changeant de l'unité contrôlée et le gain de boucle changera en fonction de la variation du gain de procédé installé. En conséquence, l'optimisation du procédé devient plus difficile. Le gain de boucle risque également de changer suffisamment pour provoquer l'instabilité, limiter le cycle ou d'autres difficultés dynamiques.

Le gain de boucle ne devrait pas varier de plus de 4:1 ; au-delà, les performances dynamiques de la boucle pourraient devenir inacceptables. Ce taux spécifique n'a rien de magique ; c'est simplement un élément sur lequel de nombreux spécialistes du contrôle s'accordent pour dire qu'il produit une plage acceptable de marges de gain dans la plupart des boucles de contrôle du procédé.

Ces lignes directrices constituent la base de la spécification de limite de gain EnTech suivante (*tirée de la Spécification dynamique de la vanne de contrôle, Version 3.0, novembre 1998, EnTech Control Inc., Toronto, Ontario, Canada*):

Gain de procédé de la boucle =  $1,0$  (% de l'étendue du transmetteur)/(% sortie du contrôleur)

Plage nominale : 0,5-2,0  
(Remarque Proportion de 4-à-1)

Cette définition du procédé de la boucle comprend tous les dispositifs de la configuration de la boucle, à l'exception du contrôleur. En d'autres termes, le produit des gains de dispositifs tels que l'ensemble de régulation, l'échangeur de chaleur, la cuve sous pression et d'autres systèmes contrôlés, la pompe, le transmetteur, etc. est le gain de procédé. La vanne étant une partie du procédé de la boucle tel qu'il est défini ici, il est important de sélectionner un type et un dimensionnement de vanne qui produira une caractéristique du débit installé suffisamment linéaire pour rester dans les limites de gain spécifiées sur une plage de fonctionnement du système. Si la variation de gain qui se produit dans la vanne de régulation est trop importante, elle laisse moins de flexibilité au réglage du contrôleur. Dans la pratique, il convient de garder autant de gain de boucle que possible dans le contrôleur.

Bien que le taux de 4:1 de changement de gain dans la boucle soit largement accepté, tout le monde n'est pas d'accord sur les limites de gain de 0,5 à 2,0. Certains experts du secteur utilisent des limites de gain du procédé de la boucle de 0,2 à 0,8, ce qui correspond toujours à 4:1. Le danger potentiel inhérent à l'utilisation de cette plage de gain réduite est que l'extrémité basse de la plage de gain pourrait provoquer un battement important de la vanne durant le fonctionnement normal. Il convient de

maintenir le battement de la vanne à moins de 5%. Toutefois, laisser le gain trop augmenter comporte également un risque. La boucle peut commencer à osciller, voire devenir instable, si le gain de boucle est trop élevé en un certain point de la course. Pour assurer de bonnes performances dynamiques et la stabilité de la boucle sur une vaste plage de conditions opératoires, les experts du secteur recommandent d'ingénieriser l'équipement de la boucle de telle façon que le gain de procédé reste dans une plage comprise entre 0,5 et 2,0.

### 2.1.4.3 Optimisation du procédé

L'optimisation du procédé requiert de choisir un type et un dimensionnement de vanne qui maintiendront le gain de procédé dans la plage de limite de gain sélectionnée qui couvre le plus grand nombre possible de conditions opératoires. Minimiser la variabilité du procédé dépend du fait que l'on maintienne un gain installé uniforme, c'est pourquoi la plage sur laquelle la vanne peut fonctionner, dans les limites de spécification de gain acceptables, est définie comme la plage de contrôle de la vanne.

La plage de contrôle d'une vanne varie largement en fonction du type de vanne. La Figure 2.6 compare une vanne papillon linéaire à un robinet à soupape linéaire. Le robinet à soupape présente une plage de

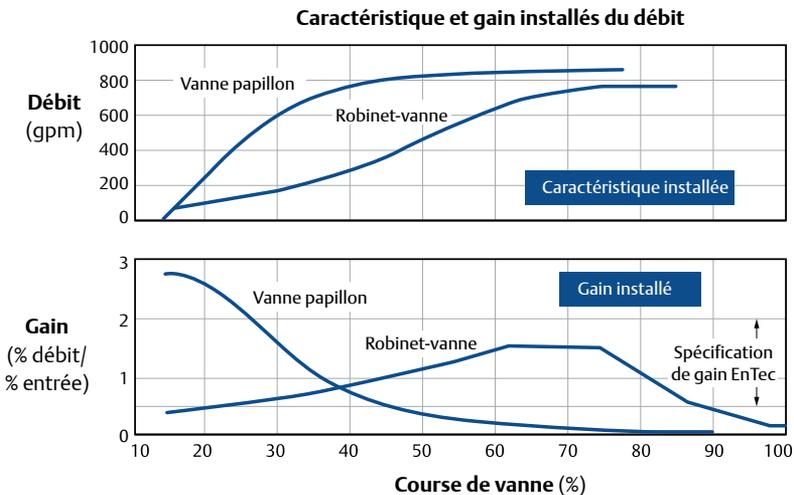


Figure 2.6 Effet du type de vanne sur la plage de contrôle

contrôle bien plus étendue que la vanne papillon. Les autres types de vannes, comme les vannes à boisseau sphérique à encoche en V et les vannes à clapet excentré, sont généralement placés quelque part entre ces deux plages.

Les vannes papillon ayant généralement la plage de contrôle la plus limitée, elles sont plus adaptées aux applications à charge fixe. De plus, elles doivent être soigneusement dimensionnées pour assurer des performances optimales avec des charges fixes.

Si la caractéristique inhérente de la vanne pouvait être sélectionnée de manière à compenser exactement le changement de gain du système en fonction du débit, on pourrait s'attendre à ce que le gain de procédé installé (courbe inférieure) soit essentiellement une ligne droite d'une valeur de 1,0.

Malheureusement, il est rarement possible d'obtenir une correspondance aussi précise du gain, au vu des limites logistiques imposées par la fourniture d'une variété infinie de caractéristiques inhérentes à l'équipement interne de la vanne. De plus, certains types de vannes, comme les vannes papillon et les vannes à boisseau sphérique, ne permettent pas de disposer d'alternatives d'équipement interne grâce auxquelles il serait facile de modifier la caractéristique inhérente à la vanne.

Cette situation peut être améliorée par l'utilisation d'une échelle non linéaire entre le point de consigne de la vanne et sa position. Cette technique re-dimensionne le signal d'entrée de la vanne en utilisant le signal du contrôleur linéaire et en appliquant un tableau de valeurs pré-programmées pour produire l'entrée de vanne nécessaire à atteindre la caractéristique voulue pour la vanne. Cette technique est parfois appelée chemin avant ou caractérisation du point de consigne.

Cette caractérisation se produit à l'extérieur de la boucle de retour du positionneur, et elle évite de modifier le gain de boucle du positionneur. Cette méthode a elle aussi ses limites dynamiques. Par exemple, en certains points de la plage de la vanne un changement du signal de procédé de 1,0% peut être réduit à 0,1% de changement de signal transmis à la vanne (c'est-à-dire dans les régions plates de

la courbe de caractérisation) grâce à ce processus de caractérisation. De nombreuses vannes de régulation ne sont pas en mesure de répondre aux changements de signal aussi réduits.

Les meilleures performances du procédé sont obtenues lorsque les caractéristiques du débit requises sont obtenues par des changements de l'équipement interne de la vanne et non pas par l'utilisation d'une caractérisation non linéaire. La bonne sélection de la vanne de régulation conçue pour produire des caractéristiques de débit installé raisonnablement linéaires sur la plage de fonctionnement du système est une phase critique pour assurer les performances optimales du procédé.

### 2.1.5 Dimensionnement de la vanne

Un surdimensionnement des vannes se produit parfois lorsque l'on essaie d'optimiser les performances du procédé en réduisant la variabilité du procédé. C'est la conséquence de l'utilisation de vannes linéaires, en particulier de vannes rotatives haute capacité, ou de l'ajout conservatoire de multiples facteurs de sécurité à différentes phases de la conception du procédé.

Surdimensionner la vanne est néfaste pour la variabilité du procédé, de deux manières différentes. En premier lieu, une vanne surdimensionnée donne trop de gain à la vanne, ce qui laisse moins de flexibilité pour régler le contrôleur. Les meilleures performances sont obtenues lorsque la plupart du gain de boucle est dû au contrôleur.

Sur la courbe de gain de la Figure 2.5, remarquez que le gain de procédé est relativement élevé dans la région qui se trouve à moins de 25% environ de la course de la vanne. Si la vanne est surdimensionnée, la rendre plus apte à fonctionner dans cette région (ou près d'elle), entend que le gain du contrôleur devra être réduit afin d'éviter les problèmes d'instabilité de la boucle. Cela entend évidemment pénaliser la variabilité du procédé.

La seconde manière dont les vannes surdimensionnées préjudicient la variabilité du procédé est qu'une vanne surdimensionnée fonctionnera probablement plus souvent aux ouvertures plus réduites de la vanne, où la friction du joint peut être plus

importante, en particulier dans les vannes rotatives. Une vanne surdimensionnée produisant un changement de débit disproportionné pour l'incrément donné de la course de la vanne, ce phénomène peut largement exagérer la variabilité du procédé associée à la bande morte provoquée par la friction.

Quelle que soit la caractéristique inhérente réelle de la vanne, une vanne extrêmement surdimensionnée tend à agir plus comme une vanne à ouverture rapide, ce qui provoque un gain de procédé installé élevé dans les régions de levage limité (Figure 2.5). De plus, lorsque la vanne est surdimensionnée, elle tend à atteindre la capacité du système à une course relativement faible, ce qui aplatit la courbe lorsque la course de la vanne est plus élevée (Figure 2.5). Lorsque la vanne se déplace de 50 degrés environnement, elle est totalement inefficace aux fins du contrôle, car le gain de processus est proche de zéro et la vanne doit être soumise à de grands changements de course pour des modifications limitées du débit. Par conséquent, il est fort peu probable d'atteindre une variabilité de procédé acceptable dans cette région.

La vanne illustrée à la Figure 2.5 est totalement erronée dans cette application, car sa plage de contrôle est extrêmement limitée (de 25 à 45 degrés environ). Cette situation s'est produite parce qu'une vanne papillon linéaire a été choisie, principalement parce qu'elle est économique, sans accorder aucune considération à la perte de profit due au sacrifice de la variabilité du procédé engendrée par les faibles performances dynamiques de la vanne de régulation.

Cette situation est malheureusement fréquente. Les études sur le contrôle du procédé montrent que dans certains domaines, la majorité des vannes utilisées dans les boucles de contrôle de procédé sont surdimensionnées pour l'application concernée. Bien que cela semble illogique, il est souvent plus intéressant du point de vue économique de choisir une vanne de régulation adaptée aux conditions présentes, puis de la remplacer lorsque les conditions changent.

Lors du choix d'une vanne, il est important de considérer le type de vanne, la caractéristique inhérente et la taille qui assureront la plus grande plage de contrôle possible pour l'application.

Pour plus d'informations quant au dimensionnement, se reporter au Chapitre 5. ■

## 2.2 Résultats économiques

La prise en compte des facteurs illustrés dans le chapitre présent peut avoir un impact énorme sur les résultats d'un système. De plus en plus souvent, les utilisateurs d'une vanne de régulation se concentrent sur les paramètres de performance dynamique tels que la bande morte, les temps de réponse et le gain installé (dans les conditions de charge actuelles du procédé) comme moyen d'améliorer les performances de la boucle de procédé. Bien qu'il soit possible de mesurer un grand nombre de ces paramètres de performances dynamiques dans une boucle ouverte, leur impact devient évident lorsque l'on mesure les performances à boucle fermée. Les résultats des essais en boucle fermée illustrés à la Figure 2.7 montrent la capacité de ces trois différentes vannes de réduire la variabilité du procédé dans différentes conditions de réglage.

Ce diagramme représente la variabilité du procédé en pourcentage de la variable du point de consigne par rapport à la constante de temps en boucle fermée, qui est une mesure du réglage de la boucle.

La ligne horizontale marquée « manuel » montre combien la variabilité est inhérente dans la boucle lorsqu'aucune tentative de la contrôler n'est faite (boucle ouverte). La ligne qui descend vers la gauche, marquée « variabilité minimum », représente les performances dynamiques calculées d'un ensemble de vanne idéal (sans non-linéarités). Tous les véritables ensembles de vanne devraient normalement figurer entre ces deux conditions

Toutes les vannes ne fournissent pas les mêmes performances dynamiques, bien qu'elles répondent toutes théoriquement aux performances statiques des spécifications d'achat et qu'elles soient considérées comme des vannes équivalentes (Figure 2.7). À la Figure 2.7, la vanne A ne suit pas bien la tendance de la ligne de variabilité minimum

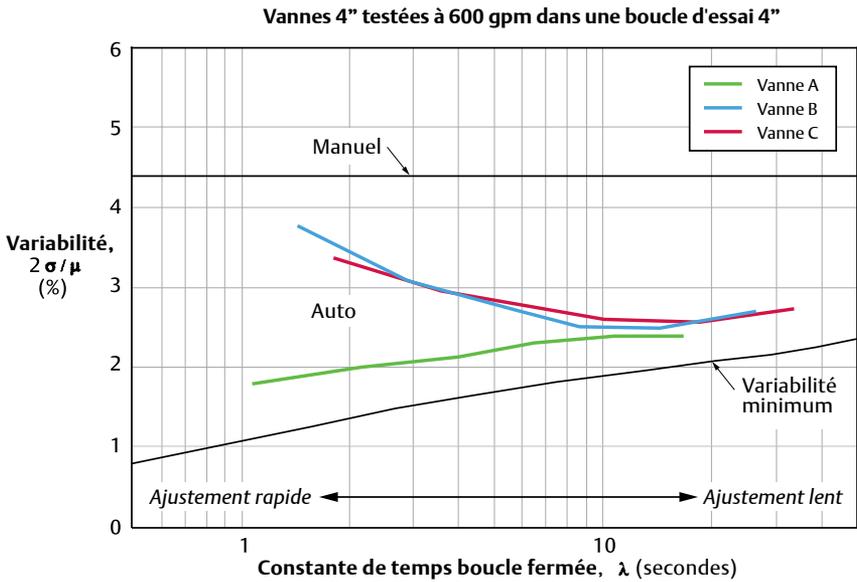


Figure 2.7 Récapitulatif des interférences de charge aléatoires de la boucle fermée

sur une grande plage de réglages du contrôleur. Cette vanne affiche d'excellentes performances dynamiques avec une variabilité minimum. À l'opposé, la conception des vannes B et C ne s'adaptent pas aussi bien et leur variabilité augmente lorsque le système est réglé de manière plus agressive pour réduire les constantes de temps en boucle fermée.

Ces trois conceptions de vannes peuvent contrôler le procédé et réduire la variabilité, mais deux ne le font pas aussi bien que la troisième. Pensez à ce qu'il pourrait se passer si la vanne B moins performante était remplacée par la vanne A plus performantes et que le système était réglé à une constante de temps de 0,2 secondes en boucle fermée.

Les données de l'essai donneraient une amélioration de 1,4% de la variabilité du procédé. Cela ne semble pas grand chose, mais les résultats dans le temps peuvent être impressionnants. Une vanne qui peut produire une telle amélioration à chaque minute de la journée peut économiser une grande somme chaque année.

Dans cet exemple, les performances de la meilleure vanne montrent clairement qu'un ensemble de régulation supérieur peut avoir

un impact économique considérable. Cet exemple n'illustre qu'une manière dont une vanne de régulation peut augmenter les profits en assurant un contrôle plus précis. Réduire les frais liés à l'énergie, augmenter le rendement, réduire les frais de re-traitement des produits hors-spécifications, etc. sont autant d'atouts due à une bonne vanne de régulation pour augmenter les résultats économiques en assurant un meilleur contrôle. Bien que la dépense initiale puisse être plus importante pour la meilleure vanne de régulation, les quelques sous dépensés en plus pour une vanne de régulation bien ingénierisée peuvent largement augmenter le retour sur l'investissement. Ce coût initial plus élevé de la vanne peut être récupéré en quelques jours.

En conséquence, les industries du procédé sont devenues de plus en plus conscientes du fait que les ensembles de vanne de régulation jouent un rôle important dans les performances de la boucle/l'unité/l'usine. Elles se sont également aperçues du fait que les méthodes traditionnelles de spécification d'un ensemble de vannes ne sont plus aptes à assurer les avantages de l'optimisation du procédé. S'ils sont importants, les indicateurs de performances statiques tels que la

capacité du débit, les fuites, la compatibilité des matériaux et les données des performances en atelier ne sont pas suffisamment adaptés pour gérer les caractéristiques dynamiques des boucles de contrôle d'un procédé. ■

## 2.3 Essais de performance Signature Series

Les essais de performance Signature Series du logiciel ValveLink™ réalisés en usine sont disponibles pour tout ensemble de vanne de régulation Fisher comprenant un contrôleur numérique de vanne FIELDVUE™, et peuvent servir de point de départ pour un programme de maintenance des vannes de régulation.



Figure 2.8 Effet du type de vanne sur la plage de contrôle

Les essais de performance Signature Series créent une référence de contrôle des performances d'une vanne assemblée avant qu'elle soit expédiée. Cette référence constitue un point de départ pour une éventuelle comparaison future des données, permettant ainsi à l'utilisateur de surveiller l'état de fonctionnement de la vanne de régulation et d'optimiser les performances de cette dernière.

Lorsque les essais sont commandés avec une vanne de régulation équipée d'un instrument FIELDVUE, l'usine utilise la capacité de diagnostic du logiciel ValveLink pour tester minutieusement chaque ensemble de vanne dans le cadre de son assemblage final.

### 2.3.1 Signature Series 1

Dans le cadre du niveau d'essai Signature Series 1, l'utilisateur reçoit les éléments suivants :

- Afficheur de configuration de l'instrument
- Moniteur d'état (50 % de la course)
- Fiche technique de la vanne
- Signature de la vanne, telle qu'enregistrée à partir de l'entrée allant de -5 à 105 % (le temps d'analyse pour cet essai dépend de la taille de l'actionneur)
- Courbe d'intervalle d'erreur dynamique, telle qu'enregistrée à partir de l'entrée allant de -5 à 105 % (le temps d'analyse pour cet essai dépend de la taille de l'actionneur)
- Signal d'entraînement, tel qu'enregistré à partir de l'entrée allant de -5 à 105 % (le temps d'analyse pour cet essai dépend de la taille de l'actionneur)
- Résultats des essais Signature Series transmis par voie électronique par le service commercial d'Emerson

### 2.3.2 Signature Series 2

En plus des informations de la Signature Series 1, l'utilisateur reçoit les éléments suivants :

- Essai de performance par incrément
- Moniteur d'état (0, 25, 50, 75, 100 %)
- Résultats des essais Signature Series transmis par voie électronique par le service commercial d'Emerson

### 2.3.3 Signature Series 3

Les essais Signature Series 3 comprennent les essais Series 1 et 2 spécifiés par l'utilisateur et permettent de modifier librement les points limites ou les temps d'analyse. Cette capacité permet à l'utilisateur d'adapter les essais aux exigences spécifiques ou aux besoins du procédé.

**Comparaison des données :** Si une vanne de régulation est équipée d'un instrument FIELDVUE doté d'une capacité de diagnostic, une fois la vanne mise en service, le logiciel ValveLink peut être utilisé pour exécuter les mêmes essais que ceux réalisés en usine. En important les données Signature Series dans le logiciel ValveLink, l'utilisateur peut ensuite comparer les performances en sortie d'usine avec l'état de fonctionnement actuel de la

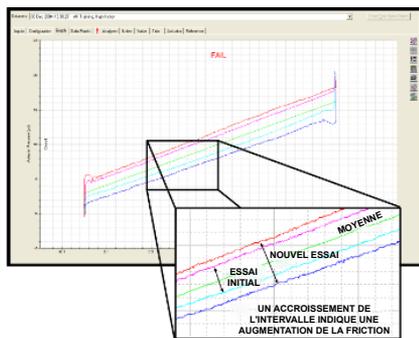


Figure 2.9 Comparaison des données

vanne. Les données actuelles peuvent être comparées aux données de référence pour identifier rapidement les problèmes, comme le montre la Figure 2.9.

**Disponibilité des essais Signature Series :**

Les essais Signature Series sont disponibles pour toutes les vannes de régulation Fisher. Pour commander des essais Signature Series, préciser les exigences relatives aux essais Signature Series au moment de la commande d'une vanne de régulation Fisher.

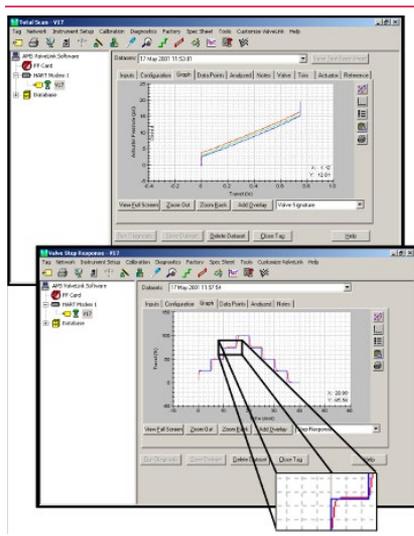


Figure 2.10 Logiciel ValveLink

**Avantages des essais Signature Series :**

La réalisation d'un test de diagnostic avec le logiciel ValveLink fournit une analyse des paramètres de fonctionnement de la vanne de régulation, comme le montre la Figure 2.10. Les utilisateurs peuvent bénéficier des avantages des essais Signature Series en contactant un bureau commercial Emerson. Préciser les exigences relatives aux essais Signature Series lors de la commande. Emerson peut fournir les données de diagnostic nécessaires pour maintenir les vannes à un niveau de performance optimal. ■

## 2.4 Récapitulatif

L'ensemble de régulation joue un rôle extrêmement important dans la production des meilleures performances possibles de la boucle de contrôle. Optimiser le procédé, c'est optimiser l'ensemble du procédé, pas simplement les algorithmes de contrôle utilisés dans l'équipement de la salle de contrôle. La vanne est dite « élément de contrôle final » car l'ensemble de régulation est le point où le contrôle du procédé est mis en œuvre. Il est inutile d'installer une stratégie de contrôle du procédé élaborée et un système d'instrumentation matériel qui peut contrôler le procédé jusqu'à 0,5%, voire plus, puis d'appliquer à cette stratégie de contrôle une vanne de régulation de 5% ou plus. Les audits effectués sur des milliers de boucles de contrôle de procédé ont montré sans conteste que le rôle de l'élément de contrôle final est crucial pour optimiser réellement le procédé. Le profit augmente lorsqu'une vanne de régulation a bien été ingénierisée pour son application.

Les vannes de régulation sont des produits sophistiqués, hautement technologiques, et elles ne doivent pas être considérées comme des banalités. Bien que les spécifications des vannes traditionnelles aient un rôle important, les spécifications doivent également tenir compte des caractéristiques de performances dynamiques réelles si le résultat attendu est réellement l'optimisation du procédé. Ces spécifications doivent impérativement comprendre des paramètres tels que la bande morte, le temps mort, le temps de réponse, etc.

Enfin, l'optimisation du processus commence et finit par l'optimisation de l'ensemble de la boucle. Les parties d'une boucle ne peuvent pas être considérées individuellement pour obtenir des performances coordonnées de l'ensemble de la boucle. De même, les performances d'une partie de la boucle uniquement ne peuvent pas être évaluées de manière isolée. Les essais isolés, comme ceux qui sont effectués en atelier, à vide, ne fourniront pas les informations quant aux performances qui sont obtenues en testant le matériel dans ses conditions de procédé réelles. ■



# Chapitre 3

## Types de vannes et d'actionneurs



## 3.1 Types de vannes de régulation

La vanne de régulation régule le débit du fluide en fonction du changement de position de l'obturateur de la vanne obtenu sous l'effet de la force de l'actionneur. Pour ce faire, la vanne doit :

- Retenir le fluide sans laisser passer de fuites ;
- Avoir la capacité adaptée à l'usage prévu ;
- Résister à l'érosion, à la corrosion et à l'influence de la température du procédé ; et
- Incorporer les raccords adaptés aux conduits adjacents ; l'accessoire de l'actionneur doit assurer la transmission de la poussée de l'actionneur à la tige ou à l'arbre de la vanne.

Un grand nombre de corps de vannes de régulation a été développé dans le temps. Certains sont adaptés à de nombreuses applications, tandis que d'autres répondent à des conditions de fonctionnement spécifiques et sont utilisés moins fréquemment. Le récapitulatif suivant décrit certains types de corps de vanne les plus communément utilisés actuellement. ■

### 3.1.1 Robinets à soupape

#### 3.1.1.1 Corps de vanne à une voie

- Le corps de vanne à une voie est le plus commun, et sa construction est simple.
- Les vannes à une voie peuvent être de différentes formes : à soupape, d'équerre, à barre, forgée et de répartition.
- Un grand nombre de corps de vanne à un siège emploient une cage ou ont une forme qui permet de retenir la bague de siège, de guider le clapet de la vanne et d'assurer des caractéristiques de débit données.
- Les corps de vanne à un siège, à cage ou équipés d'un système de retenue peuvent également être facilement modifiés, en changeant les pièces de l'équipement interne afin de modifier les caractéristiques du débit ou de fournir un débit réduit, d'atténuer le bruit, de réduire ou d'éliminer la cavitation.

- Les vanne d'équerre (Figure 3.1) sont communément utilisées pour l'eau qui alimente les chaudières et le système de vidange des radiateurs, ainsi que dans les configurations de conduits où la place est un élément fondamental et que la vanne peut également servir de coude. La vanne illustrée est à cage. D'autres peuvent avoir des raccords de sortie élargis, un équipement interne restreint, ou une protection de sortie qui permet de réduire les dommages dus à l'érosion, la détente ou la cavitation.

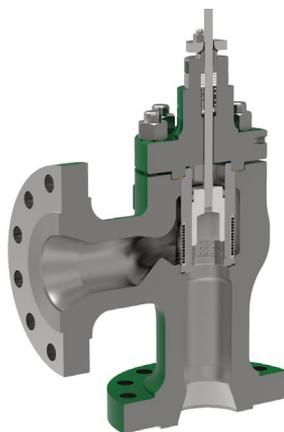


Figure 3.1 Corps de vanne de régulation d'angle, à bride

- Les corps de vanne en alliage sont souvent recommandés pour les applications dans des conditions très corrosives (voir la Figure 3.2). Ils peuvent être à barre, moulés ou forgés. Lorsque des alliages en métal exotique sont nécessaires pour assurer la résistance à la corrosion, un corps de vanne à barre est parfois moins coûteux qu'un corps de vanne moulé. Il est également possible d'utiliser une vanne recouverte d'un revêtement polymère.
- Les vannes haute pression sont souvent utilisées dans les domaines des hydrocarbures et de la génération d'énergie et elles sont disponibles conformes à la norme CL4500 ou API 10,000. Il peut s'agir de robinet à soupape ou d'équerre, et ils ont souvent un équipement interne spécial en option pour les applications contraignantes.

- Les robinets à soupape haute pression guidés par une tige sont souvent utilisés pour la production de gaz et de pétrole. Les variations disponibles comprennent les chapeaux filetés et les coudes de drainage automatique. Des versions à bride sont disponibles pour les valeurs correspondant à la Classe 2500.

### 3.1.1.2 Corps de vannes à guidage postérieur et guidage par le passage

Méthodes de guidage postérieur et par le passage dans une vanne GX en fonction de la taille de la vanne

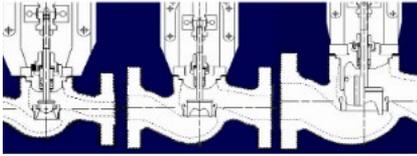


Tableau spécifiant les différentes méthodes de guidage selon les tailles.

Guidage par la tige	Guidage par le passage	Guidage par le chapeau
Diamètre de 1/2" à 1"	Diamètre de 1 1/2" à 4"	Diamètre de 3" à 6"
Clapet guidé par la tige	Clapet guidé par le passage	Clapet guidé par le chapeau
Clapet non équilibré	Clapet non équilibré	Clapet non équilibré et équilibré

- Ils sont généralement indiqués pour les applications qui ont des exigences d'arrêt très strictes. Ils emploient des surfaces de logement métal-sur-métal ou des logements souples de PTFE ou d'autres compositions de matériaux qui constituent le joint. Ils peuvent gérer la plupart des exigences de service.
- Un fluide sous haute pression chargeant généralement toute la surface du passage, la force déséquilibrée générée doit être prise en compte lors du choix des actionneurs pour les corps de vanne à guidage postérieur ou par le passage.
- Bien qu'elles soient plus communes en petite taille, les vannes à guidage postérieur ou par le passage peuvent souvent être utilisées en taille NPS 4-8 (DN 100-200) avec des actionneurs à grand effet.
- Elles peuvent être sujettes à des vibrations en cas de haute pression, il s'agit donc de faire attention à ce point lors de la conception.

La Figure 3.3 illustre l'un de ces types les plus communs de corps de vanne de régulation à guidage postérieur et à robinet. Ils sont largement employés dans les applications de contrôle de procédé, en particulier NPS 1-4 (DN 20-100). Le sens normal du débit est le plus souvent vers le haut, à travers la bague de siège.



Figure 3.2 Vanne de régulation monobloc

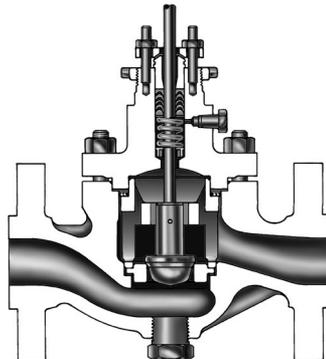


Figure 3.3. Corps de robinet à soupape à une voie

### 3.1.1.3 Corps de vanne à cage

L'équipement interne à cage (Figure 3.4) assure le guidage du clapet de la vanne, la retenue de la bague de siège et la caractérisation du débit.

De plus, un grand nombre de matériaux et de types de garniture sont disponibles pour assurer l'étanchéité entre la partie supérieure du diamètre extérieur du clapet de la vanne et l'orifice de la cage, afin de limiter les fuites de fluide sous haute pression en amont vers le système basse pression en aval. Dans les conceptions équilibrées, la pression en aval agit sur le côté supérieur et inférieur du clapet de la vanne, ce qui annule la plupart de la force statique déséquilibrée. La réduction de la force déséquilibrée permet le fonctionnement de la vanne avec de plus petits actionneurs que ceux qui sont nécessaires pour les équipements internes déséquilibrés. La possibilité de changer l'équipement interne permet de choisir différentes caractéristiques de débit, comme l'atténuation du bruit, l'anti-cavitation ou d'autres éléments lorsque le fonctionnement est contraignant. Pour la plupart des conceptions d'équipement interne disponible, le sens du débit passe à travers les ouvertures de la cage et descend à travers la bague de siège. Toutefois, l'équipement interne visant à atténuer le bruit entend généralement un débit vers le haut. Il est disponible en différentes combinaisons de matériel, en tailles NPS 36 (DN 900) et à une pression allant jusqu'à la Classe 4500 ou API 10,000.

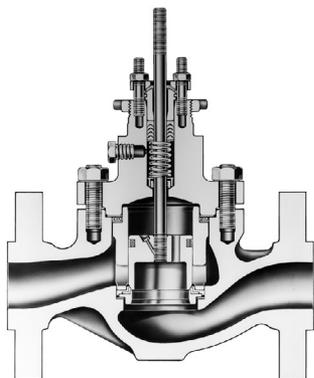


Figure 3.4 Corps de vanne avec équipement interne à cage, clapet de vanne équilibré et joint souple

### 3.1.1.4 Corps de vanne à deux voies

- Le secteur s'est massivement détourné des vannes à deux voies.
- La force dynamique exercée sur le clapet tend à être équilibrée puisque le débit tend à ouvrir une voie et fermer l'autre.
- Les forces dynamiques réduites qui agissent sur le clapet peuvent permettre de choisir un plus petit actionneur que ce qui serait nécessaire avec un corps de vanne déséquilibré à une voie de même capacité.
- Les corps sont généralement fournis uniquement en NPS 4 (DN 100) ou plus.
- Les corps ont généralement une plus grande capacité que les vannes à une voie de la même dimension linéaire.
- Un grand nombre de corps de vanne à deux voies peuvent être inversés, ce qui permet d'appliquer la méthode PDTO (appuyer pour ouvrir) ou PDTC (appuyer pour fermer, voir Figure 3.5).
- Le siège métal-sur-métal assure généralement une capacité d'arrêt de Classe II, mais la Classe III est également disponible.
- Les clapets de vanne guidés par le passage sont souvent utilisés pour la fonction marche/arrêt ou l'étranglement basse pression. Les clapets de vannes à guidage par le haut ou le bas assurent un fonctionnement stable dans les conditions contraignantes.

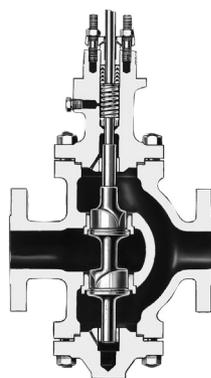


Figure 3.5 Corps de robinet à soupape à deux voies

Le corps de vanne illustré à la Figure 3.5 est assemblé pour le fonctionnement PDTO du clapet.

Les conceptions à deux voies étaient traditionnellement utilisées dans les raffineries, pour les fluides très visqueux, ou lorsque des contaminants ou des dépôts de procédé risquaient de s'accumuler sur l'équipement interne.

### 3.1.1.5 Corps de vanne à trois voies

- Trois raccords de conduits assurent la convergence générale (mélange de débits) ou la divergence (séparation de débits).
- Les variantes comprennent les conceptions à cage, à guidage par le passage ou par la tige ; elles peuvent être sélectionnées pour le fonctionnement à haute température, et les modes de raccordement standard (à bride, vissés, soudés bout-à-bout, etc.) peuvent être spécifiés pour s'adapter à la plupart des formes de conduits.
- La sélection de l'actionneur demande une attention spéciale, en particulier sur les constructions qui prévoient un clapet de vanne non équilibré.

À la Figure 3.6, un corps de vanne à trois voies avec clapet de vanne non équilibré est illustré avec et le clapet de vanne cylindrique à mi-course. Cette position ouvre le passage de fond commun vers les passages droit et gauche. Cette construction peut être utilisée pour contrôler la position d'étranglement à mi-course des fluides qui convergent ou divergent.

### 3.1.2 Vannes sanitaires

Ces corps de vanne sont conçus pour répondre aux exigences strictes des industries pharmaceutique et biotechnologique. Les standards de ces secteurs diffèrent de ceux qui s'appliquent aux vannes de régulation traditionnelles, car dans de nombreuses applications le fluide du procédé est destiné à la consommation humaine. C'est la raison pour laquelle il est de la plus grande importance de prévenir le développement de bactéries et l'ajout de corps étrangers dans le fluide du procédé.



Figure 3.6 Robinet à soupape à trois voies

- Des joints avec et sans glissement ASME-BPE ont été incorporés afin de satisfaire à une vaste gamme d'applications aseptiques. Les certifications sont disponibles.
- Les matériaux métalliques employés pour ces vannes répondent aux exigences sanitaires 3A. Les certifications sont disponibles.
- Les élastomères employés pour ces vannes sont certifiés FDA et USP CL VI.
- Les vannes sont normalement équipées de surfaces internes électro-polies de <35 Ra micro-pouce (0,89 Micron). En option, des valeurs inférieures de rugosité de la surface sont également disponibles.
- La purge automatique permet à ces vannes d'être bien adaptées aux applications Clean-in-Place (CIP, nettoyage en place) et Steam-in-Place (SIP, vaporisation en place).
- Les vannes sont fabriquées en acier inoxydable 316L et les extrémités sont équipées de trois colliers ou, en option, soudées bout à bout. D'autres matériaux sont disponibles en option.
- Des applications qui prévoient l'usage continu de la vapeur à une température pouvant atteindre 177°C (350°F) peuvent être prévues.

### 3.1.3 Vannes rotatives

#### 3.1.3.1 Corps des vannes papillon

- L'installation des corps nécessite un espace minimum (Figure 3.9).
- Ces vannes assurent une faible perte de pression à travers les vannes.
- Les corps des vannes papillon sont économiques, en particulier lorsqu'elles sont de grande taille et que la capacité du débit est importante.
- Les surfaces de contact des corps peuvent être constituées de faces surélevées ASME et de brides DN.
- Les corps des vannes papillon peuvent nécessiter des actionneurs de grande taille ou à haut rendement si la vanne est grande ou si la perte de pression est importante au vu du fait que les couples de fonctionnement peuvent être relativement importants.
- Certaines unités peuvent être employées dans les centrales nucléaires, où les exigences en termes de fuite sont extrêmement contraignantes.
- Les vannes papillon standard sont disponibles en différentes dimensions NPS 72 (DN 1800) pour les applications de régulation diverses. Les dimensions plus réduites peuvent utiliser des actionneurs à membrane ou à piston pneumatique traditionnels, notamment les actionneurs rotatifs modernes. Les dimensions plus importantes peuvent requérir un cylindre électrique à haute rendement, pneumatique à course longue, ou des actionneurs électrohydrauliques. Les vannes papillons présentent généralement une caractéristique de débit à égal débit. Elles peuvent être utilisées pour les fonctions d'étranglement ou marche/arrêt.
- Type de corps à simple ou double excentration disponible pour les corps de vanne papillon.
- Le disque s'éloigne du joint après 15 degrés de rotation. Cela contribue à prolonger la durée de vie du joint et permet d'obtenir des couples plus faibles et une fermeture plus étanche que les modèles traditionnels.

Le tableau spécifie la différenciation des excentrations entre les tailles.

Type de vanne	Diamètre	Excentration
Vanne papillon	Jusqu'à 12"	Simple et double disponibles
Vanne papillon	> 12" jusqu'à 36"	Simple excentration

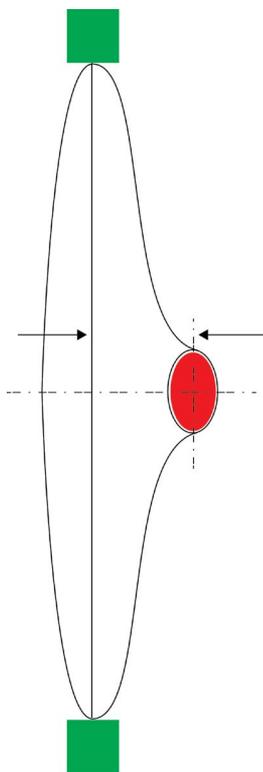


Figure 3.7 Excentration de l'axe longitudinal de l'arbre avec le centre du disque



Figure 3.8 Vanne à boisseau sphérique segmenté



Figure 3.9 Vanne papillon de régulation

### 3.1.3.2 Corps des vannes à boisseau sphérique segmenté

Cette construction est semblable à celle des vannes à boisseau sphérique, mais la bille comprend un segment à encoche en V (Figure 3.9). L'encoche en V produit une caractéristique de débit à égal pourcentage.

Ces vannes de régulation ont de bonnes capacités en termes de marge de réglage théorique, de contrôle et d'arrêt. L'industrie du papier, les usines chimiques, les usines de traitement des eaux usées, les centrales électriques et les raffineries de pétrole sont équipées de ce type de vannes.

Emerson propose des options supplémentaires pour les vannes à boisseau sphérique afin d'atténuer le bruit et de protéger contre la cavitation.

Se reporter à la Figure 3.10 pour les options des vannes à boisseau sphérique en matière d'atténuation du bruit et de protection contre la cavitation.

- La conception à deux voies permet de gérer les petites chutes de pression.
- Les corps de vanne à boisseau sphérique à encoche en V sont adaptés à la régulation de fluides visqueux ou qui provoquent l'érosion, la pâte à papier et autres boues contenant des solides ou des fibres.
- Elles sont équipées d'actionneurs standard à ressort et membrane, à piston, électriques ou électro-hydrauliques rotatifs.
- La bille reste au contact du joint durant la rotation, ce qui produit un effet de cisaillement lorsque la bille se ferme et réduit l'obstruction.

- Les corps sont disponibles équipées d'un joint d'étanchéité de la bille pour service intensif ou garni de PTFE afin d'assurer une excellente marge de réglage théorique au-delà de 300:1.
- Les vannes de régulation à boisseau sphérique segmenté sont disponibles équipées de raccords avec ou sans bride aux extrémités du corps.
- Les vannes avec et sans brides peuvent toutes les deux être équipées de brides ASME Classe 150, 300 ou 600. Les conceptions prévoient également les brides DN, PN10, 16, 25 ou 40. Les conceptions à bride JIS 10K et 20K sont également disponibles.



Figure 3.10 Options des vannes à boisseau sphérique

### 3.1.3.3 Corps des vannes papillon hautes performances

- Ces corps permettent de réguler l'étranglement de manière efficace.
- Les corps de vannes papillon hautes performances assurent la caractéristique du débit linéaire sur 90 degrés de la rotation du disque (Figure 3.11).
- Le montage du disque à double écartement l'éloigne du joint lorsque l'ouverture a commencé, ce qui minimise l'usure du joint.
- Les corps de vanne papillon hautes performances sont disponibles en différentes tailles, comme indiqué par NPS 48 (DN 1200), et ils sont compatibles avec les brides standard ASME.



Figure 3.11 Vanne papillon de régulation hautes performances

- Elles sont équipées d'actionneurs standard à ressort et membrane, à piston, électriques ou électro-hydrauliques rotatifs.
- La direction standard du débit dépend de la conception du joint ; le débit inverse engendre une réduction de la capacité.

Les vannes papillon hautes performances sont conçues pour les applications générales qui ne nécessitent pas un contrôle précis de l'étranglement. Elles sont souvent utilisées dans les applications qui demandent de grandes tailles et des températures élevées, car elles ont un faible coût par rapport à d'autres types de vannes de régulation. La plage de régulation de ce type de vanne correspond environ à un tiers de celle des vannes à boisseau sphérique ou des robinets à soupape. Un plus grand soin est donc nécessaire lors du dimensionnement et de l'application de ce genre de vannes afin d'éliminer les problèmes de contrôle qui sont

associés aux changements de charge du procédé. Elles fonctionnent relativement bien dans les procédés à charge constante. Les conceptions qui utilisent un profil caractérisé peuvent étendre la plage de régulation à celle d'une vanne à boisseau sphérique segmenté.

### 3.1.3.4 Corps des vannes à clapet excentré

- L'ensemble de la vanne limite la corrosion. Le corps robuste et la conception de l'équipement interne permettent de prendre en charge des températures qui peuvent atteindre 427°C (800°F) et une chute de pression à la fermeture de 1500 psi (103 bar).
- Le chemin du disque excentré minimise le contact avec la bague de siège durant l'ouverture, ce qui réduit l'usure du joint ainsi que la friction et prolonge donc la durée de vie du siège, tout en améliorant les performances de l'étranglement (Figure 3.13).
- La bague de siège autocentrée et le disque robuste permettent à l'écoulement de se faire en sens normal ou en sens inverse, et ils assurent une fermeture étanche dans les deux sens. Le disque, la bague de siège et le système de retenue sont disponibles en matériaux renforcés, notamment la céramique, afin d'assurer la résistance à l'érosion.
- Le clapet, la bague de siège et le système de retenue sont disponibles en matériaux renforcés, notamment la céramique et les carbures, afin d'assurer la résistance à l'érosion.
- Bagues d'étanchéité bidirectionnelles à pression disponibles en option pour l'assurance d'une fermeture étanche exceptionnelle.

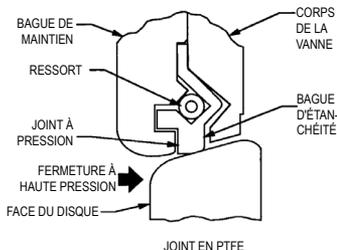


Figure 3.12 Configuration de joint d'étanchéité à pression

- Certaines conceptions prévoient une bille segmentée à encoche en V à la place du clapet si une plus grande capacité est nécessaire.

Ce type de vanne de régulation rotative est conçu pour réguler les fluides érosifs, de cokéfaction et les autres fluides difficiles à traiter, et il assure une fonction d'étranglement ou marche/arrêt. Les vannes avec ou sans bride assurent un passage constant du fluide, tandis que les composants métalliques robustes de l'équipement interne garantissent un service fiable avec des fluides boueux. Ces vannes sont utilisées dans les exploitations minières, la raffinerie du pétrole, la génération de puissance, ainsi que le traitement de la pulpe et du papier.



Figure 3.13 Corps de vanne de régulation à clapet excentré

### 3.1.3.5 Corps des vannes à boisseau sphérique

Les vannes à boisseau sphérique sont conçues pour optimiser le contrôle de la pression, de l'étranglement, du débit et du procédé.

Emerson dispose de vannes de régulation à passage intégral montées sur tourillon en trois parties spécialement conçues pour le contrôle automatisé dans les applications de dérivation, de lots, de surveillance et d'arrêt d'urgence, qui présentent une restriction de débit faible ou nulle. Ces vannes sont soumises à essai au feu et certifiées API 6 et 6FA.

En général, il existe une option pour l'atténuation du bruit et des vibrations dans les vannes à passage intégral.

Une vanne à boisseau sphérique utilisée comme un dispositif de contrôle de l'étranglement est idéalement un appareil dont l'orifice est réduit, ou elle comprend un mécanisme à passage complet équipé d'un atténuateur qui absorbe les petites chutes

de pression en position entièrement ouverte. Une vanne à boisseau sphérique doit tourner de 15 à 20 degrés avant d'absorber une énergie suffisante du système, ce qui contribue à générer un retard dans le contrôle du procédé. Un passage réduit ou un dispositif atténué absorbe une plus grande quantité de pression lorsque l'ouverture est complète ; lorsque la bille tourne, la chute de pression augmente durant les premiers incréments de la course. Les vannes à boisseau sphérique à passage intégral présentent une restriction de débit faible ou nulle, et permettent le raclage (en l'absence d'atténuation). Voir la Figure 3.14.



Figure 3.14 Vanne à boisseau sphérique



Figure 3.15 Vanne à boisseau sphérique à passage intégral

### 3.1.3.6 Sélecteur de débit à passages multiples

Une vanne de sélection de débit à passages multiples est raccordée à huit lignes en entrée, ce qui permet d'isoler, de dévier et de tester le fluide sur chacune des lignes à l'aide d'un clapet rotatif, tout en permettant au débit des sept autres lignes de s'écouler vers une sortie commune au groupe. Cette vanne permet de sélectionner et de séparer de manière compacte les fluides d'une ligne afin de les tester, sans interrompre la production des autres lignes.

Le sélecteur de débit à passages multiples est composé de quatre composants principaux : le corps, le chapeau, le bouchon du rotor et l'actionneur. Le corps consiste en des passages d'entrée et de sortie qui permettent de raccorder les huit entrées, une sortie d'essai et une sortie de séparation, et une sortie commune au groupe. Le chapeau maintient le clapet à la verticale, équilibré de façon à pivoter dans le corps, et il assure l'étanchéité complète du corps de vanne. Le clapet est utilisé pour sélectionner le passage de fluide qui sera envoyé vers le passage de sortie. ■



Figure 3.16 Vanne de sélection de débit à passages multiples

## 3.2 Extrémités de raccordement de la vanne de régulation

Les trois méthodes les plus communes pour installer des vannes de régulation sur un conduit sont les suivantes : à l'aide de conduits filetés à visser, de brides à goujon boulonné ou par un raccordement soudé.

### 3.2.1 Conduits filetés à visser

Les extrémités à visser, très utilisées sur les petites vannes de régulation, sont plus économiques que les extrémités à bride. Les filetages généralement spécifiés sont des filetages coniques femelle NPT (National Pipe Thread) qui se trouvent sur le corps de vanne. Ils forment un raccord métal/métal en s'encastrant dans le filetage mâle de l'extrémité du conduit.

Ce type de raccordement, qui se limite généralement aux vannes NPS 2 (DN 50) ou plus petites, est déconseillé dans les systèmes qui fonctionnent à des températures élevées. La maintenance de la vanne peut s'avérer compliquée lorsque les extrémités de raccordement sont vissées si les opérations prévoient l'extraction du corps du conduit, car pour retirer la vanne il faut forcément casser un joint à bride ou un raccordement afin de dévisser le corps de vanne du conduit.

### 3.2.2 Brides à goujon boulonné

Les extrémités de vanne à bride sont faciles à détacher du conduit et elles sont adaptées à l'utilisation avec la plage de pression de travail spécifiée pour la plupart des vannes de régulation (Figure 3.17). Les extrémités à bride peuvent être utilisées sur une plage de température proche du zéro absolu et jusqu'à 815°C (1500°F) environ. Elles sont utilisées sur les vannes de toutes les tailles. Les raccords d'extrémité à bride les plus communs comprennent les joints à face plate, à face surélevée et les joints à bague.

Le modèle à face plate permet aux brides d'être entièrement au contact de la face du joint placé entre elles. Cette construction est communément utilisée dans les vannes à basse pression, en fonte, et en laiton ; elle réduit la contrainte à laquelle la bride est soumise grâce à la force de boulonnage initial.

La bride à face surélevée est composée d'une face circulaire surélevée dont le diamètre interne est le même que celui de l'ouverture de la vanne, et le diamètre externe est légèrement inférieur au diamètre du cercle du boulon. La face surélevée se termine par des rainures circulaires concentriques qui assurent la bonne étanchéité et la résistance à la surpression. Ce type de bride est utilisé avec une vaste gamme de matériaux qui constituent le goujon et la bride, pour des

pression qui peuvent atteindre 6000 psig (414 bar) et des températures pouvant atteindre 815°C (1500°F). Ce type de bride est généralement standard sur les corps en fonte de Classe et les corps en acier et acier allié.

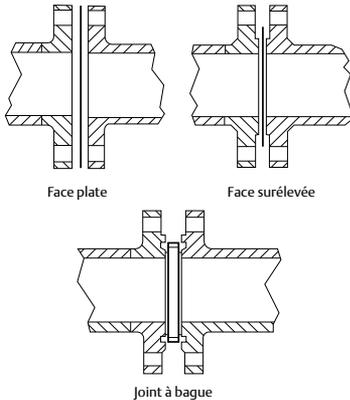


Figure 3.17 Variétés communes de raccords à brides boulonnées

La bride de joint à bague a le même aspect que la bride à face surélevée, à l'exception de la rainure en forme de U qui est pratiquée sur la face surélevée, de manière concentrique par rapport à la ligne centrale du conduit. Le joint consiste en une bague de métal dont la section transversale peut être elliptique ou octogonale. Lorsque les boulons de la bride sont serrés, le goujon s'encastre dans la rainure des brides de contact et l'étanchéité est assurée. Le goujon est généralement constitué de fer doux, mais il est disponible dans presque tous les métaux. Cela assure un excellent joint lorsque la pression est élevée, c'est pourquoi cette solution est utilisée dans les systèmes qui peuvent atteindre 15 000 psig (1034 bar), mais elle n'est en général pas lorsque les températures sont élevées. Elle n'est fournie que lorsque le joint et le corps de vanne sont en acier ou acier allié.

### 3.2.3 Extrémités de raccordement soudées

Les extrémités soudées des vannes de régulation assurent l'étanchéité quelles que soient la pression et la température ; de plus, elles sont économiques à l'achat (Figure 3.18). Les vannes dont les extrémités sont soudées sont plus difficiles à séparer du conduit et elles se limitent évidemment aux

matériaux qui peuvent être soudés. Les extrémités soudées peuvent être de deux types : emboîtement soudé et soudage bout à bout

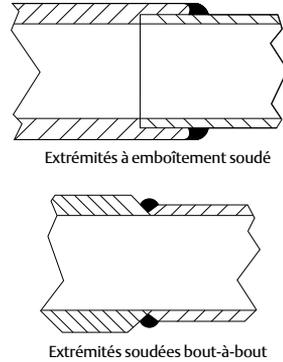


Figure 3.18 Extrémités soudées communes

Les extrémités soudées de l'emboîtement sont préparées en perçant chaque extrémité de la vanne d'un orifice dont le diamètre interne est légèrement supérieur au diamètre extérieur du conduit. Le conduit glisse dans l'emboîtement, où il rencontre une épaulement et est solidarisé avec la vanne par une soudure d'angle. La soudure d'angle ne pénètre pas entièrement dans le raccordement vanne/conduit, certaines méthodes non destructives ne sont pas utilisées pour ces vannes. La soudure de l'emboîtement peut être utilisée quelle que soit la taille, et ses dimensions sont les mêmes quel que soit le schéma du conduit. Elle est généralement fournie pour les tailles indiquées par NPS 2 (DN 50).

Les soudures bout à bout sont préparées en biseautant chacune des extrémités de la vanne de façon à ce qu'elle corresponde au biseutage du conduit. Les extrémités de la vanne sont ensuite assemblées au conduit et fixées par une soudure à pénétration pleine. Ce type de jonction peut être utilisé sur tous les types de vanne. La préparation finale est différente pour chaque type de conduit. Ceux-ci sont généralement fournis pour les vannes de régulation de taille NPS 2-1/2 (DN 65) et plus. Lors du soudage des corps de vanne sur le conduit, éviter qu'une température excessive ne soit transmise aux composants de l'équipement interne de la vanne. Retirer l'équipement interne constitué du matériel prévu pour la basse température avant de commencer à souder.

### 3.2.4 Autres extrémités de raccordement de vanne

Il existe d'autres types d'extrémités de raccordement utilisés sur les vannes de régulation. Ces types de raccordement sont souvent utilisés dans des situations spécifiques ou pour répondre à des modèles particuliers. Parmi les exemples, notons les extrémités de raccordement hygiénique ou les extrémités de raccordement à moyeu. ■

## 3.3 Chapeaux du corps de vanne

Le chapeau d'une vanne de régulation est la partie de l'ensemble du corps à travers laquelle la tige du clapet de vanne ou l'arbre rotatif est actionné(e). Sur les corps des robinets à soupape ou des vannes d'angle, c'est le composant qui retient la pression à une extrémité du corps de vanne. Le chapeau constitue normalement le support par lequel l'actionneur est monté sur le corps, et il reçoit l'ensemble de la boîte à garniture.

En général, les vannes rotatives n'ont pas de chapeau. (sur certaines vannes rotatives, la garniture est logée dans un prolongement du corps de vanne, ou la boîte à garniture est un composant séparé vissé entre le corps de vanne et le chapeau).

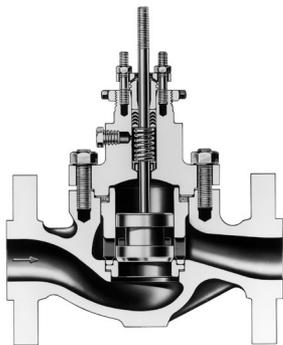


Figure 3.19 Chapeaux, brides et goujons communs

Sur le corps d'un robinet à soupape, le chapeau est généralement constitué du même matériau que le corps de vanne, ou d'un matériau forgé équivalent, car il s'agit d'un élément qui retient la pression, qui est donc soumis aux mêmes effets de tempéra-

ture et de corrosion que le corps. Différents types de raccords entre le corps de vanne et le chapeau sont illustrés ici. Le type de plus commun, à bride vissée, est illustré à la Figure 3.19, qui montre un chapeau à bride intégrale. Sur les vannes de régulation rotatives, la garniture est généralement logée dans le corps de vanne et le chapeau n'est pas utilisé.

Sur les corps de vanne munis d'un équipement interne à cage ou dispositif de retenue, le chapeau fournit la force de charge qui permet d'éviter les fuites entre la bride du chapeau et le corps de vanne, mais aussi entre la bague de siège et le corps de vanne. Le serrage des boulons qui fixent le chapeau au corps comprime un joint plat afin d'assurer l'étanchéité du joint corps/chapeau, comprime un joint en spirale situé au sommet de la cage, et comprime un autre joint plat situé sous la bague de siège afin d'assurer l'étanchéité entre la bague de siège et le corps. Le chapeau permet également d'aligner la cage qui, à son tour, dirige le clapet de vanne afin d'assurer le bon alignement de la vanne, du clapet et de la tige sur la garniture et le siège.

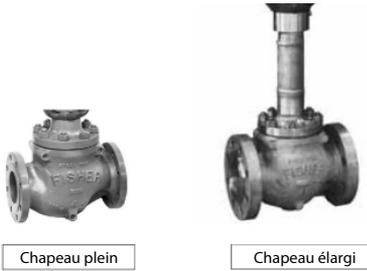
Comme nous l'avons dit, le chapeau traditionnel d'un robinet à soupape de régulation reçoit la garniture. Dans la plupart des cas, la garniture est retenue par le support de garniture, lequel est maintenu en place par une bride située sur l'arcade du chapeau (Figure 3.19). En alternative, la retenue de la garniture peut se trouver à l'endroit où le support de la garniture est maintenu en place par un boulon vissé. Cette solution étant compacte, elle est souvent utilisée sur les petites vannes de régulation ; toutefois, l'utilisateur ne peut pas toujours avoir la certitude que le filetage est bien engagé. C'est pourquoi il s'agit d'être attentif lors de l'ajustement de la compression de la garniture lorsque la vanne de régulation est en fonction.

La plupart des chapeaux à bride vissée disposent d'un point, sur le côté de la boîte à garniture, où celle-ci peut être percée et emboîtée. L'ouverture est fermée par un bouchon de conduit standard, sauf dans les cas suivants :

- le corps de vanne et le chapeau doivent être purgés afin d'éliminer le fluide de procédé, auquel cas l'ouverture peut être utilisée comme raccordement de purge.
- L'ouverture du chapeau est utilisée pour détecter les fuites au niveau du premier ensemble de garniture ou des joints à soufflet inefficaces.

### 3.3.1 Chapeaux élargis

Les chapeaux élargis sont utilisés pour le fonctionnement à haute ou basse température, afin de protéger la garniture de la tige de vanne contre les températures de procédé extrêmes.



Chapeau plein

Chapeau élargi

Figure 3.20 Variantes de chapeaux

Les garnitures de tige de vanne en PTFE standard sont utiles pour la plupart des applications, jusqu'à 232°C (450°F). Les extensions de chapeau déplacent l'ensemble de la boîte à garniture du chapeau suffisamment loin de la température extrême du procédé, de façon à ce que la température de la garniture reste dans la plage recommandée.

Les extensions de chapeau peuvent être moulées ou fabriquées (Figure 3.21). Lorsqu'elles sont moulées, elles fonctionnent mieux aux températures élevées grâce à la meilleure émissivité de chaleur qui assure un meilleur effet refroidissant. À l'inverse, les surfaces lisses (comme celles qui sont fabriquées en tubes d'acier inoxydable) sont préférables pour le service froid, car l'influx de chaleur est typiquement le plus grand problème.

Dans les deux cas, l'épaisseur de la paroi de l'extension doit être réduite afin de limiter le transfert de chaleur. L'acier inoxydable est généralement préférable à l'acier au carbone car son coefficient de conductivité thermique

est inférieur. Dans les applications en service froid, une isolation peut être ajoutée autour de l'extension afin de mieux protéger contre l'influx de chaleur.



Figure 3.21 Corps de vanne avec extension de chapeau de vanne fabriqué

### 3.3.2 Chapeaux à soufflet

Les chapeaux à soufflet (Figure 3.22) sont utilisés lorsqu'aucune fuite n'est tolérée (moins de  $1 \times 10^{-6}$  cc/sec d'hélium) le long de la tige. Ils sont souvent utilisés lorsque le fluide de procédé est toxique, volatil, radioactif ou très cher. La construction spéciale du chapeau empêche la tige et la garniture de la vanne d'entrer en contact avec le fluide de procédé. La construction des boîtes à garniture standard ou protégeant l'environnement, au-dessus de l'unité d'étanchéité du soufflet, permettra d'éviter les accidents catastrophiques en cas de rupture ou de défaillance des soufflets.

Comme pour les autres limitations des vannes de régulation en termes de pression et de température, ces valeurs de pression diminueront au fur et à mesure que la température augmentera. Le choix de la conception du joint à soufflet doit être soigneusement effectué, et il doit être régulièrement inspecté et entretenu après l'installation. Le matériau du soufflet doit être attentivement pris en considération afin d'assurer une durée de vie optimale.



Figure 3.22 Garniture à soufflet ENVIRO-SEAL

Deux types de conceptions de joint de coude peuvent être utilisés pour les vannes de régulation : les soufflets à feuilles soudées ou les soufflets formés mécaniquement.

La conception à feuilles soudées (Figure 3.23) est caractérisée par une hauteur totale réduite de l'ensemble de garniture. La durée de vie peut être limitée en fonction des méthodes de fabrication et de la conception.

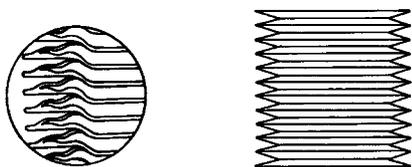


Figure 3.23 Soufflet à feuilles soudées

La conception formée mécaniquement (Figure 3.24) est plus grande, et elle est produite selon un processus de fabrication plus facile à reproduire, ce qui lui permet d'être plus fiable. ■

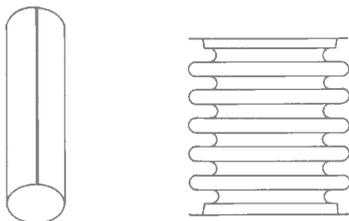


Figure 3.24 Soufflets formés par action mécanique

## 3.4 Garniture des vannes de régulation

La plupart des vannes de régulation sont équipées de boîtes de garniture retenus et ajustés par une bride et des boulons (illustrés à la Figure 3.26). Différents matériaux peuvent être utilisés pour la garniture, en fonction des conditions de service prévues et si l'application doit répondre à des normes en matière de protection de l'environnement. De brèves descriptions et des indications quant aux capacités de fonctionnement pour différents matériaux communément utilisés, ainsi que des dispositions type du matériel de garniture, sont illustrées à la Figure 3.24.

### 3.4.1 Bague en V en PTFE

- Matière plastique présentant des capacités propres aptes à minimiser la friction.
- Bagues en V moulées comprimées par un ressort et auto-réglables dans la boîte à garniture. Il n'est pas nécessaire de lubrifier la garniture.
- Résistante à la plupart des produits chimiques connus, sauf le métal alcalin en fusion.
- Nécessite une finition de la tige extrêmement lisse (de 2 à 4 micro-pouces RMS) pour assurer une bonne étanchéité. Présentera des fuites si la surface de la tige ou de la garniture est endommagée.
- Limites de la température recommandées : de -40 à 232°C (de -40 à 450°F)
- Non adaptée au service nucléaire, car le PTFE est facilement détruit par les radiations.

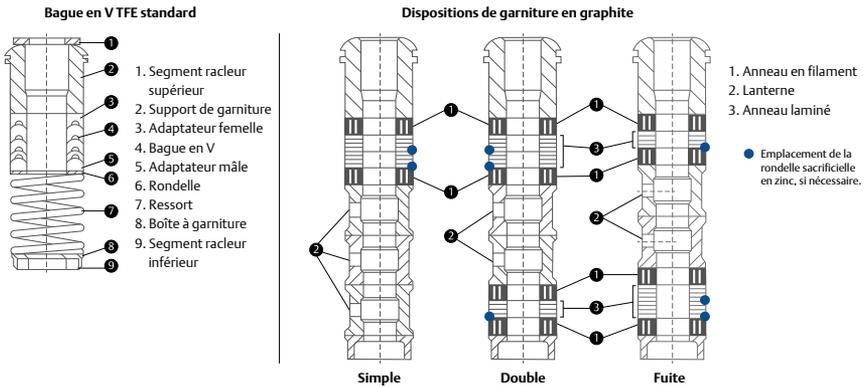


Figure 3.24 Disposition du matériel de garniture pour les corps de vanne à robinet

### 3.4.2 Graphite laminé et filament

- Adaptée à tout service à haute température et nucléaire ou lorsqu'une faible teneur en chlorure est souhaitable (Grade GTN).
- Assure un fonctionnement sans fuites, une grande conductivité thermique, une grande durée de vie, mais produit une friction importante sur la tige et donc l'hystérésis.
- Inattaquable par la plupart des fluides difficiles à manipuler et par les radiations élevées.
- Plage de température adaptée : températures cryogéniques jusqu'à  $-198^{\circ}\text{C}$  ( $-325^{\circ}\text{F}$ )
- La lubrification n'est pas nécessaire, mais une extension de chapeau ou une arcade en acier doivent être utilisées lorsque la température de la boîte à garniture dépasse  $427^{\circ}\text{C}$  ( $800^{\circ}\text{F}$ ).

### 3.4.3 Exigences réglementaires américaines pour les émissions fugitives

Les émissions fugitives sont des émissions organiques volatiles sans source précise, générées par les fuites de l'équipement du procédé. Aux États-Unis, il a été estimé que les fuites de l'équipement atteignent plus de 400 millions de livres par an. Des réglementations gouvernementales strictes, développées aux États-Unis, définissent la détection des fuites et les programmes de réparation (LDAR). Les vannes et les pompes ont été identifiées comme les principales

sources d'émissions fugitives. Pour les vannes, ces fuites vers l'atmosphère sont dues aux défaillances des garnitures et des joints.

Les programmes LDAR demandent à l'industrie de surveiller toutes les vannes (de régulation et autres) à intervalles réguliers, définis en pourcentage de vannes qui présentent des fuites au-delà du niveau seuil de 500 ppmv (certaines villes appliquent des critères à 100 ppmv). Ce niveau de fuite est si faible que vous ne pouvez ni le voir, ni l'entendre. L'utilisation d'un équipement de surveillance sophistiqué portable est nécessaire à cette détection. La détection est effectuée en « reniflant » la zone de la garniture de vanne afin d'identifier les éventuelles fuites suivant un protocole établi par l'Agence de protection environnementale (Environmental Protection Agency, EPA). Ce processus est coûteux et contraignant pour l'industrie.

La réglementation permet de prolonger la période de surveillance d'un an s'il est prouvé que le système ne présente qu'un pourcentage très faible de vannes qui fuient (moins de 0,5% du parc de vannes total). La possibilité de prolonger la fréquence des mesures est illustrée à la Figure 3.25.

Les systèmes de garniture conçus selon les exigences de fuites extrêmement faibles prolongent également la durée de vie de l'ensemble de garnitures, ainsi que ses performances, ce qui permet d'atteindre l'objectif de la surveillance annuelle. Le système de garniture ENVIRO-SEAL en est un exemple. Ses joints spéciaux incorporent

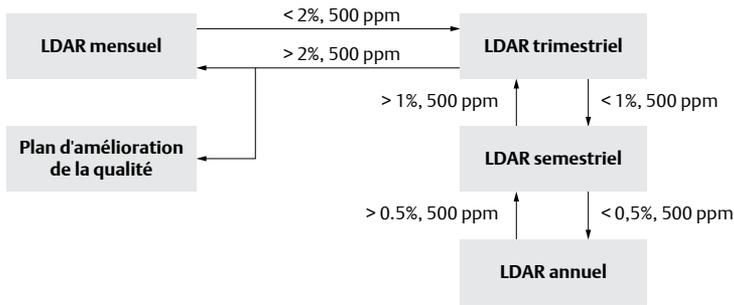


Figure 3.25 Fréquence de mesure pour les vannes de contrôle de produits chimiques organiques volatiles (VOC)

quatre principes de conception clé : la retenue du matériau souple du joint grâce à un composant anti-extrusion, le bon alignement de la tige de vanne ou de l'arbre dans l'orifice du chapeau (en appliquant une contrainte constante sur la garniture grâce à des ressorts Belleville), et la minimisation du nombre de joints d'étanchéité afin de réduire la consolidation, la friction et la dilatation thermique.

Le processus de sélection de vanne habituel consistait à choisir le type de vanne en fonction de ses capacités en termes de pression et de température, des caractéristiques du débit et de la compatibilité du matériau. Le choix du type de garniture de la tige de vanne reposait principalement sur la température de fonctionnement dans la région de la boîte à garniture. Parmi les matériaux disponibles figuraient le PTFE pour les températures inférieures à 93°C (200°F) et la graphite pour les applications à des températures plus élevées.

Aujourd'hui, le choix du système de garniture d'une vanne est devenu bien plus compliqué, et ce pour différentes raisons.

### 3.4.4 Normes globales en matière d'émissions fugitives

ISO 15848 est une norme de l'Organisation internationale de standardisation (ISO) qui traite des mesures, essais et procédures de qualification des émissions fugitives des vannes industrielles. ISO 15848-1 est un système de classement et de qualification pour les essais de type des vannes, rédigé

pour permettre de classer les performances de différents types d'émissions fugitives et de définir les essais de type permettant d'évaluer et de qualifier les vannes lorsque les normes sur les émissions fugitives sont spécifiées.

Les essais de type sont des essais de qualification effectués sur un type de vanne et de système de garniture ; la qualification obtenue est ensuite appliquée à toutes les vannes produites conformément à cette conception de garniture. Les essais de type se distinguent des essais sur la production de la norme ISO 15848-2, qui est un essai de qualification effectué au moment de l'assemblage et qui peut être dicté pour plus d'un ensemble de vanne.

La norme ISO 15848-1 traite aussi bien des vannes de régulation que des vannes d'isolement (marche/arrêt). Les exigences du cycle mécanique des deux types de vanne diffèrent, comme la montre la Figure 3.26. Les cycles mécaniques sont effectués à 10% de la course complète, dans les deux sens, à 50% de la position de course pour les vannes de régulation et sur la course complète pour les vannes d'isolement.

Comme les autres normes sur les émissions fugitives, la norme ISO 15848-1 définit un essai de qualification qui comprend plusieurs combinaisons de classes de fuite et de cycles mécaniques. Il existe plusieurs différences notables entre la norme ISO 15848-1 et les exigences gouvernementales d'origine américaine, telles que LDAR et la norme ANSI/FCI 91-1 pour la qualification des joints des tiges de vannes de régulation.

Type de robinet	Classe du cycle mécanique	Cycles mécaniques requis	Temp. Cycles
Vanne de régulation	CC1	20 000	2
	CC2	60 000	3
	CC3	100 000	4
Vanne d'isolement	CO1	205	2
	CO2	1 500	3
	CO3	2 500	4

Figure 3.26 Exigences pour la qualification ISO 15848-1

La norme ANSI/FCI 91-1 demande la « méthode du reniflage », conformément à la méthode EPA 21 pour une concentration relevée en « ppm » et prévoit 100ppm et 500ppm pour différentes classes de cycle, comme le montre la Figure 3.29.

La norme ISO 15848-1 spécifie les méthodes de mesure par le vide ou le rinçage « fuite totale » décrites à l'Annexe A de la norme.

La fuite est enregistrée sous forme de taux de fuite par taille de tige mesurée. Aucune de ces méthode ne peut être rattachée à la méthode EPA 21 (reniflage) et la norme ISO 15848-1 indique qu'aucune corrélation n'est prévue entre les classes d'étanchéité lorsque le fluide d'essai est l'hélium et le méthane. Voir les Figures 3.27 et 3.28.

ISO 15848-1 Étanchéité aux fuites Classes	Taux de fuite mesuré (Annexe A)	
	mg.s-1.m-1 du périmètre de la tige	atm.cm3.s-1. mm-1 de diamètre de la tige
AH	< 10 <sup>-5</sup>	< 1,76x10 <sup>-7</sup>
BH	< 10 <sup>-4</sup>	< 1,76x10 <sup>-6</sup>
CH	< 10 <sup>-2</sup>	< 1,76x10 <sup>-4</sup>
<p><i>Remarque : La classe de fuite A est généralement atteinte uniquement avec la conception à soufflets.</i></p> <p><i>Remarque : Les classes de fuite sont marquées « BH » ou « BM », etc. pour indiquer le fluide d'essai. « H » indique que l'essai a été effectué à l'hélium, conformément à la méthode de définition du taux de fuite. « M » indique que l'essai a été effectué du méthane, selon la méthode EPA 21.</i></p>		

Figure 3.27 Taux de fuite mesuré ISO 15848-1

ISO 15848-1 Classes d'étanchéité aux fuites	Concentration de fuite mesurée (Annexe B Méthode du reniflage, conformément à la méthode EPA 21)
AM	< 50ppm
BM	< 100ppm
CM	< 500ppm
<p><i>Remarque : La classe de fuite A est généralement atteinte uniquement avec la conception à soufflets.</i></p> <p><i>Remarque : Les classes de fuite sont marquées « BH » ou « BM », etc. pour indiquer le fluide d'essai. « H » indique que l'essai a été effectué à l'hélium, conformément à la méthode de définition du taux de fuite. « M » indique que l'essai a été effectué du méthane, selon la méthode EPA 21.</i></p>	

Figure 3.28 Concentration de fuite mesurée ISO 15848-1

Aujourd'hui, le choix du système de garniture d'une vanne est devenu bien plus compliqué, et ce pour différentes raisons. Les exigences en termes de contrôle des émissions (comme la loi Clean Air Act aux États-Unis et la norme ISO 15848 au niveau mondial) établissent par exemple des restrictions plus importantes sur les performances d'étanchéité. Les demandes constantes de meilleur rendement du procédé impliquent que le système de garniture de la vanne ne doit pas porter préjudice aux performances de la vanne. Et aujourd'hui, la tendance à établir des programmes de maintenance étendus exigent que les systèmes de garniture des vannes assurent l'étanchéité requise sur de plus longues périodes.

Au vu du grand nombre d'applications des vannes et des conditions de service dans l'industrie, ces variables (capacité d'étanchéité, niveaux de friction durant le fonctionnement, durée de vie) sont difficiles à quantifier et comparer. Les Figures 3.31 et 3.32 utilisent une approche ingénierisée afin de proposer une évaluation relative de l'applicabilité et des performances de la garniture. Mais avant tout, la compréhension des tableaux entend la clarification des noms commerciaux.

### 3.4.5 Garniture de bague en V simple en PTFE

La bague en V simple en PTFE utilise un ressort hélicoïdal entre la garniture et la bague de la boîte à garniture. Elle répond au critère 100 ppmv pour les vannes à tige montante, en partant du principe que la

Classe	Cycles mécaniques (100% course complète)	Cycles thermiques	Fuite du joint de tige maximum pour la méthode EPA 21
A1	100 000	3	100 ppm
A2	100 000	3	500 ppm
B1	25 000	3	100 ppm
B2	25 000	3	500 ppm

Figure 3.29 Récapitulatif de la classe de fuite FCI 91-1

pression ne dépasse pas 300 psi (20,7 bar) et que la température est comprise entre -18°C et 93°C (0°F et 200°F). La garniture par bague en V simple en PTFE ne répond pas aux critères d'émissions faibles des vannes rotatives. Elle offre de très bonnes performances en termes d'étanchéité et une friction minimum durant le fonctionnement. Voir la Figure 3.30

### 3.4.6 Garniture ENVIRO-SEAL PTFE

Le système de garniture ENVIRO-SEAL PTFE est une méthode de garniture avancée qui utilise un ressort compact surchargé adapté aux applications respectueuses de l'environnement jusqu'à 750 psi et 232°C (51,7 bar et 450°F). Si l'on pense généralement qu'il s'agit d'un système de garniture qui réduit les émissions, la garniture ENVIRO-SEAL PTFE est également adaptée aux applications qui n'ont pas d'exigences environnementales mais une température et une pression élevées, avec l'avantage d'une durée de vie prolongée aussi bien sur les vannes à tige montante que sur les vannes rotatives. Voir la Figure 3.31.

### 3.4.7 Garniture ENVIRO-SEAL Duplex

Ce système de garniture spécial associe les capacités des composants en PTFE et en graphite pour assurer une faible friction, de

faibles émissions, une solution testée contre les incendies (norme API 589) pour les applications dans les procédés dont la température peut atteindre 232°C (450°F) pour les vannes à tige montante. Les vannes rotatives ne sont pas disponibles équipées de la garniture ENVIRO-SEAL Duplex. Voir la Figure 3.32.

### 3.4.8 Garniture ISO-Seal PTFE

Ce système de garniture est conçu pour les pression qui dépassent la capacité de la garniture ENVIRO-SEAL PTFE pour le service respectueux de l'environnement. Il est disponible pour les vannes à tige montante et les vannes rotatives.

### 3.4.9 ENVIRO-SEAL Graphite ULF

Ce système de garniture est principalement conçu pour les applications respectueuses de l'environnement et les températures supérieures à 232°C (450°F). Le système de garniture breveté ULF incorpore de très fines couches de PTFE dans les bagues de la garniture, ainsi que des rondelles en PTFE des deux côtés des bagues de garniture. Cette disposition stratégique du PTFE minimise les problèmes de contrôle, réduit la friction, améliore l'étanchéité et prolonge la durée de vie de l'ensemble de garniture. Voir la Figure 3.33.

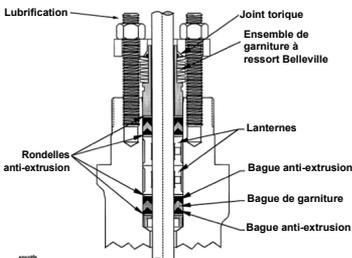


Figure 3.30 Garniture à bague en V en PTFE

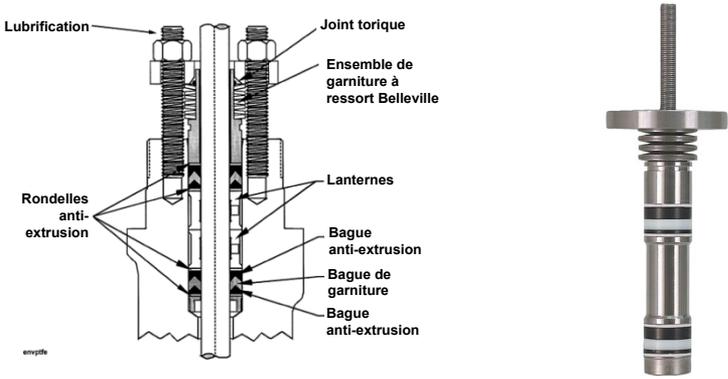


Figure 3.31 Système de garniture ENVIRO-SEAL PTFE

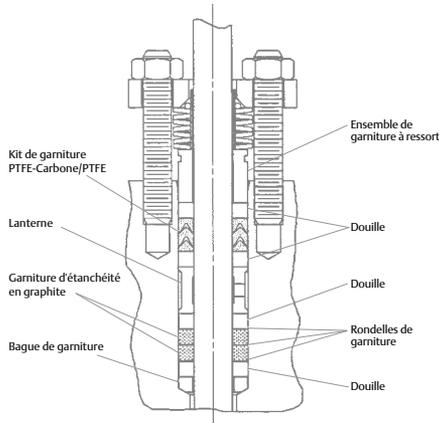


Figure 3.32 Système de garniture ENVIRO-SEAL Duplex (PTFE et Graphite)

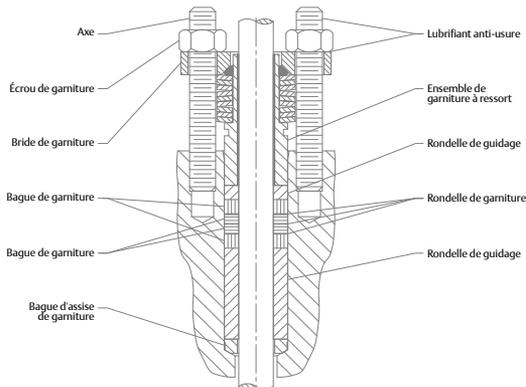


Figure 3.33 Système de garniture ENVIRO-SEAL Graphite ULF

### 3.4.10 HIGH-SEAL Graphite ULF

Identique au système de garniture ENVIRO-SEAL graphite ULF, sous le fouloir de garniture, le système HIGH-SEAL utilise des ressorts Belleville de grand diamètre pour service intensif. Ces ressorts assurent une plus grande course du fouloir, et ils peuvent être préparés avec une échelle de charge afin de donner une indication visuelle de la charge et de l'usure de la garniture.

### 3.4.11 Garniture ISO-Seal Graphite

Ce système de garniture est conçu pour les températures qui dépassent les capacités de la garniture ENVIRO-SEAL Graphite ULF. Il peut être utilisé de -46 à 400°C (-50 à 752°F) pour le service respectueux de l'environnement. Il est disponible pour les vannes à tige montante et les vannes rotatives.

### 3.4.12 ENVIRO-SEAL Graphite pour vannes rotatives

La garniture ENVIRO-SEAL graphite est conçue pour les applications respectueuses de l'environnement de -6 à 316°C (20 à 600°F) ou pour les applications où la prévention des incendies est un élément important. Elle peut être utilisée avec une pression allant jusqu'à 1500 psi (103 bar) en répondant au critère de fuite 100 ppmv EPA. La garniture peut être utilisée jusqu'à 371°C (700°F) si elle est utilisée dans les applications où le respect de l'environnement n'est pas une limite. Voir la Figure 3.34.

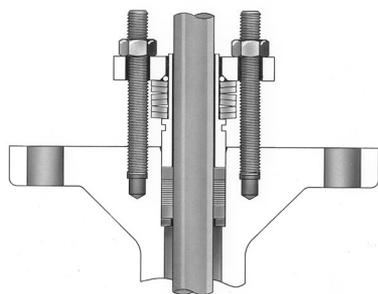


Figure 3.34 Système de garniture ENVIRO-SEAL Graphite pour vannes rotatives

### 3.4.13 Ruban en graphite pour les vannes rotatives

La garniture par ruban de graphite est conçue pour les applications où le respect de l'environnement n'est pas une limite, sur une vaste plage de température, de -198 à 538°C (-325 à 1000°F).

### 3.4.14 Sélection de la garniture respectueuse de l'environnement pour la tige montante

La Figure 3.35 compare différentes sélections de garnitures à tige montante et un classement relatif des performances du joint, de la durée de vie et de la friction de la garniture pour les applications respectueuses de l'environnement. Le filament en graphite tressé et le double PTFE ne sont pas des solutions acceptables pour une étanchéité respectueuse de l'environnement.

### 3.4.15 Sélection de la garniture respectueuse de l'environnement pour les vannes rotatives

La Figure 3.36 s'applique aux vannes rotatives. Dans le cas des vannes rotatives, les dispositions de garniture en PTFE simple et ruban de graphite ne sont pas aussi performantes que les solutions d'étanchéité aux émissions fugitives.

Le contrôle des émissions fugitives de la vanne et la réduction des frais encourus par l'industrie pour se conformer aux réglementations sont possibles grâce à ces technologies d'étanchéité de la tige. Si les systèmes de garniture ENVIRO-SEAL ont été spécifiquement conçus pour les applications des émissions fugitives, ces technologies devraient également être prises en considération pour toutes les applications où les performances du joint et sa durée de vie constituent un problème ou une difficulté du point de vue des frais de maintenance. ■

## 3.5 Caractérisation des corps de vanne guidés par une cage

Dans les corps de vanne dont l'équipement interne est guidé par une cage, la forme des ouvertures pour le débit ou les fenêtres de la paroi de la cage cylindrique déterminent la caractérisation du débit. Au fur et à mesure

Système de garniture	Limites maximum de pression et de température pour le fonctionnement respectueux de l'environnement <sup>(1)</sup>		Joint Performances Index	Indice de durée de service	Friction de la garniture
	Habituel aux États-Unis	Mesure			
Bague en V simple en PTFE	300 psi 0 à 200°F	20,7 bar -18 à 93 °C	Amélioration	Long	Très bas
ENVIRO-SEAL PTFE	750 psi -50 à 450°F	1,7 bar -46 à 232 °C	Supérieur	Très long	Faible
Joint ISO PTFE	6000 psig -50 à -450°F	414 bar -46 à 232 °C	Supérieur	Très long	Faible
ENVIRO-SEAL Duplex	750 psi -50 à -450°F	51,7 bar -46 à 232 °C	Supérieur	Très long	Faible
ENVIRO-SEAL Graphite ULF	1500 psi 20 à 600°F	103 bar -7 à 315 °C	Supérieur	Très long	modéré
Joint ISO Graphite	3365 psig -50 à 752°F	232 bar -46 à 400 °C	Supérieur	Très long	modéré

1. Les valeurs ne sont fournies qu'au titre d'indication. Ces indications peuvent être dépassées, mais cela pourrait écourter la durée de vie de la garniture ou augmenter les fuites. Les valeurs de température sont applicables à la température de la garniture réelle, non pas à celle du procédé.

Figure 3.35 Sélection de la garniture respectueuse de l'environnement pour la tige montante

Système de garniture	Limites maximum de pression et de température pour le fonctionnement respectueux de l'environnement <sup>(1)</sup>		Joint Indice de performances	Indice de durée de service	Friction de la garniture
	Habituel aux États-Unis	Mesure			
ENVIRO-SEAL PTFE	750 psi -50 à 450°F	103 bar -46 à 232 °C	Supérieur	Très long	Faible
ENVIRO-SEAL Graphite	1500 psi 20 à 600°F	103 bar -18 à 315 °C	Supérieur	Très long	modéré
Joint ISO Graphite	1500 psig -50 à 752°F	103 bar -46 à 400 °C	Supérieur	Très long	modéré

1. Les valeurs ne sont fournies qu'au titre d'indication. Ces indications peuvent être dépassées, mais cela pourrait écourter la durée de vie de la garniture ou augmenter les fuites. Les valeurs de température sont applicables à la température de la garniture réelle, non pas à celle du procédé.

Figure 3.36 Sélection de la garniture de vanne rotative selon l'environnement



Figure 3.37 Cages caractérisées pour les corps de vannes droites

que le clapet de vanne s'éloigne de la bague de siège, les fenêtres de la cage s'ouvrent pour permettre au débit de s'écouler à travers la vanne. Les cages standard ont été conçues pour produire des caractéristiques inhérentes au débit linéaires, à égal pourcentage et à ouverture rapide. Une caractérisation personnalisée peut également être disponible. Notez les différences de forme des fenêtres de la cage illustrées à la Figure 3.37. La relation entre le débit et la course assurée par les vannes qui emploient ces cages est représentée par les courbes linéaires, à ouverture rapide ou à égal pourcentage illustrées pour les clapets de vanne profilés (Figure 3.38).

La tige guidée par une cage permet de modifier facilement la caractéristique de débit inhérente de la vanne en installant une cage différente. Le remplacement des cages pour assurer une caractéristique de débit inhérente différente ne nécessite pas le remplacement du clapet de vanne ou de la bague de siège. Les cages standard illustrées peuvent être utilisées dans les modèles à équipement interne équilibré ou non. Un siège souple est disponible en cas de nécessité, sous forme d'insert dans la bague de siège ; il est indépendant de la cage ou du clapet de vanne choisi.

La possibilité de remplacer la cage peut être complétée par une conception spéciale de la cage qui assure l'atténuation du bruit ou le blocage de la cavitation. Ces cages prévoient généralement une caractéristique de débit inhérente linéaire, mais elles nécessitent que le débit s'écoule dans un sens spécifique à travers les ouvertures de la cage. Il pourrait donc être nécessaire de retourner le corps de vanne sur la ligne pour obtenir le bon sens du débit.

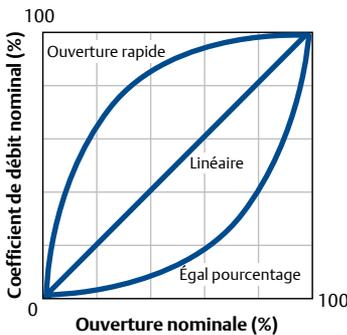


Figure 3.38 Courbes des caractéristiques inhérentes au débit

### 3.5.1 Clapets de vanne caractérisés

Le clapet de vanne, la partie mobile de l'ensemble du robinet à soupape de régulation, assure la restriction variable du débit de fluide. Les types de clapet de vanne sont tous conçus pour assurer une caractéristique du débit spécifique, fournir une manière définie de guidage ou d'alignement sur la bague de siège, ou présenter une capacité spéciale d'arrêt ou de résistance aux dommages.

Le profil de la surface du clapet de vanne du côté de la bague de siège est instrumental à la définition de la caractéristique de débit inhérente d'une vanne de régulation caractérisée par le clapet. Lorsque l'actionneur déplace le clapet de vanne sur sa plage de course, la zone de débit non obstruée change de taille et de forme en fonction du profil du clapet de la vanne.

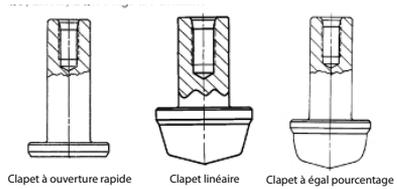


Figure 3.39 Différentes formes de clapets pour différentes caractérisations du débit

Lorsqu'une pression différentielle constante est maintenue à travers la vanne, le rapport changeant entre le pourcentage de la capacité de débit maximum et le pourcentage de la plage totale de la course peut être dessiné (Figure 3.38), et il est désigné comme la caractéristique de débit inhérente de la vanne.

Les caractéristiques inhérentes au débit communément spécifiées sont les caractéristiques linéaire, à égal pourcentage et d'ouverture rapide. Elles sont décrites de manière plus détaillée au Chapitre 5. ■

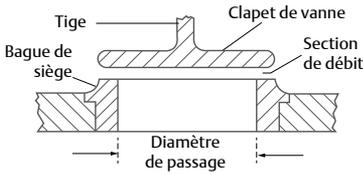


Figure 3.40 Construction type pour assurer une caractéristique de débit à ouverture rapide

### 3.6 Guidage du clapet de la vanne

Un guidage précis du clapet de la vanne est nécessaire au bon alignement avec la bague de siège et au contrôle efficace du fluide de procédé. Les méthodes communément utilisées et leur nom sont généralement auto-descriptives.

**Guidage par cage :** Le diamètre extérieur du clapet de la vanne se trouve près de la surface latérale intérieure de la cage cylindrique sur tout le long de la plage de course. Puisque le chapeau, la cage et la bague de siège s'alignent automatiquement sur l'ensemble, le bon alignement du clapet de vanne et de la bague de siège est assuré lorsque la vanne se ferme.

**Guidage supérieur et inférieur :** Le clapet de vanne est aligné par des rondelles de guidage situées dans le chapeau et le couvercle inférieur (voir la Figure 3.5). Cette solution est généralement employée dans les systèmes à deux passages.

**Guidage par le passage :** Le clapet de vanne est aligné sur le passage du corps de vanne. ■

### 3.7 Équipement interne de la vanne de régulation à capacité restreinte

La plupart des fabricants de vannes de régulation sont en mesure de fournir des vannes dont l'équipement interne peut générer une capacité réduite ou restreinte. Un débit réduit peut être requis pour l'une des raisons suivantes :

- Les organes internes à capacité restreinte peuvent permettre de sélectionner un corps de vanne suffisamment grand pour répondre aux exigences d'augmentation

de débit futures, mais avec la capacité des organes internes, le chapeau, la cage et la bague de siège s'alignent automatiquement sur l'ensemble, et le bon alignement du clapet et de la bague de siège est assuré lorsque la vanne se ferme.

- **Guidage supérieur :** le clapet de la vanne est aligné par une simple rondelle de guidage située dans le chapeau, le corps de vanne, ou l'ensemble de la garniture.
- **Guidage par la tige :** le clapet de la vanne est aligné sur la bague de siège par une rondelle de guidage qui se trouve dans le chapeau et qui agit sur la tige du clapet de vanne.
- Les grands corps dont l'équipement interne prévoit une capacité restreinte peuvent être utilisés pour réduire la vitesse en entrée et en sortie.
- Cela permet d'éviter d'acheter des réducteurs de conduit, qui sont des éléments coûteux.
- Les erreurs de surdimensionnement peuvent être corrigées en utilisant un équipement interne à capacité restreinte.

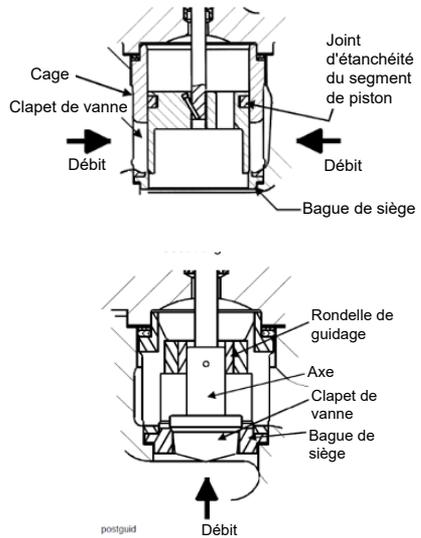


Figure 3.41 Vue en coupe du guidage par cage et par clapet des vannes à tournant conique

Les corps de robinet à soupape traditionnels peuvent être dotés de bagues de siège dont les passages sont plus petits et de clapets de vanne dimensionnés de manière à correspondre à ces plus petits passages. Les vannes dotées d'un équipement interne guidé par cage obtiennent l'effet de capacité réduite en utilisant un clapet de vanne, une cage et des pièces de la bague de siège d'une plus petite vanne ou d'une construction semblable et d'adaptateurs placés au-dessus de la cage et sous la bague de siège afin d'entrer en contact avec les plus petites pièces du corps de vanne (Figure 3.42). L'utilisation en capacité réduite n'étant pas inhabituelle, la plupart des fabricants disposent de combinaisons de pièces d'équipement interne déjà prêtes à exécuter la fonction requise. ■

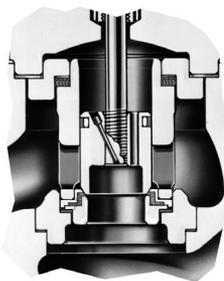


Figure 3.42 Méthode par adaptateur pour assurer une capacité de débit réduite

## 3.8 Actionneurs

Les actionneurs de vanne de régulation pneumatiques sont les plus utilisés, mais les actionneurs électriques, hydrauliques et manuels sont également très courants. L'actionneur à ressort et membrane est celui qui est le plus couramment spécifié grâce à sa dépendance et à la simplicité de sa conception. Les actionneurs à piston pneumatique fournissent un grand rendement de la force de la tige, pour les conditions de fonctionnement très contraignantes. Des adaptations des actionneurs à ressort et membrane et des actionneurs à piston pneumatique sont disponibles pour l'application directe sur les vannes de régulation rotatives.

### 3.8.1 Actionneurs à membrane

- Les actionneurs à membrane pneumatique utilisent l'alimentation en air assurée par les contrôleurs, les positionneurs ou d'autres sources.
- Les différents styles d'actionneurs incluent notamment : à action directe, dans lequel la pression d'air croissante pousse la membrane vers le bas et allonge la tige de l'actionneur (Figure 3.43).
- À action inverse, dans lequel la pression d'air croissante pousse la membrane vers le haut et rétracte la tige de l'actionneur (Figure 3.43).

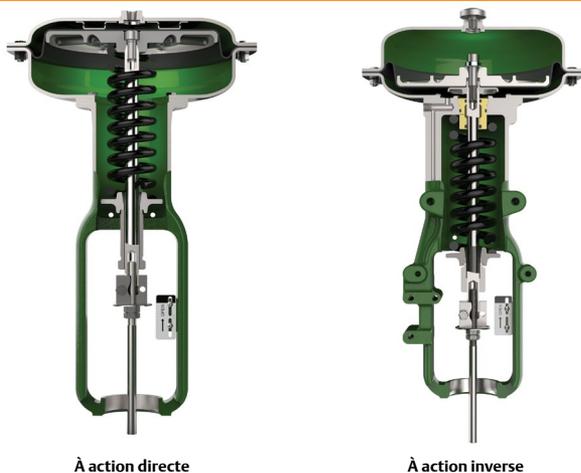


Figure 3.43 Actionneur à action directe

- Réversible, dans lequel les actionneurs peuvent être assemblés de manière à fonctionner en action directe ou inverse (Figure 3.44).
- Unité à action directe pour vannes rotatives, dans laquelle la pression d'air croissante appuie sur la membrane qui, selon l'orientation du levier d'actionneur sur l'arbre de la vanne, peut ouvrir ou fermer la vanne (voir la Figure 3.45).
- La poussée en sortie nette est la différence entre la force de la membrane et la force opposée par le ressort.
- Les diaphragmes moulés assurent des performances linéaires et augmentent la course.
- La poussée en sortie nécessaire et la pression de l'alimentation en air disponible influent sur la taille.
- Les actionneurs à membrane sont simples, dépendants et économiques.

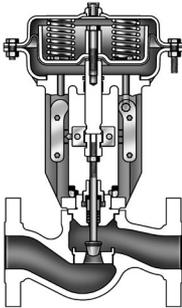


Figure 3.44 Actionneur à ressorts multiples inversable sur le terrain



Figure 3.45 Actionneur à membrane pour vanne rotative

### 3.8.2 Actionneurs à piston

- Les actionneurs à piston sont des dispositifs pneumatiques, qui utilisent l'air sous haute pression du système jusqu'à 150 psig (10,3 bar), ce qui élimine souvent le besoin de prévoir un régulateur de pression d'alimentation.
- Les actionneurs à piston fournissent une poussée en sortie maximum et de grandes vitesses de course.
- Les actionneurs à piston sont à deux passages, afin de fournir la force maximum dans les deux directions, ou à rappel par ressort pour les fonctions ouvert par manque d'énergie ou fermé par manque d'énergie (Figure 3.46).
- Différents accessoires peuvent être incorporés afin de placer un piston à deux passages, en cas de défaillance de la pression d'alimentation, comme les vannes à déclenchement pneumatique ou les systèmes de verrouillage.
- D'autres versions peuvent être utilisées sur les vannes de régulation rotatives, comme le joint à glissement sur la partie inférieure du cylindre. Cela permet à la tige de l'actionneur de se déplacer latéralement, mais aussi vers le haut et le bas, sans fuite de pression du cylindre. Cette caractéristique permet de raccorder directement la tige de l'actionneur au levier de l'actionneur monté sur l'arbre de la vanne rotative, ce qui élimine un joint (et donc une source de perte de mouvement).



Figure 3.46 Vanne de régulation avec actionneur à piston à deux passages



Figure 3.47 Vanne de régulation avec actionneur à piston à arcade Scotch



Figure 3.49 Actionneur manuel pour les vannes rotatives

### 3.8.3 Actionneurs manuels

- Les actionneurs manuels sont utiles là où le contrôle automatique n'est pas nécessaire, mais où la facilité de fonctionnement et le bon contrôle manuel le sont (Figures 3.48 et 3.49). Ils sont souvent utilisés pour actionner la vanne de dérivation dans une boucle de dérivation à trois vannes autour des vannes de régulation, afin de contrôler manuellement le processus durant les opérations de maintenance ou l'arrêt du système automatique.
- Les actionneurs manuels sont disponibles en différentes tailles pour les robinets à soupape et les vannes rotatives.
- Des dispositifs à cadran indicateur sont disponibles pour certains modèles, afin de permettre de repositionner précisément le clapet de vanne ou le disque.
- Les actionneurs manuels sont bien plus économiques que les actionneurs automatiques.



Figure 3.50 Actionneur à rack et pignon

### 3.8.4 Actionneurs à rack et pignon

Les modèles à rack et pignon sont une solution compacte et économique pour les vannes rotatives (Figure 3.44). Au vu du jeu entre-dents, ils sont généralement utilisés pour les applications marche/arrêt, où la variabilité du procédé n'est pas un élément clé.

### 3.8.5 Actionneurs électriques

Les modèles d'actionneurs électriques emploient un moteur électrique ou une forme de réduction de palier pour déplacer le clapet de vanne (Figures 3.51 et 3.52). Si les actionneurs électriques se limitaient traditionnellement à un fonctionnement marche/arrêt, ils sont aujourd'hui en mesure d'effectuer un contrôle continu. L'utilisation de moteurs sans balais dans les actionneurs électriques peut réduire ou éliminer les ruptures du moteur associées à l'allumage et à l'arrêt rapide de celui-ci. Le prix d'achat initial tend cependant à rester supérieur à celui de l'actionnement pneumatique. L'actionnement électrique est principalement

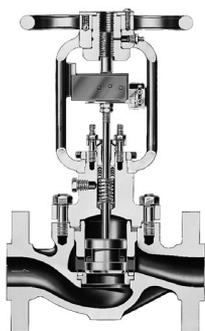


Figure 3.48 Actionneur manuel pour les vannes à tige montante

utilisé dans les situations où l'air instrument n'est pas immédiatement disponible, ou lorsque la quantité de vannes présentes ne justifie pas le coût d'un système de compresseur. ■

---



Figure 3.51 Actionneur électrique pour vanne à tige montante

---



Figure 3.52 Actionneur électrique pour vanne rotative

---



# Chapitre 4

## Accessoires pour vannes de régulation



Aujourd'hui, les systèmes de contrôle modernes utilisent le signalélectronique pour commander l'ouverture, la fermeture ou l'étranglement de la vanne. De plus, ces systèmes utilisent des signaux de retour de position et des informations diagnostiques pour valider le fonctionnement de la vanne de régulation. Enfin, les attentes en termes de performances des vannes de régulation en termes de vitesse de réponse, de précision, de stabilité, de fiabilité et de sécurité varient en fonction des besoins du contrôle de procédé. Les vannes de régulation étant installées sur des systèmes très différents et uniques, elles ont besoin d'accessoires. Les accessoires sont la grande catégorie d'instruments qui sont directement liés à un ensemble de régulation.

Il existe cinq raisons de base à l'ajout d'instrumentation et d'accessoires à une vanne de régulation.

- Amélioration du contrôle du procédé
- Amélioration de la sécurité du procédé ou du personnel
- Amélioration des performances de la vanne ou de la vitesse de réponse
- Surveillance ou vérification de la capacité de réponse de la vanne
- Diagnostic des éventuels problèmes de la vanne

## 4.1 Considérations en termes d'environnement et d'application

Les installations industrielles, les usines, les exploitations minières et les moulins travaillent dans des conditions environnementales difficiles, au vu de leur emplacement géographique et des processus qu'implique la fabrication de leurs produits. Il en résulte que les vannes et les instruments de ces installations doivent être robustes et fiables.

La température ambiante à laquelle l'instrumentation est soumise peut varier de -60 à 125°C (-76 à 257°F). Les atmosphères corrosives, comme l'eau salée et l'exposition à des produits chimiques, peut requérir l'usage d'acier inoxydable ou de matériaux en résine de construction ingénierisée. Les

vibrations intenses peuvent nécessiter un montage résistant, des mécanismes internes robustes ou des capacités de montage à distance. Un niveau d'humidité élevé peut provoquer la corrosion, c'est pourquoi les composants électroniques pourraient devoir être protégés. Les emplacements dangereux, présentant des atmosphères gazeuses ou poussiéreuses, peuvent requérir une instrumentation conçue en appliquant des mesures de protection, comme les caractéristiques ignifuges, anti-déflagration, anti-incendiaire ou la sécurité intrinsèque. Ces conditions environnementales et d'application doivent être prises en compte lors du choix des accessoires de la vanne de régulation. ■

## 4.2 Positionneurs

L'un des accessoires communs d'une vanne de régulation est le contrôleur de position de la vanne, également appelé positionneur. La fonction fondamentale d'un positionneur consiste à fournir de l'air sous pression à l'actionneur de la vanne, de façon à ce que la position de la tige de vanne corresponde au point de consigne du système de contrôle. Les positionneurs sont généralement employés lorsque la vanne a besoin d'une action d'étranglement. Un positionneur nécessite un retour de position de la part de la tige de vanne ou de l'arbre, et il fournit la pression pneumatique nécessaire à l'actionneur pour ouvrir et fermer la vanne. Le positionneur doit être monté sur ou à proximité de l'ensemble de régulation. Il existe trois catégories principales de positionneurs, en fonction du type de signal de contrôle, de la capacité de diagnostic et du protocole de communication.

### 4.2.1 Positionneurs pneumatiques

La première catégorie de positionneurs est celle des positionneurs pneumatiques. Les unités de procédé existantes peuvent utiliser la signalisation de la pression pneumatique comme point de consigne de contrôle des vannes de régulation. La pression est généralement modulée entre 20,7 et 103 kPa (3 à 15 psig) pour actionner la vanne de 0 à 100% de sa position.

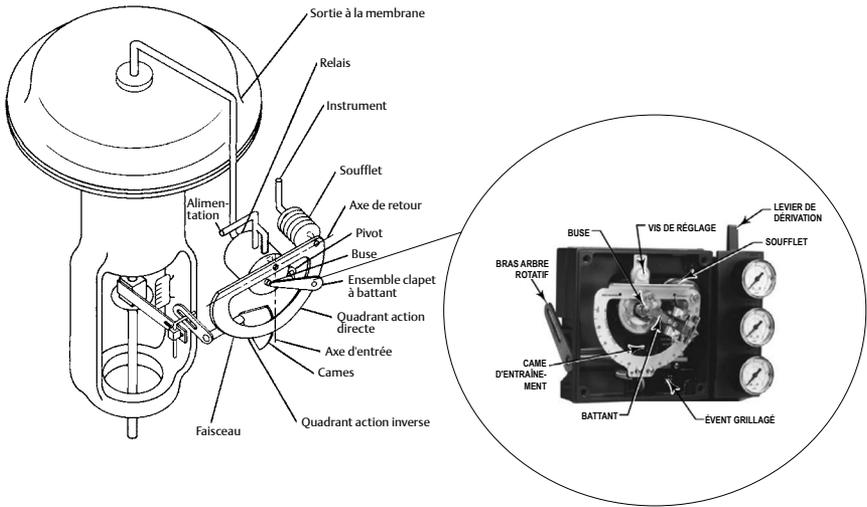


Figure 4.1 Conception type de positionneur simple effet

Dans une conception commune à positionneur pneumatique (Figure 4.1), la position de la tige ou de l'arbre de vanne est comparée à la position d'un soufflet qui reçoit le signal de contrôle pneumatique. Lorsque le signal en entrée augmente, le soufflet se détend et actionne un faisceau. Le faisceau pivote sur un axe d'entrée, lequel déplace un battant plus près de la buse. La pression de la buse augmente, ce qui augmente la pression à la sortie, vers l'actionneur, à travers un relais d'amplification pneumatique. La pression de sortie augmentée acheminée vers l'actionneur provoque le déplacement de la tige de vanne. Le mouvement de la tige revient vers le faisceau via une came. Lorsque la came tourne, le faisceau pivote sur l'axe de retour afin de séparer légèrement le battant de la buse. La pression de buse diminue et réduit la pression à la sortie, vers l'actionneur. Le mouvement de la tige continue, détachant le battant de la buse jusqu'à ce que l'équilibre soit atteint.

Lorsque le signal en entrée diminue, le soufflet se comprime (aidé par un ressort de réglage interne) et le faisceau pivote autour de l'axe d'entrée afin de séparer le battant de la buse. La pression de la buse diminue et le relais permet de relâcher la pression de l'enveloppe de la membrane vers l'atmosphère, ce qui permet à la tige de l'actionneur de monter. À travers la came, le

mouvement de la tige revient vers le faisceau afin de remettre le battant en place, plus près de la buse. Lorsque les conditions d'équilibre sont atteintes, le mouvement de la tige s'arrête et le battant est placé de manière à éviter une nouvelle réduction de la pression de l'actionneur. Voir la Figure 4.1.

Les positionneurs conçus pour les applications nucléaires, qui sont certifiés de qualité commerciale selon le programme d'assurance qualité 10CFR50, Annexe B, comprennent des matériaux qui offrent des performances supérieures à des températures et des niveaux de rayonnement élevés. Les joints toriques sont en EPDM (éthylène propylène) et les membranes en EPDM / méta-aramide. L'EPDM présente une tenue aux températures élevées supérieure et une meilleure durée de conservation que le nitrile. Le tissu en méta-aramide de la membrane présente une meilleure conservation des propriétés de résistance à des températures et des niveaux de rayonnement élevés.

#### 4.2.2 Positionneurs analogiques I/P

Le second type d'actionneur est l'actionneur analogique I/P. Les unités de traitement plus modernes utilisent un signal de 4 à 20 mA CC pour moduler les vannes de régulation. Il amène l'électronique dans la conception du positionneur et demande à ce dernier de convertir le signal de courant électronique en un signal de pression pneumatique (de courant à pneumatique, ou I/P). Le convertisseur pneumatique combiné au convertisseur électropneumatique devient le positionneur analogique. Ce convertisseur électropneumatique intégré peut être installé en usine ou sur le terrain sur des positionneurs existants. La mise à niveau d'un positionneur pneumatique existant par l'installation sur site d'un convertisseur électropneumatique se fait en modifiant le montage du positionneur existant et la plage du signal d'entrée.

Dans un positionneur analogique type (voir les Figures 4.2 et 4.3), le convertisseur reçoit un signal CC en entrée et transmet un signal de sortie pneumatique proportionnel via la disposition de la buse et du battant. Le signal pneumatique de sortie transmet le signal en entrée du positionneur pneumatique. Pour le reste, la conception est la même que celle du positionneur pneumatique.

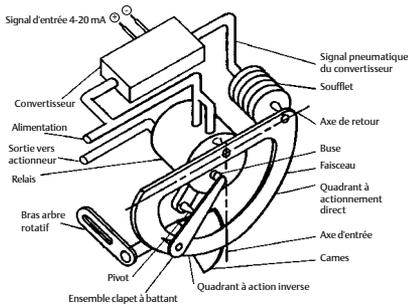


Figure 4.2 Conception type de positionneur numérique I/P simple effet



Figure 4.3 Positionneur I/P

#### 4.2.3 Contrôleurs numériques de vanne

Si les positionneurs pneumatiques et I/P analogiques assurent le contrôle de base de la position de la vanne, les contrôleurs numériques de vanne ajoutent une autre dimension aux capacités du positionneur. Ce type de positionneur est un instrument basé sur microprocesseur. Le microprocesseur permet d'effectuer un diagnostic et d'assurer la communication au convertisseur afin de simplifier le paramétrage et la résolution des problèmes.

Dans un contrôleur numérique de vanne, le signal de contrôle est lu par le microprocesseur, traité par un algorithme numérique et converti dans un signal de courant d'entraînement au convertisseur I/P. Le microprocesseur exécute l'algorithme de contrôle de position au lieu d'utiliser l'ensemble mécanique du faisceau, de la came et du battant. Au fur et à mesure que le signal de contrôle diminue, le signal d'entraînement vers le convertisseur I/P augmente, augmentant la pression de sortie du convertisseur I/P. Cette pression est acheminée vers un relais d'amplificateur pneumatique et produit deux pressions de sortie vers l'actionneur. Avec l'augmentation du signal de contrôle, une pression à la sortie augmente toujours, tandis que l'autre pression de sortie diminue.

Les actionneurs double effet utilisent les deux sorties, tandis que les actionneurs simple effet n'en utilisent qu'une. Le changement de pression à la sortie provoque le mouvement de la tige ou de l'arbre de l'actionneur. La position de la vanne est indiquée au microprocesseur. La tige continue son

mouvement, jusqu'à ce qu'elle atteigne la bonne position. Le microprocesseur stabilise alors le signal d'entraînement au convertisseur I/P, jusqu'à ce que l'équilibre soit atteint.

Le système de contre-réaction de position sans contact élimine le contact physique entre la tige de la vanne et le contrôleur numérique de la vanne. Par conséquent, il n'y a pas de pièces d'usure, ce qui permet de maximiser la durée de vie. La conception du positionneur assure une réponse rapide aux changements de phase importants et un contrôle précis pour les petits changements de point de consigne.

Outre la fonction de contrôle de position de la vanne, un contrôleur numérique de vanne dispose de deux fonctions supplémentaires : le diagnostic et la communication numérique dans les deux sens.



Figure 4.4 Contrôleur numérique de vanne monté sur une vanne de régulation

#### 4.2.3.1 Diagnostic

Le microprocesseur qui se trouve dans le contrôleur numérique de vanne permet au positionneur d'effectuer des tests de diagnostic, de les analyser et de les mémoriser.

Les informations de diagnostic sont utiles pour définir l'état de santé de l'ensemble de régulation. À l'aide de capteurs de pression, de capteurs de température, de capteurs de course et de lecture interne, des représentations graphiques des performances de la vanne de régulation et de

son état de santé sont créées et les actions conseillées sont présentées. Ces informations sont ensuite utilisées pour identifier les éléments de l'ensemble de régulation qui peuvent avoir besoin de maintenance. Ces diagnostics permettent de surveiller l'état et les performances de l'ensemble de la vanne pendant que cette dernière régle activement le procédé. Le contrôleur numérique de vanne utilise des algorithmes statistiques pour déterminer les conditions et les problèmes associés aux performances sur la base des données lues en direct depuis les capteurs. Il donne également accès aux essais dynamiques sur la course complète de l'ensemble de vanne, y compris la signature de la vanne, l'intervalle d'erreur dynamique, la réponse de la phase et la durée de la course.

#### 4.2.3.2 Communication numérique dans les deux sens

Le microprocesseur qui se trouve dans le contrôleur numérique de vanne permet également au positionneur de communiquer avec le système de contrôle via un signal numérique. Cela permet au contrôleur numérique de vanne de fournir un retour supplémentaire, comme la course réelle de la vanne, et de transmettre des alertes de diagnostic au système de contrôle.

L'un des protocoles les plus utilisés est la communication HART®. La communication HART utilise un signal numérique superposé sur le signal de contrôle traditionnel de 4 à 20 mA CC. Ce protocole de communication permet d'utiliser le système hôte pour configurer, étalonner et surveiller l'état de santé du positionneur. La communication HART offre à la fois les avantages de la communication et la familiarité du système de contrôle de 4 à 20 mA. La communication HART permet à l'utilisateur de mettre rapidement en service des boucles grâce à divers outils, soit localement au niveau de l'ensemble de régulation, soit à distance.

FOUNDATION™ fieldbus est un autre protocole standard de l'industrie. Il s'agit d'un protocole numérique, c'est-à-dire que le signal de contrôle (point de consigne) est numérique, et non pas un courant de 4 à 20 mA CC. Comme la communication HART, le système hôte peut également être utilisé pour configurer, étalonner et surveiller le positionneur.

PROFIBUS est également un protocole commun dans l'industrie pour la communication numérique. La couche physique de PROFIBUS et FOUNDATION fieldbus est la même, mais les protocoles de communication sont différents et chacun a ses avantages propres.

La technologie sans fil propose une méthode supplémentaire pour communiquer des informations entre le système de contrôle et le contrôleur numérique de vanne. Pour les positionneurs sans fil, les informations numériques peuvent être transmises indépendamment du câble du système de contrôle. ■

### 4.3 Transducteurs I/P

Dans certaines applications, le haut niveau de précision de positionnement assuré par un positionneur n'est pas nécessaire. Dans ces applications, un transducteur électro-pneumatique (I/P) peut être utilisé. Un transducteur I/P (Figure 4.6) utilise un module convertisseur qui convertit une entrée de courant de 4 à 20 mA en une sortie de pression proportionnelle. Un relais amplificateur pneumatique interne assure la capacité nécessaire pour fournir une pression de sortie à l'actionneur numérique de vanne. Le retour de la vanne n'est pas prévu et la capacité de réponse est très rapide.

Le transducteur inclut une conception déflecteur / buse (Figure 4.5) constituée de deux buses positionnées de manière à ce que le flux d'air constant qui sort de la buse d'alimentation soit dirigé vers l'entrée de la buse réceptrice. Le signal de courant d'entrée positionne une barre déflectrice dans le débit de la buse. À mesure que le signal d'entrée change, la barre déflectrice se déplace pour modifier le débit en direction de la buse réceptrice, établissant ainsi une pression pilote au niveau de la buse réceptrice. La pression pilote contrôle ensuite l'étage de l'amplificateur et la sortie du transducteur.

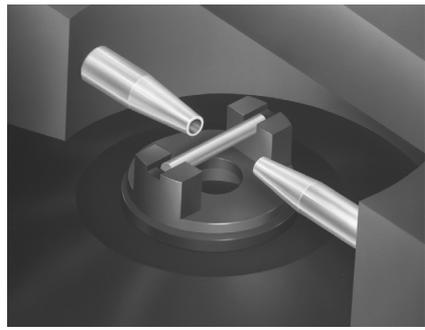


Figure 4.5 Détail de l'étage pilote déflecteur / buses

Un réseau de contrôle électronique à rétroaction compare en permanence la valeur du signal pneumatique de sortie au signal de courant d'entrée. Un capteur de pression à semi-conducteurs fait partie de l'électronique chargée de surveiller la sortie pneumatique. Un circuit comparateur intégré dans le réseau de contrôle détecte les écarts entrée / sortie et ajuste la sortie en déplaçant le déflecteur de l'étage pilote vers une position corrigée. Grâce à ce réseau à rétroaction, le transducteur est en mesure de corriger les effets générateurs d'erreurs tels que les variations de pression d'alimentation et les fuites en aval.

Les transducteurs à usage nucléaire qui sont certifiés de qualité commerciale selon le programme d'assurance qualité 10CFR50, Annexe B, utilisent des joints toriques en EPDM et des membranes en EPDM / Nomex qui offrent des performances supérieures et assurent une meilleure conservation des propriétés de résistance à des températures et des niveaux de rayonnement élevés. L'EPDM est sujet à dégradation lorsqu'il est exposé à des lubrifiants à base de pétrole. Il est par conséquent recommandé d'utiliser un approvisionnement en air propre, sec et exempt d'hydrocarbure avec les instruments qui comportent des composants en EPDM. ■



Figure 4.6 Transducteur monté sur une vanne de régulation

## 4.4 Amplificateurs de volume

Les positionneurs et les transducteurs I/P sont conçus pour fournir une capacité pneumatique de sortie suffisante pour entraîner une vanne de régulation à étranglement. Toutefois, certaines applications nécessitent des vitesses de course plus rapides. Lorsque le volume de l'actionneur est trop grand, la vitesse de positionnement de la réponse peut devenir un gros problème.

Les amplificateurs de volume résolvent le problème en amplifiant la sortie des positionneurs de vanne pour augmenter la vitesse de course des actionneurs. Les amplificateurs de volume sont utilisés pour fournir une plus grande capacité pneumatique de sortie à un ensemble de vanne (Figure 4.6). Un changement important et soudain du signal en entrée (pression de sortie du positionneur) provoque un différentiel de pression entre le signal en entrée et la sortie de l'amplificateur. Lorsque cela se produit, les diaphragmes se déplacent vers le passage d'alimentation ou le passage d'évacuation, celui des deux qui permet de réduire le différentiel. Le passage reste ouvert tant que la différence entre l'entrée de l'amplificateur et la pression de sortie se trouve dans la limite de bande morte de l'amplificateur.

Les amplificateurs intègrent une bande morte fixe, une construction de siège souple et un raccord de dérivation intégré. Lorsque la restriction de dérivation est ajustée pour assurer un fonctionnement stable, les signaux de faible magnitude et changements de taux passent à travers la restriction de dérivation et dans l'actionneur, sans démarrer l'amplificateur. Les passages d'alimentation et d'évacuation restent fermés, ce qui évite la consommation excessive d'air et la saturation des relais des positionneurs. Les vannes d'évacuation et d'alimentation à siège souple assurent étanchéité à la bulle à la fermeture

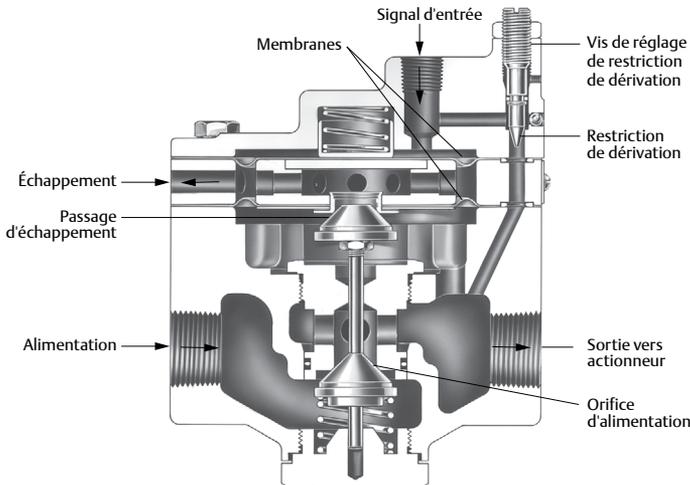


Figure 4.7 Vue en coupe d'un amplificateur de volume

afin de réduire toute consommation d'air inutile et de garantir un mode de fermeture à sûreté intégrée en cas de perte d'air comprimé. Le mécanisme d'évacuation insonorisant de série permet d'évacuer l'air de l'actionneur rapidement et silencieusement.

Les actionneurs simple effet utilisent généralement un amplificateur de volume. Les actionneurs double effet nécessitent au moins deux amplificateurs de volume, un pour alimenter chaque côté du piston de l'actionneur. (Figure 4.8) Certaines applications, comme le système anti-surtension du compresseur ou la dérivation de la turbine, peuvent nécessiter d'autres amplificateurs de volume pour assurer le volume pneumatique nécessaire à une réponse rapide de la vanne. Plusieurs accessoires peuvent être connectés directement à l'amplificateur, éliminant ainsi les grandes longueurs de lignes d'impulsion et simplifiant le schéma de branchement général pour faciliter la maintenance sur le terrain. ■



Figure 4.8 Installation type d'amplificateurs avec actionneur double effet

## 4.5 Systèmes instrumentés de sécurité (SIS)

L'objectif premier d'une vanne de régulation est de moduler le débit de liquide ou de gaz dans un conduit qui fait partie d'une boucle de contrôle du procédé. Ces mêmes boucles de procédé comprennent un événement d'urgence, un dispositif de blocage ou des vannes d'isolement. Ces vannes sont généralement

des vannes marche/arrêt qui sont utilisées pour placer la boucle de procédé dans un état sécurisé en cas d'urgence de contrôle du procédé (Figure 4.9). Un système de sécurité supplémentaire, comme un solveur logique, contrôle ces vannes.

### 4.5.1 Essais de course partielle

Les vannes de sûreté étant statiques et ne modulant pas dans des conditions normales, elles peuvent coller. Lorsqu'une demande d'urgence se produit, il existe un risque que les vannes ne bougent pas quand elles doivent le faire. Pour mitiger ce risque, un contrôleur numérique de vanne peut être utilisé comme dispositif d'essai de course partielle.

L'une des fonctions importantes de l'instrument vise à mettre régulièrement la vanne en fonction. Ceci est effectué par un essai de course partielle (partial stroke test, PST). Le PST déplace lentement la vanne sur une partie de sa course totale, puis revient à son état normal. Cela exerce les dispositions mécaniques de la vanne de sûreté, avec une interruption minimale de la boucle de procédé. De plus, un contrôleur numérique de vanne peut diagnostiquer les problèmes qui pourraient se produire et transmettre des alarmes en cas d'échec du test.



Figure 4.9 Contrôleur numérique de vanne SIS sur une soupape de sûreté

### 4.5.2 Fonction sécurité et certification de produit

Un actionneur à rappel par ressort fournit un mode de fermeture inhérent pour l'ensemble de la vanne. En cas d'urgence, la méthode habituelle de déplacer la vanne en état de

sécurité consiste à couper la pression d'air de l'actionneur et à laisser le ressort positionner la vanne. Pour ce faire, une électrovanne et/ou un contrôleur numérique de vanne peuvent être utilisés. Une instrumentation supplémentaire peut être prévue sur la vanne de sécurité, comme des amplificateurs, des transmetteurs de positions et des systèmes de déclenchement. Tous ces instruments doivent être évalués du point de vue de leur effet sur le système de sécurité.

Ces éléments peuvent toutefois présenter une défaillance, ce qui provoque un déclenchement imprévu ou empêche la vanne de sécurité d'entrer en état de sécurité. Les modes de défaillance, les effets et l'analyse des diagnostics (FMEDA) fournissent des valeurs pour chaque composant. Cela permet à un ingénieur chargé de la sécurité de concevoir un système de sécurité instrumenté adapté au niveau de réduction du risque voulu. Pour de plus amples informations concernant les systèmes de sécurité instrumentés, voir le Chapitre 12. ■

## 4.6 Vannes numériques optimisées

Les ensembles de vannes numériques optimisées (ODV) sont utilisés pour répondre à des exigences strictes en matière de performances dynamiques et de temps de course. Les vannes plus rapides et plus précises permettent généralement d'obtenir des rendements plus élevés, ce qui se traduit par des économies plus importantes pour l'utilisateur final. Elles sont entièrement conçues et testées de manière à réduire les vibrations grâce à l'utilisation d'un frein pneumatique et d'un cylindre à amortissement. Une ODV améliore les performances dynamiques en utilisant un filtre d'entrée avance-retard, une poussée avance-retard et une régulation de pression au point limite. ■

## 4.7 Contrôleurs

Dans certaines applications, le contrôle du procédé est effectué au niveau local, sans qu'il soit nécessaire de disposer d'un système à commande décentralisée (DCS) ou d'un contrôleur programmable (PLC). Les contrôleurs locaux sont utilisés pour

mesurer les conditions du procédé tels que la pression, la température ou le niveau, et ils dirigent directement la pression de sortie pneumatique vers une vanne de régulation (Figure 4.10).

L'entrée du contrôleur local est généralement la pression, la pression différentielle, la température ou le changement de niveau. La mesure du procédé se traduit en un mouvement de l'ensemble faisceau/battant, qui est relié à un élément d'entrée. L'élément d'entrée peut être un tuyau Bourdon, un ensemble de soufflets, un ensemble de levier de déplacement liquide ou une sonde de température.

L'élément d'entrée est relié à un pointeur de procédé (ajustement du point de consigne) et au battant par des liaisons. Lorsque l'entrée de procédé augmente (dans un contrôleur à effet direct), le battant se déplace vers la buse, ce qui restreint le débit à travers la buse et augmente la pression de la buse. Lorsque cela se produit, l'action du relais augmente la pression à la sortie de l'actionneur, ce qui module la vanne de régulation. La pression à la sortie revient vers le soufflet proportionnel. L'action du soufflet proportionnel va à l'encontre du mouvement du battant qui est généré par le changement d'entrée du procédé. Il éloigne ensuite le battant de la



Figure 4.10 Contrôleur pneumatique sur une vanne de régulation

buse jusqu'à ce que le contrôleur atteigne un point d'équilibre. L'ajustement du point de consigne modifie la proximité de la buse et du battant, comme le fait un changement d'entrée de procédé. Toutefois, lorsque le point de consigne est modifié, la buse se déplace par rapport au battant.

Le bouton d'ajustement de la bande proportionnelle place la buse sur le battant. L'augmentation ou l'élargissement de la bande proportionnelle déplace la buse vers une position du battant qui produit un moindre mouvement du battant, réduisant le gain du contrôleur. La réduction ou la diminution de la bande proportionnelle déplace la buse vers une position où un plus grand mouvement du battant se produit, ce qui augmente le gain. L'action du contrôleur passe de directe à inverse lorsque l'on tourne le bouton d'ajustement de la bande proportionnelle afin de placer la buse sur un point du battant où la direction du mouvement du battant vers le mouvement d'entrée est inversé. Lorsque le contrôleur est un mode action inverse, une augmentation de l'entrée du procédé provoque la diminution de la pression de sortie de l'actionneur. La pression d'alimentation passe à travers un orifice fixe du relais et sort par la buse. La pression de la buse s'adapte à la grande membrane de relais et module la pression d'alimentation sur la petite membrane de relais. Cela module également la pression de sortie du contrôleur vers l'actionneur (Figure 4.11).

Les contrôleurs qui fonctionnent en mode proportionnel plus remise à zéro sont semblables aux contrôleurs uniquement proportionnels, à l'exception du fait que la pression de sortie est ramenée aux soufflets de remise à zéro et proportionnels. Durant le fonctionnement, les contrôleurs proportionnels plus remise à zéro minimisent l'écart entre la variable du procédé et le point de consigne.

Les contrôleurs proportionnels à remise à zéro et débit sont équipés d'une vanne de débit, d'une restriction réglable qui maintient le gain du contrôleur pendant un moment afin d'accélérer l'action correctrice des systèmes lents (Figure 4.12). L'action du débit retarde la réduction de gain suffisamment longtemps pour permettre au système de répondre au changement, mais pas assez longtemps pour que le système devienne instable. Le gain lent assuré par l'action proportionnelle assure le maintien de la stabilité du système. Enfin, l'action de remise à zéro augmente le gain et ramène le procédé vers le point de consigne.

La fonction anti-saturation d'intégrale réduit l'erreur de jetée à l'entrée du procédé qui peut être due à un écart du point de consigne trop important ou trop long. Cette option peut être ajustée pour fonctionner aussi bien lorsque la pression à la sortie augmente que quand elle diminue. La soupape de sûreté différentielle travaille lorsque la différence entre la pression proportionnelle du soufflet et celle du soufflet de remise à zéro atteint une valeur prédéterminée.

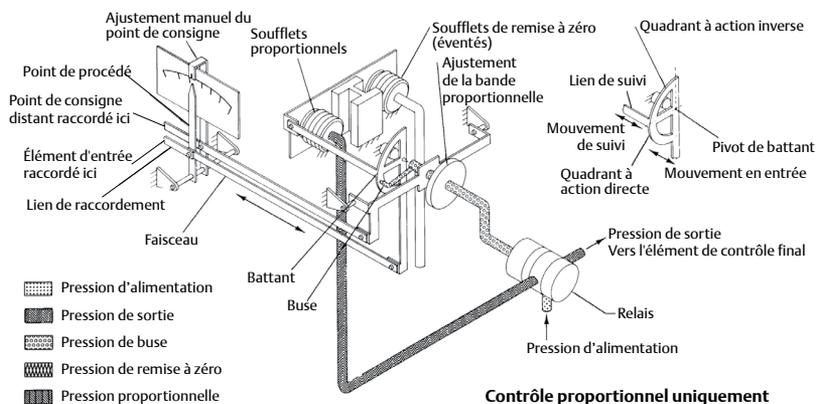


Figure 4.11 Schéma d'un contrôleur pneumatique

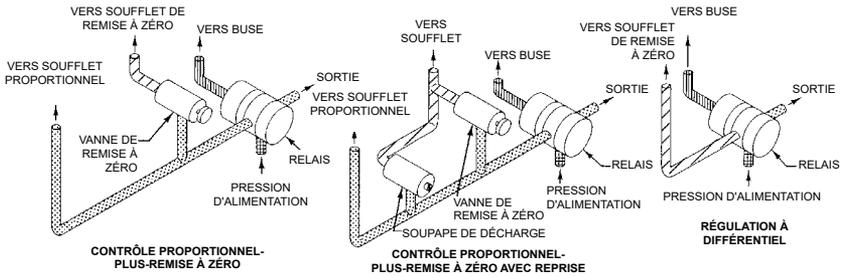


Figure 4.12 Schéma d'un contrôleur pneumatique

### 4.7.1 Régulateurs de pression différentielle

Les régulateurs indicateurs de pression différentielle affichent la pression différentielle du procédé et le point de consigne sur une échelle de procédé facile à lire. Les régulateurs détectent deux pressions différentes et comparent la différence entre ces pressions à l'aide d'un point de consigne défini par l'opérateur. Un signal pneumatique est ensuite transmis à un élément de contrôle pour modifier la pression différentielle du procédé de manière à ce qu'elle se rapproche du point de consigne.

### 4.7.2 Régulateurs indicateurs de pression manométrique

Les régulateurs indicateurs de pression manométrique affichent la pression du procédé et le point de consigne sur une échelle de procédé facile à lire. Les régulateurs comparent la pression du procédé à un point de consigne défini par l'opérateur et transmettent un signal pneumatique à un élément de contrôle de manière à ce que la pression du procédé se rapproche du point de consigne.

### 4.7.3 Régulateurs indicateurs de température

Les régulateurs indicateurs de température affichent la température du procédé et le point de consigne sur une échelle de procédé facile à lire. Les régulateurs sont utilisés par les industries qui nécessitent une surveillance précise des procédés et un contrôle exact de la température. Une sonde de température mesure la température du procédé. Le régulateur de température compare ensuite

la température du procédé à un point de consigne défini par l'opérateur. Le régulateur transmet un signal pneumatique à un élément de contrôle. L'élément de contrôle modifie la température du procédé de manière à ce qu'elle se rapproche du point de consigne. ■

## 4.8 Transmetteurs de position

Le transmetteur de position a pour fonction de fournir au système de contrôle un retour indépendant quant à la position de la vanne. Le retour quant à la position est souvent utilisé pour la surveillance du procédé, la résolution des problèmes ou la vérification de la mise en marche/arrêt. Le transmetteur de position est monté directement sur la vanne, et il mesure la position de la tige ou de l'arbre de vanne. Sur les installations câblées, le transmetteur de position émet un signal de 4 à 20 mA qui correspond à la plage d'étranglement de la vanne de régulation. Dans une installation sans fil, le transmetteur de position émet un signal numérique de 0 à 100% (Figure 4.13). ■



Figure 4.13 Moniteur de position sans fil monté sur un actionneur

## 4.9 Fins de course

Une fin de course a pour fonction de fournir un signal d'ouverture ou de fermeture discret au système de contrôle lorsque la vanne atteint une position spécifique de sa plage de course. Les fins de course sont également utilisées pour la surveillance du procédé, la résolution des problèmes ou la vérification de la mise en marche/arrêt. La fin de course reçoit le retour de position de la tige ou de l'arbre de vanne, et il envoie un signal par câble ou sans fil au système de contrôle. De nombreuses technologies de fins de course sont disponibles, comme la proximité, l'état solide, la fermeture magnétique ou par contact ■

## 4.10 Électrovannes

Une électrovanne est installée sur le chemin pneumatique de l'actionneur. Dans certaines applications, l'électrovanne évacuera l'air de l'actionneur afin de permettre à la vanne de passer à l'état de fermeture en l'absence d'air. Dans d'autres applications, l'électrovanne bloquera l'air dans l'actionneur afin d'immobiliser la vanne sur sa position actuelle. Des électrovannes à trois voies sont généralement utilisées pour agir sur les actionneurs à rappel par ressort, tandis que les actionneurs double effet sont équipés d'électrovannes à quatre voies. L'électrovanne est activée en émettant ou bloquant un signal électrique discret du système de contrôle.

Une électrovanne (SOV) est une vanne marche/arrêt électromagnétique contrôlée par un signal électrique discret transmis par un système de contrôle. Dans les applications de contrôle de procédé, les SOV sont généralement utilisées pour mettre sous (ou hors) tension les actionneurs marche/arrêt. Les électrovannes à trois voies sont utilisées pour les applications à actionneur à rappel par ressort et les électrovannes à quatre voies sont employées dans les applications à actionneur double effet (voir les Figures 14.14 et 14.15).

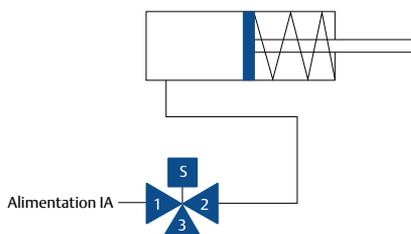


Figure 14.14 Schémas de l'actionneur à rappel par ressort

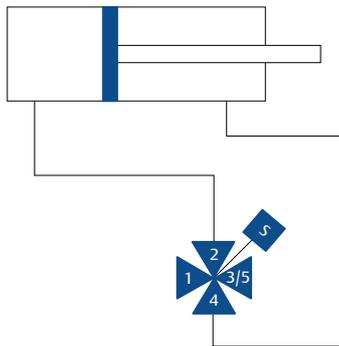


Figure 14.15 Schémas de l'actionneur double effet

Les applications des vannes de régulation utiliseront généralement une électrovanne entre le contrôleur numérique de vanne et la vanne de régulation (Figure 14.16). Les électrovannes resteront sous tension lorsque la vanne de régulation est contrôlée par le contrôleur numérique de vanne. Le signal pneumatique du contrôleur numérique de vanne passe à travers l'électrovanne durant le fonctionnement normal. L'électrovanne est mise en place pour permettre de fermer rapidement la vanne de régulation, indépendamment du contrôleur numérique de vanne. La vanne de régulation peut être

placée en état fermé ou sécurisé par une électrovanne ou par le contrôleur numérique de vanne. Ce type de disposition est appelée « 1 sur 2 » (en anglais 1-out-of-2, d'où 1oo2). Cette nomenclature indique qu'un dispositif sur deux peut placer la vanne de régulation en état sécurité. Les dispositifs en question sont le contrôleur numérique de la vanne et l'électrovanne.

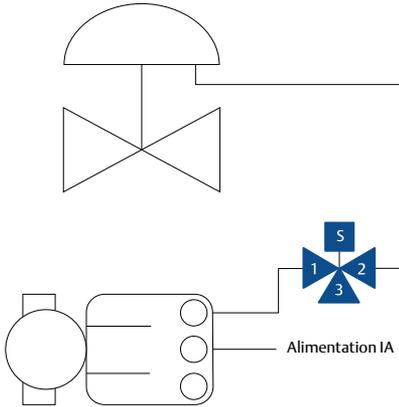


Figure 14.16 Électrovanne et contrôleur numérique de vanne en configuration 1oo2

Lorsque l'on choisit une électrovanne pour l'application d'une vanne de régulation, il s'agit de s'assurer que l'électrovanne est en mesure de travailler sur toute la plage de l'actionneur de la vanne de régulation et du contrôleur numérique de vanne. Les pressions pour ces applications peuvent varier de 0 à 150 psi en fonction du type d'actionneur. Pour travailler de manière efficace sur cette plage de pression, une électrovanne à simple effet (Figure 14.17) ou une électrovanne pilotée par l'extérieur (Figure 14.18) doit être utilisée. Une électrovanne à simple effet n'est actionnée que par la force électromagnétique de l'électrovanne. Une électrovanne pilotée de l'extérieur utilise la pression d'air externe pour changer l'état de l'électrovanne. La pression d'air extérieure est activée et désactivée par le pilote électromagnétique à simple effet qui fait partie de l'électrovanne. La pression d'air extérieur permet à ce type d'électrovanne de changer d'état sans que la partie principale de l'électrovanne ne contienne d'air.



Figure 14.17 Ensemble d'électrovanne à simple effet

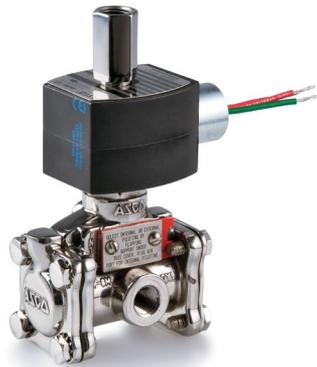


Figure 14.18 Électrovanne actionnée par pilote

Différents types d'électrovannes peuvent être utilisés en fonction des préférences et des besoins de l'utilisateur final. La Figure 14.17 illustre une architecture 1oo2 type utilisée dans les systèmes où une électrovanne doit placer l'élément de contrôle final en état sécurisé. La Figure 14.19 illustre l'architecture 2oo2 d'une électrovanne qui demande à ce que les deux électrovannes placent l'élément de contrôle final en état sécurisé. Les architectures des électrovannes sont disponibles en configurations plus complexes. Il est important de se souvenir que la nomenclature spécifiée XooY a une signification particulière, car il s'agit d'un aspect important de l'architecture des électrovannes. X électrovannes sur un total de Y électrovannes doivent changer d'état sur demande, afin de placer l'élément de contrôle final en état sécurisé. Une seule électrovanne qui s'utilise elle-même est dite 1oo1.

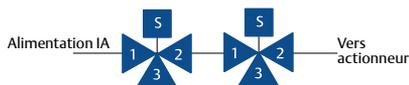


Figure 14.19 Architecture d'une vanne actionnée par une électrovanne 1002

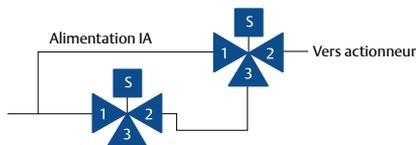


Figure 14.20 Architecture d'une vanne actionnée par une électrovanne 2002

Les électrovannes comptent un grand nombre de conceptions, des vannes trois voies à simple effet aux vannes à réinitialisation manuelle plus complexes et aux systèmes d'électrovannes redondants. Les électrovannes à réinitialisation manuelle (voir la Figure 14.22) sont utilisées lorsque l'opérateur doit effectuer une vérification avant de mettre l'électrovanne en service. En général l'électrovanne est mise sous tension, mais elle ne fonctionnera pas tant qu'un opérateur ne soulèvera pas un levier. Les systèmes d'électrovannes redondants (voir la Figure 14.21) sont utilisés dans les applications critiques afin d'éviter les déclenchements indésirables et/ou d'aider à assurer que l'arrêt se produira lorsqu'un élément de contrôle final le demandera. ■



Figure 14.21 Électrovanne redondante



Figure 14.22 Électrovanne à trois voies et réinitialisation manuelle



Figure 14.23 Ensemble de manchon de l'électrovanne

## 4.11 Systèmes de déclenchement

Les systèmes de déclenchement sont utilisés dans les applications de contrôle où une action spécifique de la part de l'actionneur est requise en cas de perte de pression d'alimentation (Figure 4.24). Ils sont utilisés avec les actionneurs double effet qui n'ont pas d'état de fermeture sans air inhérent, ou avec les actionneurs simple ou double effet pour assurer le blocage pneumatique.

Lorsque la pression d'alimentation descend en-dessous du point de déclenchement, la vanne de déclenchement provoque la position de repli de l'actionneur en position haute ou basse, ou le verrouillage de l'actionneur dans sa dernière position de fonctionnement. Pour les applications double effet, un réservoir de volume assure

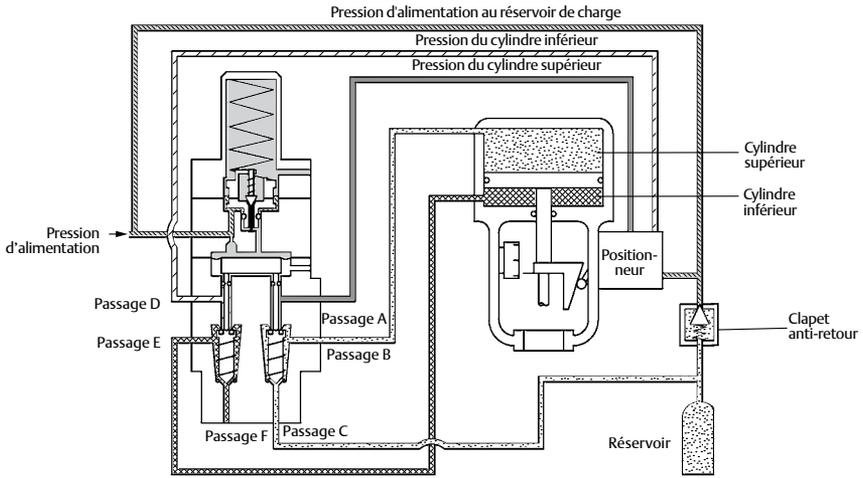


Figure 4.24 Vanne de déclenchement en position déclenchée

la capacité d'air pneumatique de réserve pour actionner la vanne jusqu'à ce que la pression d'alimentation soit rétablie. Lorsque la pression d'alimentation s'élève au-dessus du point de déclenchement, la vanne de déclenchement se réinitialise automatiquement, permettant ainsi le retour du système à un fonctionnement normal. ■

## 4.12 Vannes de commutation

Les vannes de commutation sont généralement utilisées pour fournir une pression réduite constante de fluides gazeux aux contrôleurs pilotés et à d'autres instruments pneumatiques. Grâce à un choix de ressorts assurant une résolution optimale, le point de commutation est réglé selon une exigence spécifique à l'aide d'une vis de réglage située en haut de la boîte à ressorts. Principalement utilisé dans les actionneurs à ressort et à membrane pour atteindre la position de « dernier verrouillage » en cas de défaillance. (Figure 4.25) ■

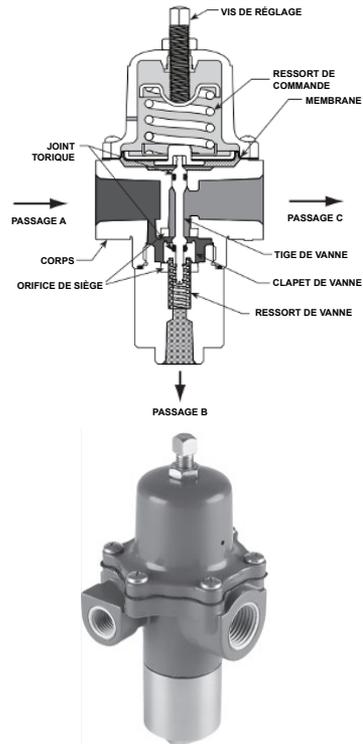


Figure 4.25 Vanne de commutation à 3 voies type

## 4.13 Commandes manuelles

Des commandes manuelles de l'actionneur de membrane sont souvent utilisées comme des arrêts de course ajustables. Elles fournissent également un moyen de positionner la vanne de régulation en cas d'urgence.

Les commandes manuelles à montage latéral peuvent être utilisées pour actionner la vanne dans les deux sens, quel que soit le point de la course de la tige de l'actionneur (Figure 4.26). La commande manuelle à montage latéral peut être placée sur la course limite dans les deux sens, mais pas en même temps. Lorsque la commande manuelle est en position neutre, le fonctionnement automatique est possible sur la course complète de la vanne. Pour toutes les autres positions, la course de la vanne sera limitée.

Les commandes manuelles à montage supérieur sont utilisées pour le service non fréquent, afin d'actionner manuellement la vanne (Figure 4.27). ■



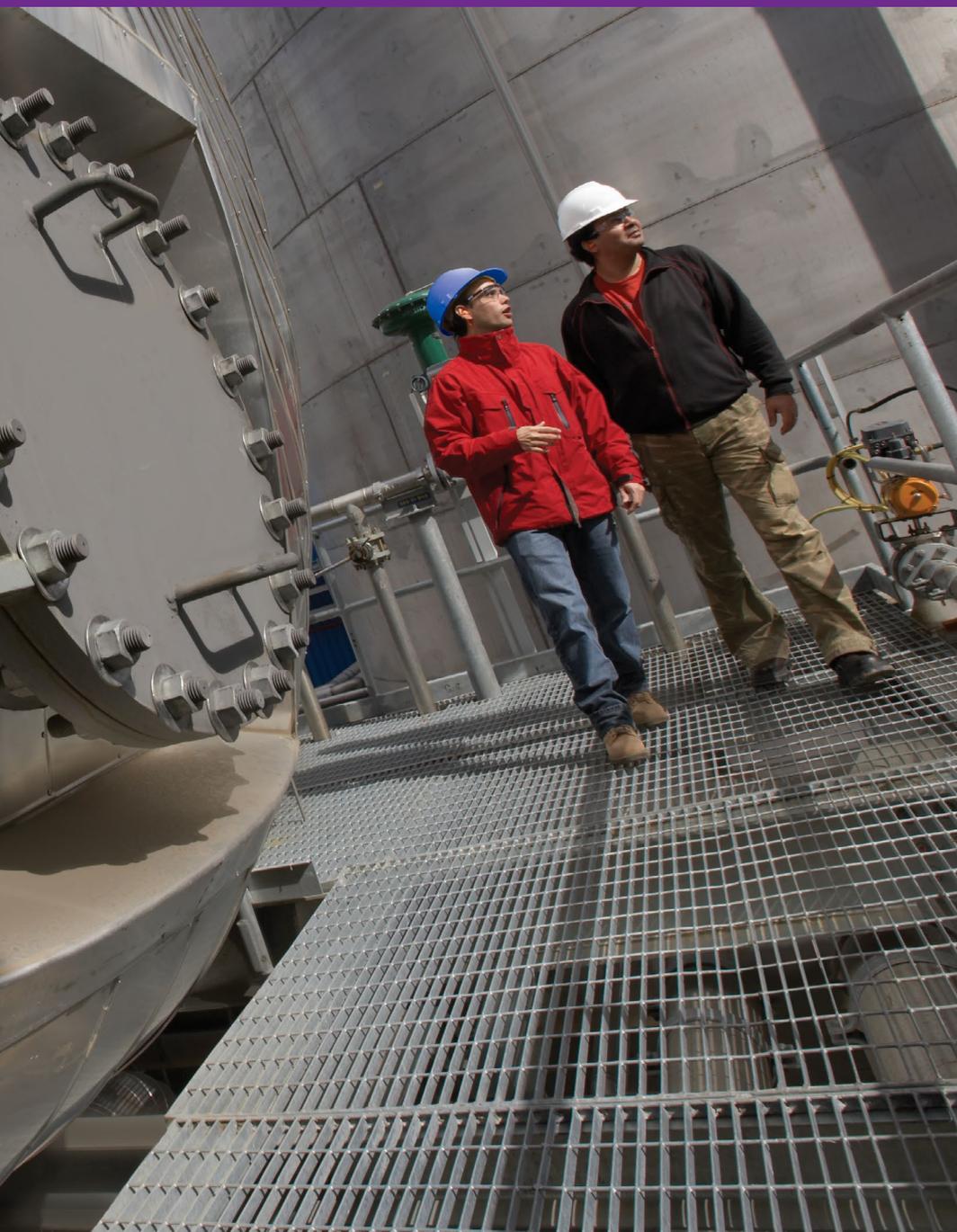
Figure 4.26 Actionneur avec commande manuelle à montage latéral



Figure 4.27 Actionneur avec commande manuelle à montage supérieur

# Chapitre 5

## Dimensionnement des vannes de régulation



Les vannes de régulation gèrent tous les types de fluides, à des températures qui vont des valeurs cryogéniques à bien plus de 538°C (1000°F). Le choix de l'ensemble du corps de la vanne de régulation demande une attention particulière afin de fournir la meilleure combinaison possible entre le type de corps de vanne, le matériau et le type d'équipement interne en fonction de l'utilisation prévue. Les exigences en termes de capacité et de plage de pression de fonctionnement du système doivent également être prises en considération lors du choix de la vanne de régulation, afin d'assurer un fonctionnement satisfaisant sans dépense initiale inutile.

Les fabricants connus de vannes de régulation et leurs représentants aident leurs clients à choisir la vanne de régulation la plus appropriée aux conditions de fonctionnement. Une application disposant généralement de différentes possibilités, il est important de fournir les informations suivantes pour toutes les conditions jugées importantes :

- Type de fluide à contrôler
- Température du fluide
- Viscosité du fluide
- Concentration de toutes les éléments qui le composent, y compris les impuretés présentes sous forme de traces
- Conditions du procédé au démarrage, durant le fonctionnement normal et lors des arrêts
- Nettoyage chimique qui peut être effectué périodiquement
- Poids spécifique ou densité du fluide
- Débit du fluide
- Pression à l'entrée de la vanne
- Pression à la sortie ou chute de pression
- Chute de pression à l'arrêt
- Niveau de bruit maximum admis, si pertinent, et valeurs du point de référence
- Degrés de surchauffe ou point d'éclair, s'ils sont connus
- Taille et planification de l'entrée et de la sortie du conduit

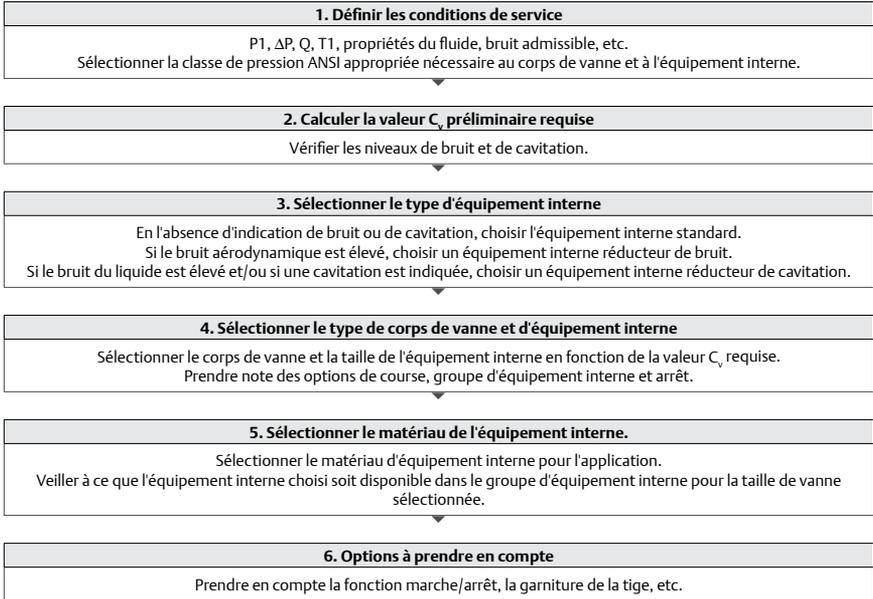
- Informations spéciales requises sur l'étiquette
- Matériau corps moulé (ASTM A216 grade WCC, ASTM A217 grade WC9, ASTM A351 CF8M, etc.)
- Type d'extrémités et de vanne (vissée, Classe 600 RF à bride, Classe 1500 RTJ à brides, etc.)
- Action souhaitée en cas d'absence d'air (ouverture de la vanne, fermeture, maintien de la dernière position contrôlée).
- Alimentation en air instrument disponible
- Signal instrument (de 3 à 15 psig, de 4 à 20 mA, HART, etc.)

De plus, les informations suivantes nécessiteront l'accord de l'utilisateur et du fabricant en fonction de l'achat et des pratiques d'ingénierie appliquées.

- Numéro de type de la vanne
- Taille de la vanne
- Construction du corps de vanne (d'équerre, à deux voies, papillon, etc.)
- Guidage du clapet de vanne (à cage, par le passage, etc.)
- Action du clapet de vanne (enfoncer pour fermer, PDTc, ou enfoncer pour ouvrir, PDT0)
- Diamètre du passage (plein ou restreint)
- Matériau requis pour l'équipement interne de la vanne
- Action du débit (le débit tend à ouvrir la vanne ou à la fermer)
- Taille de l'actionneur requis
- Type de chapeau (plein, élargi, à soufflet, etc.)
- Matériau de la garniture (bague en V en PTFE, graphite laminée, système d'étanchéité respectueux de l'environnement, etc.)
- Accessoires requis (positionneurs, commande manuelle, etc.)

Certaines de ces options ont été présentées dans les chapitres précédents de cet ouvrage, d'autres le seront dans les suivants.

## Processus de sélection de la vanne



## 5.1 Dimensions des vannes de régulation

### 5.1.1 Dimensions face à face des vannes de régulation à bride et des robinets à soupape

Classes 125, 150, 250, 300 et 600 (dimensions conformes à la norme ANSI/ISA-75.08.01)

Diamètre du robinet		Valeurs de pression et connecteurs terminaux					
		Classe 125 FF (CI) Classe 150 RF (STL)		Classe 150 RTJ (STL)		Classe 250 RF (CI) Classe 300 RF (STL)	
DN	NPS	mm	in	mm	in	mm	in
15	1/2	184	7,25	197	7,75	190	7,50
20	3/4	184	7,25	197	7,75	194	7,62
25	1	184	7,25	197	7,75	197	7,75
40	1-1/2	222	8,75	235	9,25	235	9,25
50	2	254	10,00	267	10,50	267	10,50
65	2-1/2	276	10,88	289	11,38	292	11,50
80	3	298	11,75	311	12,25	318	12,50
100	4	352	13,88	365	14,38	368	14,50
150	6	451	17,75	464	18,25	473	18,62
200	8	543	21,38	556	21,88	568	22,38
250	10	673	26,50	686	27,00	708	27,88
300	12	737	29,00	749	29,50	775	30,50
350	14	889	35,00	902	35,50	927	36,50
400	16	1016	40,00	1029	40,50	1057	41,62

*Abréviations utilisées ci-dessus : FF - Flat Face (face plate) ; RF - Raised Face (face relevée) ; RTJ - Ring-Type Joint (joint type bague) ; CI - Cast Iron (fonte)*

## Dimensions face à face des vannes de régulation à bride et des robinets à soupape (suite)

Diamètre du robinet		Valeurs de pression et connecteurs terminaux					
		Classe 300 RTJ (STL)		Classe 600 RF (STL)		Classe 600 RTJ (STL)	
DN	NPS	mm	in	mm	in	mm	in
15	1/2	202	7,94	203	8,00	203	8,00
20	3/4	206	8,12	206	8,12	206	8,12
25	1	210	8,25	210	8,25	210	8,25
40	1-1/2	248	9,75	251	9,88	251	9,88
50	2	282	11,12	286	11,25	284	11,37
65	2-1/2	308	12,12	311	12,25	314	12,37
80	3	333	13,12	337	13,25	340	13,37
100	4	384	15,12	394	15,50	397	15,62
150	6	489	19,24	508	20,00	511	20,12
200	8	584	23,00	610	24,00	613	24,12
250	10	724	28,50	752	29,62	755	29,74
300	12	790	31,12	819	32,25	822	32,37
350	14	943	37,12	972	38,25	475	38,37
400	16	1073	42,24	1108	43,62	1111	43,74

*Abréviations utilisées ci-dessus : STL = Steel (acier)*

## Classes 900, 1500 et 2500 (dimensions conformes à la norme ANSI/ISA-75.08.06)

Diamètre du robinet		Classe 900				Classe 1500	
		mm		in		mm	
DN	NPS	Court	Long	Court	Long	Court	Long
15	1/2	273	292	10,75	11,50	273	292
20	3/4	273	292	10,75	11,50	273	292
25	1	273	292	10,75	11,50	273	292
40	1-1/2	311	333	12,25	13,12	311	333
50	2	340	375	13,38	14,75	340	375
65	2-1/2	---	410	---	16,12	---	410
80	3	387	441	15,25	17,38	406	460
100	4	464	511	18,25	20,12	483	530
150	6	600	714	21,87	28,12	692	768
200	8	781	914	30,75	36,00	838	972
250	10	864	991	34,00	39,00	991	1067
300	12	1016	1130	40,00	44,50	1130	1219
350	14	---	1257	---	49,50	---	1257
400	16	---	1422	---	56,00	---	1422
450	18	---	1727	---	68,00	---	1727

*Dimensions face à face des vannes de régulation à bride et des robinets à soupape (suite)*

Dimensions des robinets		Classe 1500		Classe 2500			
		in		mm		in	
DN	NPS	Court	Long	Court	Long	Court	Long
15	1/2	10,75	11,50	308	318	12,12	12,50
20	3/4	10,75	11,50	308	318	12,12	12,50
25	1	10,75	11,50	308	318	12,12	12,50
40	1-1/2	12,25	13,12	359	381	14,12	15,00
50	2	13,38	14,75	---	400	---	16,25
65	2-1/2	---	16,12	---	441	---	17,38
80	3	16,00	18,12	498	660	19,62	26,00
100	4	19,00	20,87	575	737	22,62	29,00
150	6	24,00	30,25	819	864	32,25	34,00
200	8	33,00	38,25	---	1022	---	40,25
250	10	39,00	42,00	1270	1372	50,00	54,00
300	12	44,50	48,00	1321	1575	52,00	62,00
350	14	---	49,50	---	---	---	---
400	16	---	56,00	---	---	---	---
450	18	---	68,00	---	---	---	---

**5.1.2 Dimensions face à face des robinets à soupape aux extrémités soudées bout à bout**

Classes 150, 300, 600, 900, 1500 et 2500 (dimensions conformes à la norme ANSI/ISA-75.08.05)

Dimensions des robinets		Classe 150, 300 et 600				Classe 900 et 1500	
		mm		in		mm	
DN	NPS	Court	Long	Court	Long	Court	Long
15	1/2	187	203	7,38	8,00	194	279
20	3/4	187	206	7,38	8,25	194	279
25	1	187	210	7,38	8,25	197	279
40	1-1/2	222	251	8,75	9,88	235	330
50	2	254	286	10,00	11,25	292	375
65	2-1/2	292	311	11,50	12,25	292	375
80	3	318	337	12,50	13,25	318	460
100	4	368	394	14,50	15,50	368	530
150	6	451	508	17,75	20,00	508	768
200	8	543	610	21,38	24,00	610	832
250	10	673	752	26,50	29,62	762	991
300	12	737	819	29,00	32,35	914	1130
350	14	851	1029	33,50	40,50	---	1257
400	16	1016	1108	40,00	43,62	---	1422
450	18	1143	---	45,00	---	---	1727

*Dimensions face à face des robinets à soupape aux extrémités soudées bout à bout (suite)*

Dimensions des robinets		Classe 900 et 1500		Classe 2500			
		in		mm		in	
DN	NPS	Court	Long	Court	Long	Court	Long
15	1/2	7,62	11,00	216	318	8,50	12,50
20	3/4	7,62	11,00	216	318	8,50	12,50
25	1	7,75	11,00	216	318	8,50	12,50
40	1-1/2	9,25	13,00	260	359	10,25	14,12
50	2	11,50	14,75	318	400	12,50	15,75
65	2-1/2	11,50	14,75	318	400	12,50	15,75
80	3	12,50	18,12	381	498	15,00	19,62
100	4	14,50	20,88	406	575	16,00	22,62
150	6	24,00	30,25	610	819	24,00	32,25
200	8	24,00	32,75	762	1029	30,00	40,25
250	10	30,00	39,00	1016	1270	40,00	50,00
300	12	36,00	44,50	1118	1422	44,00	56,00
350	14	---	49,50	---	1803	---	71,00
400	16	---	56,00	---	---	---	---
450	18	---	68,00	---	---	---	---

**5.1.3 Dimensions de face à face pour les robinets à soupape aux extrémités à emboîtement soudé**

Classes 150, 300, 600, 900, 1500 et 2500 (dimensions conformes à la norme ANSI/ISA-75.08.03)

Dimensions des robinets		Classe 150, 300 et 600				Classe 900 et 1500	
		mm		in		mm	
DN	NPS	Court	Long	Court	Long	Court	Long
15	1/2	170	206	6,69	8,12	178	279
20	3/4	170	210	6,69	8,25	178	279
25	1	197	210	7,75	8,25	178	279
40	1-1/2	235	251	9,25	9,88	235	330
50	2	267	286	10,50	11,25	292	375
65	2-1/2	292	311	11,50	12,25	292	---
80	3	318	337	12,50	13,25	318	533
100	4	368	394	14,50	15,50	368	530

*Dimensions face à face pour les robinets à soupape aux extrémités à emboîtement soudé (suite)*

Dimensions des robinets		Classe 900 et 1500		Classe 2500			
		in		mm		in	
DN	NPS	Court	Long	Court	Long	Court	Long
15	1/2	7,00	11,00	216	318	8,50	12,50
20	3/4	7,00	11,00	216	318	8,50	12,50
25	1	7,00	11,00	216	318	8,50	12,50
40	1-1/2	9,25	13,00	260	381	10,25	15,00
50	2	11,50	14,75	324	400	12,75	15,75
65	2-1/2	11,50	---	324	---	12,75	---
80	3	12,50	21,00	381	660	15,00	26,00
100	4	14,50	20,88	406	737	16,00	29,00

**5.1.4 Dimensions de face à face pour les robinets à soupape aux extrémités vissées**

Classes 150, 300 et 600 (dimensions conformes à la norme ANSI/ISA-75.08.03)

Dimensions des robinets		Classe 150, 300 et 600			
		mm		in	
DN	NPS	Court	Long	Court	Long
15	1/2	165	206	6,50	8,12
20	3/4	165	210	6,50	8,25
25	1	197	210	7,75	8,25
40	1-1/2	235	251	9,25	9,88
50	2	267	286	10,50	11,25
65	2-1/2	292	311	11,50	12,26

**5.1.5 Dimensions de la face à axe pour les robinets à soupape d'équerre à face surélevée**

Classes 150, 300 et 600 (dimensions conformes à la norme ANSI/ISA-75.08.08)

Dimensions des robinets		Classe 150		Classe 300		Classe 600	
		mm	in	mm	in	mm	in
DN	NPS	mm	in	mm	in	mm	in
25	1	92	3,62	99	3,88	105	4,12
40	1-1/2	111	4,37	117	4,62	125	4,94
50	2	127	5,00	133	5,25	143	5,62
80	3	149	5,88	159	6,25	168	6,62
100	4	176	6,94	184	7,25	197	7,75
150	6	226	8,88	236	9,31	254	10,00
200	8	272	10,69	284	11,19	305	12,00

### 5.1.6 Dimensions de face à face pour les robinets à soupape à bride séparable

Classes 150, 300 et 600 (dimensions conformes à la norme ANSI/ISA-75.08.07)

Dimensions des robinets		Classe 150, 300 et 600	
DN	NPS	mm	in
25	1	216	8,50
40	1-1/2	241	9,50
50	2	292	11,50
80	3	356	14,00
100	4	432	17,00

### 5.1.7 Dimensions de face à face pour les vannes rotatives avec ou sans bride (sauf les vannes papillon)

Classes 150, 300 et 600 (dimensions conformes à la norme ANSI/ISA-75.08.02)

Dimensions des robinets		Classes 150, 300 et 600	
DN	NPS	mm	in
20	3/4	76	3,00
25	1	102	4,00
40	1-1/2	114	4,50
50	2	124	4,88
80	3	165	6,50
100	4	194	7,62
150	6	229	9,00
200	8	243	9,56
250	10	297	11,69
300	12	338	13,31
350	14	400	15,75
400	16	400	15,75
450	18	457	18,00
500	20	508	20,00
600	24	610	24,00

### 5.1.8 Dimensions de face à face pour les vannes papillon à une bride (à oreille) et sans bride (Wafer)

(dimensions conformes à la norme MSS-SP-67)

Dimensions des robinets		Dimensions du corps de vanne étroit installé <sup>(1)(2)</sup>	
DN	NPS	in	mm
40	1-1/2	1,31	33,3
50	2	1,69	42,9
65	2-1/2	1,81	46,0
80	3	1,81	46,0
100	4	2,06	52,3
150	6	2,19	55,6
200	8	2,38	60,5
250	10	2,69	68,3
300	12	3,06	77,7
350	14	3,06	77,7
400	16	3,12	79,2
450	18	4,00	101,6
500	20	4,38	111,2

1. Corps compatibles avec les brides en fonte de classe 125 ou les brides en acier de classe 150.  
 2. Il s'agit des dimensions de la vanne de face à face après son installation sur le conduit. Elles ne comprennent pas l'épaisseur des joints d'étanchéité, si des joints séparés sont utilisés. Elles ne comprennent pas l'épaisseur des joints d'étanchéité ou les garnitures qui font partie intégrante de la vanne ; toutefois, ces dimensions sont définies à garnitures ou joints comprimés.

### 5.1.9 Dimensions de face à face pour les vannes papillon haute pression à excentration

Classes 150, 300 et 600 (dimensions conformes à la norme MSS SP-68)

Dimensions des robinets		Classe 150		Classe 300		Classe 600	
DN	NPS	in	mm	in	mm	in	mm
80	3	1,88	48	1,88	48	2,12	54
100	4	2,12	54	2,12	54	2,50	64
150	6	2,25	57	2,31	59	3,06	78
200	8	2,50	63	2,88	73	4,00	102
250	10	2,81	71	3,25	83	4,62	117
300	12	3,19	81	3,62	92	5,50	140
350	14	3,62	92	4,62	117	6,12	155
400	16	4,00	101	5,25	133	7,00	178
450	18	4,50	114	5,88	149	7,88	200
500	20	5,00	127	6,25	159	8,50	216
600	24	6,06	154	7,12	181	9,13	232

## 5.2 Classements des fuites au siège des vannes de régulation

(conformément aux normes ANSI/FCI 70-2 et CEI 60534-4)

Désignation de la classe de fuite	Fuite maximum admise	Milieu d'essai	Pressions d'essai	Procédures d'essai requises pour définir la valeur
I	---	---	---	Aucun essai n'est requis si l'utilisateur et le fournisseur l'établissent.
II	0,5% de la capacité nominale	Air ou eau à 10-52°C (50-125°F)	3-4 bar (45-60 psig) ou max. opératoire, la plus basse des deux.	Pression appliquée à l'entrée de la vanne, sans ouvrir la sortie vers l'atmosphère ni la raccorder à un dispositif de mesure de perte de tête basse, la poussée de fermeture complète normale est assurée pour l'actionneur.
III	0,1% de la capacité nominale	Comme ci-dessus	Comme ci-dessus	Comme ci-dessus
IV	0,01% de la capacité nominale	Comme ci-dessus	Comme ci-dessus	Comme ci-dessus
V	0,0005ml par minute d'eau par pouce du diamètre de passage par psi différentiel ( $5 \times 10^{-12} \text{m}^3$ par seconde d'eau par mm du diamètre de passage par bar différentiel).	Eau à 10-52°C (50-125°F)	La perte de pression de service max à travers le clapet de la vanne ne dépasse pas la valeur du corps établie par l'ANSI, ou une pression inférieure conjointement établie.	Pression appliquée à l'entrée de la vanne après avoir rempli la totalité de la cavité du corps, raccordé le conduit à l'eau et fermé le clapet de vanne. Utiliser la poussée max nette spécifiée pour l'actionneur, pas plus, même si une valeur supérieure est disponible durant l'essai. Attendre que le débit de fuite se stabilise.
VI	Ne pas dépasser les quantités indiquées dans le tableau suivant, en fonction du diamètre de passage.	Air ou azote à 10-52°C (50-125°F)	3,5 bar (50 psig) ou la pression nominale max différentielle à travers le clapet de la vanne, la plus basse des deux.	Pression appliquée à l'entrée de la vanne. L'actionneur doit être réglé aux conditions opératoires spécifiées en appliquant la poussée de fermeture normale complète au siège du clapet de vanne. Attendre que le débit de fuite se stabilise et utiliser le dispositif de mesure adéquat.

## 5.3 Fuite au siège maximum admise de classe VI

(conformément à ANSI/FCI 70-2)

Diamètre nominal du passage		Bulles par minute <sup>(1)</sup>	
in	mm	ml par minute	Bulles par minute
1	25	0,15	1
1-1/2	38	0,30	2
2	51	0,45	3
2-1/2	64	0,60	4
3	76	0,90	6
4	102	1,70	11
6	152	4,00	27
8	203	6,75	45

1. Les bulles par minute indiquées dans le tableau sont une alternative suggérée en fonction de l'adéquation du dimensionnement du dispositif de mesure, dans ce cas un tube mural de 1/4 pouce (6,3 mm) O.D. x 0,032 pouce (0,8 mm) immergé dans l'eau à une profondeur comprise entre 1/8 et 1/4 pouce (3 à 6 mm). L'extrémité du tube doit être carrée et lisse, elle ne doit pas présenter de biseautage ni d'ébavure, et l'axe du tube doit être perpendiculaire à la surface de l'eau. D'autres appareils peuvent être construits, et le nombre de bulles par minute peut différer de celui qui est indiqué, à condition qu'elles indiquent correctement le débit en ml par minute.

## 5.4 Caractéristiques du débit de la vanne de régulation

Les caractéristiques du débit d'une vanne de régulation sont la relation entre le débit qui traverse la vanne et la course de la vanne lorsqu'elle varie de 0 à 100%. Les caractéristiques de débit inhérentes sont les caractéristiques observées avec une baisse de pression constante à travers la vanne. Les caractéristiques du débit installé sont les caractéristiques obtenues en service lorsque la baisse de pression varie avec le débit et d'autres changements dans le système.

La caractérisation des vannes de régulation assure une stabilité relativement uniforme de la boucle de contrôle par rapport à la plage attendue de conditions de fonctionnement du système. Pour définir les caractéristiques du débit nécessaires à un système donné, une analyse dynamique de la boucle de contrôle doit être effectuée. Des analyses des procédés les plus communs ont toutefois été effectuées, ce qui permet de disposer d'indications utiles pour le choix des bonnes caractéristiques du débit. Ces indications seront analysées après une brève description des caractéristiques du débit utilisées actuellement.

### 5.4.1 Caractéristiques du débit

La Figure 5.1 illustre des courbes type de caractéristiques du débit. La caractéristique du débit à ouverture rapide assure un changement maximum du débit lorsque la course de la vanne est faible, et la relation est quasiment linéaire. D'autres augmentations de la course de la vanne réduisent largement les changements de débit, et lorsque le clapet de vanne s'approche de la position entièrement ouverte, le changement de débit est proche de zéro. Dans une vanne de régulation, la caractéristique Ouverture rapide est avant tout utilisée pour la fonction marche/arrêt, mais il peut également être utilisé pour un grand nombre d'applications pour lesquelles un clapet de vanne linéaire serait normalement indiqué.

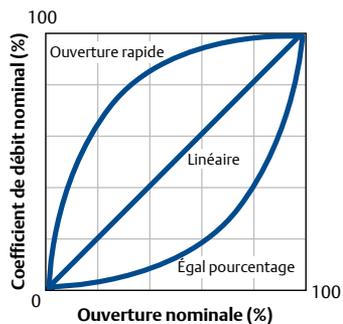


Figure 5.1 Boucle de contrôle de surveillance

La courbe de la caractéristique du débit linéaire montre que le débit est directement proportionnel à la course de la vanne. Ce rapport proportionnel produit une courbe caractéristique à pente constante : le gain de la vanne est donc le même pour tous les débits lorsque la baisse de pression est constante. (le gain de la vanne est le taux de changement incrémentiel de la position du clapet de la vanne. Le gain est fonction de la taille et de la configuration de la vanne, des conditions de fonctionnement du système et de la caractéristique du clapet de vanne). Le clapet de vanne linéaire est généralement indiqué pour le contrôle du niveau de liquide, et pour certaines applications de régulation de débit qui demandent un gain constant.

Dans la caractéristique de débit à égal pourcentage, des incréments égaux de la course de la vanne produisent des changements à égal pourcentage du débit. Le changement de débit est toujours proportionnel au débit juste avant le changement de la position du clapet de vanne, du disque ou de la bille. Les vannes à caractéristiques du débit à égal pourcentage sont généralement utilisées sur les applications de régulation de pression ou sur les applications où un pourcentage plus élevé de baisse de pression est normalement absorbé par le système, et où seul un pourcentage relativement faible est disponible au niveau de la vanne de régulation. Les vannes qui présentent une caractéristique à égal pourcentage doivent également être prise en considération lorsque les variations de la baisse de pression peuvent être très importantes.

#### 5.4.2 Choix des caractéristiques du débit

Les caractéristiques du débit idéales devraient être celles qui génèrent une caractéristique installée linéaire et un gain installé uniforme. Pour assurer des performances optimales, une analyse dynamique complète doit être effectuée, car de nombreux autres facteurs, outre les caractéristiques du débit, influent sur les performances. Une analyse de ce type serait particulièrement utile pour les applications dans lesquelles la précision du contrôle est essentielle. Pour d'autres applications, des caractéristiques de débit inférieures aux valeurs idéales peuvent être ajustées de quelques degrés dans l'équipement de

contrôle. Pour de plus amples informations concernant les performances de la vanne de régulation, voir le Chapitre 2. ■

## 5.5 Dimensionnement de la vanne

Les activités de standardisation du dimensionnement des vannes de régulation ont commencé au début des années 1960, lorsqu'une association commerciale, le Fluids Control Institute, a publié des équations pour le dimensionnement à utiliser pour les fluides compressibles et incompressibles. La plage de conditions de service qui pouvaient être définies avec précision par ces équations était relativement limitée, et les normes ne suscitaient pas un grand consensus. En 1967, l'ISA a mis en place un comité chargé de développer et de publier des équations standards. Les efforts de ce comité ont conduit à la rédaction de la procédure de dimensionnement des vannes qui est devenue un loi nationale américaine. Plus tard, un comité de la Commission électrotechnique internationale (CEI) a utilisé les travaux de l'ISA comme base pour formuler des normes internationales en matière de dimensionnement des vannes de régulation. (certaines informations de ce matériel introductif ont été extraites de la norme ANSI/ISA-75.01.01, avec l'autorisation de l'éditeur, l'ISA). Les normes ANSI/ISA-75.01.01 et CEI 60534-2-1 en matière de dimensionnement des vannes ont été harmonisées, de sorte que ces deux normes peuvent être utilisées.

Bien que les méthodes de dimensionnement standard des vannes fonctionnent bien dans la plupart des situations de dimensionnement des vannes de régulation, il est important de remarquer que les normes ont des limites d'application. Leur utilisation au-delà des limites pour lesquelles elles ont été conçues doit être attentive. Les exigences des normes pour une précision raisonnable sont les suivantes :

- fluides à un seul composant et une seule phase
- fluides newtoniens
- gaz et vapeurs idéaux

- Taux idéal des chaleurs spécifiques dans la plage comprise entre  $1,08 < \gamma < 1,65$  pour les gaz et les vapeurs.
- Vannes caractérisées par  $x_T \leq 0,84$
- Vannes caractérisées par  $C_v/d^2 < 30$

Les chapitres suivants expliquent la nomenclature et les procédures, mais ils résolvent également certains problèmes afin d'illustrer leur utilisation. Dans les situations présentées ci-après, il est établi que tous les débits sont entièrement turbulents. Pour les fluides à haute viscosité ou à débit très faible, des considérations supplémentaires sont requises. ■

## 5.6 Abréviations et terminologie

Symbole		Symbole	
$C_v$	Coefficient de dimensionnement de la vanne	$\Delta P$	Perte de pression ( $P_1 - P_2$ ) à travers la vanne
$d$	Diamètre nominal de la vanne	$\Delta P_{\text{segmenté}}$	Perte de pression du liquide qui limite le débit par segments
$D_1, D_2$	Diamètre interne du conduit respectivement en amont et en aval du conduit.	$\Delta P_{\text{dimensionnement}}$	Valeur de la baisse de pression utilisée pour le calcul du dimensionnement du liquide
$F_d$	Type de modification de la vanne, sans dimension	$q$	Débit volumétrique standard <sup>(1)</sup>
$F_F$	Facteur du taux de pression critique du liquide, sans dimension	$T_1$	Température absolue en amont
$F_\gamma$	Taux du facteur de chaleur spécifique, sans dimensions	$w$	Débit massique
$F_L$	Facteur de récupération de la pression du liquide, sans dimension	$x$	Taux de baisse de pression à travers la vanne en fonction de la pression statique absolue en amont ( $\Delta P/P_1$ ), sans dimension
$F_{LP}$	Facteur de récupération de la pression du liquide associé au facteur de géométrie du conduit de la vanne et des raccords (en l'absence de raccords, $F_{LP}$ égale $F_L$ ), sans dimensions	$x_{\text{obstrué}}$	Taux de baisse de pression obstruée pour débit compressible
$F_P$	Facteur de géométrie du conduit, sans dimension	$x_{\text{dimensionnement}}$	Valeur du taux de baisse de pression utilisée pour le dimensionnement compressible
$K$	Coefficient de baisse de tête pour un dispositif, sans dimension (dénoté par $\zeta$ dans les normes de dimensionnement)	$x_T$	Facteur du taux de baisse de pression à débit obstrué, sans dimension
$M$	Masse moléculaire	$x_{TP}$	Facteur du taux de baisse de pression sur débit obstrué avec raccords, sans dimension
$N$	Constante numérique, utilisée pour calculer différents ensembles d'unités	$Y$	Facteur d'expansion, sans dimension
$P_1$	Pression statique absolue en amont	$Z_1$	Facteur de compressibilité aux conditions d'entrée, sans dimension
$P_2$	Pression statique absolue en aval	$\gamma$	Taux idéal de chaleurs spécifiques, sans dimensions
$P_c$	Pression critique thermodynamique absolue	$\nu$	Viscosité cinématique
$P_v$	Pression de vapeur absolue du liquide à la température d'entrée	$\rho_1$	Densité aux conditions d'entrée
		$\rho_1/\rho_o$	Poids spécifique du liquide à l'entrée (rapport entre la densité du liquide à la température du débit et la densité de l'eau à 15,5°C (60°F)), sans dimension

1. Les conditions standard sont définies à 15,5°C (60°F) et 14,7 psia (101,3 k Pa).

## 5.7 Constantes d'équation

		N	w	q	P <sup>(2)</sup>	ρ	T	d, D
N <sub>1</sub>		0,0865	---	m <sup>3</sup> /h	kPa	---	---	---
		0,865	---	m <sup>3</sup> /h	bar	---	---	---
		1,00	---	l/min	psia	---	---	---
N <sub>2</sub>		0,00214	---	---	---	---	---	mm
		890	---	---	---	---	---	pouce
N <sub>5</sub>		0,00241	---	---	---	---	---	mm
		1000	---	---	---	---	---	pouce
N <sub>6</sub>		2,73	kg/h	---	kPa	kg/m <sup>3</sup>	---	---
		27,3	kg/h	---	bar	kg/m <sup>3</sup>	---	---
		63,3	lb/h	---	psia	lbm/ft <sup>3</sup>	---	---
N <sub>8</sub>		0,948	kg/h	---	kPa	---	K	---
		94,8	kg/h	---	bar	---	K	---
		19,3	lb/h	---	psia	---	deg R	---
N <sub>9</sub> <sup>(3)</sup>	Conditions normales	21,2	---	m <sup>3</sup> /h	kPa	---	K	---
	T <sub>N</sub> = 0°C	2120	---	m <sup>3</sup> /h	bar	---	K	---
	Conditions standard	22,5	---	m <sup>3</sup> /h	kPa	---	K	---
	T <sub>s</sub> = 15°C	2250	---	m <sup>3</sup> /h	bar	---	K	---
	Conditions standard T <sub>s</sub> = 60°F	7320	---	scfh	psia	---	deg R	---

1. Un grand nombre des équations utilisées dans les procédures de dimensionnement contiennent une constante numérique N et un indice numérique. Ces constantes numériques permettent d'utiliser différentes unités dans les équations. Les valeurs des différentes constantes et les unités applicables sont indiquées dans le tableau ci-dessus. Exemple : si le débit est donné en gpm américains et que la pression est en psia, N<sub>1</sub> a une valeur de 1,00. Si le débit est m<sup>3</sup>/h et que les pressions sont en kPa, la constante N<sub>1</sub> devient 0,0865.

2. Toutes les pressions sont absolues.

3. La base de pression est 101,3 kPa (1,013 bar)(14,7 psia).

## 5.8 Dimensionnement des vannes pour les liquides

Voici une procédure pas-à-pas pour le dimensionnement des vannes de régulation des débits de liquide à l'aide des procédures ISA et CEI. Pour être précis, la méthode de dimensionnement n'est valable que pour les liquides qui ne contiennent qu'un seul composant ; les mélanges à plusieurs composants peuvent toutefois être utilisés, mais avec précaution.

Chacune de ces étapes est importante, et elles doivent toutes être prises en considération durant la procédure de dimensionnement de la vanne. Il est important de remarquer que les valeurs  $C_v$  et  $F_L$  sont des ensembles cohérents. Si une valeur  $C_v$  différente est utilisée, la valeur  $F_L$  correspondante pour la vanne donnée doit être tirée de la littérature du produit.

1. Spécifiez les variables nécessaires au dimensionnement de la vanne, comme indiqué ci-dessous :

- Conception voulue,
- Fluide de procédé (eau, huile, etc.) et
- conditions de service appropriées
- $q$  ou  $w$ ,  $P_1$ ,  $P_2$  ou  $\Delta P$ ,  $T_1$ ,  $\rho_1/\rho_0$ ,  $P_v$ ,  $P_c$  et  $v$

La capacité de reconnaître les termes qui sont appropriés pour une procédure de dimensionnement spécifique ne peut être obtenue que par l'expérience acquise en résolvant les différents problèmes de dimensionnement d'une vanne. Si l'un des termes suivants vous semble nouveau ou si vous ne le maîtrisez pas bien, consultez le tableau Abréviations et terminologie : il vous fournira une définition complète.

2. Déterminez les constantes de l'équation,  $N_1$  et  $N_2$ .

$N_1$  et  $N_2$  sont les constantes numériques contenues dans les équations de débit afin de vous permettre d'utiliser les différents systèmes d'unités. Les valeurs des différentes constantes et les unités applicables sont indiquées dans le tableau ci-dessus.

3. Déterminez  $F_p$ , le facteur de géométrie du conduit, et  $F_{LP}$ , le facteur de récupération de la pression du liquide ajustée pour les raccordements présents.

Pour ces calculs, une valeur  $C_v$  estimée et la valeur  $F_L$  correspondante sont utilisées.

$F_p$  est un facteur de correction qui correspond aux pertes de pression dues aux éléments raccordés sur le conduit comme les réducteurs, coudes ou téés qui pourraient être fixés directement aux raccords d'entrée ou de sortie de la vanne de régulation à dimensionner. Si ces éléments sont raccordés à la vanne, ils doivent être pris en considération. La procédure de dimensionnement standard prévoit une manière de calculer le facteur  $F_p$  des réducteurs et des séparateurs concentriques. Toutefois, si aucun équipement n'est prévu sur la vanne,  $F_p$  a une valeur de 1,0 et elle ne compte simplement pas dans l'équation de dimensionnement. De plus,  $F_{LP} = F_L$ .

4. Déterminez la chute de pression à utiliser pour le dimensionnement,  $\Delta P_{\text{dimensionnement}}$

Lorsque la différence entre la pression en amont et celle en aval est suffisamment grande, le liquide peut commencer à se vaporiser, ce qui provoque des à-coups dans le débit. Si la chute de pression réelle à travers la vanne,  $\Delta P$ , est plus grande que la chute de pression qui provoque les à-coups du débit, la chute de pression du débit par à-coups,  $\Delta P_{\text{à-coups}}$ , doit remplacer la chute de pression réelle.

5. Calculez  $C_v$ . Si cette valeur  $C_v$  n'est pas proche de l'estimation utilisée à l'étape 3, itérer en utilisant cette nouvelle valeur  $C_v$  ainsi que la valeur  $F_L$  correspondante tirée des informations du produit.

### 5.8.1 Déterminer le facteur de géométrie du conduit ( $F_p$ ) et le facteur de récupération de la pression du liquide ( $F_{LP}$ ) ajusté selon l'équipement

Déterminer un facteur  $F_p$  si certains équipements, comme des réducteurs, des coudes ou des téés sont directement montés sur les raccords d'entrée et de sortie de la vanne de régulation à dimensionner. Lorsque cela est possible, il est conseillé de déterminer les facteurs  $F_p$  et  $F_{LP}$  de manière expérimentale à l'aide de la vanne spécifiée dans des essais réels.

$$F_p = \left[ 1 + \frac{\Sigma K}{N_2} \left( \frac{C_v}{d^2} \right)^2 \right]^{-1/2}$$

Toutefois, la méthode suivante permet d'obtenir une bonne approximation pour les réducteurs concentriques montés.

Dans l'équation précédente, le terme  $\Sigma K$  est la somme algébrique des coefficients de vitesse de perte de tête de tous les équipements qui sont montés sur la vanne de régulation.

$$\Sigma K = K_1 + K_2 + K_{B1} - K_{B2}$$

Où

$K_1$  = coefficient de résistance de l'équipement an amont

$K_2$  = coefficient de résistance de l'équipement an aval

$K_{B1}$  = coefficient de Bernoulli à l'entrée

$K_{B2}$  = coefficient de Bernoulli à la sortie

et

$$K_{B1} = 1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^4$$

$$K_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D_2}\right)^4$$

Si les conduites en amont et en aval ont la même taille, les coefficients de Bernoulli sont également égaux,  $K_{B1} = K_{B2}$ , c'est pourquoi ils sont éliminés dans l'équation  $\Sigma K$ .

L'équipement le plus communément utilisé dans les installations dotées d'une vanne de régulation est le réducteur concentrique court. Les équations pour cet équipement sont les suivantes :

- pour un réducteur en entrée

$$K_1 = 0.5 \left(1 - \frac{d^2}{D_1^2}\right)^2$$

- pour un réducteur à la sortie

$$K_2 = 1.0 \left(1 - \frac{d^2}{D_2^2}\right)^2$$

- pour une vanne montée entre deux réducteurs identiques :

$$K_1 + K_2 = 1.5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2$$

Si l'on utilise une valeur  $F_v$  correspondant à la valeur  $C_v$  pour la vanne sélectionnée,

$$F_{LP} = \left[ \frac{K_1 + K_{B1}}{N_2} \left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2 + \frac{1}{F_L^2} \right]^{-1/2}$$

### 5.8.2 Déterminer la chute de pression à utiliser pour le dimensionnement ( $\Delta P_{\text{dimensionnent}}$ )

Calculer le facteur du taux de pression critique du liquide :

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_v}{P_c}}$$

Ensuite, déterminer la chute de pression due aux à-coups du liquide :

$$\Delta P_{\text{choked}} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P}\right)^2 (P_1 - F_F P_v)$$

La chute de pression à utiliser dans le calcul du coefficient de débit voulu,  $\Delta P_{\text{dimensionnement}}$  est alors inférieure à la chute de pression du système réel,  $\Delta P$ , et la chute de pression par à-coups,  $\Delta P_{\text{à-coups}}$ .

Remarque : Si  $\Delta P_{\text{à-coups}} < \Delta P$ , le débit présente soit une cavitation, soit une détente. Si la pression à la sortie est plus grande que la pression de la vapeur du fluide, la cavitation provoque un débit par à-coups. Si la pression par à-coup est plus petite que la pression de la vapeur du fluide, le débit subit une détente. Pour de plus amples informations concernant la cavitation et la détente, voir le paragraphe suivant de ce chapitre.

### 5.8.3 Calculer le coefficient de débit nécessaire ( $C_v$ )

Le coefficient de débit nécessaire pour faire passer la quantité voulue de débit est calculé comme suit :

$$C_v = \frac{q}{N_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{sizing}}}{\rho_1 / \rho_o}}}$$

### 5.8.4 Difficulté d'échantillonnage du dimensionnement du liquide

Imaginez une installation qui, à la première mise en route du système, ne fonctionnera à sa capacité nominale maximum. Les lignes sont dimensionnées pour la capacité totale du système, mais l'on veut maintenant installer une vanne de régulation dimensionnée pour les exigences prévues auparavant. La ligne mesure 8 pouces et un robinet à soupape de Classe 300 équipé d'une cage à égal pourcentage a été spécifié.

Des réducteurs concentriques standard seront utilisés pour installer la vanne sur le conduit. Déterminer la taille appropriée de la vanne.

1. Spécifiez les variables nécessaires au dimensionnement de la vanne.

- Conception voulue de la vanne : robinet à soupape de Classe 300 avec cage à égal pourcentage et taille estimée de la vanne 3 pouces ; la vanne présente une ouverture complète  $C_v$  de 121 avec  $F_L$  de 0,89
- Fluide de procédé - propane liquide
- Conditions de service

$$q = 800 \text{ gpm}$$

$$P_1 = 300 \text{ psig} = 314,7 \text{ psia}$$

$$P_2 = 275 \text{ psig} = 289,7 \text{ psia}$$

$$\Delta P = 25 \text{ psi}$$

$$T_1 = 21^\circ\text{C} (70^\circ\text{F})$$

$$\rho_1/\rho_o = 0,50$$

$$P_v = 124,3 \text{ psia}$$

$$P_c = 616,3 \text{ psia}$$

2. Déterminez les constantes de l'équation,  $N_1$  et  $N_2$ .

Selon le tableau Constantes d'équation,  $N_1 = 1,0$  et  $N_2 = 890$ .

3. Déterminez  $F_p$ , le facteur de géométrie du conduit, et  $F_{LP}$ , le facteur de récupération de la pression du liquide ajustée pour les raccords présents.

- Trouvez avant tout les coefficients de résistance nécessaires lorsque la taille du conduit en amont et en aval est la même :

$$\begin{aligned} K_1 &= 0.5 \left( 1 - \frac{d^2}{D_1^2} \right)^2 \\ &= 0.5 \left( 1 - \frac{3^2}{7.98^2} \right)^2 \\ &= 0.37 \end{aligned}$$

et

$$\begin{aligned} K_{B1} &= 1 - \left( \frac{d}{D_1} \right)^4 \\ &= 1 - \left( \frac{3}{7.98} \right)^4 \\ &= 0.98 \end{aligned}$$

et

$$\begin{aligned} \Sigma K &= 1.5 \left( 1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2 \\ &= 1.5 \left( 1 - \frac{3^2}{7.98^2} \right)^2 \\ &= 1.11 \end{aligned}$$

- Calculez maintenant  $F_p$  :

$$\begin{aligned} F_p &= \left[ 1 + \frac{\Sigma K}{N_2} \left( \frac{C_v}{d^2} \right)^2 \right]^{-1/2} \\ &= \left[ 1 + \frac{1.11}{890} \left( \frac{121}{3^2} \right)^2 \right]^{-1/2} \\ &= 0.90 \end{aligned}$$

- Puis calculez  $F_{LP}$  :

$$\begin{aligned} F_{LP} &= \left[ \frac{K_1 + K_{B1}}{N_2} \left( \frac{C_v}{d^2} \right)^2 + \frac{1}{F_L^2} \right]^{-1/2} \\ &= \left[ \frac{0.37 + 0.98}{890} \left( \frac{121}{3^2} \right)^2 + \frac{1}{0.89^2} \right]^{-1/2} \\ &= 0.81 \end{aligned}$$

4. Déterminez la chute de pression à utiliser pour le dimensionnement,  $\Delta P_{\text{dimensionnement}}$

- Calculez avant tout le facteur du taux de pression critique du liquide :

$$\begin{aligned} F_F &= 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_v}{P_c}} \\ &= 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{124.3}{616.3}} \\ &= 0.83 \end{aligned}$$

- La chute de pression par à-coups,  $\Delta P_{\text{dimensionnement}}$ , est obtenue comme suit :

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{choked}} &= \left(\frac{F_{LP}}{F_P}\right)^2 (P_1 - F_F P_v) \\ &= \left(\frac{0.81}{0.90}\right)^2 (314.7 - 0.83 \cdot 124.3) \\ &= 171 \text{ psi} \end{aligned}$$

- La chute de pression réelle étant plus faible que la chute de pression par à-coups :

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{sizing}} &= \Delta P \\ &= 25 \text{ psi} \end{aligned}$$

5. Calculez la valeur  $C_v$  requise.

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{q}{N_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{sizing}}}{\rho_1 / \rho_o}}} \\ &= \frac{800}{1.0 \cdot 0.9 \sqrt{\frac{25}{0.5}}} \\ &= 125.7 \end{aligned}$$

La valeur  $C_v$  de 125,7 est supérieure à la capacité de la vanne estimée, qui compte une valeur  $C_v$  de 121. Bien que cet exemple puisse indiquer de manière évidente que la plus grande taille suivante (NPS 4 (DN 100)) serait la juste taille de vanne, cela pourrait ne pas toujours être valable et il est conseillé dans ce cas de répéter la procédure ci-dessus.

Imaginez à présent une vanne NPS 4 (DN 100),  $C_v = 203$  et  $F_L = 0,91$ . Ces valeurs sont déterminées à partir du tableau de coefficient de débit pour un robinet à soupape de Classe 300, NPS 4 (DN 100) Fisher ES équipé d'une cage à égal pourcentage.

Recalculez la valeur  $C_v$  requise en utilisant une valeur  $C_v$  estimée de 203 dans le calcul de  $F_P$

$$\begin{aligned} \Sigma K &= 1.5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \\ &= 1.5 \left(1 - \frac{4^2}{7.98^2}\right)^2 \\ &= 0.84 \end{aligned}$$

et

$$\begin{aligned} F_P &= \left[1 + \frac{\Sigma K \left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2}{N_2}\right]^{-1/2} \\ &= \left[1 + \frac{0.84 \left(\frac{203}{4^2}\right)^2}{890}\right]^{-1/2} \\ &= 0.93 \end{aligned}$$

et

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{q}{N_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{sizing}}}{\rho_1 / \rho_o}}} \\ &= \frac{800}{1.0 \cdot 0.93 \sqrt{\frac{25}{0.5}}} \\ &= 121.7 \end{aligned}$$

Cette solution indique uniquement que la vanne NPS 4 (DN 100) est suffisamment grande pour satisfaire aux conditions de service données. Toutefois, dans certains cas une estimation précise de la valeur  $C_v$  pourrait être nécessaire. Dans ces cas, la valeur  $C_v$  requise devrait être déterminée à l'aide d'une nouvelle valeur  $F_P$ , en fonction de la valeur  $C_v$  obtenue ci-dessus.

Dans cet exemple,  $C_v$  est 121,7, ce qui amène le résultat suivant :

$$\begin{aligned} F_p &= \left[ 1 + \frac{\Sigma K}{N_2} \left( \frac{C_v}{d^2} \right)^2 \right]^{-1/2} \\ &= \left[ 1 + \frac{0.84}{890} \left( \frac{121.7}{4^2} \right)^2 \right]^{-1/2} \\ &= 0.97 \end{aligned}$$

et

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{q}{N_1 F_p \sqrt{\frac{\Delta P_{sizing}}{\rho_1 / \rho_o}}} \\ &= \frac{800}{1.0 \cdot 0.97 \sqrt{\frac{25}{0.5}}} \\ &= 116.6 \end{aligned}$$

Cette valeur  $C_v$  nouvellement définie étant très proche de la valeur  $C_v$  utilisée au départ pour ce nouveau calcul (116,6 contre 121,7), la procédure de dimensionnement de la vanne est complète et la conclusion est qu'une vanne NPS 4 (DN 100) ouverte de 75% environ de la course totale devrait être adaptée aux spécifications requises. Notez que dans ce cas, il ne sera pas nécessaire mettre à jour les valeurs  $F_L$  et  $F_{LP}$ . Si la valeur  $F_L$  doit changer dans les différentes itérations, elles devront être mises à jour et la valeur  $C_v$  devra être recalculée. ■

## 5.9 Dimensionnement des vannes pour les fluides compressibles

Voici une procédure en six étapes pour le dimensionnement des vannes de régulation des débits compressibles selon la procédure standardisée ISA. Chacune de ces étapes est importante, et elles doivent toutes être prises en considération durant la procédure de dimensionnement de la vanne.

1. Spécifiez les variables nécessaires au dimensionnement de la vanne, comme indiqué ci-après :

- Conception voulue de la vanne (ex. robinet à soupape équilibré avec cage linéaire),
- Fluide du procédé (air, gaz, naturel, vapeur, etc.) et
- Conditions de service appropriées —  $q$  ou  $w$ ,  $P_1$ ,  $P_2$  ou  $\Delta P$ ,  $T_1$ ,  $M$ ,  $\gamma$  et  $Z_1$  ou  $\rho_1$

La capacité de reconnaître les termes qui sont appropriés pour une procédure de dimensionnement spécifique ne peut être obtenue que par l'expérience acquise en résolvant les différents problèmes de dimensionnement d'une vanne. Si l'un des termes suivants vous semble nouveau ou si vous ne le maîtrisez pas bien, consultez le tableau Abréviations et terminologie : il vous fournira une définition complète.

2. Déterminez les constantes de l'équation,  $N_2$ ,  $N_3$ , et  $N_6$ ,  $N_8$ , ou  $N_9$ , selon les données de procédé disponibles et les unités employées.

Ces valeurs  $N$  sont des constantes numériques contenues dans les équations de débit afin de vous permettre d'utiliser les différents systèmes d'unités. Les valeurs des différentes constantes et les unités applicables sont indiquées dans le tableau ci-dessus.  $N_6$  est utilisé lorsque le débit est donné en unités de débit massique et que la densité  $\rho_1$  est connue. Si l'on connaît la compressibilité (et non pas la densité),  $N_8$  est utilisé pour les unités de débit massique et  $N_9$  est utilisé pour les unités de débit volumétrique.

3. Déterminez  $F_p$ , le facteur de géométrie du conduit, et  $x_{TP}$ , le facteur du taux de chute de pression ajusté pour les équipements raccordés.

Pour ces calculs, une valeur  $C_v$  estimée et la valeur  $x_{TP}$  correspondante est utilisée.

$F_p$  est un facteur de correction qui correspond aux pertes de pression dues aux éléments raccordés sur le conduit comme les réducteurs, coudes ou téés qui pourraient être fixés directement aux raccords d'entrée ou de sortie de la vanne de régulation à dimensionner. Si ces éléments sont raccordés à la vanne, ils doivent être pris en considération. La procédure de dimensionnement standard prévoit une manière de calculer le facteur  $F_p$  des réducteurs et des séparateurs concentriques. Toutefois, si aucun équipement n'est prévu

sur la vanne,  $F_p$  a une valeur de 1,0 et elle ne compte simplement pas dans l'équation de dimensionnement et  $x_{TP} = x_T$ . Les équations pour calculer  $F_p$  sont indiquées dans le paragraphe Dimensionnement des vannes pour les liquides.

4. Déterminez le taux de chute de pression à utiliser pour le dimensionnement,  $x_{\text{dimensionnement}}$  et le facteur d'expansion,  $Y$ .

Lorsque la différence entre la pression en amont et en aval est suffisamment grande, le débit peut présenter des à-coups. Si le taux de chute de pression réel à travers la vanne  $x$  est plus grand que le taux de chute de pression qui provoque les à-coups du débit, le taux de chute de pression du débit par à-coups  $x_{\text{à-coups}}$  doit remplacer la chute de pression réelle. Lorsque le débit présente des à-coups, le facteur d'expansion est égal à 2/3.

5. Calculer  $C_v$ .

Si cette valeur  $C_v$  n'est pas proche de l'estimation utilisée à l'étape 3, itérer en utilisant cette nouvelle valeur  $C_v$  ainsi que la valeur  $x_T$  correspondante dans les informations concernant le produit.

### 5.9.1 Déterminer le facteur de géométrie du conduit ( $F_p$ ) ainsi que le facteur du taux de chute de pression ( $x_{TP}$ ) à débit par à-coups avec des équipements mis en place

La valeur de  $F_p$  pour le dimensionnement du débit compressible est obtenu de la même manière que le dimensionnement du liquide. Voir le paragraphe sur le dimensionnement du liquide pour les équations  $F_p$  et les coefficients de résistance associés.

$x_{TP}$  est défini à l'aide de l'équation suivante, avec la valeur  $x_T$  correspondant à la valeur  $C_v$  sélectionnée de la vanne :

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

### 5.9.2 Déterminer le taux de chute de pression à utiliser pour le dimensionnement ( $x_{\text{dimensionnement}}$ ) et le facteur d'expansion ( $Y$ )

Il s'agit avant tout de définir le facteur du taux de chaleur spécifique,  $F_y$  :

$$F_y = \frac{Y}{1.4}$$

Trouver ensuite le taux de chute de pression du débit par à-coups :

$$x_{\text{choked}} = F_y \cdot x_{TP}$$

Le taux de chute de pression à utiliser dans le calcul du coefficient de débit voulu,  $x_{\text{dimensionnement}}$ , est alors inférieur à la chute de pression par à-coups,  $x_{\text{à-coups}}$ .

Le facteur d'expansion est calculé à l'aide de  $x_{\text{dimensionnement}}$  et  $x_{\text{à-coups}}$  :

$$Y = 1 - \frac{x_{\text{sizing}}}{3 \cdot x_{\text{choked}}}$$

### 5.9.3 Calculer le coefficient de débit ( $C_v$ )

L'une des trois équations suivantes est utilisée pour calculer  $C_v$ , en fonction de la forme des données de procédé.

- Pour le débit massique et la densité :

$$C_v = \frac{w}{N_6 F_p Y \sqrt{x_{\text{sizing}} P_1 \rho_1}}$$

- Pour le débit massique et la compressibilité :

$$C_v = \frac{w}{N_8 F_p P_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z_1}{x_{\text{sizing}} M}}$$

- Pour le débit volumétrique standard et la compressibilité :

$$C_v = \frac{q}{N_9 F_p P_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z_1}{x_{\text{sizing}}}}$$

### 5.9.4 Le problème n°1 de l'échantillon de dimensionnement du fluide compressible

Déterminer la taille et le pourcentage d'ouverture pour le fonctionnement d'une vanne à boisseau sphérique Fisher V250 dont les conditions de fonctionnement sont les suivantes. Estimez que la taille de la vanne et de la ligne sont les mêmes.

1. Spécifiez les variables nécessaires au dimensionnement de la vanne.

- Conception voulue de la vanne : Vanne Fisher V250
- Fluide de procédé : Gaz naturel
- Conditions de service :

$$P_1 = 200 \text{ psig} = 214,7 \text{ psia}$$

$$P_2 = 50 \text{ psig} = 64,7 \text{ psia}$$

$$\Delta P = 150 \text{ psi}$$

$$x = \Delta P / P_1 = 150 / 214,7 = 0,70$$

$$T_1 = 60^\circ\text{F} = 520^\circ\text{R}$$

$$M = 17,38$$

$$Z_1 = 1$$

$$\gamma = 1,31$$

$$q = 6,0 \times 10^6 \text{ scfh}$$

2. Déterminez les constantes de l'équation,  $N_2$ ,  $N_3$ , et  $N_4$ ,  $N_5$ , ou  $N_6$ .

Pour ces unités, d'après le tableau des Constantes des équations,  $N_2 = 890$  et  $N_5 = 1000$ . Pour les conditions données dans le débit volumétrique standard en scfh et la compressibilité, utilisez  $N_3 = 7320$ .

3. Déterminez  $F_p$ , le facteur de géométrie du conduit, et  $x_{TP}$ , le facteur du taux de chute de pression ajusté pour les équipements raccordés.

La vanne étant dimensionnée en ligne et aucun équipement n'étant prévu,  $F_p = 1$  et  $x_{TP} = x_T$ . Pour une vanne NPS 8 (DN 200) V250 à 100% de sa course,  $x_T = 0,14$ .

4. Déterminez le taux de chute de pression à utiliser pour le dimensionnement,  $x_{\text{dimensionnement}}$  et le facteur d'expansion,  $Y$ .

Commencez en calculant le facteur du taux de chaleur spécifique,  $F_\gamma$  :

$$\begin{aligned} F_\gamma &= \frac{\gamma}{1.4} \\ &= \frac{1.31}{1.4} \\ &= 0.94 \end{aligned}$$

Utilisez cette valeur pour déterminer le taux de chute de pression par à-coups :

$$\begin{aligned} x_{choked} &= F_\gamma x_{TP} \\ &= 0.94 \cdot 0.14 \\ &= 0.131 \end{aligned}$$

Le taux de chute de pression du débit par à-coups est inférieur au taux de chute de pression réel, donc :

$$x_{sizing} = x_{choked} = 0.131$$

le facteur d'expansion  $Y$  est :

$$Y = 1 - \frac{x_{sizing}}{3x_{choked}} = 0.667$$

5. Calculez  $C_v$ .

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{q}{N_3 F_p P_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z_1}{x_{sizing}}} \\ &= \frac{6.0 \times 10^6}{7320 \cdot 1.0 \cdot 214.7 \cdot 0.667} \sqrt{\frac{17.38 \cdot 520 \cdot 1.0}{0.131}} \\ &= 1504 \end{aligned}$$

Le résultat indique que la vanne est bien dimensionnée pour faire passer le débit (dimensionné  $C_v = 2190$ ). Pour définir le pourcentage d'ouverture de la vanne, notez que la valeur  $C_v$  nécessaire est atteinte à 83 degrés environ pour la vanne sélectionnée. Notez également qu'à 83 degrés d'ouverture la valeur  $x_T$  est de 0,219, ce qui est substantiellement différent de la valeur dimensionnée de 0,137 utilisée initialement dans le problème. La prochaine étape consiste à retravailler le problème à l'aide de la valeur  $x_T$  sur une course de 83 degrés.

Recalculer  $x_{a\text{-coups}}$  :

$$\begin{aligned} x_{choked} &= F_y x_{TP} \\ &= 0.94 \cdot 0.219 \\ &= 0.205 \end{aligned}$$

Le débit présente toujours des à-coups, donc la valeur  $C_v$  requise est maintenant :

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{q}{N_9 F_p P_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z_1}{x_{sizing}}} \\ &= \frac{6.0 \times 10^6}{7320 \cdot 1.0 \cdot 214.7 \cdot 0.667} \sqrt{\frac{17.38 \cdot 520 \cdot 1.0}{0.219}} \\ &= 1203 \end{aligned}$$

La raison pour laquelle la valeur  $C_v$  requise a tant diminué ne peut être attribuée qu'à la différence des valeurs  $x_T$  à la course nominale et de 83 degrés.

Suivez ce processus jusqu'à ce que la valeur finale requise  $C_v$  corresponde à  $C_v = 923$  et  $x_T = 0,372$  à une course de 74 degrés environ.

### 5.9.5 Le problème n°2 de l'échantillon de dimensionnement du fluide compressible

Estimez que la vapeur doit être fournie à un procédé conçu pour fonctionner à 250 psig (17,2 bar). La source d'alimentation est un collecteur maintenu à 500 psig (34,5 bar) et 260°C (500°F). Une ligne planifiée standard NPS 6 (DN 150) de l'alimentation de vapeur au procédé est planifiée. Estimez également que la taille requise de la vanne est inférieure à NPS 6 (DN 150) ; elle sera installée avec des réducteurs concentriques. Définissez la vanne Fisher ED appropriée avec une cage linéaire.

1. Spécifiez les variables nécessaires au dimensionnement de la vanne.

- Conception voulue de la vanne : Vanne Fisher ED de Classe 300 avec une cage linéaire. Estimez que la taille de la vanne est NPS 4 (DN 100).
- Fluide de procédé : vapeur surchauffée
- Le conduit standard de 6 pouces compte  $D = 6,1$  pouces

■ Conditions de service :

$$\begin{aligned} w &= 125\,000 \text{ lb/h} \\ P_1 &= 500 \text{ psig} = 514,7 \text{ psia} \\ P_2 &= 250 \text{ psig} = 264,7 \text{ psia} \\ \Delta P &= 250 \text{ psi} \\ x &= \Delta P / P_1 = 250 / 514,7 = 0,49 \\ T_1 &= 260^\circ\text{C} (500^\circ\text{F}) \\ \rho_1 &= 1,042 \text{ lbm/ft}^3 \\ \gamma &= 1,33 \end{aligned}$$

■ Commencez en essayant une vanne NPS 4 (DN 100) ED avec un équipement interne linéaire à 100% de la course :

$$\begin{aligned} C_v &= 236 \\ x_T &= 0,690 \end{aligned}$$

2. Déterminez les constantes de l'équation,  $N_2$ ,  $N_5$ , et  $N_6$ ,  $N_8$ , ou  $N_9$ .

Pour ces unités, d'après le tableau des Constantes des équations,  $N_2 = 890$  et  $N_5 = 1000$ . Pour les conditions données du débit massique en livres/h et une densité en lbm/pied<sup>3</sup>, utilisez  $N_6 = 63,3$ .

3. Déterminez  $F_p$ , le facteur de géométrie du conduit, et  $x_{TP}$ , le facteur du taux de chute de pression ajusté pour les équipements raccordés.

Les conduits en amont et en aval ayant la même taille, les coefficients de résistance nécessaires sont les suivants :

$$\begin{aligned} K_1 &= 0.5 \left( 1 - \frac{d^2}{D_1^2} \right)^2 \\ &= 0.5 \left( 1 - \frac{4^2}{6.1^2} \right)^2 \\ &= 0.16 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_{B1} &= 1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^4 \\
 &= 1 - \left(\frac{4}{6.1}\right)^4 \\
 &= 0.82
 \end{aligned}$$

et

$$\begin{aligned}
 \Sigma K &= 1.5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \\
 &= 1.5 \left(1 - \frac{4^2}{6.1^2}\right)^2 \\
 &= 0.49
 \end{aligned}$$

Calculez maintenant  $F_p$  :

$$\begin{aligned}
 F_p &= \left[1 + \frac{\Sigma K}{N_2} \left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2\right]^{-1/2} \\
 &= \left[1 + \frac{0.49}{890} \left(\frac{236}{4^2}\right)^2\right]^{-1/2} \\
 &= 0.945
 \end{aligned}$$

Enfin, calculez  $x_{TP}$  :

$$\begin{aligned}
 x_{TP} &= \frac{\frac{x_T}{F_p^2}}{1 + \frac{x_T(K_1 + K_{B1})}{N_5} \left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2} \\
 &= \frac{\frac{0.69}{0.945^2}}{1 + \frac{0.69(0.16 + 0.82)}{1000} \left(\frac{236}{4^2}\right)^2} \\
 &= 0.67
 \end{aligned}$$

4. Déterminez le taux de chute de pression à utiliser pour le dimensionnement,  $x_{dimensionnement}$  et le facteur d'expansion,  $Y$ .

Commencez en calculant le facteur du taux de chaleur spécifique,  $F$  :

$$\begin{aligned}
 F_\gamma &= \frac{\gamma}{1.4} \\
 &= \frac{1.33}{1.4} \\
 &= 0.95
 \end{aligned}$$

Utilisez cette valeur pour déterminer le taux de chute de pression par à-coups :

$$\begin{aligned}
 x_{choked} &= F_\gamma x_{TP} \\
 &= 0.95 \cdot 0.67 \\
 &= 0.64
 \end{aligned}$$

Le taux de chute de pression du débit par à-coups est supérieur au taux de chute de pression réel, donc :

$$x_{sizing} = x = 0.49$$

le facteur d'expansion  $Y$  est :

$$Y = 1 - \frac{x_{sizing}}{3x_{choked}} = 0.75$$

5. Calculez  $C_v$ ,

$$\begin{aligned}
 C_v &= \frac{w}{N_6 F_p Y \sqrt{x_{sizing} P_1 \rho_1}} \\
 &= \frac{125,000}{63.3 \cdot 0.945 \cdot 0.75 \sqrt{0.49 \cdot 514.7 \cdot 1.042}} \\
 &= 173
 \end{aligned}$$

Itérer en utilisant les valeurs  $x_T$  indiquées dans le catalogue du produit donne des valeurs requises  $C_v = 169$  et  $x_T = 0,754$ . Cela se produit à 66% d'ouverture environ : la vanne NPS 4 (DN 100) ED avec équipement interne linéaire serait donc une solution acceptable du point de vue de la capacité. La plus petite taille suivante de vanne ED avec un équipement interne linéaire a une valeur nominale  $C_v$  de 148 seulement : elle ne serait donc pas appropriée dans ce cas. ■

## 5.10 Coefficients de dimensionnement représentatifs

### 5.10.1 Coefficients de dimensionnement représentatifs pour les corps de vannes à une voie des robinets à soupape

Dimension de la vanne (NPS)	Type de clapet de la vanne	Caractéristique du débit	Diam. passage (po)	Course nominale (po)	C <sub>v</sub>	F <sub>L</sub>	X <sub>T</sub>	F <sub>D</sub>
1/2	Post-guidage	Égal pourcentage	0,38	0,50	2,41	0,90	0,54	0,61
3/4	Post-guidage	Égal pourcentage	0,56	0,50	5,92	0,84	0,61	0,61
1	Micro-Forme	Égal pourcentage	3/8	3/4	3,07	0,89	0,66	0,72
	---	---	1/2	3/4	4,91	0,93	0,80	0,67
	---	---	3/4	3/4	8,84	0,97	0,92	0,62
	Guidage par cage	Linéaire	1-5/16	3/4	20,6	0,84	0,64	0,34
		Égal pourcentage	1-5/16	3/4	17,2	0,88	0,67	0,38
1-1/2	Micro-Forme	Égal pourcentage	3/8	3/4	3,20	0,84	0,65	0,72
	---	---	1/2	3/4	5,18	0,91	0,71	0,67
	---	---	3/4	3/4	10,2	0,92	0,80	0,62
	Guidage par cage	Linéaire	1-7/8	3/4	39,2	0,82	0,66	0,34
		Égal pourcentage	1-7/8	3/4	35,8	0,84	0,68	0,38
2	Guidage par cage	Linéaire	2-5/16	1-1/8	72,9	0,77	0,64	0,33
		Égal pourcentage	2-5/16	1-1/8	59,7	0,85	0,69	0,31
3	Guidage par cage	Linéaire	3-7/16	1-1/2	148	0,82	0,62	0,30
		Égal pourcentage			136	0,82	0,68	0,32
4	Guidage par cage	Linéaire	4-3/8	2	236	0,82	0,69	0,28
		Égal pourcentage			224	0,82	0,72	0,28
6	Guidage par cage	Linéaire	7	2	433	0,84	0,74	0,28
		Égal pourcentage			394	0,85	0,78	0,26
8	Guidage par cage	Linéaire	8	3	846	0,87	0,81	0,31
		Égal pourcentage			818	0,86	0,81	0,26

### 5.10.2 Coefficients de dimensionnement représentatifs des vannes rotatives

Dimension de la vanne (NPS)	Type de vanne	Degrés d'ouverture de la vanne	C <sub>v</sub>	F <sub>t</sub>	X <sub>t</sub>	F <sub>o</sub>
1	Vanne à boisseau sphérique à encoche en V	60	15,6	0,86	0,53	---
		90	34,0	0,86	0,42	---
1-1/2	Vanne à boisseau sphérique à encoche en V	60	28,5	0,85	0,50	---
		90	77,3	0,74	0,27	---
2	Vanne à boisseau sphérique à encoche en V	60	59,2	0,81	0,53	---
		90	132	0,77	0,41	---
	Vanne papillon haute performances	60	58,9	0,76	0,50	0,49
		90	80,2	0,71	0,44	0,70
3	Vanne à boisseau sphérique à encoche en V	60	120	0,80	0,50	0,92
		90	321	0,74	0,30	0,99
	Vanne papillon haute performances	60	115	0,81	0,46	0,49
		90	237	0,64	0,28	0,70
4	Vanne à boisseau sphérique à encoche en V	60	195	0,80	0,52	0,92
		90	596	0,62	0,22	0,99
	Vanne papillon haute performances	60	270	0,69	0,32	0,49
		90	499	0,53	0,19	0,70
6	Vanne à boisseau sphérique à encoche en V	60	340	0,80	0,52	0,91
		90	1100	0,58	0,20	0,99
	Vanne papillon haute performances	60	664	0,66	0,33	0,49
		90	1260	0,55	0,20	0,70
8	Vanne à boisseau sphérique à encoche en V	60	518	0,82	0,54	0,91
		90	1820	0,54	0,18	0,99
	Vanne papillon haute performances	60	1160	0,66	0,31	0,49
		90	2180	0,48	0,19	0,70
10	Vanne à boisseau sphérique à encoche en V	60	1000	0,80	0,47	0,91
		90	3000	0,56	0,19	0,99
	Vanne papillon haute performances	60	1670	0,66	0,38	0,49
		90	3600	0,48	0,17	0,70
12	Vanne à boisseau sphérique à encoche en V	60	1530	0,78	0,49	0,92
		90	3980	0,63	0,25	0,99
	Vanne papillon haute performances	60	2500	---	---	0,49
		90	5400	---	---	0,70
16	Vanne à boisseau sphérique à encoche en V	60	2380	0,80	0,45	0,92
		90	8270	0,37	0,13	1,00
	Vanne papillon haute performances	60	3870	0,69	0,40	---
		90	8600	0,52	0,23	---

## 5.11 Dimensionnement de l'actionneur

Les actionneurs sont sélectionnés en trouvant la correspondance entre la force nécessaire à la course de la vanne et un actionneur qui peut fournir cette force. Pour les vannes rotatives, un processus semblable vise à trouver la correspondance entre le couple nécessaire à la course de la vanne et un actionneur en mesure de fournir ce couple. Le même processus fondamental est utilisé pour les actionneurs pneumatiques, électriques et électro-hydrauliques.

### 5.11.1 Robinets à soupape

La force nécessaire pour actionner un robinet à soupape comprend :

- la force nécessaire pour contrecarrer le déséquilibre statique du clapet de vanne
- la force nécessaire à générer un effort sur le siège
- la force nécessaire à contrecarrer la friction sur la garniture
- des forces supplémentaires nécessaires à certaines applications ou constructions

Force totale requise = A + B + C + D

#### 5.11.1.1 Force déséquilibrée (A)

La force déséquilibrée est le résultat de la pression du fluide à la fermeture et de manière générale elle peut être exprimée comme :

Force déséquilibrée = différentiel de pression net x surface de déséquilibre nette

La pratique fréquente consiste à considérer la pression maximum du manomètre en amont comme le différentiel de pression net, sauf si la conception du procédé assure toujours un retour de pression à la pression maximum en entrée. La surface de déséquilibre net est la surface de passage dans une conception à un siège à débit montant. Selon la configuration, la surface de déséquilibre peut devoir tenir compte de la zone de

la tige. Pour les vannes équilibrées, il existe toujours une petite zone de déséquilibre. Cette donnée peut être fournie par le fabricant. Les zones de passage type pour le débit montant des vannes non équilibrées et les vannes équilibrées dans une configuration à débit descendant sont indiquées.

Diamètre de passage	Zone non équilibrée - vannes non équilibrées à un siège	Zone non équilibrée - Vannes équilibrées
1/4	0,028	---
3/8	0,110	---
1/2	0,196	---
3/4	0,441	---
1	0,785	---
1-5/16	1,35	0,04
1-7/8	2,76	0,062
2-5/16	4,20	0,27
3-7/16	9,28	0,118
4-3/8	15,03	0,154
7	38,48	0,81
8	50,24	0,86

Figure 5.2 Surfaces déséquilibrées type des vannes de régulation

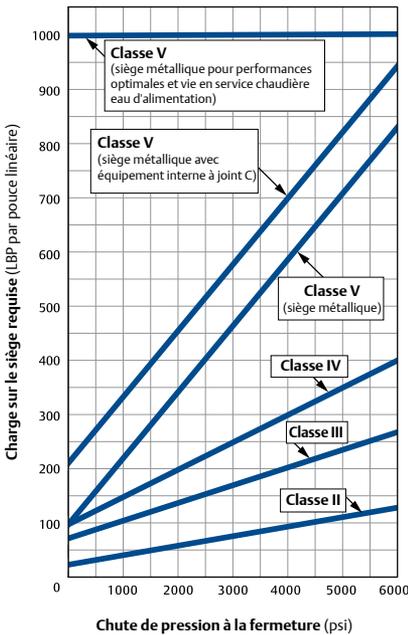


Figure 5.3 Effort sur le siège requis pour une meilleure durée de vie du siège sur les vannes à siège en métal de classe II-V

Classe de fuite	Effort sur le siège recommandé
Classe I	Comme indiqué par la spécification de l'utilisateur, aucun essai de fuite du fabricant requis
Classe II	20 livres par pouce linéaire de la circonférence du passage
Classe III	40 livres par pouce linéaire de la circonférence du passage
Classe IV	Siège (inférieur) standard uniquement – 40 livres par pouce linéaire de la circonférence du passage (jusqu'à un diamètre de passage de 4-3/8 pouce) Siège (inférieur) standard uniquement – 80 livres par pouce linéaire de la circonférence du passage (diamètre de passage supérieur à 4-3/8 pouce)
Classe V	Siège métallique – déterminer les livres par pouce linéaire de la circonférence de passage à partir de la Figure 5.2
Classe VI	Siège métallique – 300 livres par pouce linéaire de la circonférence du passage

Figure 5.4 Effort sur le siège conseillé

### 5.11.1.2 Force nécessaire à générer l'effort sur le siège (B)

L'effort sur le siège, généralement exprimé en livres par pouce linéaire de la circonférence du passage, est déterminé par les exigences de fermeture. Utilisez les indications suivantes pour définir l'effort sur le siège requis pour répondre aux essais d'acceptation du fabricant pour les classes de fuite ANSI/FCI 70-2 et CEI 60534-4 de II à VI. L'effort recommandé sur le siège est indiqué aux Figures 5.3 et 5.4.

Au vu des différences de contrainte des conditions de service, ne considérez pas ces classements de fuite et les taux de fuite correspondants comme des indicateurs de performances sur le terrain. Pour prolonger la durée de vie du siège et les capacités de fermeture, utilisez un effort sur le siège supérieur à celui qui est conseillé. Les efforts conseillés sur le siège sont indiqués à la Figure 5.3. Si l'étanchéité de la fermeture n'est pas une priorité, utilisez une classe de fuite inférieure.

### 5.11.1.3 Friction de la garniture (C)

La friction de garniture est définie par la taille de la tige, le type de garniture, et la quantité de charge de compression appliquée à la garniture par le procédé ou le boulonnage.

La friction de la garniture n'est pas reproductible à 100% du point de vue des caractéristiques de friction. Les conceptions de garniture à charge vive peuvent présenter des forces de friction importantes, en particulier si la garniture utilisée est en graphite. La Figure 5.5 illustre les vannes à garniture de friction types.

### 5.11.1.4 Autres forces (D)

D'autres forces pourraient s'avérer nécessaires pour assurer la course de la vanne, comme par exemple la rigidité du soufflet, des forces de friction inhabituelles de la part des joints ou des forces spéciales sur le siège si celui-ci est constitué de métal souple. Le fabricant doit fournir ces informations et les prendre en compte lors du dimensionnement de l'actionneur.

Taille de la tige (pouces)	Classe	Garniture en PTFE		Ruban Graphite/Filament
		Simple	Double	
5/16	Tous	20	30	---
3/8	125	38	56	---
	150			125
	250			---
	300			190
	600			250
	900			320
	1500			380
1/2	125	50	75	---
	150			180
	250			---
	300			230
	600			320
	900			410
	1500			500
5/8	2500	63	95	590
	125			---
	150			218
	250			---
3/4	300	75	112,5	290
	600			400
	900			---
	1500			350
	2500			---
	300			440
	600			660
	900			880
1	1500	100	150	1100
	2500			1320
	300			610
	600			850
	900			1060
1-1/4	1500	120	180	1300
	2500			1540
	300			800
	600			1100
	900			1400
2	1500	200	300	1700
	2500			2040
	300			1225
	600			1725
	900			2250
	1500			2750
	2500			3245

Remarque : Les valeurs indiquées sont les forces de friction type que l'on rencontre lorsque l'on utilise les procédures de couplage par boulonnage de la bride de garniture standard

Figure 5.5 Valeurs type de friction de la garniture

### 5.11.2 Calculs de la force de l'actionneur

Les actionneurs à membrane pneumatique assurent une force nette avec la pression d'air supplémentaire après la compression du ressort dans l'air à fermer, ou avec la précompression nette du ressort dans l'air à ouvrir. Cette donnée peut être calculée en livres par pouce carré du différentiel de pression.

Exemple : Supposez que 275 lbf. soient nécessaires pour fermer la vanne selon les calculs effectués à partir du processus décrit ci-dessus. Un actionneur air-pour-ouverture de 100 pouces carrés de surface de membrane et un réglage sur banc de 6 à 15 psig est une option disponible. La plage opératoire attendue est de 3 à 15 psig. La précompression peut être calculée comme la différence entre la valeur inférieure du réglage sur banc (6 psig) et le début de la plage opératoire (3 psig). Cette valeur de 3 psig est utilisée pour contrecarrer la précompression, de façon à ce que la force de précompression soit :

$$3 \text{ psig} \times 100 \text{ po carrés} = 300 \text{ lbf.}$$

Cette valeur est supérieure à la force nécessaire, ce choix est donc adéquat.

Les actionneurs à piston et ressorts sont dimensionnés de la même manière. La poussée des actionneurs à piston sans ressorts peut simplement être calculée comme suit :

(surface piston)(pression d'alimentation minimum) = poussée disponible

(veiller à conserver la compatibilité des unités)

Dans certaines circonstances, un actionneur pourrait fournir une force trop importante et provoquer un gonflement de la tige, en la pliant suffisamment pour engendrer une fuite ou endommager les parties internes de la vanne. Cela pourrait se produire si l'actionneur est trop grand ou si la pression d'air maximum est plus importante que l'alimentation en air minimum disponible.

Le fabricant est normalement responsable du dimensionnement de l'actionneur, et il doit disposer de méthodes documentées de vérification des charges maximum de la tige.

Les fabricants publient également des données quant à la poussée de l'actionneur, les surfaces utiles de la membrane et les données du ressort. ■

## 5.12 Dimensionnement de l'actionneur pour les vannes rotatives

Lorsque l'on choisit un actionneur très économique pour une vanne rotative, les facteurs déterminants sont le couple nécessaire pour ouvrir et fermer la vanne, ainsi que la sortie du couple de l'actionneur.

Cette méthode part du principe que la vanne a été correctement dimensionnée pour l'application, et que l'application ne dépasse pas les limites de pression de la vanne.

### 5.12.1 Équations de couple

Le couple de la vanne rotative est égal à la somme du nombre de composants du couple. Pour éviter toute confusion, un certain nombre de ceux-ci a été associé et des calculs effectués en avance. Les couples nécessaires pour chaque type de vanne peuvent donc être représentés par deux simples équations pratiques.

### 5.12.2 Couple de début de course

$$T_B = A(\Delta P_{\text{arrêt}}) + B$$

### 5.12.3 Couple dynamique

$$T_D = C(\Delta P_{\text{eff}})$$

Les facteurs spécifiques A, B et C de chaque conception de vanne sont présentés dans les tableaux suivants. ■

## 5.13 Facteurs type de couple pour les vannes rotatives

### 5.13.1 Facteurs de couple pour les vannes à boisseau sphérique spécifiques à encoche en V avec un joint en composite

Dimension de la vanne (NPS)	Diamètre de l'arbre de la vanne (pouces)	A	B	C		T <sub>0</sub> maximum, LBF • IN.
		Paliers composites		60°	70°	
2	1/2	0,15	80	0,11	0,60	515
3	3/4	0,10	280	0,15	3,80	2120
4	3/4	0,10	380	1,10	18,0	2120
6	1	1,80	500	1,10	36,0	4140
8	1-1/4	1,80	750	3,80	60,0	9820
10	1-1/4	1,80	1250	3,80	125	9820
12	1-1/2	4,00	3000	11,0	143	12 000
14	1-3/4	42	2400	75	413	23 525
16	2	60	2800	105	578	23 525
18	2-1/8	60	2800	105	578	55 762
20	2-1/2	97	5200	190	1044	55 762

### 5.13.2 Facteurs de couple pour les vannes papillon avec un joint en composite

Dimension de la vanne (NPS)	Diamètre de l'arbre de la vanne (pouces)	A	B	C			Couple maximum, (pouce/livre)	
				60°	75°	90°	Début de course T <sub>0</sub>	T <sub>0</sub> dynamique
3	1/2	0,50	136	0,8	1,8	8	280	515
4	5/8	0,91	217	3,1	4,7	25	476	1225
6	3/4	1,97	403	30	24	70	965	2120
8	1	4,2	665	65	47	165	1860	4140
10	1-1/4	7,3	1012	125	90	310	3095	9820
12	1-1/2	11,4	1422	216	140	580	4670	12 000

#### 5.13.2.1 Rotation maximum

La rotation maximum est définie comme l'angle du disque ou de la bille de la vanne en position entièrement ouverte.

Normalement, la rotation maximum est de 90 degrés. La bille ou le disque tourne de 90 degrés depuis la position fermée jusqu'à la position entièrement ouverte.

Certains pistons pneumatiques à rappel par ressort et actionneurs pneumatiques à ressort et membrane ont une limite de rotation de 60 ou 75 degrés.

Pour les actionneurs pneumatiques à ressort et membrane, limiter la rotation maximum permet d'obtenir une plus grande compression initiale du ressort, ce qui fournit un plus grand couple de l'actionneur en début de course. De plus, la longueur effective de chaque levier d'actionneur modifie la rotation de la vanne. Les couples publiés, en particulier pour les actionneurs à piston pneumatiques, reflètent ce changement de la longueur du levier. ■

## 5.14 Cavitation et détente

### 5.14.1 Un débit par à-coups provoque la détente et la cavitation

La norme CEI pour le dimensionnement liquide calcule une chute de pression par à-coups,  $\Delta P_{\text{à-coups}}$ . Si la chute de pression réelle à travers la vanne, telle qu'elle est définie par les conditions du système de  $P_1$  et  $P_2$ , est supérieure à  $\Delta P_{\text{à-coups}}$ , la détente ou la cavitation peuvent se produire. Ces deux phénomènes peuvent provoquer des dommages structurels de la vanne et des conduits proches. Savoir ce qu'il se passe réellement dans la vanne permet de choisir une vanne qui peut éliminer, ou du moins réduire, les effets de la cavitation et de la détente.

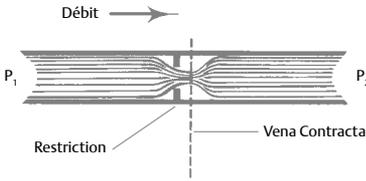


Figure 5.6 Illustration de la Vena Contracta

L'étiquette de phénomène physique est utilisée pour décrire la détente et la cavitation, car elles représentent un changement réel de phase du fluide. Ce changement est le passage de l'état liquide à l'état vapeur, et il est généré par l'augmentation de la vitesse du fluide en amont de la plus grande restriction de débit, qui est généralement le passage de la vanne. Lorsque le débit liquide passe à travers la restriction, il subit une courbe, ou contraction. La surface minimum de la section transversale se produit juste en aval de la restriction physique réelle, en un point appelé Vena Contracta, comme l'illustre la Figure 5.6.

Pour assurer la constante du débit liquide à travers la vanne, la vitesse doit être plus importante au niveau de la Vena Contracta, où la surface de la section transversale est la plus restreinte. L'augmentation de vitesse (ou énergie cinétique) est accompagnée d'une chute substantielle de la pression (ou énergie potentielle) dans la Vena Contracta. Plus en aval, lorsque le courant de fluide s'élargit

au point où la surface s'agrandit, la vitesse diminue et la pression augmente. La pression en aval ne revient toutefois jamais à la même valeur que la pression en amont de la vanne. Le différentiel de pression ( $\Delta P$ ) qui existe dans la vanne est une mesure de la quantité d'énergie qui a été dissipée par la vanne. La Figure 5.7 illustre le profil de pression qui explique la différence de performances d'une simple vanne à récupération rapide, comme une vanne à boisseau sphérique, et une vanne dont les capacités de récupération sont moindres, au vu des plus grandes turbulences internes et de la dissipation d'énergie.

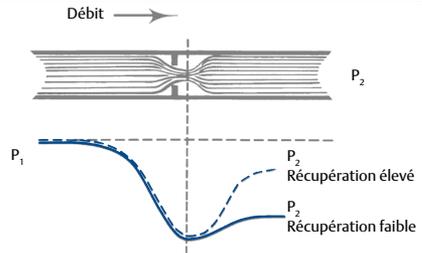


Figure 5.7 Comparaison des profils de pression pour les vannes à faible récupération et les vannes à récupération rapide

Quelles que soient les caractéristiques de récupération de la vanne, le différentiel de pression relatif à la détente et à la cavitation est le différentiel entre l'entrée de la vanne et la Vena Contracta. Si la pression au niveau de la Vena Contracta doit baisser sous la valeur de la pression de la vapeur du fluide (sous l'effet de l'augmentation de la vitesse du débit en ce point), des bulles se forment dans le débit. La formation de bulles augmentera largement lorsque la pression au niveau de la Vena Contracta diminuera encore, sous la pression de la vapeur du liquide. À ce stade, il n'y a aucune différence entre la détente et la cavitation, mais le potentiel de provoquer des dommages structurels de la vanne est réel.

Si la pression à la sortie de la vanne reste inférieure à la pression de la vapeur du liquide, les bulles resteront dans le circuit en aval et on dit alors que le procédé se détend. La détente peut provoquer des dommages sérieux dus à l'érosion des pièces de l'équipement interne de la vanne, et elle est caractérisée par un aspect lisse et poli des surfaces érodées, comme l'illustre la Figure 5.8. La détente est généralement plus importante au point où la vitesse est la plus

grande, c'est-à-dire normalement à proximité de la ligne du siège du clapet de vanne ou de la bague de siège.



Figure 5.8 Aspect type des dommages de la détente

D'autre part, si la pression en aval est supérieure à la pression de la vapeur du liquide, les bulles éclatent, ou implosent, ce qui provoque la cavitation. L'éclatement des bulles de vapeur dégage de l'énergie et produit un son semblable à celui que produirait du gravier qui passerait à travers la vanne. Si les bulles éclatent très près des surfaces solides de la vanne, l'énergie dégagee peut séparer les éléments du matériel et générer une surface rugueuse, comme l'illustre la Figure 5.9. Les dommages dus à la cavitation peuvent se propager au conduit en aval, si c'est le point où la récupération de pression se produit et où les bulles éclatent. Les vannes à récupération rapide tendent à être plus sujettes à la cavitation, car la Vena Contracta est plus basse et plus susceptible de descendre à la pression de la vapeur du liquide.

#### 5.14.2 Sélection de la vanne pour le fonctionnement avec détente

Comme l'illustre la Figure 5.8, les dommages dus à la détente sont caractérisés par un aspect lisse et poli des surfaces érodées. Nous rappelons que la détente se produit lorsque  $P_2$  est inférieure à  $P_v$ ,  $P_2$  est la pression en aval de la vanne, et elle est fonction du procédé en aval et du conduit.  $P_v$  dépend du fluide et de la température opératoire.

C'est pourquoi les variables qui définissent la détente ne sont pas directement contrôlées par la vanne. Cela entend également que la vanne de régulation n'a aucun moyen d'éviter la détente. La détente ne pouvant pas être évitée par la vanne, la meilleure solution consiste à sélectionner une vanne dont la géométrie et le matériau permettent d'éviter, ou de limiter, les dommages.

En général, l'érosion est limitée en :

- évitant ou limitant l'impact des particules (dans ce cas des gouttes de liquide) contre les surfaces de la vanne
- rendant ces surfaces les plus dures possibles
- diminuant la vitesse du débit érosif

Choisir une vanne qui présente le moins possible de changements directionnels du débit assure un nombre moindre d'impacts des particules. Les vannes d'équerre à tige montante sont la solution traditionnelle pour obtenir ce type de chemin de débit. Certaines vannes rotatives, comme la vanne rotative à clapet excentré et les vannes segment à bille assurent également un chemin de débit direct. Les vannes qui comprennent des zones de débit étendues en aval du point d'étranglement sont intéressantes car elles permettent de réduire la vitesse érosive. Pour les zones où le fluide doit entrer en contact avec les surfaces de la vanne, sur les surfaces du siège par exemple, il convient de choisir le matériau le plus dur possible. En général, plus le matériau est dur, plus il résistera à l'érosion.

Les fluides qui sont à la fois sujets à la détente et corrosifs peuvent être particulièrement difficiles à gérer. La détente de l'eau dans une vanne en acier est par exemple le résultat synergique de la corrosion et de l'érosion. L'eau provoque la corrosion de l'acier, et la détente engendre l'érosion de la surface qui est rendue souple et oxydée ; l'association de ces deux phénomènes peut provoquer des dommages plus graves que ceux de chacun de ces deux mécanismes seuls. Dans ce cas, la solution consiste à prévenir la corrosion en choisissant au moins un acier à faible alliage.

### 5.14.3 Sélection de la vanne pour le fonctionnement avec cavitation

Les dommages dus à la cavitation sont caractérisés par un aspect rugueux et encrassé de la surface érodée, comme l'illustre la Figure 5.9. Elle se distingue nettement de l'aspect lisse et poli dû à l'érosion provoquée par la détente. Le paragraphe précédent décrit comment la cavitation se produit lorsque la pression de la Vena Contracta est inférieure à  $P_v$  et que  $P_2$  est plus grande que  $P_v$ . La cavitation peut être traitée de différentes manières.



Figure 5.9 Aspect type des dommages de la cavitation

La première consiste à éliminer la cavitation, et donc les dommages qu'elle provoque, en gérant la chute de pression. Si la chute de pression dans la vanne peut être contrôlée de telle manière que la pression locale ne descende jamais sous la pression de la vapeur, aucune bulle de vapeur ne se formera. Sans bulles de vapeur qui éclatent, il n'y a pas de cavitation. Pour éliminer la cavitation, la chute de pression totale à travers la vanne est répartie en de plus petites parties à l'aide d'un équipement interne à plusieurs étages. Chacune de ces petites gouttes maintient sa pression au-dessus de la pression de la vapeur lorsqu'elle se trouve dans la Vena Contracta, ce qui empêche la formation de bulles de vapeur.

La seconde méthode n'élimine pas la cavitation, mais elle minimise, ou du moins isole les dommages de la même façon que les solutions contre la détente. Cette méthode vise à isoler la cavitation des surfaces de la vanne et à durcir les surfaces qui sont soumises à la cavitation.

Une troisième méthode consiste à modifier le circuit de façon à éviter les causes de la cavitation. Si la valeur  $P_2$  peut augmenter jusqu'à éviter que la pression de la Vena Contracta ne baisse sous la pression de la vapeur, cette vanne n'est plus soumise aux à-coups et la cavitation peut être évitée. La valeur  $P_2$  peut être augmentée en déplaçant la vanne en un point où sa tête est plus statique du côté aval. Appliquer une plaque à orifices ou tout autre dispositif semblable anti-retour peut également augmenter la valeur  $P_2$  au niveau de la vanne ; l'inconvénient est le potentiel de la cavitation de se transférer de la vanne à la plaque à orifices. ■

## 5.15 Prédiction du bruit

### 5.15.1 Aérodynamique

Les leaders du secteur se basent sur la norme de la Commission électrotechnique internationale CEI 60534-8-3 : Industrial-process control valves—Part 8 : Noise Considerations—Section 3 : Control valve aerodynamic noise prediction method (Vannes de régulation du procédé dans l'industrie - Partie 8 : considérations en matière de bruit - Partie 3 : méthode de prédiction du bruit aérodynamique des vannes de régulation). Cette méthode est constituée par une association entre les théories thermodynamique et aérodynamique et des informations d'ordre empirique. La méthode est conçue de manière à pouvoir prédire le bruit d'une vanne en fonction de la géométrie mesurable de la vanne et des conditions de service appliquées à cette vanne. La norme permet également aux fournisseurs de vanne d'utiliser des données empiriques mesurées en laboratoire afin de pouvoir fournir des prédictions plus précises. Au vu du cadre analytique de la prédiction du bruit de la vanne, la méthode CEI permet d'évaluer objectivement les différentes alternatives.

La méthode décrit deux sources de bruit différentes qui peuvent contribuer au bruit général provoqué par le bruit de l'équipement interne de la vanne et par le bruit à la sortie de la vanne. Le bruit de l'équipement interne dépend du type d'équipement interne et de ses caractéristiques géométriques. Le bruit à la sortie de la vanne dépend de la zone de sortie de la vanne, de la valeur Mach à la

sortie de la vanne et de l'éventuelle présence d'une extension en aval de la vanne.

La méthode définit cinq étapes de base pour la prédiction du bruit. Lorsqu'elles sont applicables, ces étapes doivent être complétées par les sources de bruit de l'équipement interne et à la sortie de la vanne, et associées pour définir le niveau total de bruit de la vanne.

#### 1. *Calcul de la puissance totale du débit dans le processus au niveau de la Vena Contracta.*

Le bruit qui nous intéresse est généré par la vanne, dans la Vena Contracta et en aval de celle-ci. Si la puissance totale dissipée par l'étranglement de la Vena Contracta peut être calculée, la fraction qui constitue la puissance du bruit peut être définie. La puissance étant le taux de base de l'énergie, une forme d'équation habituelle pour le calcul de l'énergie cinétique peut être utilisée. L'équation de l'énergie cinétique est  $1/2 mv^2$ , où  $m$  est la masse et  $v$  la vitesse. Si le débit massique est remplacé pour la masse, l'équation calcule la puissance. La vitesse est la vitesse dans la Vena Contracta, et elle est calculée à partir de l'équation de l'énergie de la première loi de thermodynamique.

#### 2. *Définition de la fraction de la puissance totale qui est la puissance acoustique.*

La méthode considère que les conditions du procédé appliquées à travers la vanne déterminent le mécanisme spécifique qui produit du bruit dans la vanne. Il existe cinq régimes définis, en fonction de la relation entre la pression de la Vena Contracta et la pression en aval. Pour chacun de ces régimes, une efficacité acoustique est définie et calculée. La norme permet également de remplacer l'efficacité acoustique mesurée en laboratoire par des estimations analytiques. Cette efficacité acoustique établit la fraction de la puissance de vapeur totale, telle qu'elle a été calculée à l'étape 1, qui est la puissance du bruit. Lors de la conception d'une vanne silencieuse, l'un des objectifs est une moindre efficacité acoustique.

#### 3. *Conversion de la puissance acoustique en spectre de pression du bruit.*

L'objectif final de la méthode de prédiction CEI est de déterminer le niveau de pression du bruit à un point de référence en-dehors de la vanne, où l'audition humaine doit être prise en considération. L'étape 2 fournit la

puissance acoustique, qui ne peut pas être calculée directement. La pression acoustique, ou pression sonore, est mesurable et elle peut donc devenir l'expression par défaut du bruit dans la plupart des situations. La conversion de la puissance acoustique en niveau de bruit total utilise une théorie acoustique de base.

Pour augmenter la précision de la prédiction du bruit, la norme applique un calcul du spectre de fréquence. Un spectre de pression sonore définit combien de son existe à chaque fréquence dans une plage audible. La forme de ce spectre peut être déterminée à partir de la géométrie de la vanne, des conditions du débit et d'un spectre caractéristique idéal donné dans la norme. La norme permet également d'utiliser un spectre caractéristique mesuré en laboratoire.

#### 4. *Tenir compte de la perte de transmission de la paroi du conduit et redéfinir le spectre de la pression sonore sur la surface externe du conduit.*

Les étapes de 1 à 3 participent au processus de génération de bruit dans le conduit. Ce point est parfois la zone d'intérêt, mais le niveau de bruit à l'extérieur du conduit est une exigence primordiale.

La méthode doit tenir compte du changement de bruit lorsque le point de référence est déplacé, de l'intérieur du conduit à l'extérieur de celui-ci. La paroi du conduit a des caractéristiques physiques dues à son matériau, sa taille et sa forme, et celles-ci définissent combien le bruit est plus ou moins bien transmis dans le conduit. Le bruit véhiculé par le fluide à l'intérieur du conduit entre au contact de la paroi du conduit, ce qui provoque la vibration de cette paroi ; la vibration doit alors être transmise à travers la paroi du conduit, vers l'extérieur. Là, la paroi extérieure du conduit entre au contact de l'atmosphère et génère des ondes sonores. Ces trois phases de la transmission du son dépendent de la fréquence du bruit. La méthode détermine la perte de transmission dans le conduit en fonction de la fréquence. La méthode compare ensuite le spectre de bruit interne et le spectre de perte de transmission afin de définir combien le spectre de pression sonore sera atténué par la paroi du conduit.

### 5. Tenir compte de la distance et calculer le niveau de pression sonore à l'emplacement de l'observateur.

L'étape 4 définit le spectre du niveau de pression sonore à l'extérieur de la surface de la paroi du conduit. Là encore, la théorie acoustique de base est appliquée pour calculer le niveau de pression sonore à l'emplacement de l'observateur. La puissance du son est constante pour une situation donnée, mais le niveau de pression sonore associé varie dans la région dans laquelle la puissance se répand. Lorsque l'observateur s'éloigne de la paroi du conduit, la région totale dans laquelle la puissance sonore se répand augmente. Ceci provoque la diminution du niveau de pression sonore.

#### 5.15.2 Hydrodynamique

Le bruit hydrodynamique perceptible est généralement associé à la cavitation. La description traditionnelle du son est celle de pierres qui courent dans le conduit. Cette association de bruit hydrodynamique avec la cavitation se reflète dans un grand nombre de méthodes de prédiction disponibles actuellement. Ces méthodes tiennent compte de la caractéristique du bruit des liquides dans un débit sans à-coups et dans les situations où le débit présente des à-coups dus à la cavitation.

Dans un grand nombre de situations, le fluide est un mélange à deux phases.

Cela entend les fluides à deux phases, une liquide et une gazeuse, à l'entrée de la vanne, les fluides sujets à la détente et les fluides qui présentent un dégazage sous l'effet de l'étranglement. Dans ces cas, les méthodes de prédiction du bruit n'ont pas encore été établies. Les résultats des essais et les études sur le terrain, sur des circuits multi-phase indiquent que ces niveaux de bruit ne contribuent pas au niveau de bruit général de l'installation ou qu'ils dépassent le niveau d'exposition des travailleurs. ■



Figure 5.10 Conception de l'équipement interne de la vanne pour réduire le bruit aérodynamique

#### 5.16 Contrôle du bruit

Dans les systèmes fermés (qui n'ont aucune évacuation vers l'atmosphère), tout bruit produit dans le procédé est transmis par l'air uniquement par la transmission à travers les vannes et le conduit adjacent qui contient le débit. Le champ sonore du débit provoque la vibration de ces limites solides. Les vibrations provoquent des interférences dans l'atmosphère ambiante, lesquelles se propagent sous forme d'ondes sonores.

Le contrôle du bruit entend le traitement de la source, le traitement de son chemin, ou les deux. Le traitement de la source, qui consiste à prévenir ou atténuer le bruit à sa source, est la méthode la plus recommandée, si elle est économiquement et physiquement faisable.

Les méthodes de traitement de la source dans un système à cage sont illustrées à la Figure 5.10. La vue supérieure illustre une cage avec de nombreuses petites encoches parallèles, conçues pour minimiser les turbulences et assurer une répartition favorable de la vitesse dans la zone d'expansion. Cette méthode économique pour obtenir une conception de vanne silencieuse peut réduire le bruit de 15 à 20 dBA sans diminuer la capacité du débit, ou en la diminuant à peine.



Figure 5.11 Combinaison vanne et diffuseur en ligne

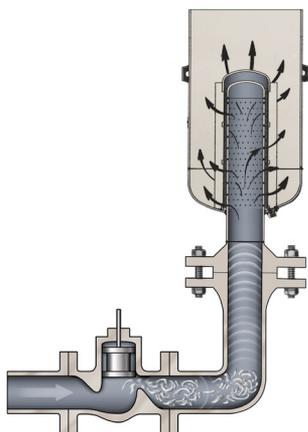


Figure 5.12 Combinaison vanne et diffuseur d'évent



Figure 5.13 Conception spéciale de vanne pour éliminer la cavitation

La vue inférieure de la Figure 5.10 illustre un équipement interne à cage à deux étages, conçu pour une atténuation optimale du bruit lorsque le taux de chute de pression ( $\Delta P/P_1$ ) est élevé.

Pour obtenir les résultats voulus, les restrictions doivent être dimensionnées et espacées dans la paroi de la cage primaire, de façon à ce que le bruit généré par

l'interaction du jet ne dépasse pas la somme du bruit généré par les différents jets pris individuellement.

La conception de l'équipement interne peut réduire le bruit de la vanne de 30 dBA. La conception finale utilise une combinaison de différentes stratégies de réduction du bruit qui permet de réduire le bruit de la vanne de 40 dBA. Ces stratégies sont les suivantes :

- Une forme à passage unique réduit la conversion de la puissance totale du débit générée par la vanne en puissance sonore.
- La réduction de la pression par les différents étages répartit la puissance du courant entre les étages, et réduit encore l'efficacité de la conversion acoustique.
- Le changement du spectre de fréquence réduit l'énergie acoustique dans la plage audible en capitalisant sur la perte de transmission du conduit.
- L'indépendance du jet de sortie est maintenue, afin d'éviter la régénération du bruit sous l'effet de la coalescence du jet.
- La gestion de la vitesse est accomplie lorsque les zones s'étendent de façon à recevoir le gaz qui se répand.
- Des conceptions complémentaires du corps évitent l'impact du débit sur la paroi du corps et donc les sources de bruit secondaires.

Pour les applications où les vannes de régulation travaillent à des taux de pression élevés ( $\Delta P/P_1 > 0,8$ ) la méthode de la série de restrictions, qui divise la chute de pression totale entre la vanne de régulation et une restriction fixe (diffuseur) en aval de la vanne, peut être efficace pour minimiser le bruit. Pour optimiser l'efficacité d'un diffuseur, celui-ci doit être conçu (forme et dimensionnement spéciaux) pour chaque installation donnée, de façon à ce que le niveau de bruit généré par la vanne et le diffuseur soit le même. La Figure 5.11 illustre une installation type.

Les systèmes de contrôle qui évacuent vers l'atmosphère sont généralement très bruyants, car ils sont caractérisés par un taux de pression élevé et une grande vitesse à la sortie. Diviser la chute de pression totale entre l'évent et une vanne de régulation en amont à l'aide d'une diffuseur d'évent réduit le bruit de la vanne et de l'évent. Un diffuseur d'évent bien dimensionné et une association de vannes comme celle qui est illustrée à la Figure 5.12 peuvent réduire le niveau de bruit total du système de 40 dBA.

Le traitement de la source pour les problèmes associés aux vannes de régulation qui gèrent des liquides vise en premier lieu l'élimination ou la minimisation de la cavitation. Les conditions du débit qui produiront la cavitation pouvant être précisément prédites, le bruit de la vanne dû à la cavitation peut être éliminé en appliquant des limites aux conditions de fonctionnement de la vanne, à l'aide d'orifices de rupture, de vannes en série, etc. Le traitement de la source peut également être effectué en utilisant un équipement interne de la vanne qui contient des restrictions en série afin d'éliminer la cavitation, comme illustré à la Figure 5.13.

La seconde manière de contrôler le bruit consiste à traiter son chemin. Le débit de fluide est un excellent chemin de transmission du bruit. Le traitement du chemin consiste à augmenter l'impédance du chemin de transmission afin de réduire l'énergie acoustique communiquée au récepteur.

La dissipation de l'énergie acoustique à travers l'utilisation de matériaux qui absorbent le bruit est l'une des méthodes les plus efficaces de traitement du chemin. Lorsque c'est possible, le matériau acoustique doit être situé dans le débit, soit sur la source de bruit, soit immédiatement en aval de celle-ci. Dans les circuits de gaz, des silencieux en ligne dissipent efficacement le bruit dans le courant de fluide et atténuent le niveau de bruit transmis aux limites solides. Lorsque le débit massique est élevé et/ou que le taux de pression à travers la vanne est important, les silencieux en ligne (illustrés à la Figure 5.14,) sont souvent la solution la plus réaliste et économique pour contrôler le bruit. L'utilisation de silencieux en ligne à absorption peut fournir presque tous les degrés d'atténuation souhaités. Toutefois, les considérations d'ordre économique limitent généralement la perte d'insertion à 25 dBA environ.



Figure 5.14 Silencieux en ligne type

Le bruit qui ne peut pas être éliminé dans les limites du débit doit être éliminé par un traitement externe. Cette méthode d'atténuation du bruit de la vanne de régulation conseille d'utiliser un conduit à paroi épaisse, une isolation acoustique des limites solides exposées du fluide, l'utilisation de boîtiers et de bâtiments isolés, etc. afin d'isoler la source de bruit.

Le traitement du chemin, comme un conduit à paroi épaisse ou une isolation acoustique externe, peut constituer une technique économique et efficace d'atténuation locale du bruit. Toutefois, le bruit se propage sur de longues distances via le fluide, et l'efficacité d'une paroi de conduit épaisse ou d'une isolation externe s'arrête là où le traitement s'arrête. ■

## 5.17 Récapitulatif du bruit

La quantité de bruit qui est générée par l'installation de la vanne de régulation proposée peut être prédite de manière rapide et raisonnable en utilisant les méthodes standard de l'industrie. Ces méthodes sont disponibles sous forme de logiciels afin de faciliter leur utilisation. Ces outils de dimensionnement et de prédiction du bruit aident à bien choisir l'équipement de réduction du bruit, comme le montrent les Figures 5.15 et 5.16. Les exigences des systèmes de procédé qui permettent d'assurer un faible impact sur l'environnement continueront d'être le moteur pour la conception de vannes de régulation plus silencieuses. Les technologies de prédiction et la conception des vannes qui assurent ces résultats sont continuellement en cours d'amélioration. Pour connaître les dernières nouveautés en termes d'équipement ou de technologie de prédiction, contactez le représentant du fabricant. ■



Figure 5.15 Robinet à soupape avec cage d'atténuation du bruit pour débit aérodynamique



Figure 5.16 Vanne à bille avec atténuateur pour réduire le bruit hydrodynamique

## 5.18 Sélection de la garniture

Les tableaux suivants et les Figures 5.17 et 5.18 fournissent des indications pour le choix de la garniture des vannes à tige montante et des vannes rotatives.

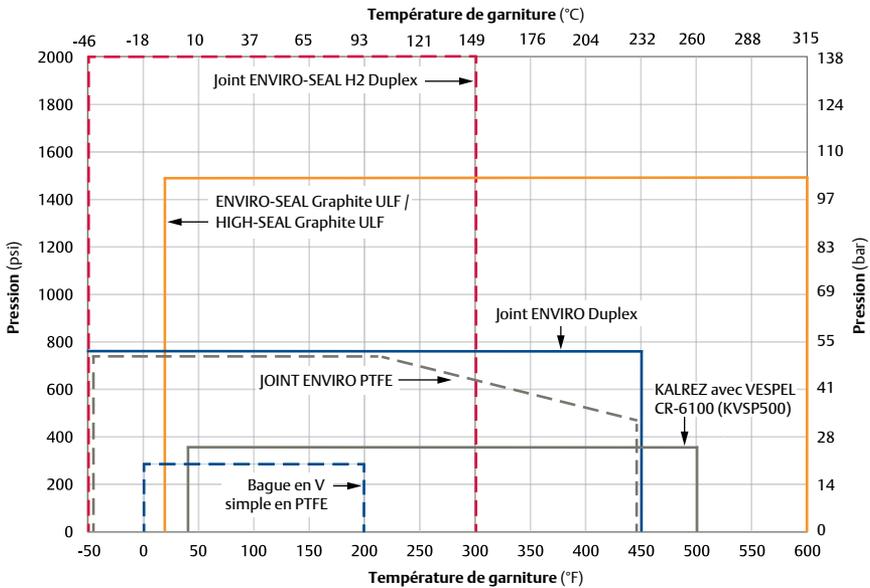


Figure 5.17 Diagramme d'indication d'application pour le service à 100 PPM

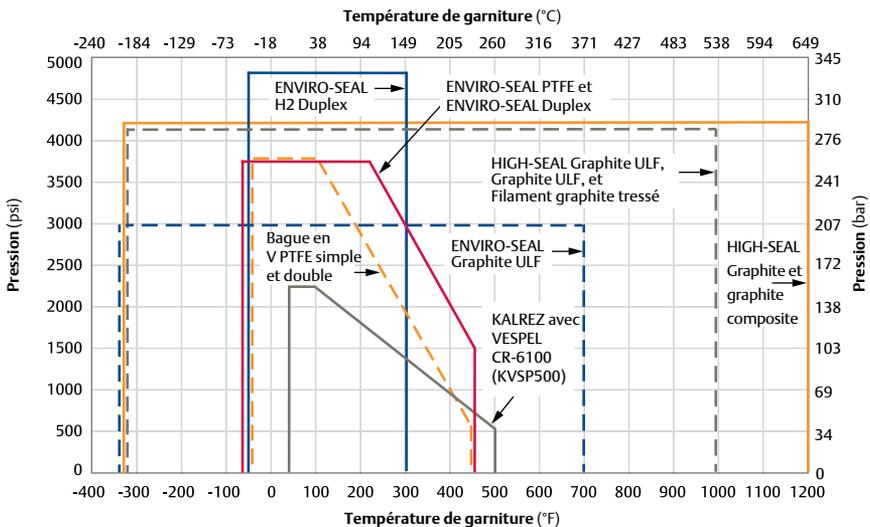


Figure 5.18 Diagramme d'indication d'application pour le service non respectueux de l'environnement

### 5.18.1 Indications pour le choix de la garniture des vannes à tige montante

Système de garniture	Pression maximum et limites de température pour le fonctionnement à 100 PPM <sup>(1)</sup>		Lignes directrices à appliquer pour le fonctionnement non spécifique à l'environnement <sup>(1)</sup>	
	Mesure	Impérial	Mesure	Impérial
Bague en V simple en PTFE	20,7 bar -18 à 93 °C	300 psi 0 à 200°F	Voir la Figure 5.15 -46 à 232 °C	Voir la Figure 5.15 -50 à 450°F
Double anneau V en PTFE	---	---	Voir la Figure 5.15 -46 à 232 °C	Voir la Figure 5.15 -50 à 450°F
ENVIRO-SEAL PTFE	Voir la Figure 5.14 -46 à 232 °C	Voir la Figure 5.14 -50 à 450°F	Voir la Figure 5.15 -46 à 232 °C	Voir la Figure 5.15 -50 à 450°F
ENVIRO-SEAL Duplex	51,7 bar -46 à 232 °C	750 psi -50 à 450°F	Voir la Figure 5.15 -46 à 232 °C	Voir la Figure 5.15 -50 à 450°F
ENVIRO-SEAL H2 Duplex	138 bar -46 à 149 °C	2000 psi -50 à 300°F	330 bar -46 à 149 °C	4800 psi -50 à 300°F
KALREZ® avec Vespel® CR-6100 (K-VSP 500) <sup>(3)</sup>	24,1 bar 4 à 260°C	350 psig 40 à 500°F	Voir la Figure 5.15 -40 à 260 °C	Voir la Figure 5.15 -40 à 500°F
ENVIRO-SEAL Graphite ULF	103 bar -7 à 315 °C	1500 psi 20 à 600°F	207 bar -198 à 371 °C	3000 psi -325 à 700°F
HIGH-SEAL Graphite ULF	103 bar -7 à 315 °C	1500 psi 20 à 600°F	290 bar <sup>(4)</sup> -198 à 538 °C	4200 psi <sup>(4)</sup> -325 à 1000°F
Composite Graphite/HIGH-SEAL Graphite	---	---	290 bar <sup>(4)</sup> -198 à 649 °C	4200 psi <sup>(4)</sup> -325 à 1200°F
Filament graphite tressé	---	---	290 bar -198 à 538°C <sup>(5)</sup>	4200 psi -325 à 1000°F <sup>(5)</sup>
Graphite ULF	---	---	290 bar -198 à 538 °C	4200 psi -325 à 1000°F

1. Les valeurs ne sont fournies qu'au titre d'indication. Ces indications peuvent être dépassées, mais cela pourrait écourter la durée de vie de la garniture ou augmenter les fuites. Les valeurs de température sont applicables à la température de la garniture réelle, non pas à celle du procédé.

2. Voir le catalogue Fisher 14 pour les valeurs de friction réelles.

3. Les limites de pression/température KALREZ référencées dans la publication présente ne sont valables que pour les applications des vannes Fisher. DuPont pourrait déclarer des limites supérieures.

4. Sauf pour la tige 9,5 mm (3/8 pouce), 110 bar (1600 psi).

5. Sauf pour le fonctionnement en environnement oxydant, -198 à 371°C (-325 à 700°F).

## Indications pour le choix de la garniture des vannes à tige montante (suite)

Système de garniture	Indice de performance de la garniture	Indice de durée de service	Friction de la garniture <sup>(2)</sup>
Bague en V simple en PTFE	Amélioration	Long	Très bas
Double bague V PTFE	Amélioration	Long	Faible
ENVIRO-SEAL PTFE	Meilleur	Très long	Faible
ENVIRO-SEAL Duplex	Meilleur	Très long	Faible
ENVIRO-SEAL H2 Duplex	Meilleur	Très long	Moyen
KALREZ avec Vespel CR 6100 (K-VSP 500) <sup>(3)</sup>	Meilleur	Long	Faible
ENVIRO-SEAL Graphite ULF	Meilleur	Très long	Moyen
HIGH-SEAL Graphite ULF	Meilleur	Très long	Moyen
Composite Graphite/HIGH-SEAL Graphite	Amélioration	Très long	Très élevé
Filament graphite tressé	Bonne	modéré	Élevé
Graphite ULF	Amélioration	Très long	Moyen

1. Les valeurs ne sont fournies qu'au titre d'indication. Ces indications peuvent être dépassées, mais cela pourrait écourter la durée de vie de la garniture ou augmenter les fuites. Les valeurs de température sont applicables à la température de la garniture réelle, non pas à celle du procédé.

2. Voir le catalogue Fisher 14 pour les valeurs de friction réelles.

3. Les limites de pression/température KALREZ référencées dans la publication présente ne sont valables que pour les applications des vannes Fisher. DuPont pourrait déclarer des limites supérieures.

4. Sauf pour la tige 9,5 mm (3/8 pouce), 110 bar (1600 psi).

5. Sauf pour le fonctionnement en environnement oxydant, -198 à 371°C (-325 à 700°F).

## 5.18.2 Indications pour le choix de la garniture des vannes rotatives

Système de garniture	Pression maximum et limites de température pour le fonctionnement à 100 PPM <sup>(1)</sup>		Lignes directrices à appliquer pour le fonctionnement non spécifique à l'environnement <sup>(1)</sup>	
	Mesure	Habituel aux États-Unis	Mesure	Habituel aux États-Unis
Bague en V simple en PTFE	---	---	103 bar -46 à 232 °C	1500 psig -50 à 450°F
ENVIRO-SEAL PTFE	103 bar -46 à 232 °C	1500 psig -50 à 450°F	207 bar -46 à 232 °C	3000 psig -50 à 450°F
PTFE en compression permanente pour vannes V250	69 bar -29 à 93 °C	1000 psig -20 à 200°F	155 bar -46 à 232 °C	2250 psig -50 à 450°F
KALREZ avec Vespel CR 6100 (KVSP 500) <sup>(3)</sup>	24,1 bar 4 à 260°C	350 psig 40 à 500°F	51 bar -40 à 260 °C	750 psig -40 à 500°F
ENVIRO-SEAL Graphite	103 bar -7 à 315 °C	1500 psig 20 à 600°F	207 bar -198 à 371 °C	3000 psig -325 à 700°F
Ruban de graphite	---	---	103 bar -198 à 538°C <sup>(2)</sup>	1500 psig -325 à 1000°F <sup>(2)</sup>

1. Les valeurs ne sont fournies qu'au titre d'indication. Ces indications peuvent être dépassées, mais cela pourrait écourter la durée de vie de la garniture ou augmenter les fuites. Les valeurs de température sont applicables à la température de la garniture réelle, non pas à celle du procédé.

2. Sauf pour le fonctionnement en environnement oxydant, -198 à 371°C (-325 à 700°F).

3. Les limites de pression/température KALREZ référencées dans la publication présente ne sont valables que pour les applications des vannes Fisher. DuPont pourrait déclarer des limites supérieures.

Lignes directrices pour la sélection de la garniture des vannes rotatives (suite)

Système de garniture	Indice de performance de la garniture	Indice de durée de service	Friction de la garniture
Bague en V simple en PTFE	Amélioration	Long	Très bas
ENVIRO-SEAL PTFE	Excellente	Très long	Faible
PTFE en compression permanente pour vannes V250	Excellente	Très long	Faible
KALREZ avec Vespel CR-6100 (KVSP 500) <sup>(3)</sup>	Excellente	Long	Très bas
ENVIRO-SEAL Graphite	Excellente	Très long	modéré
Ruban de graphite	Acceptable	Acceptable	Élevé

1. Les valeurs ne sont fournies qu'au titre d'indication. Ces indications peuvent être dépassées, mais cela pourrait écourter la durée de vie de la garniture ou augmenter les fuites. Les valeurs de température sont applicables à la température de la garniture réelle, non pas à celle du procédé.

2. Sauf pour le fonctionnement en environnement oxydant, -198 à 371°C (-325 à 700°F).

3. Les limites de pression/température KALREZ référencées dans la publication présente ne sont valables que pour les applications des vannes Fisher. DuPont pourrait déclarer des limites supérieures.

## 5.19 Matériau du corps de vanne

Le choix du corps de vanne se fait généralement en fonction de la pression, de la température, des propriétés corrosives et érosives du fluide. Le choix du matériau implique parfois un compromis. Un matériau qui présente par exemple une bonne résistance à l'érosion pourrait ne pas être satisfaisant du point de vue de sa faible résistance à la corrosion lors de la gestion de certains fluides.

Certaines conditions de fonctionnement utilisent des alliages exotiques et des métaux pour supporter les propriétés particulièrement corrosives du fluide. Ces matériaux sont bien plus coûteux que les métaux communs, et l'aspect économique pourrait également être un facteur du choix du matériau. Heureusement, la majorité des vannes de régulation gèrent des fluides relativement peu corrosifs, à des pressions et des températures raisonnables. C'est pourquoi l'acier au carbone moulé est le matériau du corps de vanne le plus utilisé ; il peut assurer un fonctionnement satisfaisant à un prix largement inférieur à celui des matériaux en alliages exotiques.

Des spécifications ont été développées afin de classer les matériaux fortement alliés et très résistants à la corrosion. Ces

spécifications représentent des solutions aux problèmes que l'on rencontre avec certains de ces alliages. Ces problèmes comprennent une résistance inacceptable à la corrosion par rapport aux matériaux bruts, des problèmes de soudure et des délais d'exécution inacceptables. Ces alliages sont également difficiles à mouler. Les spécifications comprennent un processus de qualification de la fonderie, l'équipement du modèle dédié, la qualification du modèle d'alliage, la qualification thermique et des contrôles détaillés sur la matière première, l'inspection visuelle, la réparation des soudures, le traitement thermique et le contrôle non destructif. Les désignations de ces grades exotiques et communs sont indiquées dans le Tableau 5.19.1 Désignations des matériaux du corps de vanne.

Les descriptions et les tableaux suivants fournissent des informations de base quant aux différents grades de moulage communs utilisés dans les corps des vannes de régulation. Les désignations des matériaux ASTM sont comprises. L'utilisation des justes désignations ASTM est considérée comme une bonne pratique et elle est encouragée dans la spécification des matériaux, en particulier pour les pièces qui ont pour fonction de contenir la pression. D'autres données d'ingénierie sur ces matériaux et d'autres sont fournies au Chapitre 13.

**Acier au carbone moulé (ASTM A216 Grade WCC)** — Le WCC est l'acier moulé le plus communément utilisé pour les corps de vanne en service modéré comme l'air, la vapeur saturée ou surchauffée, les liquides et gaz non corrosifs. Le WCC n'est pas utilisé au-delà de 425°C (800°F) car la phase riche en carbone pourrait se convertir en graphite. Il est généralement soudé sans traitement thermique post-soudage, sauf si l'épaisseur nominale dépasse 1-1/4 pouces (32 mm). Les réparations majeures des soudures sont toujours soumises à un traitement thermique post-soudage.

**Acier au chrome-molybdène moulé — (ASTM A217 Grade WC9)** — Correspond au grade standard Cr-Mo moulé. Le WC9 a remplacé le C5 comme matériau standard car il comprend des propriétés de moulage et de soudage supérieures. Le WC9 a remplacé avec succès le C5 dans la plupart des applications, en particulier pour l'alimentation en eau et en vapeur des chaudières. Le chrome et le molybdène assurent la résistance à l'érosion, à la corrosion et au fluage, ce qui le rend utile jusqu'à 595°C (1100°F). Le WC9 est généralement soumis à un traitement thermique après le soudage. Les réparations majeures des soudures sont toujours soumises à un traitement thermique après le soudage.

**Acier inoxydable moulé de type 304L (ASTM A351 Grade CF3)** — Il s'agit d'un matériau commun pour les vannes travaillant avec des produits chimiques. Le 304L moulé est souvent préféré pour l'acide nitrique et certaines autres applications utilisant des produits chimiques. Sa résistance optimale à la corrosion est également reconnue dans les conditions tel-que-soudé lorsque des procédures de soudage adéquates sont utilisées. Le CF3 n'est pas évalué pour les limites de pression au-dessus de 425°C (800°F).

**Acier inoxydable moulé de type 316 (ASTM A351 Grade CF8M)** — Il s'agit de l'acier inoxydable moulé standard dans l'industrie pour les corps de vanne. L'ajout de molybdène confère au Type 316 une plus grande résistance à la corrosion, aux piqûres, au fluage et aux fluides oxydants par rapport au 304 ou au 304L. Sa plage de température est la plus vaste de tous les matériaux standard : -254°C (-425°F) à 816°C (1500°F). Les moulages sont soumis à un traitement thermique afin d'assurer la meilleure résistance à la corrosion. Aux températures de plus de 538°C (1000°F), la teneur en carbone doit être de 0,04% au moins.

**Acier inoxydable moulé de type 317 (ASTM A351 Grade CG8M)** — Le S31700 est essentiellement du S31600 avec une teneur en nickel et en molybdène supérieure de 1% chacun. Cela assure une plus grande résistance aux piqûres que celle du S31600.

Tout comme le S31600, le S31700 est entièrement austénitique et non magnétique. Sa force étant semblable à celle du S31600, il affiche les mêmes valeurs de pression et de température. Le CG8M est la version moulée du S31700. Il contient une quantité considérable de ferrite (15 à 35%), et est donc de partiellement à fortement magnétique. En général, le type S31700 présente une meilleure résistance à la corrosion que le S31600 dans certains environnements, car sa teneur en molybdène est plus importante. Il présente une bonne résistance à la corrosion dans un grand nombre d'applications, telles que les liqueurs de lessivage, le dioxyde de chlore sec et un grand nombre de pulpes et pâtes à papier. Pour le CG8M, la température maximum pour les pièces retenant la pression est de 538°C (1000°F).

### 5.19.1 Désignations des matériaux communs des corps de vanne

Désignations du moulage	Désignations génériques	Numéros UNS pour les équivalents forgés
CD3MN	Duplex standard	S31803, S32205
CD3MWCuN	Super duplex	S32760
CF3	304L	S30403
CF8	304	S30400
CF3M	316L	S31603
CF8M	316	S31600
CG3M	317L	S31703
CG8M	317	S31700
CK3MCuN	Alliage 254 SMO	S31254
CN7M	Alliage 20Cb3	N08020
CU5MCuC	Alliage 825	N08825
CW12MW	Alliage C obsolète	N10002
CW2M	Alliage C	N10276, N06455
CX2MW	Alliage C22	N06022
CW6MC	Alliage 625	N06625
CX2M	Alliage 59	N06059
CY40	Alliage 600	N06600
CZ100	Alliage de nickel 200	N02200
LCB	LCB	J03003
LCC	LCC	J02505
M35-1	Alliage 400	N04400
N12MV	Alliage B	N10001
N7M	Alliage B2	N10665
WCB	WCB	J03002
WCC	WCC	J02503
Titane C3	C3	R50550
Zirconium 702C	702C	R60702
Zirconium 705C	705C	R60705

## 5.20 Valeurs de pression et de température

### 5.20.1 Valeurs de pression et de température pour les vannes moulées standard de classe ASTM A216 Grade WCC

(conformément à ASME B16.34-2013)

Température	Pressions de travail par classe				
	150	300	600	900	1500
°C	Bar				
-29 à 38	19,8	51,7	103,4	155,1	258,6
50	19,5	51,7	103,4	155,1	258,6
100	17,7	51,5	103,0	154,6	257,6
150	15,8	50,2	100,3	150,5	250,8
200	13,8	48,6	97,2	145,8	243,2
250	12,1	46,3	92,7	139,0	231,8
325	9,3	41,4	82,6	124,0	206,6
350	8,4	40,0	80,0	120,1	200,1
375	7,4	37,8	75,7	113,5	189,2
400	6,5	34,7	69,4	104,2	173,6
425	5,5	28,8	57,5	86,3	143,8
°F	psig				
-20 à 100	290	750	1 500	2 250	3 750
200	260	750	1 500	2 250	3 750
300	230	730	1 455	2 185	3 640
400	200	705	1 405	2 110	3 520
500	170	665	1 330	1 995	3 325
600	140	605	1 210	1 815	3 025
650	125	590	1 175	1 765	2 940
700	110	555	1 110	1 665	2 775
750	95	505	1 015	1 520	2 535
800	80	410	825	1 235	2 055

## 5.20.2 Valeurs de pression et de température pour les vannes moulées standard de classe ASTM A217 Grade WC9

(conformément à ASME B16.34-2013)

Température	Pressions de travail par classe				
	150	300	600	900	1500
°C	Bar				
-29 à 38	19,8	51,7	103,4	155,1	258,6
50	19,5	51,7	103,4	155,1	258,6
100	17,7	51,5	103,0	154,6	257,6
150	15,8	50,3	100,3	150,6	250,8
200	13,8	48,6	97,2	145,8	243,4
250	12,1	46,3	92,7	139,0	321,8
300	10,2	42,9	85,7	128,6	214,4
325	9,3	41,4	82,6	124,0	206,6
350	8,4	40,3	80,4	120,7	201,1
375	7,4	38,9	77,6	116,5	194,1
400	6,5	36,5	73,3	109,8	183,1
425	5,5	35,2	70,0	105,1	175,1
450	4,6	33,7	67,7	101,4	169,0
475	3,7	31,7	63,4	95,1	158,2
500	2,8	28,2	56,5	84,7	140,9
538	1,4	18,4	36,9	55,3	92,2
°F	psig				
-20 à 100	290	750	1 500	2 250	3 750
200	260	750	1 500	2 250	3 750
300	230	730	1 455	2 185	3 640
400	200	705	1 410	2 115	3 530
500	170	665	1 330	1 995	3 325
600	140	605	1 210	1 815	3 025
650	125	590	1 175	1 765	2 940
700	110	570	1 135	1 705	2 840
750	95	530	1 065	1 595	2 660
800	80	510	1 015	1 525	2 540
850	65	485	975	1 460	2 435
900	50	450	900	1 350	2 245
950	35	385	755	1 160	1 930
1000	20	265	535	800	1 335
1050	20 <sup>(1)</sup>	175	350	525	875
1100	20 <sup>(1)</sup>	110	220	330	550

1. Les valeurs des extrémités à bride se terminent à 538°C (1000°F)

### 5.20.3 Valeurs de pression et de température pour les vannes moulées standard de classe ASTM A351 Grade CF3

(conformément à ASME B16.34-2013)

Température	Pressions de travail par classe				
	150	300	600	900	1500
°C	Bar				
-29 à 38	19,0	49,6	99,3	148,9	248,2
50	18,3	47,8	95,6	143,5	239,1
100	15,7	40,9	81,7	122,6	204,3
150	14,2	37,0	74,0	111,0	185,0
200	13,2	34,5	69,0	103,4	172,4
250	12,1	32,5	65,0	97,5	162,4
325	9,3	30,2	60,4	90,7	151,1
350	8,4	29,6	59,3	88,9	148,1
375	7,4	29,0	58,1	87,1	145,2
400	6,5	28,4	56,9	85,3	142,2
425	5,5	28,0	56,0	84,0	140,0
°F	psig				
-20 à 100	275	720	1 440	2 160	3 600
200	230	600	1 200	1 800	3 000
300	205	540	1 075	1 615	2 690
400	190	495	995	1 490	2 485
500	170	465	930	1 395	2 330
600	140	440	885	1 325	2 210
650	125	430	865	1 295	2 160
700	110	420	845	1 265	2 110
750	95	415	825	1 240	2 065
800	80	405	810	1 215	2 030

### 5.20.4 Valeurs de pression et de température pour les vannes standard de classe ASTM A351 Grades CF8M et CG8M<sup>(1)</sup>

(conformément à ASME B16.34-2013)

Température	Pressions de travail par classe				
	150	300	600	900	1500
°C	Bar				
-29 à 38	19,0	49,6	99,3	148,9	248,2
50	18,4	48,1	96,2	144,3	240,6
100	16,2	42,2	84,4	126,6	211,0
150	14,8	38,5	77,0	115,5	192,5
200	13,7	35,7	71,3	107,0	178,3
250	12,1	33,4	66,8	100,1	166,9
300	10,2	31,6	63,2	94,9	158,1
325	9,3	30,9	61,8	92,7	154,4
350	8,4	30,3	60,7	91,0	151,6
375	7,4	29,9	59,8	89,6	149,4
400	6,5	29,4	58,9	88,3	147,2
425	5,5	29,1	58,3	87,4	145,7
450	4,6	28,8	57,7	86,5	144,2
475	3,7	28,7	57,3	86,0	143,4
500	2,8	28,2	56,5	84,7	140,9
538	1,4	25,2	50,0	75,2	125,5
550	1,4 <sup>(2)</sup>	25,0	49,8	74,8	124,9
575	1,4 <sup>(2)</sup>	24,0	47,9	71,8	119,7
600	1,4 <sup>(2)</sup>	19,9	39,8	59,7	99,5
625	1,4 <sup>(2)</sup>	15,8	31,6	47,4	79,1
650	1,4 <sup>(2)</sup>	12,7	25,3	38,0	63,3
675	1,4 <sup>(2)</sup>	10,3	20,6	31,0	51,6
700	1,4 <sup>(2)</sup>	8,4	16,8	25,1	41,9
725	1,4 <sup>(2)</sup>	7,0	14,0	21,0	34,9
750	1,4 <sup>(2)</sup>	5,9	11,7	17,6	29,3
775	1,4 <sup>(2)</sup>	4,6	9,0	13,7	22,8
800	1,2 <sup>(2)</sup>	3,5	7,0	10,5	17,4
816	1,0 <sup>(2)</sup>	2,8	5,9	8,6	14,1

Valeurs de pression et de température pour les vannes standard de classe ASTM A351 Grades CF8M et CG8M<sup>(1)</sup> (suite)

Température	Pressions de travail par classe				
	150	300	600	900	1500
°F	psig				
-20 à 100	275	720	1 440	2 160	3 600
200	235	620	1 240	1 860	3 095
300	215	560	1 120	1 680	2 795
400	195	515	1 025	1 540	2 570
500	170	480	955	1 435	2 390
600	140	450	900	1 355	2 255
650	125	440	885	1 325	2 210
700	110	435	870	1 305	2 170
750	95	425	855	1 280	2 135
800	80	420	845	1 265	2 110
850	65	420	835	1 255	2 090
900	50	415	830	1 245	2 075
950	35	385	775	1 160	1 930
1000	20	365	725	1 090	1 820
1050	20	360	720	1 080	1 800
1100	20 <sup>(2)</sup>	305	610	915	1 525
1150	20 <sup>(2)</sup>	235	475	710	1 185
1200	20 <sup>(2)</sup>	185	370	555	925
1250	20 <sup>(2)</sup>	145	295	440	735
1300	20 <sup>(2)</sup>	115	235	350	585
1350	20 <sup>(2)</sup>	95	190	290	480
1400	20 <sup>(2)</sup>	75	150	225	380
1450	20 <sup>(2)</sup>	60	115	175	290
1500	15 <sup>(2)</sup>	40	85	125	205

1. CG8M limité à 538°C (1000°F).  
2. Les valeurs des extrémités à bride se terminent à 538°C (1000°F) pour CF8M.

## 5.21 Abréviations des matières non métalliques

Désignations ASTM et noms commerciaux	Description générale
CR	Chloropène
EPDM	Terpolymère d'éthylène-propylène-diène
FFKM, Kalrez <sup>(1)</sup> , Chemraz <sup>(2)</sup>	Perfluoroélastomère
FKM, Viton <sup>(1)</sup>	Fluoroélastomère
FVMQ	Fluorosilicone
NBR	Nitrile
NR	Caoutchouc naturel
PUR	Polyuréthane
VMQ	Silicone
PEEK	Polyétheréthercétone
PTFE	Polytétrafluoroéthylène
PTFE chargé en carbone	Polytétrafluoroéthylène chargé au carbone
PTFE chargé en verre	Polytétrafluoroéthylène chargé au verre
TCM Plus <sup>(3)</sup>	PTFE chargé au minéral et MoS <sup>2</sup>
TCM Ultra <sup>(3)</sup>	PTFE chargé au PEEK et MoS <sup>2</sup>
Composition Joint	Joint composite
Graphite flexible, Grafoil <sup>(4)</sup>	Graphite flexible

1. Marque déposée de DuPont Performance Elastomers.  
 2. Nom commercial de Greene, Tweed & Co.  
 3. Nom commercial de Fisher Controls International LLC.  
 4. Nom commercial de GrafTech Intl.

## 5.22 Procédures de contrôle non destructif

La réussite d'essais non destructifs spécifiques est nécessaire pour les vannes conçues pour un usage non nucléaire, et elle peut être requise par les codes ou les clients dans les applications non nucléaires, en particulier dans le domaine de l'énergie.

De plus, la réussite des essais peut permettre de faire passer les vannes à extrémités soudées bout-à-bout de classe ASME standard au niveau Classe spéciale. Le niveau Classe spéciale permet d'utiliser les vannes à extrémités soudées bout-à-bout à des pressions plus élevées que celles qui sont permises pour les vannes de classe standard. Les procédures requises pour le perfectionnement à la Classe spéciale sont détaillées dans la norme ASME B16.34.

S'il n'est pas possible de présenter les détails complets des exigences du code pour le contrôle non destructif, ce manuel résumera les principes et les procédures des quatre principaux contrôles non destructifs définis dans les normes ANSI, ASME et ASTM.

### 5.22.1 Contrôle magnétoscopique (surface)

Le contrôle magnétoscopique ne peut être utilisé que sur les matériaux qui peuvent être magnétisés. Le principe consiste à appliquer un courant direct à travers une pièce afin de provoquer un champ magnétique à l'intérieur de celle-ci. Les défauts de la surface, ou de la sous-surface creuse, dévient le champ magnétique dans la mesure dans laquelle un second champ magnétique se développe autour du défaut. Si une poudre magnétique, qu'elle soit sèche ou en suspension dans un liquide, est répandue sur une pièce magnétisée, des zones de champ magnétique dévié seront visibles, révélant une indication dans la pièce, sur la surface de déviation. Après avoir démagnétisé la pièce en

inversant le courant électrique, il est possible d'effectuer une soudure de réparation sur l'indication, à moins que la pièce ne doive être remplacée. Après la réparation ou le remplacement, répéter le contrôle magnétoscopique

### 5.22.2 Ressuage (Surface)

Cette méthode de contrôle permet de détecter les indications de surface non visibles à l'œil nu. La surface à examiner est soigneusement nettoyée et séchée. Le colorant liquide, qu'il soit lavable à l'eau ou qu'il puisse être éliminé par un solvant, est appliqué par trempage, brossage ou pulvérisation, après quoi on lui laisse le temps de pénétrer. Le colorant liquide en excès est lavé ou essuyé (selon le type de pénétrant utilisé). La surface est ensuite à nouveau séchée et un développeur (liquide ou en poudre) est appliqué. L'examen est effectué sous une source de lumière applicable. (selon le type de pénétrant, certains développeurs nécessitent l'utilisation d'une lampe à ultraviolets ou d'une lumière noire pour exposer les surfaces qui présentent des défauts). Si des défauts apparaissent et qu'ils sont réparés par soudage, la pièce doit être contrôlée une nouvelle fois après la réparation.

### 5.22.3 Radiographie (volumétrique)

La radiographie des pièces d'une vanne de régulation fonctionne sur le principe de rayons X et gamma qui passent à travers des objets métalliques qui sont invisibles à la lumière visible et qui seront exposés sur un film photographique ou des capteurs de rayons X. Le nombre et l'intensité des rayons qui passent à travers l'objet métallique dépendent de la densité du matériau. Les défauts sous la surface représentent des changements de la densité du matériau et ils peuvent donc être détectés grâce à la radiographie. La pièce à contrôler est placée entre une source de rayons X ou gamma et un film photographique ou des capteurs de rayons X. Le détail et la sensibilité du contraste sont déterminés en radiographiant une ou plusieurs petites lames plates d'épaisseur donnée en même temps que la pièce contrôlée. La petite lame plate, appelée pénétramètre, présente différents alésages de diamètre spécifié. Son image sur le film d'exposition ou sur l'image numérique, ainsi

que celle du corps de vanne ou de tout autre élément testé, permet de définir le détail et la sensibilité du contraste du radiographe.

La radiographie peut relever des défauts de moulage, comme les gaz et les soufflures, les inclusions de sable, les rétrécissements internes, les craquelures, les criques de retrait et les inclusions de saleté. Dans les moulages destinés à l'utilisation nucléaire, certains défauts (comme les craquelures et les criques de retrait) sont expressément interdits et ne peuvent pas être réparés. Le jugement et l'expérience des opérateurs chargés de la radiographie sont importants, car ils doivent comparer le résultat de la radiographie aux critères d'acceptation (radiographes de référence ASTM) afin d'établir si le moulage est adéquat ou non. Lorsque des soudures de réparation sont nécessaires, le moulage doit être soumis à une nouvelle radiographie au terme de la réparation.

### 5.22.4 Ultrasons (volumétrique)

Cette méthode surveille le reflet de l'onde sonore de la pièce examinée afin de déterminer la profondeur et la taille des éventuelles indications. Le contrôle aux ultrasons peut détecter les corps étrangers et les discontinuités du métal à grain fin, ce qui lui permet d'être utilisé pour le contrôle volumétrique des structures telles que les plaques, les barres et les pièces forgées. L'essai est normalement effectué à l'aide d'une huile spéciale appelée coupleur ou sous l'eau, afin d'assurer la transmission efficace des ondes sonores. Les ondes sonores sont générées par une sonde en cristal et elles se reflètent sur chaque interface de la pièce examinée. En d'autres termes, lorsqu'elle atteint chacune des surfaces externes de la pièce et chacune des faces de la partie interne endommagée ou mal formée. Des reflets sont reçus par la sonde en cristal et affichés sur un écran afin d'indiquer l'emplacement et la gravité de l'indication. ■



# Chapitre 6

Vannes de régulation spéciales et pour service intensif



Comme nous l'avons vu dans les chapitres précédents, les vannes de régulation standard peuvent prendre en charge une vaste gamme d'applications de régulation. La plage d'applications standard peut être définie comme comprise entre : la pression atmosphérique et 414 bar (6000 psig), -101°C (-150°F) et 232°C (450°F), des valeurs de coefficient de débit  $C_v$  de 1,0 et 25 000, et les limites imposées par les normes industrielles communes. La corrosivité et la viscosité du fluide, le taux de fuite et nombre d'autres facteurs doivent certainement être pris en considération, même dans les applications standard. La nécessité de faire très attention lors de la sélection de la vanne devient peut-être plus critique pour les applications qui ne respectent pas les limites standard indiquées ci-dessus.

Ce chapitre traite de certaines applications spéciales et des modifications des vannes de régulation qui permettent de les contrôler, des conceptions et du matériel pour le fonctionnement contraignant, ainsi que des exigences utiles aux vannes de régulation utilisées dans les centrales nucléaires.

## 6.1 Vannes de régulation haute capacité

En général, les robinets à soupape supérieurs à NPS 12, les vannes à bille supérieures à NPS 24 et les vannes papillon hautes performances supérieures à NPS 48 font partie de la catégorie des vannes spéciales. Au fur et à mesure que la taille de la vanne augmente de manière arithmétique, les charges de pression statique à la fermeture augmentent de manière géométrique. Par conséquent, la force de l'arbre, la capacité de charge, les forces déséquilibrées et la poussée disponible de l'actionneur sont autant de facteurs qui deviennent plus importants lorsque la taille de la vanne augmente. Normalement, la chute de pression maximum admissible est réduite sur les grandes vannes, afin de garder la conception et les exigences de l'actionneur dans des limites raisonnables. Même avec une pression de travail inférieure, la capacité du débit de certaines vannes à grand débit reste impressionnante.



Figure 6.1 Vanne papillon hautes performances

Les vannes papillon hautes performances offrent des performances exceptionnelles dans les conditions de pression et de température extrêmes. La vanne maintient une fermeture étanche et peut être configurée pour un large éventail de conditions de pression et de température. Un axe d'entraînement cannelé est combiné à une variété d'actionneurs à ressort et membrane ou à piston pneumatique pour en faire une vanne papillon hautes performances et fiable dans le cadre de diverses applications à étranglement et marche/arrêt pour diverses industries de transformation. Parmi les nombreux joints dynamiques pouvant être utilisés dans diverses applications exigeantes, en sélectionnant les joints et les matériaux de construction appropriés, le joint à pression assure une excellente fermeture.

Les composants compliquent les installations et les procédures de maintenance. L'installation de l'ensemble de corps de vanne dans le conduit, l'élimination et le remplacement des grandes pièces de l'équipement interne nécessitent l'utilisation de palans robustes.

Les niveaux de bruit doivent être attentivement évalués dans les installations à grand débit, car le niveau de la pression sonore augmente de manière directement proportionnelle à la magnitude du débit. Pour garder le bruit généré par la vanne dans des limites tolérables, de grands corps de vanne moulés ou fabriqués (Figure 6.2) ont été développés. Ces corps, généralement à cage, ont une course du clapet de vanne particulièrement longue, un grand nombre

de petites ouvertures pour le débit dans la paroi de la cage, et un raccord de ligne de sortie élargi afin de minimiser le bruit et de réduire la vitesse du fluide.



Figure 6.2 Corps de vanne à grand débit pour l'atténuation du bruit

Naturellement, les exigences du point de vue de l'actionneur sont contraignantes et des pistons pneumatiques double effet à course longue sont généralement spécifiés pour les applications à grand débit. La taille physique et le poids des composants de la vanne et de l'actionneur compliquent les procédures d'installation et de maintenance. L'installation de l'ensemble de corps de vanne dans le conduit, l'élimination et le remplacement des grandes pièces de l'équipement interne nécessitent l'utilisation de palans robustes. Le personnel chargé de la maintenance doit suivre précisément les manuels d'instructions des fabricants afin de réduire le risque de blessures.

Certaines des valeurs nominales intermédiaires et l'exigence de capacité élevée peuvent être satisfaites grâce à des corps forgés en bloc. La conception de la soupape et de l'angle peut être adaptée. Ils sont conçus conformément à la norme ASME B16.34 avec brides intégrées. ■



Figure 6.3 Corps forgé en bloc pour une capacité élevée

## 6.2 Vannes de régulation $C_v$ faible débit



Figure 6.4 Vanne de régulation spéciale conçue pour les débits très faibles

Un grand nombre d'applications dans les laboratoires et les usines pilotes, sans compter les industries de traitement général,

doivent réguler un débit extrêmement faible. Ces applications sont généralement gérées d'une des deux manières suivantes. Avant tout, un équipement interne spécial est souvent disponible dans les corps de vanne de régulation standard. L'équipement interne spécial est généralement constitué d'une bague de siège et d'un clapet de vanne conçus et usinés selon des exigences très limitées afin de permettre de contrôler précisément de très petits débits. Ces types de constructions peuvent souvent gérer des coefficients de débit très faibles, allant jusqu'à 0,03. L'utilisation de cet équipement interne spécial sur des vannes de régulation standard assurent l'économie puisqu'elle réduit le besoin d'un inventaire de pièces de rechange et d'actionneurs. Cette méthode facilite également les expansions futures, puisqu'il suffit de remplacer les composants de l'équipement interne du corps de la vanne standard.

La conception des vannes à faible débit se caractérise par une bande morte et une hystérésis réduites, une capacité de débit élevée, d'excellentes caractéristiques de régulation, une fermeture étanche et des systèmes de garniture perfectionnés répondant aux conditions de service exigeantes.

Ces vannes prennent souvent en charge des coefficients très faible, de l'ordre de 0,000001. Outre ces débits très faibles, ces vannes de régulation spéciales sont compactes et légères, car elles sont souvent utilisées dans les laboratoires, où des conduits et tuyauteries très légers sont utilisés. Ces types de vannes de régulation sont spécialement conçus pour le contrôle précis des fluides liquides ou gazeux qui s'écoulent très lentement. ■

### 6.3 Vannes de régulation haute température

Les vannes de régulation amenées à fonctionner à une température supérieure à 232°C (450°F) doivent être conçues et spécifiées pour les conditions de température prévues. Lorsque les températures sont élevées, comme dans les systèmes d'alimentation des chaudières et les circuits de contournement des surchauffeurs, le matériau standard pour la construction

des vannes de régulation pourrait s'avérer inadapté. Les joints en plastique, élastomère, et les joints standard sont par exemple généralement inadéquats, et ils doivent être remplacés par un matériau plus résistant. Le matériau au contact métal-métal est toujours utilisé dans ces cas. Les garnitures semi-métalliques ou la graphite flexible laminée sont généralement employés, et de l'acier inoxydable en spirale ainsi que des garnitures en graphite flexible sont nécessaires.

Les aciers Cr-Mo sont souvent employés pour le moulage du corps de vanne lorsque les températures sont supérieures à 538°C (1000°F). L'acier ASTM A217 de Grade WC9 est utilisé jusqu'à 593°C (1100°F). Pour les températures qui vont jusqu'à 816°C (1500°F), le matériau choisi est généralement l'acier inoxydable ASTM A351 Grade CF8M, Type 316. Pour les températures comprises entre 538°C (1000°F) et 816°C (1500°F), la teneur en carbone doit être contrôlée à l'extrémité supérieure de la gamme, de 0,04 à 0,08%. Les matériaux 9%Cr-1%Mo-V, comme les moulages ASTM A217 Grade C12a et les forgeages ASTM A182 Grade F91, sont utilisés jusqu'à 650°C (1200°F).

Les extensions de chapeaus aident à protéger les pièces de la boîte à garniture contre les températures extrêmement élevées.

Le matériau de l'équipement interne généralement utilisé comprend les alliages à base de cobalt 6, 316 avec un surfaçage de renfort en alliage 6, et I422 SST nitruré. ■

### 6.4 Vannes pour l'utilisation cryogénique

La cryogénie est la science qui traite des matériaux et procédés à des températures inférieures à -101°C (150°F). Pour les applications des vannes de régulation dans un environnement cryogénique, bon nombre des difficultés sont les mêmes que celles qui doivent être prises en considération pour les vannes de régulation soumises à des températures élevées. Les composants en plastique et élastomères cessent souvent de fonctionner correctement lorsque la température est inférieure à -18°C (0°F). Dans ces plages de température, les composants tels que les garnitures et les joints de clapet requièrent une attention spéciale. Pour les joints de clapet, un joint

souple standard peut devenir très dur et moins flexible, ne garantissant donc plus l'étanchéité caractéristique d'un joint souple. Des élastomères spéciaux ont été appliqués pour ces températures, mais ils ont besoin d'une charge spéciale pour être réellement étanches.

La garniture est un problème dans les applications cryogéniques, car du givre peut se former sur les vannes. L'humidité des condensats de l'atmosphère qui s'accumule sur les surfaces les plus froides, où la température est inférieure au point de congélation, gèle et forme une couche de givre. Du givre se forme sur la surface du chapeau et de la tige des vannes de régulation, et lorsque la tige est mise en mouvement par l'actionneur, la couche de givre tombe sur la garniture, provoquant des déchirures et donc une perte d'étanchéité. La solution consistant à utiliser des chapeaux élargis (Figure 6.5), qui permettent à la boîte à garniture de la vanne de régulation d'être réchauffée par la température ambiante, évite la formation de givre sur la surface de la tige et de la boîte à garniture. La longueur de l'extension de chapeau dépend de la température de l'application et des exigences d'isolation. Plus l'application est froide, plus l'extension du chapeau doit être longue.

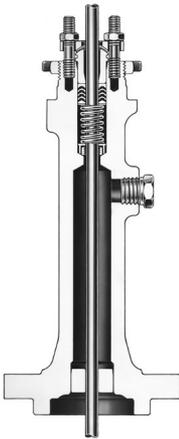


Figure 6.5 Extension de chapeau type

Le matériau qui constitue les applications cryogéniques est généralement le CF8M pour le corps et l'acier inoxydable série 300 pour l'équipement interne. Dans les applications soumises à la détente, un surfacage de renfort peut être nécessaire pour lutter contre l'érosion. ■

## 6.5 Vannes soumises à la cavitation et aux fluides contenant des particules

La pression et la température des procédés actuels et des systèmes de récupération d'huile sont de plus en plus élevées. Au fur et à mesure que ces pressions et les chutes de pression qui en résultent augmentent, la propension à la cavitation augmente elle aussi.

Ajoutez à cela la présence de particules dans le fluide. Le fluide étant de plus en plus sale, le risque d'obstruction des petits orifices prévus pour l'atténuation de la cavitation augmente.

Des équipements internes spéciaux existent, qui peuvent gérer des chutes de pression de plus de 6000 psig tout en permettant aux particules jusqu'à 1,27 cm (1/2 pouce) de passer.

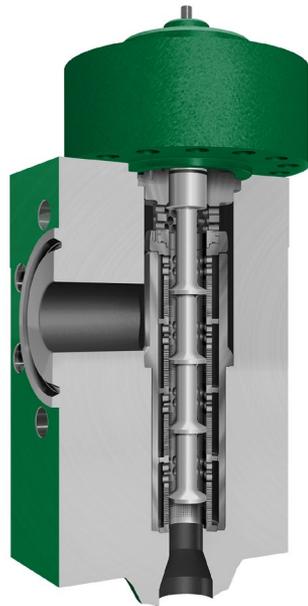


Figure 6.6 Organes internes pour résister à la cavitation

Organes internes de vanne de régulation anti-cavitation à plusieurs étages destinés à être utilisés dans les applications où le fluide est susceptible d'entraîner des particules qui pourraient boucher les passages ou endommager les organes internes anti-cavitation conventionnels par érosion. La technologie DST est fréquemment utilisée dans les applications à chute de pression élevée jusqu'à 4200 psid dans les secteurs de la chimie, du raffinage, de la production pétrolière et gazière, et de l'énergie.

La vanne de régulation rotative à clapet excentré régule les fluides érosifs, de cokéfaction et les autres fluides difficiles à traiter, et il assure une fonction d'étranglement ou marche/arrêt. La vanne à bride comprend des passages d'écoulement laminaire, des composants métalliques robustes pour les organes internes et une bague de siège autocentrée. ■



Figure 6.7 Organes internes pour la gestion des particules

## 6.6 Caractéristiques personnalisées, atténuation du bruit et équipement interne pour l'atténuation de la cavitation

Bien que les caractéristiques des vannes de régulation utilisées pour les vannes de régulation standard (Figure 6.8) répondent aux exigences de la plupart des applications, des caractéristiques personnalisées sont souvent nécessaires pour une certaine application. Dans ces cas, un équipement interne spécialement conçu peut être fabriqué afin de répondre à ces besoins. Pour les clapets profilés, la conception de la pointe du clapet peut être modifiée de façon à ce que, lorsque le clapet se déplace le long de sa plage de course, la surface du débit non obstruée change de taille afin de générer une caractéristique de débit spécifique. De la même façon, les cages peuvent être conçues différemment, afin de répondre aux caractéristiques spécifiques. Cela est particulièrement commun dans l'équipement interne conçu pour l'atténuation du bruit et l'équipement interne anti-cavitation, où un niveau de protection élevé peut être nécessaire lorsque le débit est faible, mais où il peut être moins important lorsque le débit augmente.

Les usines qui sont soumises à de nombreux cycles chaque jour avec des particules présentes dans leur écoulement sont sujettes à une érosion des sièges. Les dommages peuvent survenir lorsque des particules sont entraînées à la suite d'une corrosion qui se produit dans le circuit d'eau d'alimentation de la chaudière. Ces particules, entraînées par les jets sortant des trous de la cage, peuvent causer des dommages importants lorsque la position de la pointe du clapet est située face aux trous pendant une période prolongée. Les dommages peuvent survenir lors d'une régulation en dessous du Cv minimum recommandé et le reflux érode la pointe du clapet. La conception du siège intérieur protégé peut prolonger la durée de vie du siège et de la pointe du clapet. ■

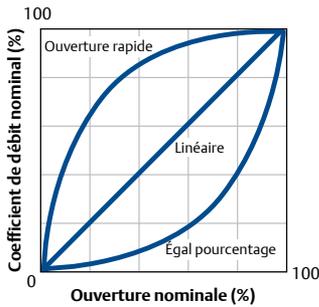


Figure 6.8 Caractéristiques inhérentes de la vanne

## 6.7 Vannes de régulation à usage nucléaire en Amérique du Nord

Depuis 1970, les fabricants et fournisseurs américains de composants pour les centrales nucléaires sont tenus de respecter les exigences de l'Annexe B, Titre 10, Partie 50 du *Code of Federal Regulations* (code de réglementation fédéral) intitulé *Quality Assurance Criteria for Nuclear Power Plants and Fuel Reprocessing Plants* (critères d'assurance qualité pour les centrales nucléaires et les usines de retraitement du pétrole). La U.S. Nuclear Regulatory Commission (Commission réglementaire nucléaire américaine) met cette réglementation en vigueur. La responsabilité de prouver la conformité à l'Annexe B revient au propriétaire de l'usine, qui doit à son tour se fier aux fabricants des différents composants de l'usine pour fournir des documents prouvant que les composants ont été fabriqués, examinés et testés selon des techniques reconnues et par du personnel qualifié, comme établi par les procédures documentées.

Conformément aux exigences du *Code of Federal Regulations*, la plupart des composants des centrales nucléaires sont spécifiés conformément à la *Section III* du *ASME Boiler and Pressure Vessel Code* (Code ASME pour les chaudières et les récipients sous pression) intitulé *Rules for Construction of Nuclear Facility Components* (Règles relatives à la construction des composants des installations nucléaires). Tous les aspects du processus de fabrication doivent être documentés dans un manuel de contrôle de la qualité, soumis à un audit et certifié par l'ASME avant la fabrication des composants. Tout le matériel de fabrication

et toutes les opérations qui suivent doivent être vérifiés par un inspecteur autorisé. Toutes les vannes fabriquées conformément aux dispositions de la Section III reçoivent une plaque d'identification avec un code ASME et un poinçon N indiquant qu'elles sont aptes à être utilisées dans les centrales nucléaires. La Section III de l'ASME est révisée par de nouvelles éditions publiées tous les trois ans, qui peuvent être utilisées après leur date d'émission, et qui deviennent obligatoires six mois après cette date.

La Section III de l'ASME définit trois classes de codes pour les vannes — Classes 1, 2 et 3. Les vannes de classe 1 font partie de l'enveloppe sous pression du circuit primaire, située entre la cuve sous pression du réacteur et les vannes d'isolement de l'enceinte la plus à l'extérieur. Les vannes de classe 2 font partie du système de refroidissement de secours du cœur et font partie intégrante de la protection du système public de santé et de sécurité. Les vannes de classe 3 sont installées dans les systèmes nucléaires qui assurent des fonctions de refroidissement des équipements d'urgence et dans les systèmes pouvant contenir des fluides ou des matériaux radioactifs.

La Section III s'applique au matériel utilisé pour les pièces de retenue de la pression, aux critères de conception, aux processus de fabrication, aux procédures de contrôle non destructif des pièces de retenue de la pression, aux essais hydrostatiques, aux procédures de marquage et de poinçonnage. Les pièces de retenue de pression sont exposées à ou chargées par la pression du fluide de procédé à l'intérieur d'un conduit. Dans les vannes de régulation, il s'agit généralement du corps de vanne, du chapeau, des goujons et écrous du corps/chapeau, ainsi que du clapet ou du disque.

La Section III ne s'applique ni aux pièces qui ne sont pas associées à la fonction de retenue de la pression, ni aux actionneurs ni aux accessoires (sauf s'il s'agit de pièces de retenue de la pression), à la détérioration des composants de la vanne sous l'effet des radiations, de la corrosion, de l'érosion, des caractéristiques sismiques ou environnementales, ou aux exigences en termes de nettoyage, peinture ou emballage. Les spécifications du client couvrent généralement ces domaines. Bien que ces pièces ne s'appliquent pas à la Section III de

l'ASME, elles peuvent être définies en tant que composants liés à la sûreté et soumises à l'Annexe B du règlement 10 CFR 50 et aux exigences de déclaration du règlement du règlement 10 CFR 21. Les composants liés à la sûreté sont des éléments qui préviennent ou atténuent le risque d'exposition hors site, et/ou qui permettent à une centrale d'être mise et maintenue en état d'arrêt en toute sécurité. Dans les vannes de régulation, les pièces liées à la sûreté peuvent varier selon la fonction de sécurité et l'application spécifiques d'un ensemble, mais elles comportent généralement les arcades d'actionneur, les tiges de vanne, les ensembles connecteurs de tige et les ressorts d'actionneur ainsi que les composants des vannes de l'enveloppe sous pression. Les garnitures et les joints d'étanchéité ne sont généralement pas considérés comme des composants liés à la sûreté.

Aux États-Unis, les deux principaux types de réacteurs sont les réacteurs à eau sous pression (REP) et les réacteurs à eau bouillante (REB). Dans un REP, l'eau primaire de refroidissement est pompée sous haute pression vers le cœur du réacteur, dans lequel elle est chauffée avant d'être envoyée vers un générateur de vapeur, où un circuit d'eau secondaire génère de la vapeur qui entraîne les turbines à vapeur. Dans un REB, l'eau primaire de refroidissement est chauffée jusqu'à son point d'ébullition par le cœur du réacteur et convertie en vapeur qui est utilisée directement pour entraîner les turbines principales. La vanne d'aspersion du pressuriseur est une application critique des vannes de régulation dans un REP. Cette vanne apporte le réfrigérant primaire au pressuriseur qui régule la pression du réfrigérant à l'intérieur du réacteur. Parmi les autres applications critiques des vannes de régulation dans les deux types de réacteurs, on notera les vannes de régulation d'eau d'alimentation principales et de démarrage, les vannes de régulation de dérivation de vapeur principales et les vannes de décharge de vapeur principales.

Au Canada, le principal type de réacteur est appelé CANDU (Canada Deuterium Uranium). Le CANDU est un réacteur à eau lourde sous pression (REL) qui utilise de l'uranium comme source de combustible. De nombreuses applications critiques des vannes de régulation pour ce type de

centrale nécessitaient initialement l'utilisation de chapeaux à soufflet pour atténuer les émissions nocives s'échappant par la garniture de tige. Des systèmes de garniture, comme Enviro-Seal, sont mis en œuvre à mesure que les services publics rénovent les centrales CANDU afin de réduire la hauteur totale de l'ensemble de vanne et d'améliorer les performances sismiques.

Toutefois, les spécifications du client couvrent généralement ces domaines. La Section III ne s'applique pas au matériel utilisé pour les pièces de retenue de la pression, aux critères de conception, aux processus de fabrication, aux procédures de contrôle non destructif des pièces de retenue de la pression, aux essais hydrostatiques, aux procédures de marquage et de poinçonnage. La Section ASME est révisée par les addenda semestriels qui peuvent être utilisés après leur date d'émission, et qui deviennent obligatoires six mois après cette date. ■



Figure 6.9 Vanne d'aspersion du pressuriseur

## 6.8 Vannes sujettes aux fissures dues au sulfure

NACE International est un organisme technique qui s'occupe de la corrosion et des problèmes qui y sont liés. NACE est responsable d'un grand nombre de normes, mais celle qui est de loin la plus influente et la mieux connue est la norme MR0175, précédemment intitulée « Sulfide Stress Cracking-Resistant Metallic Materials for Oilfield Equipment » (Matériaux métalliques résistants aux fissures dues au sulfure pour l'équipement des champs pétroliers). La norme MR0175 a été publiée par NACE en 1975 afin de fournir des indications pour la sélection du matériel résistant aux défaillances dues aux environnements de

production de gaz et de pétrole contenant du sulfure d'hydrogène. La norme MR0175 a été si largement employée que dans l'ensemble du secteur le terme « NACE » est presque devenu un synonyme de « MR0175 ». Toutefois, la situation a changé en 2003.

La norme MR0175 a été largement modifiée lors d'une révision effectuée en 2003, afin de couvrir les fissures dues à la corrosion provoquée par le chlorure, en plus de celle du sulfure. Ensuite, fin 2003, le document a été revu et publié sous forme de document conjoint NACE/ISO appelé NACE MR0175/ISO 15156, « Petroleum and Natural Gas Industries—Materials for Use in H<sub>2</sub>S-Containing Environments in Oil and Gas Production » (Industries du pétrole et du gaz naturel -- Matériel à utiliser dans les environnements contenant du H<sub>2</sub>S dans la production du pétrole et du gaz).

En avril 2003, NACE a également publié une nouvelle norme, MR0103, intitulée « Materials Resistant to Sulfide Stress Cracking in Corrosive Petroleum Refining Environments » (Matériel résistant à la corrosion provoquée par le sulfure dans les environnements corrosifs de raffinage du pétrole). Cette norme est essentiellement la norme « NACE MR0175 » pour les raffineries. La norme MR0103 ne traite que des fissures dues au sulfure, elle est donc semblable sous de nombreux aspects aux révisions de la norme MR0175 avant 2003. La norme MR0103 est de plus en plus utilisée dans les raffineries.

En 2013, le document a été révisé, remis en page et publié sous forme de document ISO, l'ISO 17945 intitulé « Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries – Metallic Materials Resistant to Sulfide Stress Cracking in Corrosive Petroleum Refining Environments » (Industrie du pétrole, de la pétrochimie et du gaz naturel -- Matériaux métalliques résistant aux fissures dues au sulfure dans l'environnement corrosif des raffineries de pétrole). En 2015, celui-ci a été adopté par NACE sous le titre MRO103/ISO 17945.

Notez que la conformité avec certaines révisions de la NACE MR0175 ou de la NACE MR0175/ISO 15156 est obligatoire par statut dans certains états et certaines régions des États-Unis. Pour l'instant, la norme NACE MR0103/ISO 17945 n'est rendue obligatoire par aucune organisation gouvernementale.

### 6.8.1 Révisions de NACE MR0175 avant 2003

Les déclarations suivantes, bien qu'elles soient basées sur des informations et des exigences qui figurent dans les révisions de la norme MR0175 avant 2003, ne peuvent pas être présentées avec les mêmes détails que celles de la norme actuelle, et elles ne peuvent pas garantir qu'elles sont adaptées à tous les matériaux employés dans les environnements corrosifs contenant du sulfure d'hydrogène. Nous invitons le lecteur à consulter la norme actuelle avant de choisir les vannes de régulation à utiliser dans les applications corrosives.

- La plupart des métaux ferreux peuvent être sujets aux fissures dues au sulfure (SSC) lorsqu'ils sont soumis au durcissement par traitement thermique et/ou au travail à froid. À l'inverse, un grand nombre de métaux ferreux peuvent être soumis à un traitement thermique afin d'améliorer leur résistance
- Les aciers au carbone et les aciers faiblement alliés doivent être soumis à un traitement thermique adéquat pour garantir la résistance aux SSC. Une limite de dureté maximum de HRC 22 est applicable aux aciers au carbone et faiblement alliés.
- Les aciers inoxydables austéniques sont plus résistants aux SSC lorsqu'ils sont recuits ; certains grades et certaines conditions des aciers inoxydables sont acceptables jusqu'à 35 HRC.
- Les alliages à base de cuivre sont naturellement résistants aux SSC, mais ils ne sont généralement pas utilisés dans les parties critiques de la vanne sans approbation de la part de l'acheteur, et ce au vu de leurs problèmes en termes de corrosion générale.
- Les alliages au nickel assurent généralement la meilleure résistance aux SSC. Certains alliages au nickel qui peuvent être durcis par précipitation sont acceptables pour les applications qui demandent une grande dureté et/ou une dureté de 40 HRC.

- Le chrome, le nickel et d'autres types de plaquage n'offrent aucune protection contre les SSC. Leur utilisation est permise dans les applications corrosives au vu de leur résistance à l'usure, mais ils ne peuvent pas être utilisés pour tenter de protéger un matériau de base non résistant contre les SSC.
- Les soudures de réparation et de fabrication des aciers au carbone et des aciers à faible alliage doivent être correctement traitées afin d'assurer qu'elles répondent aux exigences de dureté maximum 22 HRC du métal de base, de la zone soumise à la chaleur (HAZ) et du dépôt sur la soudure. Les aciers alliés doivent être soumis à un traitement thermique post-soudage, lequel est généralement aussi appliqué aux aciers au carbone.
- Le poinçonnage d'identification conventionnel est admis sur les zones peu soumises à la contrainte, comme sur le diamètre extérieur des brides de ligne. Le poinçonnage d'identification de faible contrainte doit être appliqué à d'autres endroits.
- La norme interdit d'utiliser des boulons ASTM A193 Grade B7 pour les applications qui sont considérées « exposées ». L'utilisation de matériel de boulonnage résistant aux SSC (comme ASTM A193 Grade B7M) nécessite parfois le déclassement des vannes initialement conçues pour un boulonnage B7. Sur un robinet à soupape de Classe 600 par exemple, le boulonnage 17-4PH H1150 DBL était souvent utilisé pour éviter le déclassement.
- La révision touche aussi bien les fissures dues au sulfure que celles qui sont dues au chlorure. Les versions précédentes se contentaient d'énoncer la plupart des matériaux en indiquant s'ils étaient acceptables ou non. Son objectif s'étant développé afin de comprendre les fissures dues à la corrosion par le chlorure, la nouvelle norme indique que tous les alliages résistants à la corrosion sont acceptables dans certaines limites, dites « limites environnementales ou restrictions environnementales ». Elles sont généralement exprimées en termes de pression partielle H<sub>2</sub>S, température maximum, chlorures ppm et selon la présence de sulfure libre.
- L'utilisation du 316 est toujours permise, mais dans des conditions environnementales très limitées. Si cette mesure est scrupuleusement suivie, la conséquence est que ce matériau ne trouvera qu'une utilisation très restreinte.
- La norme est uniquement applicable à la production de pétrole, au forage, à l'équipement de récolte et des lignes de débit, et aux systèmes de traitement sur le terrain à utiliser dans les système d'hydrocarbures qui supportent le H<sub>2</sub>S. Elle n'est pas applicable aux raffineries.
- La responsabilité de spécifier les matériaux adéquats revient de manière évidente à l'acheteur ou à l'utilisateur. Le fabricant est uniquement responsable de répondre aux exigences métallurgiques de la norme MR0175/ISO 15156, mais il n'est pas tenu de spécifier les matériaux adéquats.

### 6.8.3 NACE MR0103

Comme nous l'avons mentionné, la norme NACE MR0103 ressemble sous de nombreux points de vue aux révisions de la norme NACE MR0175 avant 2003. Voici certaines des différences majeures :

### 6.8.2 NACE MR0175/ISO 15156

NACE MR0175/ISO 15156 a apporté de grands changements à cette norme. Toutefois, un grand nombre d'utilisateurs continuent de spécifier NACE MR0175-2002, car ils ont l'impression qu'elle répond à leurs besoins en termes de bonne durée de vie. Les plus grands changements de NACE MR0175/ISO 15156 comprennent :

- le boulonnage 17-4PH H1150 DBL qui était précédemment utilisé pour les boulonnages entièrement exposés des robinets à soupape de Classe 600 n'est plus permis.

- La norme MR0103 emploie différentes définitions, basées sur le raffinage, pour identifier un environnement corrosif. L'utilisateur est responsable d'imposer les exigences de la norme MR0103 lorsqu'elles sont applicables.

- Les révisions de la norme MR0175 de 2002 et les versions précédentes comprenaient des restrictions environnementales sur quelques matériaux qui se trouvaient dans les autres éditions. La norme MR0103 ne traite que des fissures dues au sulfure. Elle n'impose aucune limite environnementale aux matériaux. Les matériaux sont acceptables ou ils ne le sont pas.
- Les matériaux à base d'acier au carbone classés comme des aciers de groupe 1 ou 2 P-No. 1, dans la norme ASME « Boiler and Pressure Vessel Code » sont acceptables pour la norme MR0103 sans exigences de dureté du métal de base. Les groupes 1 et 2 P-No. 1 comprennent les moulages en WCC et LCC, les forgeages A105, le placage A516 Grade 70 et d'autres matériaux pour les récipients en acier au carbone.
- La norme MR0103 exige des contrôles des soudures des aciers au carbone plus rigoureux que ceux qui sont prévus par la norme MR0175-2002. La norme MR0103 dispose que les aciers au carbone P-No. 1 soient soudés suivant un autre document NACE intitulé RP0472 « Methods and Controls to Prevent In-Service Environmental Cracking of Carbon Steel Weldments in Corrosive Petroleum Refining Environments » (Méthodes et contrôle visant à prévenir les fissures environnementales en cours de fonctionnement des soudures en acier au carbone dans les environnements corrosifs des raffineries de pétrole). La norme RP0472 impose des contrôles qui assurent que le dépôt sur la soudure et la zone touchée par la chaleur (HAZ) d'une soudure soient suffisamment souples pour résister aux fissures dues au sulfure. La norme RP0472 mentionne l'essai de la dureté des dépôts de soudure dans la production, bien que l'essai sur la dureté soit évité si certaines combinaisons de procédure de soudage/baguettes de soudure sont utilisées. La dureté HAZ peut être contrôlée par un traitement thermique post-soudage (PWHT) ou par des restrictions chimiques du matériau de base, comme l'imposition d'un équivalent au carbone maximum (CE).
- Tout comme la version 2003 et suivantes de la norme MR0175, MR0103 n'admet pas l'utilisation de matériau S17400 double H1150 pour le boulonnage. Cela entend que le boulonnage 17-4PH H1150 DBL qui était précédemment utilisé pour les boulonnages entièrement exposés des vannes de Classe 600 n'est plus admis.

### **Qu'est-ce que le NACE Universel ?**

Le le NACE Universel est un moulage de grade WCC NACE conforme aux quatre normes (MR0175-2002, MR0175-2003, MR0175/ISO 15156 et MR0103). ■



# Chapitre 7

## Conditionnement de la vapeur



## 7.1 Comprendre le désurchauffage

La vapeur surchauffée fournit une excellente source d'énergie pour la génération de puissance mécanique. Toutefois, dans de nombreux cas, la vapeur à des températures très réduites, proches de la saturation, font preuve d'un excellent avantage. C'est le cas de la plupart des applications de transfert de chaleur. Un contrôle précis de la température est nécessaire pour améliorer l'efficacité du chauffage, éliminer la surchauffe non intentionnelle dans les processus d'étranglement, ou pour protéger le produit en aval et/ou l'équipement contre les dommages dus à la chaleur. L'une des méthodes qui permettent de réduire la température est l'installation d'un désurchauffeur.

Un désurchauffeur injecte une quantité d'eau contrôlée et prédéfinie dans le débit de vapeur afin de réduire sa température. Pour obtenir cette efficacité, le désurchauffeur doit être conçu et sélectionné correctement pour l'application prévue. Bien que sa conception puisse sembler simpliste, le désurchauffeur doit s'intégrer dans un grand nombre de variables thermiques et de variables dynamiques du débit complexe.

Le contrôle de la quantité d'eau, et donc la température de la vapeur, utilise une boucle de contrôle de la température. Cette boucle comprend un dispositif de relevage de la température en aval, un contrôleur qui interprète la température mesurée en fonction du point de consigne voulu, et la transmission d'un signal de contrôle à un ensemble vanne de régulation/actionneur afin de mesurer la quantité d'eau nécessaire.

Le succès ou l'échec de l'installation d'un désurchauffeur repose sur un certain nombre de facteurs physiques, thermiques et géométriques. Certains de ces facteurs sont évidents, d'autres sont obscures, mais tous ont un impact variable sur les performances de l'équipement et sur le système dans lequel le désurchauffeur est installé.

Le premier facteur (qui est probablement le plus important) du fonctionnement efficace du désurchauffeur consiste à choisir la bonne construction pour l'application concernée. Les désurchauffeurs existent de toutes les formes et de toutes les tailles ; ils utilisent

différentes techniques de transfert d'énergie et de techniques mécaniques pour atteindre les performances voulues dans les limites de l'environnement du système. La section 7.2 indique de façon précise les différences de types de désurchauffeurs disponibles et leurs performances attendues.

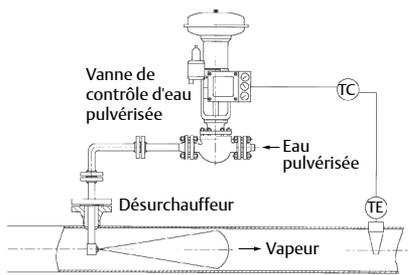


Figure 7.1 Installation type d'un désurchauffeur à insérer et d'une boucle de contrôle de la température

### 7.1.1 Aspects techniques du désurchauffage

Certains des paramètres physiques qui affectent les performances d'un système de désurchauffage sont les suivants :

- orientation de l'installation
- longueur du conduit droit en aval
- température et pression de l'eau pulvérisée
- quantité d'eau pulvérisée
- taille du conduit ou de la chemise
- densité de la vapeur
- méthode d'atomisation
- vitesse du débit
- variation de l'équipement et variation du système

L'orientation de l'installation est un facteur qui est souvent négligé, mais elle est essentielle aux performances du système. La bonne mise en place du désurchauffeur peut avoir un impact plus important sur le fonctionnement du système que sur type d'unité lui-même. Pour la plupart des unités, l'orientation optimale est sur un conduit vertical dans lequel le débit s'écoule vers le haut. C'est le contraire de ce que l'on trouve actuellement dans la plupart des installations de l'industrie. Les autres facteurs

comprennent les raccords des conduits, les coudes et tout autre type d'obstruction des conduits qui se trouve en aval du point d'injection d'eau.

La Figure 7.2 illustre les variations de l'installation d'un désurchauffeur. Il est important de remarquer que presque toutes les orientations peuvent fonctionner si tous les paramètres sont correctement incorporés dans la conception du système.

La température de l'eau injectée peut avoir un impact important sur les performances du désurchauffeur. Bien que cela aille à l'encontre de toute convention logique, l'eau chaude est plus utile au refroidissement. Au fur et à mesure que la température de l'eau injectée augmente, les caractéristiques du débit et les caractéristiques thermiques sont améliorées, et l'impact est le suivant :

- tension de la surface
- répartition de la taille des gouttes
- vaporisation de chaleur latente
- taux de vaporisation

Des améliorations sur ces points, suite à l'augmentation de la température de l'eau pulvérisée, améliorent les performances générales du système.

La chute de pression disponible à travers le système de pulvérisation de l'eau (vanne et buse de pulvérisation de l'eau) est tout aussi importante. Augmenter la chute de pression disponible dans le système peut grandement réduire les exigences en termes de longueur du conduit droit en aval du dispositif de désurchauffage.

La quantité d'eau à injecter aura un effet directement proportionnel sur le temps de vaporisation. Le processus de transfert de la chaleur dépend du temps, c'est pourquoi la température de l'eau injectée influera sur le temps nécessaire à la vaporisation complète et à la stabilité thermique.

Pour définir l'eau à vaporiser nécessaire ( $Q_w$ ) en fonction du débit de vapeur en entrée ( $Q_1$ ), effectuer un simple équilibrage de la chaleur à l'aide de l'équation suivante :

$$Q_w(\text{masse}) = Q_1 * \left( \frac{H_1 - H_2}{H_2 - H_w} \right)$$

où  $Q$  est le débit massique en PPH et  $H$  correspond aux différentes valeurs d'enthalpie individuelles à l'entrée, à la sortie et au point d'injection de l'eau.

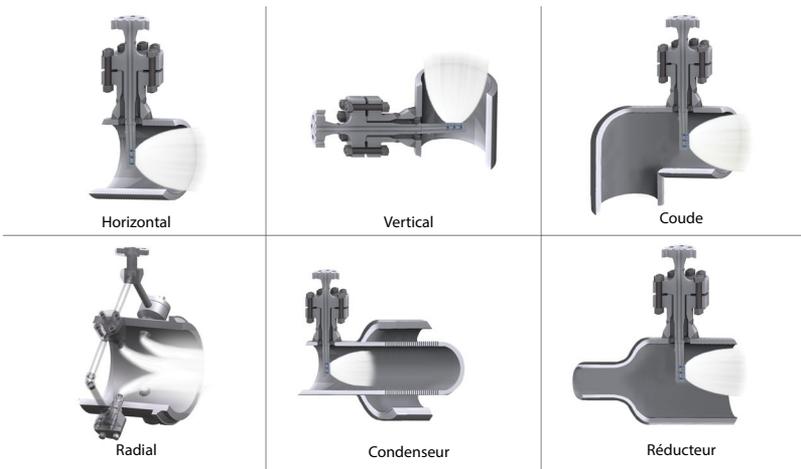


Figure 7.2 Installations de désurchauffage

Lorsque le calcul est effectué en fonction du débit de sortie (Q2), c'est-à-dire la combinaison du débit en entrée et de la pulvérisation d'eau de désurchauffage, utiliser l'équation suivante :

$$Qw(\text{masse}) = Q2 * \left( \frac{H1-H2}{Hw-H1} \right)$$

Pour effectuer un calcul  $C_v$  de base afin de définir le dimensionnement initial du désurchauffeur, la valeur résultante  $Qw(\text{masse})$  doit être convertie en  $Qw(\text{volumétrique})$ . Si les unités anglaises sont utilisés, la conversion est effectuée comme suit :

$$Qw(\text{volumétrique}) = \frac{Qw(\text{masse}) * 0,1247}{pw}$$

$Qw(\text{volumétrique})$  est exprimé en GPM et  $pw$  est la densité de l'eau pulvérisée en  $\text{lbm}/\text{Ft}^3$ . À partir de cette conversion, le dimensionnement peut être terminé avec le calcul  $C_v$  suivant pour chaque ensemble de conditions :

$$C_v = Qw(\text{volumétrique}) * \sqrt{\frac{SG}{\Delta Pdsh}}$$

où  $SG$  est le poids spécifique de l'eau pulvérisée et  $\Delta Pdsh$  est le différentiel de pression à travers le désurchauffeur proposé.

Lors de la conception de l'installation d'un nouveau désurchauffeur, la taille du conduit constitue un autre élément à prendre en considération pour les bonnes performances du système. Lorsque la taille de la ligne augmente, une plus grande attention doit être accordée à la vitesse de pénétration de la pulvérisation et à la couverture dans le débit (Figure 7.3).

Certains désurchauffeurs à injection à un point disposent d'une énergie insuffisante au niveau de la buse pour répandre l'eau sur la totalité de la section transversale du conduit contenant le débit. Il en résulte que le modèle de pulvérisation s'effondre, ce qui provoque une stratification thermique. Une âme sous-refroidie se forme et elle est protégée par le courant surchauffé. Cette situation est généralement éliminée lorsque le débit a été soumis à différents changements de direction du conduit, mais cela n'est pas toujours possible dans les limites du système de contrôle ou du procédé. La bonne mise en place d'unités à haute énergie équipées de plusieurs buses dans les grands conduits évite généralement la formation de stratification thermique.

La vitesse maximum et minimum du courant est directement liée à la réussite du mélange d'eau. La vitesse influe directement sur le temps de résidence disponible pour que l'eau se mélange avec la vapeur. Lorsque la vitesse maximum est trop élevée, le temps ne suffit potentiellement pas au mélange de l'eau avant qu'elle ne rencontre une obstruction du conduit, comme un coude ou un té. La vitesse



Figure 7.3 Pénétration du jet du désurchauffeur

maximum idéale des conduits est généralement comprise entre 150 et 250 pieds par seconde (46-76 mètres par seconde). Notez que les vitesses hautement localisées au point d'injection peuvent être avantageuses. Lorsque la vitesse minimum est trop faible, les turbulences sont réduites et les gouttes d'eau tendent à tomber hors de la suspension dans la vapeur. En règle générale, le vitesse minimum de la vapeur dans laquelle l'eau peut rester en suspension est environ de 15-30 pieds par seconde (4,5-9 mètres par seconde) pour les buses à rappel par ressort. Pour les applications dont la vitesse est inférieure, le bon mélange peut être obtenu grâce à des désurchauffeurs qui offrent une vapeur Venturi ou d'atomisation.

L'une des notions utilisées à l'excès et non comprises dans le domaine du désurchauffage est la variation. Lorsqu'elle est appliquée à un élément de contrôle final, comme une vanne, la variation est un simple taux du maximum ou minimum du débit contrôlable. La variation est parfois confondue avec la marge de réglage théorique. Toutefois, le sens exact est très différent lorsqu'il s'agit de contrôler les performances réelles.

Un désurchauffeur n'est pas un élément de contrôle final et, en tant que tel, ses performances sont directement liées à son environnement dans le système. Chacun des composants du système de désurchauffeur a une marge de réglage théorique propre (PRV vapeur, TCV eau, vitesse de la vapeur dans le conduit, dP buse). La variation réelle du système dépend plus des paramètres du système que des variations de débit empiriques de l'équipement. Lorsque ce point est acquis, il est évident qu'un bon désurchauffeur ne peut pas pallier aux manquements d'un système mal conçu. Ils doivent être évalués selon leurs propres mérites et mesurés en conséquence.

Même avec une meilleure technologie de conception de la buse, les chemises du conduit sont souvent spécifiées, en particulier dans les installations de générateur de vapeur à récupération de chaleur qui nécessitent des désurchauffeurs entre les étages ou sur l'étage final. Les chemises sont rarement utilisées dans les applications de dérivation de turbine.

Au vu des particules qui sont souvent présentes dans les systèmes de pulvérisation d'eau et les conduits, des filtres en ligne sont toujours requis. La taille des mailles dépend de la taille de la buse choisie pour l'application, et elle sera spécifiée dans le projet. Si cette taille de la grille est ignorée, le désurchauffage peut ne pas être adéquat ou le conduit peut être endommagé.

Les calculs et recommandations suivants fournissent les informations nécessaires au choix du dimensionnement et de la taille du désurchauffeur. Ce choix doit se baser sur différentes considérations quant à l'application, comme :

- la marge de réglage théorique requise pour la charge minimum et maximum
- la vitesse minimum et maximum de la vapeur
- la longueur du conduit droit et la distance de la sonde de température en aval du désurchauffeur
- la taille et la planification de la ligne de vapeur
- le différentiel de pression entre l'eau et la vapeur ■

## 7.2 Conceptions type d'un désurchauffeur

### 7.2.1 Conception d'une buse à géométrie fixe

La conception d'une buse à géométrie fixe (Figure 7.4) est un simple désurchauffeur à atomisation mécanique avec une ou plusieurs buses de pulvérisation à géométrie fixe. Elle est conçue pour les applications où les changements de charge sont pratiquement constants (marge de réglage théorique jusqu'à 5:1) et elle assure la bonne pulvérisation à des vitesses de vapeur faibles, jusqu'à 25-30 pieds par seconde dans des conditions optimales.



Figure 7.4 Conception d'une buse à géométrie fixe

L'installation standard de ce type d'unité se fait par un té de raccord à bras bridé sur un conduit de vapeur NPS 6 (DN 150) ou plus. Cette conception n'est généralement pas disponible pour les exigences de  $C_v$  importantes. Cette unité doit disposer d'une vanne de régulation de l'eau externe afin de mesurer le débit d'eau en fonction du signal émis par un capteur de température qui se trouve sur la ligne de vapeur en aval.

### 7.2.2 Conception d'une buse à géométrie variable

La conception d'une buse à géométrie variable (Figure 7.5) est elle aussi un simple désurchauffeur à atomisation mécanique, mais il emploie une ou plusieurs buses de vaporisation à géométrie variable activée(s) par la contre-pression. Au vu de sa géométrie variable, cette unité peut gérer des applications qui nécessitent le contrôle de changements de charge modérés (marge de réglage théorique jusqu'à 20:1), et elle peut fournir l'atomisation dans les vitesses de vapeur faibles, jusqu'à 25-30 pieds par seconde dans des conditions optimales. L'installation standard de ce type d'unité se fait par un té de raccord à bras bridé sur un conduit de vapeur NPS 8 (DN 200) ou plus. Ces unités sont disponibles pour les exigences modérées en termes de  $C_v$ . Cette conception doit disposer d'une vanne de régulation de l'eau externe afin de mesurer le débit d'eau en fonction du signal émis par un capteur de température qui se trouve sur la ligne de vapeur en aval.



Figure 7.5 Conception d'une buse à géométrie variable

### 7.2.3 Conception autonome

La conception autonome (Figure 7.6) comprend elle aussi une atomisation mécanique, avec une ou plusieurs buses de pulvérisation à géométrie variable activée(s) par la contre-pression. Cette unité comprend une fonction spéciale : un élément de contrôle de l'eau englobé dans un dispositif de désurchauffage. Cette combinaison fonctionne exactement comme une vanne de pulvérisation d'eau séparée et un désurchauffeur, mais ces deux éléments sont assemblés afin de réduire les contraintes en termes de place et les modifications qu'il faudrait apporter aux conduits de l'installation. Au vu de la coordination étroite entre l'élément de contrôle intrinsèque et la (ou les) buse(s) à géométrie variable, cette unité peut gérer des applications qui nécessitent le contrôle de changements de charge de modérés à importants (marge de réglage théorique jusqu'à 25:1). Elle assure une bonne atomisation à une vitesse du débit de vapeur faible, jusqu'à 25-30 pieds par seconde dans des conditions optimales. L'installation standard de ce type d'unité se fait par un té de raccord à bras bridé sur un conduit de vapeur NPS 8 (DN 200) ou plus. Elles sont disponibles pour les exigences modérées en termes de  $C_v$ .

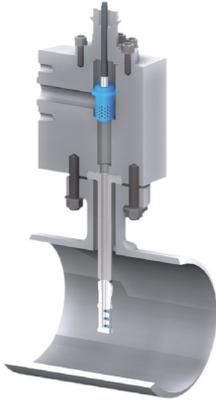


Figure 7.6 Conception autonome

La conception à vapeur atomisée (Figure 7.7) incorpore l'utilisation de vapeur sous haute pression afin d'assurer l'atomisation rapide et complète dans l'eau à vaporiser. Ceci est particulièrement utile dans les conduits de vapeur où la vitesse de la vapeur est faible. La vapeur d'atomisation, qui correspond généralement au double de la pression de la ligne principale de vapeur (ou plus), rencontre l'eau dans la chambre de la buse de vaporisation, où l'énergie de la vapeur qui se détend pour être atomisée est utilisée pour atomiser l'eau en de très petites gouttes. Ces petites gouttes permettent d'accélérer la conversion en vapeur et de faire en sorte que l'eau reste en suspension dans un débit de vapeur à faible vitesse, afin d'assurer la vaporisation complète. La conception à vapeur atomisée peut donc correctement mélanger l'eau dans le courant de vapeur à faible vitesse, jusqu'à 10 pieds par seconde, dans des conditions normales. La conception prend en charge des

### 7.2.4 Conception à vapeur atomisée



Figure 7.7 Conception à atomisation de vapeur



Figure 7.9 Conception entre brides à géométrie assistée

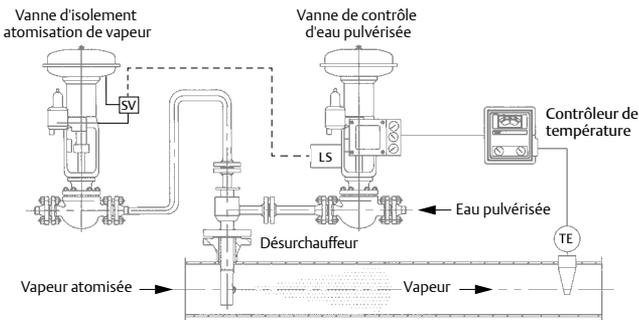


Figure 7.8 Boucle de contrôle avec désurchauffeur assisté à vapeur

applications qui comprennent des changements de charge très importants (marge de réglage théorique jusqu'à 50:1).

L'installation standard de ce type d'unité se fait par un té de raccord à bras bridé sur un conduit de vapeur NPS 8 (DN 200) ou plus. Cette conception est disponible pour les exigences modérées en termes de  $C_v$ . Elle doit disposer d'une vanne de régulation de l'eau externe afin de mesurer le débit d'eau en fonction du signal émis par un capteur de température qui se trouve sur la ligne de vapeur en aval. Ce système requiert également une vanne tout-ou-rien séparée pour l'alimentation en vapeur d'atomisation.

### 7.2.5 Conception entre brides à géométrie assistée

À l'origine, la conception entre brides à géométrie assistée (Figure 7.9) a été développée pour les conduits de vapeur de petite taille, de moins de NPS 6 (DN 150), sur lesquels il était impossible d'insérer un désurchauffeur. L'unité est conçue comme une « gaufrette » (d'où son nom en anglais, wafer) entre deux brides de la ligne de vapeur. Un col Venturi de diamètre réduit permet de vaporiser entièrement l'eau autour de la « gaufrette » et de fournir différents points de pulvérisation à travers des orifices percés ou de petites buses. De plus, le col Venturi augmente la vitesse de la vapeur au point d'injection, ce qui améliore l'atomisation et le mélange à des vitesses de vapeur très basses, de l'ordre de 15 pieds par seconde environ dans des conditions optimales. Elle gère des applications qui nécessitent de contrôler des changements de charge modérés (marge de réglage théorique jusqu'à 20:1). Elle peut être installée sur les lignes de vapeur de NPS 1 à NPS 24 (DN 25 à DN 600), et elle est disponible pour des exigences modérées en termes de  $C_v$ . Cette conception doit disposer d'une vanne de régulation de l'eau externe afin de mesurer le débit d'eau en fonction du signal émis par un capteur de température qui se trouve sur la ligne de vapeur en aval. ■

## 7.3 Comprendre les vannes de conditionnement de la vapeur

Une vanne de conditionnement de la vapeur est utilisée pour réduire simultanément la pression et la température de la vapeur afin d'atteindre le niveau voulu pour une application donnée. Ces applications présentent souvent des pressions et températures élevées en entrée, c'est pourquoi elles ont besoin de réduire de manière significative ces deux propriétés. Ces vannes sont constituées d'un corps forgé et fabriqué qui peut mieux gérer les charges de vapeur à une pression et une température élevées. Le matériel forgé permet de travailler avec des contraintes de conception plus élevées, une meilleure structure du grain et d'assurer l'intégrité inhérente au matériau sur les corps de vanne moulés. La construction forgée permet également au fabricant de fournir des valeurs de Classe 4500 et de classes intermédiaires. Les moulages peuvent être pris en considération lorsque des robinets-vanne sont nécessaires ou si la pression et la température sont inférieures.

Au vu des changements extrêmes fréquents des propriétés de la vapeur sous l'effet de la réduction de la température et de la pression, la conception forgée et fabriquée du corps de vanne permet d'ajouter une sortie élargie afin de contrôler la vitesse de la vapeur en sortie lorsque la pression est basse. De même, lorsque la pression de sortie est réduite, la conception forgée et fabriquée permet au fabricant de fournir des valeurs de classe de pression différentes pour les raccords d'entrée et de sortie, afin de correspondre plus précisément au conduit adjacent.

Combiner la réduction de la pression et la fonction du désurchauffeur dans la même vanne, au lieu d'installer deux dispositifs séparés, offre d'autres avantages :

- Le meilleur mélange de l'eau à pulvériser, grâce à l'utilisation optimale de la zone d'expansion des turbulences en aval des éléments de réduction de la pression.
- Meilleure marge de réglage théorique
- Facilité d'installation et d'entretien d'un seul dispositif

Différentes conceptions de vannes de conditionnement de la vapeur sont disponibles, afin de s'adapter aux différentes applications. Des exemples type sont présentés ci-après. ■

## 7.4 Vannes de conditionnement de la vapeur

Les vannes de conditionnement de la vapeur représentent ce que l'on peut faire de mieux actuellement en matière de contrôle de la pression et de la température de la vapeur, en associant les deux fonctions dans une seule et unique unité de contrôle. Ces vannes répondent au besoin de mieux contrôler les conditions de la vapeur au vu de l'augmentation du prix de l'énergie et des opérations plus rigoureuses dans les usines. Les vannes de conditionnement de la vapeur fournissent également un meilleur contrôle de la température, une meilleure atténuation du bruit, et elles nécessitent moins de restrictions qu'un désurchauffeur et une station de réduction de la pression équivalents.

La vanne de conditionnement de la vapeur illustrée à la Figure 7.10 associe le contrôle de la pression et de la température dans une seule et unique vanne. Des outils d'analyse par éléments finis (FEA) et de calcul de la dynamique du fluide (CFD) ont été utilisés lors de son développement, afin de qualifier son intégrité structurelle et d'optimiser les performances opératoires de la vanne, ainsi que sa fiabilité générale. La conception robuste de cette vanne de conditionnement de la vapeur est en mesure de gérer les chutes de pression complètes de la vapeur principale, tandis que sa conception à fluide en montée, associée à la technologie d'atténuation du bruit, empêchent la génération de bruits et de vibrations excessifs.

La configuration simplifiée de l'équipement interne (Figure 7.10) utilisée dans la vanne de conditionnement de la vapeur s'adapte aux changements rapides de température, comme par exemple lors du déclenchement de la turbine. La cage est cimentée pour une durée de vie maximale et peut se développer pendant les excursions thermiques induites. Le clapet de vanne est continuellement guidé, il utilise des recouvrements à base de cobalt

pour les bandes de guidage et un obturateur métallique étanche contre le siège.



Figure 7.10 Vue de la section transversale d'une vanne de conditionnement de la vapeur

La vanne de conditionnement de la vapeur incorpore un collecteur d'eau de pulvérisation en aval de son étage de réduction de la pression. Le collecteur est équipé de buses de pulvérisation activées par la contre-pression, afin de maximiser le mélange et la vaporisation rapide de l'eau.

À l'origine, la buse de pulvérisation (Figure 7.11) a été développée pour les systèmes de décharge des condenseurs, où la pression de la vapeur en aval peut baisser sous le niveau de saturation. Les buses de ce type permettent d'assurer la meilleure variation de l'équipement en réduisant le débit minimum. Ce résultat est obtenu par la contre-pression de la buse à une valeur dP inférieure. L'autre avantage est que la plus grande valeur dP de la buse aux ouvertures inférieures permet à l'eau de se détendre à la sortie de la buse et non pas dans l'équipement interne qui contient l'eau de pulvérisation.

Le chargement par ressort du clapet de buse dans la buse de pulvérisation évite ces changements en forçant le clapet à se fermer lorsque la détente se produit. Avec la détente, la compressibilité du fluide change et le ressort de la buse forcera la fermeture et la re-pressurisation du fluide. Lorsque cela est effectué, le fluide retrouve ses propriétés liquides et ramène le débit vers le condenseur.



Figure 7.11 Buse de vaporisation à géométrie variable actionnée par la contre-pression

La vanne de conditionnement de la vapeur injecte l'eau à pulvériser vers le centre du conduit et l'éloigne de la paroi du conduit. Le nombre de points d'injection varie en fonction de l'application. Lorsque les différentiels de pression de la vapeur sont élevés, la taille de la sortie de la vanne augmente brusquement pour recevoir de plus grands volumes spécifiques. De même, un plus grand nombre de buses est prévu sur la circonférence de la sortie, ce qui permet d'obtenir une répartition plus homogène et complète de l'eau pulvérisée.

La disposition simplifiée de l'équipement interne dans la vanne de conditionnement de la vapeur permet de l'utiliser également dans les classes de pression plus élevée (jusqu'à la classe ANSI 2500 ou plus) et à des températures de fonctionnement plus élevées. La configuration équilibrée du clapet fournit une fermeture de classe V et une caractéristique du débit linéaire.

La vanne de conditionnement de la vapeur utilise généralement des actionneurs pneumatiques à piston hautes performances associés à un contrôleur numérique de vanne pour effectuer la course complète en moins de deux secondes, tout en assurant une réponse extrêmement précise de la phase.

Lorsque le conduit le demande, la vanne de conditionnement de la vapeur peut être équipée de composants séparés, ce qui permet de contrôler la pression dans le corps de la vanne et de réduire la température dans un refroidisseur de vapeur en aval. Des corps de robinets à soupape moulés peuvent également être fournis et utilisés en association avec les désurchauffeurs insérés, ce qui constitue une solution plus économique.

### 7.4.1 Désurchauffeur à vapeur

Le désurchauffeur à vapeur (Figure 7.12) est normalement utilisé lorsque les fonctions de réduction de la pression et de désurchauffage doivent être séparées dans une application. Le refroidisseur à vapeur ou le désurchauffeur est équipé d'un collecteur d'alimentation en eau. Le collecteur (il est également possible de disposer plusieurs collecteurs) assure un débit d'eau de refroidissement vers différentes buses de pulvérisation disposées sur la paroi du conduit, dans la section de sortie. Cela génère un jet fin, injecté de manière radiale dans les grandes turbulences du débit de vapeur axial. L'association de la grande surface de contact de l'eau et des grandes turbulences du débit permet d'assurer un mélange efficace et une vaporisation rapide.



Figure 7.12 Désurchauffeur en anneau avec chemise

### 7.4.2 Arroseur de vapeur

Les arroseurs de vapeur (Figure 7.13) sont des dispositifs de réduction de la pression utilisés pour évacuer en toute sécurité la vapeur dans un condenseur ou dans un conduit d'évacuation de la turbine. De plus, l'arroseur de vapeur fournit la contre-pression à la vanne de contournement de la turbine, limite la vitesse de la vapeur et permet de diminuer la taille du conduit entre la vanne de contournement et l'arroseur. La conception et l'installation de l'arroseur sont deux éléments clés dans l'évaluation du bruit total du système. La conception de l'arroseur est essentielle au bon fonctionnement du système de contournement de la turbine. Pour pallier au bruit provoqué par le débit, les arroseurs de vapeur peuvent employer différentes technologies d'atténuation du bruit. ■



Figure 7.13 Arroseur de vapeur avec technologie de contrôle du bruit par orifices percés

## 7.5 Comprendre les systèmes de contournement de la turbine

Le système de contournement de la turbine a évolué ces dernières décennies suite au changement du mode de fonctionnement des centrales électriques. Il est communément utilisé dans les centrales électriques où les opérations nécessitent une réponse rapide aux grandes variations de la demande d'énergie. La journée type d'une centrale électrique peut commencer à une charge minimum, tourner à la capacité maximum pendant la plus grande partie de la journée, revenir rapidement à la production minimum, puis remonter à pleine charge, et ce sur une période de 24 heures. Les chaudières, les turbines, les condenseurs et d'autres équipements associés ne peuvent pas répondre de manière adéquate à des changements aussi rapides sans une forme quelconque de contournement de la turbine.

Le système de contournement de la turbine permet d'utiliser la chaudière indépendamment de la turbine. En mode démarrage, ou lorsque la génération de puissance doit baisser rapidement, le contournement de la turbine fournit un autre chemin à la vapeur, mais il conditionne également la vapeur à la même pression et à la même température que celles qui sont généralement produites par le processus d'expansion de la turbine. En fournissant un autre chemin à la vapeur, le système de contournement de la turbine protège la turbine, la chaudière et le condenseur contre les dommages qui peuvent se produire sous

l'effet des écarts de température et de pression. C'est la raison pour laquelle de nombreux systèmes de contournement de la turbine requièrent un temps de réponse ouverture/fermeture extrêmement rapide afin d'assurer la meilleure protection de l'équipement. Ce résultat est obtenu via un système d'actionnement qui fournit à la fois la force et les contrôles pour cette opération.

De plus, lors de la mise en route d'une nouvelle centrale, le système de contournement de la turbine permet de démarrer et de vérifier la chaudière séparément par rapport à la turbine.

Cela permet de rendre la mise en route de la centrale plus rapide, ce qui apporte des gains intéressants du point de vue économique. Cela entend également que ce système en boucle fermée peut éviter la perte dans l'atmosphère de l'eau d'alimentation traitée et de réduire les émissions de bruit. ■

## 7.6 Composants du système de contournement de la turbine

Les principaux éléments d'un système de contournement d'une turbine sont les vannes de contournement de la turbine, les vannes de régulation de l'eau de contournement de la turbine et le système d'actionnement.

### 7.6.1 Vannes de contournement de la turbine

Pour les applications à basse pression, pression intermédiaire ou haute pression, les vannes de contournement de la turbine nécessitent généralement une grande étanchéité (Classe V). Au vu des exigences particulières de l'installation, ces vannes à collecteur seront occasionnellement séparées en deux parties : la section de réduction de la pression de la vanne et la section de refroidissement à la sortie/sur le collecteur située plus près du condenseur.

Choisir un vanne de régulation pour le contournement de la turbine pour ce procédé complexe devrait commencer par la compréhension des objectifs de performances qui doivent être atteints, la géométrie réelle ou prévue du conduit et la définition du type de contrôle du procédé nécessaire. Lorsque l'on a compris ces éléments, d'autres facteurs comme le type et

la taille de vanne de régulation, les besoins en termes de pression et de contrôle du débit, les exigences en termes de spécification du bruit, de matériel, et enfin les pratiques opérationnelles du procédé peuvent être incorporés. Un grand nombre de variations sont possibles et elles vont des corps de robinet à soupape séparés avec des désurchauffeurs en amont aux dispositifs qui incorporent le contrôle de la pression et de la température dans une unité.

Les conceptions de vanne de contournement de turbine peuvent varier considérablement, tout comme les applications qu'elles doivent prendre en charge. Chacune a ses propres caractéristique ou options qui demandent un fonctionnement efficace sur une vaste gamme de conditions et d'exigences spécifiées par le client. Les vannes de contournement de la turbine sont souvent personnalisées selon les installations spécifiques. Il existe rarement deux installations de vannes de contournement de turbine identiques.

Les corps de robinet à soupape ou de vanne d'équerre accompagnés de dispositifs de désurchauffage en aval peuvent être sélectionnés afin de s'adapter parfaitement aux dispositions des conduits existants. Les vannes de régulation à tige montante sont conçues pour assurer un contrôle précis du débit. Elles peuvent également comprendre un équipement interne d'atténuation du bruit, qui est souvent nécessaire pour les grandes chutes de pression qui se produisent dans les applications de détente de la vapeur et de contournement de turbine. Cette approche peut être utilisée dans les plages d'application de moyennes à contraignantes.

### **7.6.2 Vannes de régulation de l'eau pour le contournement de la turbine**

Les vannes sont amenées à contrôler le débit d'eau vers les vannes de contournement de la turbine. Au vu des exigences en termes de protection, il est impératif que ces vannes assurent une excellente étanchéité (Classe V). Les exigences en termes d'équipement interne de la vanne peuvent aller de l'équipement interne standard aux modèles à réduction de la cavitation.

### **7.6.3 Actionnement**

Dans les systèmes de contournement type, la pratique courante consiste à déclencher les vannes de contournement sur une ouverture qui correspond à un débit prédéfini requis durant un événement du système. Toutefois, les vannes doivent rester en mode manuel pendant une certaine durée, jusqu'à ce que les systèmes se stabilisent avant de passer en mode automatique. Cela requiert des algorithmes spéciaux et une logique de contrôle qui augmente la complexité du fonctionnement, ce qui était impossible il y a quelques années encore.

Toutefois, sur le marché de la génération de puissance actuel, les limites des systèmes de contournement de turbine sont repoussées de plus en plus loin. Au lieu de s'inquiéter de placer les vannes de contournement en mode manuel durant un événement du système, les installations utilisent des dispositifs d'actionnement hautes performances pour répondre par un contrôle rapide et précis aux différents besoins du système.

Les vannes de contournement de turbine doivent répondre rapidement afin de protéger les turbines critiques et coûteuses contre les dommages transitoires. Elles doivent également être précises, afin d'assurer le fonctionnement à une efficacité optimale.

La compréhension des exigences en termes de vitesse de course et de contrôle peut nécessiter des ensembles d'actionnement complexes, conçus pour répondre aux besoins du procédé. En général, un délai de 2 à 4 secondes est nécessaire pour déplacer la vanne de sa position ouverte à sa position fermée, en fonction de la vitesse de sa course. La technologie d'actionnement de précision est nécessaire pour déclencher rapidement cette vanne, mais aussi pour obtenir une précision de positionnement de plus de 1% pour les grandes vannes de régulation.

Le réglage et l'ajustement doivent être effectués en quelques minutes, et il est particulièrement apprécié de pouvoir le faire à distance. Du point de vue du logiciel, ceci est possible grâce aux progiciels qui fournissent des paramètres de réglage spécialement conçus pour ce type de vanne. Les paramètres doivent être réglés pour améliorer la réponse aux petites phases d'amplitude en dépassant le point de

consigne, régler asymétriquement la réponse afin de régler de manière indépendante les temps d'ouverture et de fermeture et intégrer des graphiques en temps réel pour permettre d'effectuer les réglages à distance.

Du point de vue du matériel, des solutions pneumatiques ou hydrauliques sont disponibles pour effectuer cette tâche difficile. Ces deux solutions sont bien acceptées sur le marché, et elles peuvent être utilisées pour atteindre le même objectif avec une maintenance minimum. ■



Figure 7.14 Ensemble d'actionnement type utilisé dans les applications de contournement de turbine



# Chapitre 8

## Installation et maintenance



L'efficacité de la vanne de régulation influe directement sur le profit du procédé de l'installation. Le rôle de la vanne de régulation dans l'optimisation des procédés est souvent négligé. De nombreux responsables d'installations de procédé accordent plus de ressources aux systèmes de contrôle distribué et à leur potentiel pour améliorer l'efficacité de la production. Toutefois, c'est l'élément de contrôle final (en général une vanne de régulation) qui fait réellement la différence dans les variables du procédé. Si la vanne ne fonctionne pas correctement, aucun système électronique sophistiqué frontal ne corrigera les problèmes au niveau de la vanne. Comme de nombreuses études l'ont montré, les vannes de régulation sont souvent négligées, au point qu'elles deviennent un maillon faible dans la conception du contrôle du procédé.

Les vannes de contrôle doivent fonctionner correctement, quel que soit le système automatique sophistiqué ou quelle que soit la précision de l'instrumentation. Avec un bon fonctionnement de la vanne, vous pouvez obtenir un grand rendement, des produits de qualité, un profit maximum, tout en économisant de l'énergie.

L'optimisation de l'efficacité des vannes de contrôle dépend de :

1. la bonne sélection de la vanne de contrôle pour l'application
2. le bon stockage et la protection adéquate
3. les bonnes techniques d'installation
4. un programme de maintenance prédictive efficace

Le choix de la vanne de régulation est traité au Chapitre 5. Le bon stockage et la protection adéquate, les techniques d'installation et la maintenance prédictive sont traités dans le chapitre présent. ■

## 8.1 Bon stockage et protection adéquate

Le bon stockage et la protection adéquate doivent être pris en considération dès les premières phases du processus de sélection, avant l'expédition de la vanne. En général, les fabricants disposent de normes d'emballage qui dépendent de la destination et de la durée de conservation prévue avant l'installation. La

plupart des vannes arrivent sur site un certain temps avant leur installation, c'est pourquoi un grand nombre de problèmes peuvent être évités en s'assurant que les détails du programme d'installation soient connus par le fabricant et discutés avec lui au moment du choix de la vanne. De plus, des précautions spéciales doivent être adoptées lors de la réception de la vanne à destination. La vanne doit par être stockée dans un lieu propre et sec, à l'abri de la circulation et ou de toute autre activité pouvant l'endommager. ■

## 8.2 Bonnes techniques d'installation

Toujours suivre les instructions d'installation et les précautions fournies par le fabricant de la vanne de régulation. Voici un récapitulatif de ces instructions.

### 8.2.1 Lire le manuel d'instructions

Avant d'installer la vanne, lire le manuel d'instructions. Les manuels d'instructions décrivent le produit, ils présentent les normes et précautions à prendre avant et pendant l'installation. Suivre les indications du manuel contribue à faciliter l'installation et son succès.

### 8.2.2 Veiller à ce que les conduits soient propres

La présence de corps étrangers dans les conduits pourrait endommager la surface du siège de la vanne, voire même obstruer le mouvement du clapet de vanne, de la bille ou du disque et empêcher la vanne de se fermer correctement. Pour aider à limiter la possibilité que cette situation dangereuse se produise, nettoyer tous les conduits avant de procéder à l'installation. Veiller à éliminer les dépôts, les copeaux métalliques, les scories de soudure et autres corps étrangers. Examiner également les brides des conduits afin de s'assurer que la surface du joint est lisse. Si les extrémités de la vanne sont vissées, appliquer une pâte d'étanchéité de grade adéquat sur le filetage mâle du conduit. Ne pas utiliser la pâte d'étanchéité sur la partie femelle, car l'excès de pâte sur celle-ci pourrait pénétrer dans le corps de la vanne.

L'excès de pâte d'étanchéité peut faire coller le clapet de vanne ou provoquer l'accumulation de saleté, ce qui pourrait empêcher la vanne de bien se fermer.



Figure 8.1 Flèche indiquant le sens du débit sur une vanne à boisseau sphérique à siège métallique

### 8.2.3 Examiner la vanne de régulation

Bien que les fabricants de vannes adoptent des mesures pour éviter les dommages durant le transport, ceux-ci peuvent se produire ; il s'agit de les identifier et de les signaler avant l'installation de la vanne.

Si une vanne de régulation a été endommagée pendant le transport ou le stockage, ne pas l'installer.

Avant de procéder à l'installation, retirer toutes les cales de transport et tous les clapets de protection ou toutes les protections des surfaces des garnitures. Vérifier l'intérieur du corps de vanne pour s'assurer qu'aucun corps étranger n'est présent.

### 8.2.4 Appliquer les bonnes pratiques en matière de conduits

La plupart des vannes de régulation peuvent être installées partout. La méthode la plus commune consiste toutefois à placer l'actionneur à la verticale et au-dessus de la vanne. Si l'actionneur doit être monté à l'horizontale, évaluer la nécessité de placer un support vertical supplémentaire pour l'actionneur. Veiller à ce que le corps soit installé de telle manière que le fluide ira dans le sens indiqué par la flèche du débit (Figure 8.1) ou dans le manuel d'instructions.

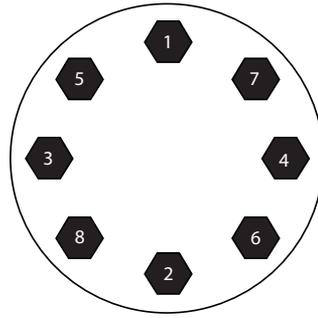


Figure 8.2 Serrer les boulons en diagonale

Veiller à laisser suffisamment de place au-dessous et sous la vanne afin de pouvoir retirer facilement l'actionneur ou le clapet de vanne lors des inspections et de la maintenance. Les espaces nécessaires sont généralement indiqués par le fabricant de la vanne sous forme de schémas dimensionnels certifiés. Pour les corps de vanne à bride, veiller à ce que les brides soient bien alignées afin d'assurer un contact uniforme sur les surfaces des joints. Ajuster précisément les boulons après avoir obtenu l'alignement voulu de la bride. Achever le serrage en procédant en diagonale (Figure 8.2). Le bon serrage évitera que la charge exercée sur le joint soit inégale et il évitera les fuites. Il contribuera également à éviter la possibilité d'endommager, voire de casser, la bride. Cette précaution est particulièrement importante lorsque l'on raccorde des brides dont le matériau est différent de celui de la bride de vanne.

Les clapets de pression installés en amont et en aval de la vanne de régulation sont utiles pour vérifier la capacité du débit ou les chutes de pression. Situer ces bouchons sur les tronçons droit des conduits, à l'écart des coudes, réducteurs ou extensions thermiques. Cette mise en place permet de minimiser les imprécisions dues aux turbulences du fluide.

Utiliser des conduits ou tuyaux de 1/4 pouce ou 3/8 pouce (6-10 millimètres) à partir du raccord de pression entre l'actionneur et l'instrumentation. Garder cette distance relativement courte et minimiser le nombre de raccords et de coudes afin de réduire le temps de latence. Si la distance doit être longue, utiliser un positionneur de vanne ou un amplificateur de volume pour réduire le temps de latence.

### 8.2.5 Équipement de purge, essai hydrostatique et mise en route

Lors du soudage à emboîtement ou bout-à-bout des vannes sur la ligne, retirer l'équipement interne de la vanne de régulation afin d'éviter d'endommager ses composants. L'équipement interne doit être remplacé par du matériel provisoire sacrificiel durant les essais hydrostatiques du système et la purge.

**Remarque :** *Il est fortement recommandé de n'installer l'équipement interne final de l'application qu'après avoir soudé la vanne en place, purgé la ligne et terminé l'essai hydrostatique.*

Après avoir soudé la ou les vannes sur une ligne, le système doit généralement être soumis à l'essai hydrostatique et purgé. Il n'est pas rare que l'essai hydrostatique du système doive répondre aux codes qui indiquent que celui-ci doit être effectué à 1 fois et demi la pression de travail à froid du système ou la pression nominale. Normalement, les seuls composants de la vanne qui peuvent subir les conséquences négatives de ce niveau de pression de l'essai hydrostatique (en partant du principe que la vanne est en position ouverte durant le lavage) sont les garnitures de la tige de vanne. La garniture en PTFE peut présenter une extrusion sous l'effet d'un essai hydrostatique à haute pression, c'est pourquoi il est recommandé de remplacer au moins les garnitures en PTFE après l'essai hydrique.

Les garnitures en graphite ne devraient pas nécessiter le remplacement si la vanne est mise en service rapidement. Laisser une garniture en graphite dans une vanne inactive pendant une période prolongée peut provoquer la corrosion galvanique de la tige de vanne.

Toutefois, le système étant normalement purgé en même temps, un équipement interne sacrificiel devrait être installé afin de gérer à la fois l'essai hydrostatique et la purge.

Avec certaines vannes de régulation et vannes de conditionnement de la vapeur, la purge ne traverse pas la vanne depuis l'entrée et jusqu'à la sortie. Selon la conception de la vanne ou l'application, la purge pourrait passer par l'entrée de la vanne, ou par la sortie (selon la configuration), et sortir par l'ouverture du chapeau. Ce type d'équipement interne est souvent appelé « équipement interne de purge ».

La purge du système présente des conditions qui peuvent endommager l'équipement interne de la vanne de purge. Ces conditions peuvent acheminer les scories de soudure, la rouille, la corrosion, etc. à travers la vanne. Ces éléments peuvent endommager la surface du siège de vanne, et ils obstrueront souvent l'orifice percé ou les garnitures du disque. Il est donc toujours recommandé de retirer l'équipement interne de la vanne et d'installer un équipement de purge remplaçable, quel qu'il soit. Après avoir soudé les vannes en ligne, des scories de soudage restent généralement dans la ligne, en plus des dépôts de l'intérieur de la vanne qui ont été délogés sous l'effet de la température dégagée par le soudage. Si ce matériel coulait à travers la vanne, il pourrait obstruer son équipement interne et éventuellement endommager l'intégrité du siège de la vanne. ■

## 8.3 Maintenance des vannes de régulation

Toujours suivre les consignes de maintenance du fabricant de la vanne de régulation. Les principaux thèmes de la maintenance sont récapitulés ici.

L'optimisation des vannes de régulation dépend de l'efficacité de la philosophie et du programme de maintenance. Il existe trois méthodes de base :

**Réactive** – La mesure est appliquée après la survenue de l'évènement. Attendre que quelque chose se passe dans une vanne, puis réparer ou remplacer l'élément.

**Préventive** – Le mesure est appliquée selon un calendrier établi en fonction de l'historique ; cela vise à éviter qu'un événement néfaste ne se produise.

**Predictive** – La mesure est appliquée en fonction d'un élément présent sur le terrain et relevé par essai diagnostique non intrusif efficace, des dispositifs d'évaluation ou une instrumentation intelligente.

Bien que les programmes réactifs et préventifs fonctionnent, il n'optimisent pas le potentiel de la vanne. Voici certains inconvénients de cette méthode.

### 8.3.1 Maintenance réactive

Avec la maintenance réactive, les petites défaillances passent inaperçues et ne sont pas traitées, simplement parce que rien n'indique de manière claire qu'un problème est présent. Même les vannes critiques peuvent être négligées tant qu'elles ne présentent pas une fuite excessive ou qu'elles ne sont pas ouvertes et fermées correctement. Dans certains cas, un retour de la production aide la maintenance à réagir avant que des problèmes graves ne se produisent, mais les vannes pourraient être démontées sans que cela soit nécessaire, pour un simple soupçon de dysfonctionnement. Le retrait, le démontage, l'inspection et le remontage des grandes vannes ou de celles qui sont soudées en ligne peuvent nécessiter une journée entière. Cela engendre une perte de temps et un gaspillage de ressources sans résoudre le problème si les symptômes sont provoqués par un autre élément du système.

### 8.3.2 Maintenance préventive

En général, la maintenance préventive est une grande amélioration. Toutefois, les programmes de maintenance n'obtiennent que très peu d'informations quant aux vannes en cours de fonctionnement, ce qui porte un grand nombre d'usines à simplement effectuer une révision de toutes les vannes de régulation à rotation. Ces programmes portent à effectuer les opérations de maintenance sur certaines vannes qui ne nécessitent ni réparation, ni ajustement, et à en laisser d'autres dans le système bien au-delà du moment où elles ont commencé à ne plus fonctionner de manière efficace.

### 8.3.3 Maintenance prédictive

Aujourd'hui, les opérateurs des usines prolongent souvent le temps entre les révisions jusqu'à trois ou quatre ans, même plus, pour maximiser le temps de fonctionnement. Ces périodes de fonctionnement prolongées laissent moins de place aux diagnostics traditionnels effectués hors-service.

Le processus de maintenance traditionnel comprend quatre modes distincts :

**Détection de la défaillance** – La majorité des efforts en termes de maintenance de la vanne est consacrée à la surveillance des vannes durant leur fonctionnement, afin de détecter la survenue d'une défaillance. Lorsqu'une défaillance se produit, le processus de maintenance est modifié, de façon à isoler la défaillance.

**Isolement de la défaillance** – Sous ce mode, les éléments de la vanne sont examinés afin d'identifier la cause de la défaillance et de définir une action corrective.

**Rétablissement du processus** – La mesure corrective est adoptée, afin de résoudre la cause du défaut.

**Validation** – Ce mode final évalue les éléments de la vanne dans leur nouvelle situation, comme s'ils étaient neufs, ou dans la dernière situation de base identifiée. Après la validation, la procédure de maintenance revient à son état de détection par défaut.

### 8.3.4 Utilisation du diagnostic de la vanne de régulation

L'avènement des instruments de vanne basés sur microprocesseur, avec leurs fonctions de diagnostic en service, a permis aux entreprises de repenser leurs pratiques en matière de maintenance des vannes de régulation.

Ces dispositifs numériques améliorent nettement la détection des défauts et les aspects liés à l'isolement des programmes de maintenance traditionnels.

Le diagnostic en service (Figure 8.3) peut par exemple détecter les problèmes liés à la qualité de l'air, aux fuites et aux restrictions de la pression d'alimentation, et il peut identifier les problèmes de vanne, comme la friction excessive, la bande morte et le non-respect de l'étalement. Lorsqu'un problème est identifié, sa gravité est signalée, les causes possibles énoncées et une mesure à adopter est proposée. Ces diagnostics indiquent en général trois conditions :

- Aucun défaut n'est relevé (condition verte). La vanne peut rester en service et la surveillance peut continuer.
- Avertissement qu'un défaut a été identifié, mais que la régulation reste inaltérée (condition jaune). Il s'agit d'une indication prédictive, selon laquelle le problème relevé pourrait influencer sur la régulation et la maintenance future doit être programmée.
- Une erreur indique qu'une défaillance influant sur la régulation a été détectée (condition rouge). Ces défauts requièrent généralement une attention immédiate.

De manière plus spécifique, le diagnostic durant le fonctionnement relève les problèmes liés aux fuites d'air, à la pression d'alimentation, l'écart de la course et l'ajustement du relais, la qualité de l'air instrument, etc.

### 8.3.4.1 Fuite d'air instrument

Le diagnostic de débit massique mesure l'air instrument à travers l'ensemble de l'actionneur. Grâce aux multiples sondes, ce diagnostic peut détecter le débit massique de l'air positif (alimentation) et négatif (évacuation) du contrôleur numérique de vanne. Ce diagnostic relève les fuites au niveau de l'actionneur ou dans le conduit pertinent, mais aussi les problèmes bien plus difficiles. Dans les actionneurs à piston par exemple, le diagnostic du débit massique d'air peut relever les fuites au niveau des joints du piston ou des joints toriques endommagés.

### 8.3.4.2 Pression d'alimentation

Le diagnostic de la pression d'alimentation détecte les problèmes de la vanne de régulation liés à la pression d'alimentation. Ce diagnostic en service détectera aussi bien les valeurs de pression d'alimentation faibles que celles qui sont élevées. Outre le contrôle de la pression d'alimentation adéquate, ce diagnostic peut être utilisé pour relever et identifier l'affaissement de l'alimentation en air durant les courses longues. Cela est particulièrement utile pour identifier les restrictions de la ligne d'alimentation.

### 8.3.4.3 Écart de course et ajustement du relais

Le diagnostic de l'écart de course est utilisé pour surveiller la pression de l'actionneur et l'écart de la course par rapport au point de consigne. Ce diagnostic est utile pour identifier une vanne de régulation collée, des

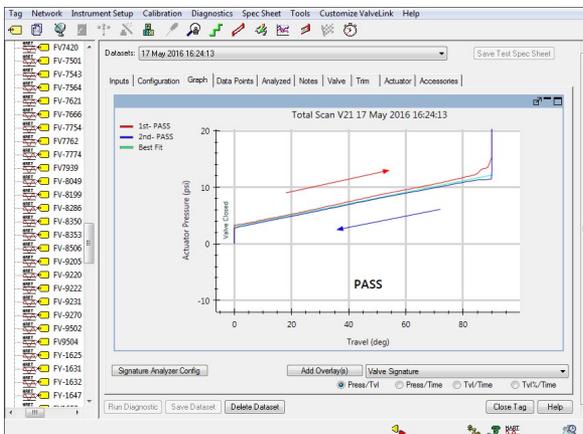


Figure 8.3 Programme de diagnostic non intrusif pour la maintenance prédictive

interverrouillages actifs, une pression d'alimentation faible ou des modifications de l'étalonnage de la course.

Le diagnostic de l'ajustement du relais est utilisé pour surveiller la pression de transition des actionneurs double effet. Si la pression de transition est trop faible, l'actionneur perd de sa rigidité et le clapet de la vanne peut céder sous l'effet des forces du procédé. Si la pression de transition est trop élevée, les deux chambres seront proches de l'alimentation, les forces pneumatiques seront plus ou moins les mêmes, la force du ressort sera dominante et l'actionneur passera en position d'erreur du ressort.

#### 8.3.4.4 Qualité de l'air instrument

Le diagnostic de surveillance de l'I/P et du relais peut identifier les problèmes tels que l'obstruction de l'I/P primaire ou de la buse I/P, les défaillances de la membrane de l'instrument, les défaillances du joint torique de l'I/P instrument et les variations de l'étalonnage I/P. Ce diagnostic est particulièrement utile pour l'identification des problèmes liés aux contaminants présents dans l'air d'alimentation et aux températures extrêmes.

#### 8.3.4.5 Friction en service et tendances de la friction

Le diagnostic de la friction en service et de la bande morte définit la friction présente dans l'ensemble de la vanne telle qu'elle est contrôlée par le système de contrôle. Les données de diagnostic de la friction sont recueillies, et une tendance est dessinée afin de relever les changements de la vanne qui influent sur le contrôle du procédé.

#### 8.3.4.6 Autres exemples

Le diagnostic personnalisé en service peut être configuré pour recueillir les variables mesurées d'une vanne intelligente et dessiner un graphique. Le diagnostic personnalisé peut situer et isoler les défauts non détectables par d'autres moyens. Ces défauts sont souvent compliqués, et ils nécessitent un avis d'expert. Dans ces cas, les données sont collectées par le personnel local chargé de la maintenance, puis il est envoyé à un spécialiste de la surveillance des vannes qui effectuera une analyse plus approfondie. Cela permet d'éviter les frais et retards dus à une visite sur site.

### 8.3.5 Développement du diagnostic continu

En général, les industries du procédé continueront à demander de plus en plus d'efficacité en termes de qualité, de rendement et de fiabilité. Individuellement, les producteurs continueront à prolonger l'intervalle entre les opérations d'entretien. En conséquence, les occasions de réparer l'instrumentation au moment de l'entretien diminueront. La réponse inévitable à ce manque sera le développement d'un diagnostic qui se concentrera sur les essais durant le service, non intrusif, et les capacités d'évaluation comme le suivi des conditions de la vanne.

La capacité d'évaluer les performances de la vanne grâce à un diagnostic en service améliore la planification des arrêts, puisque les informations rassemblées peuvent être utilisées pour adapter la maintenance de la vanne exactement selon les besoins, mais aussi pour identifier les vannes qui sont en bon état.



Figure 8.4 Actionneur à ressort et membrane type

La réponse réside dans l'utilisation d'une instrumentation de vanne intelligente, basée sur un micro-processeur qui évalue l'état de santé de l'ensemble de régulation durant son fonctionnement. Les données sont rassemblées sans influencer sur les opérations normales du procédé. L'instrumentation analyse les informations en temps réel et fournit des conseils en termes de maintenance pour chacun des problèmes opératoires de la vanne qu'elle identifie. ■

## 8.4 Entretien et réparation des vannes de régulation

### 8.4.1 Utilisation des pièces du fabricant d'origine

Pour assurer la sécurité et l'intégrité de l'unité, mais aussi pour garantir les performances attendues de la vanne, il est impératif que les pièces de rechange utilisées soient fournies par le fabricant d'origine. Le fabricant d'origine, ou son agent autorisé, est la seule source qui dispose des spécifications requises pour les pièces de rechange.

Avantages liés à l'utilisation des pièces d'origine Fisher :

- Meilleure sécurité pour l'unité et les employés
- Fiabilité accrue des vannes de régulation
- Risque juridique et environnemental réduit
- Dépenses réduites par la mise à disposition rapide des pièces de rechange
- Réduction des coûts de maintenance
- Disponibilité accrue des installations
- Performances optimales des vannes

Des répliques de pièces des vannes de régulation sont disponibles auprès de diverses sources. Bien que ces pièces semblent identiques, elles ne sont pas fabriquées selon les spécifications de conception d'origine ou ne sont pas soumises à des essais rigoureux pour valider leurs performances. L'utilisation de telles pièces n'est pas recommandée. Les pièces d'imitation peuvent être plus économiques à l'achat, mais elles peuvent également entraîner des coûts d'ensemble plus élevés pour l'organisation en raison d'arrêts non planifiés qui ont un impact sur la sécurité et la rentabilité.

Les fabricants d'équipement d'origine de l'industrie des vannes participent au développement et à la tenue à jour des normes industrielles car ils possèdent des connaissances spécialisées en matière d'applications et de matériaux qui peuvent servir à améliorer les normes et bénéficier aux utilisateurs finaux. Les fabricants de copies n'ont généralement pas le niveau d'expertise requis pour participer à la surveillance des normes et aux essais de mise au point. Ce manque d'expertise peut potentiellement

avoir un impact sur la fiabilité des vannes à long terme, compromettre la sécurité des employés, endommager les équipements et provoquer des arrêts d'exploitation.

En outre, l'utilisation de pièces de rechange non autorisées entraîne généralement l'annulation de toute garantie du produit d'origine.

### 8.4.2 Pièces détachées recommandées

Un grand nombre d'entreprises identifieront les pièces dont il conviendra avoir des pièces de rechange et fourniront une liste de ces pièces pour chaque vanne ou actionneur. Cette liste est appelée « Liste des pièces détachées recommandées » (RSPL). La liste est basée sur le principe que certains composants s'useront avec le temps. Ces composants sont des pièces qui ont une fonction. Dans une vanne, il pourrait s'agir d'un élément de contrôle (clapet/tige, cage, disque, bille, arbre, palier, etc.) ou d'un élément d'étanchéité (siège, bague de siège, bague d'étanchéité, garniture, etc.). Dans un actionneur, ce pourrait être la membrane, les joints toriques, les rondelles, etc.



Figure 8.5 Disque de contrôle

Les utilisateurs doivent envisager de stocker les pièces recommandées afin qu'elles soient rapidement disponibles pour procéder à la maintenance de la vanne quand cela est nécessaire. La tenue d'un inventaire de pièces pour la maintenance des équipements en interne peut représenter un investissement important et aboutir à un stock de pièces considérable.



Figure 8.6 Goujon, rondelle et écrou

Plusieurs facteurs doivent être pris en compte au moment de décider de ce dont le stock va être constitué. La première chose à prendre en compte est l'importance de la vanne ou de l'élément. Le stockage des pièces de rechange appropriées en interne renforce la confiance des utilisateurs dans la capacité d'exécution, la qualité d'exécution et la sécurité d'une réparation. Ensuite, il s'agit de considérer le risque de ne pas disposer de la fonction de l'unité comme prévu pendant un certain temps lorsque l'élément est à l'arrêt. Le fait que les pièces soient en stock permet de minimiser les délais de réparation en apportant une solution immédiate lorsqu'une vanne de régulation tombe en panne. Cela atténue les problèmes potentiels liés à l'environnement, à la sécurité et à l'installation. Enfin, il s'agit de déterminer la disponibilité des pièces nécessaires : est-il possible de se les procurer rapidement auprès du fabricant ou de son agent autorisé ? Bien que l'inventaire des pièces pour la maintenance réduise les coûts d'expédition en cas d'arrêt imprévu, dans les situations où une pièce n'est pas stockée en interne, un réseau d'entrepôts de pièces d'origine peut potentiellement assurer la livraison le jour même ou le lendemain des pièces à expédier. Les fabricants d'équipement d'origine s'efforcent généralement de répondre aux besoins des clients en matière de pièces en

combinant un réseau mondial de bureaux de vente dotés de stocks, d'usines de fabrication régionales, d'entrepôts de pièces de rechange et d'installations de service capables de fabriquer des pièces en cas d'urgence.

Le fabricant pourrait également être en mesure de fournir une liste consolidée des pièces de rechange après avoir identifié celles qui pourraient être utilisées sur de multiples vannes sur l'ensemble d'une installation.

### 8.4.3 Commodité des kits de pièces

Les kits de pièces sont généralement conçus pour fournir les pièces de rechange nécessaires à la réparation d'un ensemble de vanne sujet à un problème ou à un type de réparation spécifique. Ils peuvent par exemple servir à réparer une fuite au niveau du siège d'une vanne ou d'une garniture d'étanchéité, ou à faciliter l'ouverture et l'inspection de base d'une vanne. Les pièces incluses dans ces kits peuvent combiner des pièces rigides et des pièces souples. L'utilisateur a généralement la possibilité de remplacer certaines pièces ou toutes les pièces faisant partie du kit pour réparer un ensemble usé et le remettre dans un état optimal.



Figure 8.7 Kit d'étanchéité

La disponibilité des kits améliore le contrôle des stocks lorsque les kits sont stockés en interne. La tenue d'un inventaire de kits permet de réduire l'encombrement et le nombre de références de pièces à gérer.



Figure 8.8 Kit de garniture

Cela permet à l'utilisateur de récupérer un kit sans avoir besoin de commander les différentes pièces de manière individuelle et de s'assurer que toutes les pièces nécessaires à la réparation lui seront bien livrées.

#### 8.4.4 Mises à niveau de l'équipement interne

Au cours du cycle de maintenance, il est toujours important d'examiner les pièces et d'évaluer si elle nécessite une mise à niveau. Parmi les éléments à prendre en considération, notons le bruit durant le fonctionnement, les dommages excessifs de l'équipement interne, ou le changement des paramètres opératoires du système par rapport à la conception d'origine. Très souvent, le remplacement de l'équipement interne de la vanne peut résoudre ces problèmes. ■

## 8.5 Maintenance de l'actionneur

### 8.5.1 Actionneurs à membrane

La plupart des actionneurs pneumatiques à ressort et membrane (Figure 8.4) emploient une membrane moulée. La membrane moulée facilite l'installation, assure une surface utile relativement uniforme sur toute la course de la vanne et permet d'obtenir une course plus grande que celle qui serait rendue possible par une membrane à joint plat. L'air qui passe à travers la membrane donne à

l'actionneur la force dans un sens, tandis qu'un ressort la transfert dans le sens opposé. L'air ne fournissant la force que dans une direction, ces actionneurs sont souvent appelés « actionneurs simple effet ».

### 8.5.2 Actionneurs à piston

Les actionneurs à piston utilisent un piston et un joint torique ou un joint d'étanchéité quadrilobe est un cylindre. L'air peut être fourni sur les deux côtés du piston afin d'assurer la force de l'actionneur dans les deux sens ; on parle alors d'« actionneurs double effet ». Un actionneur à piston peut également utiliser un ressort pour remplacer l'air sur un côté du piston ou pour fournir une force supplémentaire avec l'air.

### 8.5.3 Garniture de la tige

La garniture (Figure 8.9), qui assure l'étanchéité à la pression autour de la tige du corps de vanne d'un robinet à soupape, d'une vanne d'équerre et de l'arbre d'une vanne rotative doit être remplacée si une fuite se produit autour de la tige ou si la vanne est entièrement démontée afin de procéder à d'autres opérations de maintenance ou d'inspection. Veiller à ce que la pression soit nulle dans le corps de vanne avant de desserrer les écrous de garniture.



Figure 8.9 Ensembles vanne et garniture de tige type

Il est difficile de retirer la garniture sans retirer l'actionneur, et cela n'est pas recommandé. De même, essayer de ne pas expulser les anciennes bagues de garniture en appliquant de la pression sur l'orifice de lubrification du chapeau. Cela pourrait être dangereux et cela ne fonctionne pas très bien, car dans un

grand nombre de cas la moitié de la bague de la garniture se trouve sous l'orifice de lubrification.

La meilleure façon de procéder consiste à retirer l'actionneur et le chapeau de vanne, puis à extraire la tige. Pousser ou acheminer l'ancienne garniture à l'extérieure par l'extrémité du chapeau. Ne pas utiliser la tige du clapet de vanne, car cela pourrait endommager le filetage.

Nettoyer la boîte à garniture. Vérifier que la garniture ne présente pas de rayures ou d'imperfections qui pourraient endommager la nouvelle garniture. Vérifier l'état de la garniture et des autres pièces. Une fois le réassemblage terminé, serrer le boulonnage du corps et du chapeau selon une séquence semblable à celle qui est décrite pour les brides sur la Figure 8.2.

Faire glisser les pièces de garniture sur la tige, selon la bonne séquence, en veillant à ce que le filetage de la tige n'endommage pas les bagues de garniture. Ajuster la garniture en suivant les indications du fabricant.

### 8.5.4 Bagues de siège

Les conditions de fonctionnement contraignantes peuvent endommager la surface de contact de la (ou des) bague(s) de siège et faire en sorte que la vanne ne se ferme pas correctement. Le bon contact des surfaces de siège améliorera la fermeture si les dommages ne sont pas graves. En cas de dommages graves, remplacer la bague de siège.

#### 8.5.4.1 Remplacer les bagues de siège

Suivre les indications du fabricant. Les bagues de siège doivent être vissées sur le corps, fixées (maintenues par une cage ou une autre pièce), boulonnées ou accrochées (attachées à la cage). Pour les bagues de siège filetées, utiliser un extracteur de bague de siège. Avant d'essayer de bouger la (ou les) bague(s) de siège, vérifier si elle a été soudée au corps de vanne par des points d'épinglage. Si c'est le cas, couper la soudure.

Pour les corps à deux voies, une des bagues de siège est plus petite que l'autre. Sur les vannes à passage direct (à fonctionnement PDT), installer la plus petite bague dans le passage du corps, plus loin du chapeau, avant d'installer la plus grande bague. Sur les

vannes à passage direct (à fonctionnement PDT), installer la plus petite bague dans le passage du corps, plus loin du chapeau, avant d'installer la plus grande bague.

Retirer tous les composants en excès du conduit après avoir serré la bague de siège filetée. Emboutir une bague de siège filetée en place afin de s'assurer qu'elle ne se dévise pas quand elle est nécessaire.

#### 8.5.4.2 Raccordements : clapet/tige, bille/ arbre, disque/arbre

Le raccordement entre l'élément de contrôle (clapet, bille ou disque) et la tige ou l'arbre est essentiel pour garantir que le fonctionnement de la vanne est sûr et tel que prévu. Cela peut demander des exigences spéciales du point de vue de la procédure de mise en place ou d'assemblage. Il est très important de suivre toutes les instructions d'assemblage du fabricant d'origine (FEO). Toujours considérer l'achat des chapeaux et des tiges comme un ensemble afin d'assurer le fonctionnement sûr et efficace. Un raccordement erroné peut provoquer un contrôle instable et des fuites excessives au niveau de la garniture.

### 8.5.5 Réglage sur banc

Le réglage sur banc est la compression initiale appliquée au ressort d'actionneur à l'aide d'un tendeur de ressort. Pour les vannes à action hypostatique, le réglage sur banc le plus bas détermine la quantité de force disponible et la pression nécessaire pour commencer la course d'ouverture de la vanne. Pour les vannes à action hyperstatique, le réglage sur banc le plus bas détermine la pression nécessaire pour commencer la course de fermeture de la vanne. La force exercée sur le siège est déterminée par la pression appliquée moins le réglage sur banc moins la compression du ressort due à la course (Figure 8.10). Au vu des tolérances du ressort, l'angle de celui-ci pourrait présenter des variations. Lorsque la vanne repose sur son siège, le réglage sur banc requiert la plus grande précision. Pour l'ajustement du ressort, consulter les instructions du fabricant.

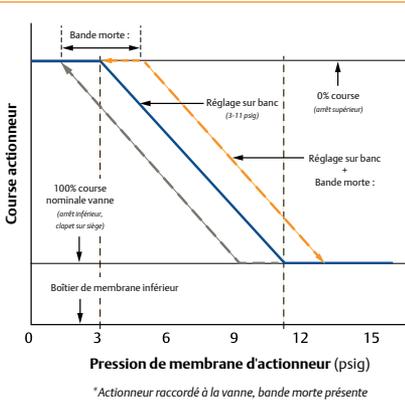


Figure 8.10 Force sur le siège lors du réglage sur banc

### 8.5.6 Course de la vanne

La course adéquate de la vanne est essentielle pour obtenir les performances voulues de la vanne de régulation. Une course insuffisante peut porter la vanne à ne pas atteindre le débit voulu. Une course excessive peut réduire l'effort sur le siège de l'actionneur, ce qui influe sur la fermeture et endommage l'équipement interne. La course excessive peut également engendrer un autre problème : le clapet peut entrer au contact du chapeau, ce qui pousse la tige hors du clapet. La course de vanne à tige montante est plus critique que la course d'une vanne rotative. C'est pourquoi il est crucial d'accorder une grande attention au réglage de la course de la vanne à tige montante. Pour la procédure de réglage de la course de la vanne, consulter le manuel d'instructions du fabricant. ■

## 8.6 Processus de planification des arrêts de maintenance

La plupart des unités de traitement industriel effectuent des arrêts de maintenance. Ils peuvent être planifiés ou non. S'ils sont planifiés, selon le type d'industrie et les unités de traitement, ils peuvent inclure des activités de maintenance programmées tous les trois à cinq ans en moyenne pour l'entretien et la modernisation des actifs et équipements de l'usine. La manière d'établir le calendrier et de définir le périmètre des travaux et leur exécution varie en fonction du secteur. Il est donc toujours essentiel de minimiser la durée

et l'expertise nécessaires pour s'assurer que les arrêts de maintenance respectent les budgets et les délais. Chaque jour qu'une unité de traitement passe en arrêt de maintenance, l'usine elle-même cesse sa production, ce qui signifie qu'elle ne réalise pas de bénéfices.

L'exécution d'arrêts de maintenance réussis peut être rendue difficile par les contraintes budgétaires, un manque en matière de compétences et de ressources nécessaires, ainsi que des données et interprétations insuffisantes concernant l'état des actifs. Vous avez besoin d'un partenaire capable de vous aider à définir le périmètre des travaux nécessaires, tout en planifiant et en exécutant un programme qui répond à vos exigences budgétaires et qui permet de remettre les systèmes de production en marche dans les plus brefs délais.

Les industries doivent travailler en collaboration avec les fournisseurs bien avant la date d'échéance des arrêts de maintenance ; en fonction du secteur concerné, il est recommandé de s'y préparer 12 à 60 mois avant l'exécution pour que tout soit planifié, défini et exécuté correctement. Souvenez-vous des cinq P : Proper Planning Prevents Poor Performance (une bonne planification permet d'éviter une mauvaise exécution).

### 8.6.1 Faire appel au fournisseur de vannes de régulation

La plupart des grands fournisseurs de vannes de régulation et prestataires de services ont l'expérience des impératifs des différents utilisateurs finaux et secteurs en matière d'arrêts de maintenance. La mise à contribution de ces équipes expérimentées peut aider à clarifier le périmètre et le calendrier des réparations des vannes de régulation, à identifier des possibilités de réduction des coûts et à remettre les vannes de régulation dans un état proche de leur état d'origine en utilisant des pièces certifiées installées selon des procédures d'usine mises en œuvre par des techniciens qualifiés.

Les discussions peuvent commencer 24 à 60 mois avant la date d'un arrêt de maintenance planifié afin de définir le périmètre des travaux et l'unité dont la maintenance est prévue. Lorsque vous vous associez à Emerson, vous bénéficiez d'un processus en 7

étapes éprouvées pour la planification des arrêts de maintenance, qui garantit des résultats cohérents.

### 8.6.2 Planification opérationnelle

La phase de planification opérationnelle intervient environ 24 à 60 mois avant l'exécution. Les projets futurs sont planifiés à un niveau hiérarchique élevé avec les principales parties prenantes de manière à assurer la réussite de l'arrêt de maintenance à venir, dans le respect des délais et en toute sécurité. Le canal de vente et le responsable du service commencent à interagir avec les clients et leurs équipes 24 à 60 mois avant l'exécution. L'élaboration préliminaire du périmètre des travaux et le classement du niveau de criticité, l'optimisation de la production / planification, le plan d'intégration des dépenses d'investissement (CAPEX) et les indicateurs clés de performance sont identifiés.

Les principales parties prenantes devraient être le ou les directeurs des comptes du canal de vente Emerson, le chef de projet STO (arrêts de maintenance), le responsable du service, ainsi que le responsable d'usine client, le directeur de production, le responsable de la maintenance, le responsable des arrêts techniques, les équipes du service Ingénierie, Fiabilité et HSE.

### 8.6.3 Phase d'alignement

La phase d'alignement intervient environ 12 à 24 mois avant l'arrêt de maintenance. Alignement sur les initiatives clés, les objectifs du projet, élaboration d'une liste de travail hiérarchisée, d'une stratégie de déploiement des produits et détermination des parties prenantes pour la date de gel des modifications portant sur le périmètre des travaux. La définition du périmètre initial est générée, les étapes préliminaires du calendrier et les budgets sont définis. Les buts et objectifs du projet sont également définis, les listes de travail sont hiérarchisées et une date de gel des modifications portant sur le périmètre des travaux est déterminée. À l'issue de cela, l'équipe doit avoir un périmètre initial défini en fonction des actifs ciblés pour réparation, remplacement ou modernisation. Si un contrat de surveillance de l'état des vannes est en place, c'est le moment idéal pour examiner l'analyse des tendances afin de identifier les vannes qui nécessitent ou non une attention particulière. Enfin, dans le cadre du plan, une discussion devrait être en place pour désigner un ou

plusieurs ingénieurs du fournisseur dans le cadre du processus de redémarrage de l'usine.

Les principales parties prenantes devraient être le ou les directeurs des comptes du canal de vente Emerson, le chef de projet STO (arrêts de maintenance), le responsable du service, ainsi que le responsable des arrêts techniques client, le directeur de l'ingénierie, le chef de section et le directeur du service Fiabilité.

### 8.6.4 Phase de définition du périmètre des travaux

L'étape de définition du périmètre des travaux intervient 12 à 18 mois avant l'arrêt de maintenance. Une réunion de démarrage client est organisée avec le personnel de vente et de service pour définir plus précisément une liste des actifs à identifier pour le périmètre des travaux. Des outils numériques et de diagnostic sont utilisés pour valider la proposition finale relative au périmètre de l'arrêt de maintenance. Un examen numérique identifie les actifs pour collecter toutes les données pertinentes et effectuer les contrôles de santé physique, puis les remet au client dans un rapport de synthèse. Des outils de diagnostic (AMS, ValveLink, FlowScanner) sont utilisés pour valider si l'actif peut être réparé en ligne avec un étalonnage ou un réglage avant l'arrêt de maintenance, ou si l'actif nécessite une inspection plus approfondie et doit être inclus dans le périmètre global. Ce rapport d'évaluation diagnostique doit être réalisé dans un format numérique afin que les données collectées puissent être téléchargées sur le logiciel GMAO du client. Si une vanne donnée nécessite d'être réparée ou remplacée à chaque arrêt de maintenance, il convient que l'application industrielle dans laquelle elle est utilisée fasse l'objet d'un examen approfondi. Ainsi, le périmètre de l'arrêt de maintenance est déterminé une fois que tous les éléments ont été examinés, que les diagnostics ont été réalisés sur toutes les vannes critiques ou ciblées, et qu'un plan est entièrement convenu avec le client avant la date de gel des modifications portant sur l'étendue des travaux. Ce n'est qu'à partir de ce moment qu'une proposition peut être générée pour s'assurer que toutes les vannes à réparer, les pièces à remplacer ou les éléments mis à niveau seront disponibles avant l'exécution.

Les principales parties prenantes devraient être le ou les directeurs des comptes du canal de vente Emerson, le chef de projet STO, le

responsable du service, ainsi que le responsable des arrêts techniques client, le directeur de l'ingénierie, le responsable du budget / les achats, le chef de section et le directeur du service Fiabilité.

### **8.6.5 Phase de planification détaillée**

La phase de planification détaillée intervient environ 4 à 6 mois avant l'arrêt de maintenance. Le client a accepté la proposition et le périmètre des travaux a été déterminé. Le calendrier est désormais établi et la planification de la capacité a commencé. Le chef de projet STO d'Emerson, en collaboration avec l'équipe de vente et de service, planifie l'acquisition des pièces détachées recommandées et examine également les unités devant faire l'objet de réparations, de mises à niveau ou de remplacements. Les pièces de rechange des vannes critiques sujettes à de longs délais de livraison doivent être commandées en même temps que les articles en stock. Les besoins en main d'œuvre doivent être planifiés et programmés comme si l'exécution de l'arrêt de maintenance allait se faire sur le site du client ou dans un atelier de réparation (dépôt). Si les travaux doivent être effectués sur le site du client, un ou plusieurs centres de services mobiles doivent être réservés et il convient d'obtenir les autres approbations finales du client. Si les travaux doivent être effectués sur le site du client, il convient que le responsable HSE veille à ce qu'une formation à la sécurité soit prévue et à se procurer les fiches FDS requises en fonction du procédé concerné. Il convient de compléter une liste de contrôle des aspects sécurité, pièces, main-d'œuvre, et de se procurer des badges qui porteront les noms des employés sur le terrain. Enfin, il convient de générer des lots de travaux comprenant des cartes série, des documents FDS ainsi que le périmètre des travaux à effectuer sur la vanne par numéro d'étiquette.

Les principales parties prenantes devraient être le ou les directeurs des comptes du canal de vente Emerson, le chef de projet STO, le responsable du service, ainsi que le responsable et le planificateur des arrêts techniques client, les ingénieurs d'instrumentation, le chef de section et le directeur du service Fiabilité.

### **8.6.6 Phase de planification avant l'arrêt de maintenance**

L'étape de planification avant arrêt de maintenance intervient environ 2 à 6 mois avant l'arrêt de maintenance. À présent, toutes les ressources devraient être alignées pour l'exécution. Cette phase prépare l'exécution et la réduction des risques ainsi que l'ensemble des plans de communication, contrôles et formations à la sécurité, procédures et approbations en vue du démarrage de l'arrêt de maintenance. Il est important d'être constamment en phase avec le client par le biais du chef de projet, et même le canal de vente. Il arrive souvent qu'une dérive des objectifs survienne avant même que l'opération ait commencé. Le client est ainsi susceptible d'ajouter des vannes ou des actifs au périmètre des travaux. Parfois, en fonction du calendrier et du budget, il arrive également qu'il réduise le contenu. Soyez prêt à accroître ou à réduire la capacité en fonction de la dernière réunion préalable à l'arrêt de maintenance avec toutes les parties. Un bon fournisseur s'assurera que l'ensemble des pièces, mises à niveau et produits sont emballés, mis en boîte ou étiquetés avec le numéro d'identification de la vanne. Par ex. TV144, 4" Fisher ET/667/DVC6200, S/N 987654321.

Les principales parties prenantes devraient être le ou les directeurs des comptes du canal de vente Emerson, le chef de projet STO, le responsable du service, ainsi que le responsable et le planificateur des arrêts techniques client, le responsable du budget / les achats, divers ingénieurs spécialisés dans plusieurs domaines, le responsable de la maintenance et le responsable HSE.

### **8.6.7 Phase d'exécution de l'arrêt de maintenance**

Une fois l'unité mise à l'arrêt en sécurité, nettoyée et accessible en toute sécurité, les travaux peuvent commencer soit sur site, soit c'est à ce stade que la mise hors service des vannes commence pour pouvoir les emmener en réparation. La sécurité est également cruciale pendant cette étape car une installation hors tension peut être dangereuse. Les réunions de communication quotidiennes se déroulent en personne ou via Teams, WebEx, etc., la communication étant la clé de la réussite de l'opération. Des mises à jour sont fournies concernant l'état d'avancement, les

aspects qui se déroulent bien et les problèmes rencontrés. Des mises à jour sont également fournies concernant les éléments qui ne faisaient pas partie du périmètre des travaux, mais qui sont visualisés et ajoutés à une liste de travaux à compléter afin que le client soit informé des éléments ne faisant pas partie du périmètre des travaux et qui peuvent nécessiter une attention immédiate ou qui peuvent attendre la prochaine opération de maintenance.

Un fournisseur de qualité comme Emerson documentera l'actif sur lequel une intervention a été effectuée via un rapport de réparation numérique. Le document peut être téléchargé sur le logiciel GMAO afin que la dernière mise à jour du numéro d'étiquette soit présente sur le système de gestion de la maintenance du client. Là encore, une certaine dérive des objectifs peut survenir si des actifs supplémentaires sont considérés comme susceptibles de provoquer un arrêt imprévu s'ils ne sont pas correctement traités dès à présent. Les commandes rectificatives sont préparées en incluant des coûts supplémentaires, et vérifiées par le client. Il peut y avoir un agent de liaison au service du client, qui approuve les produits réparés ou neufs afin de conserver une trace écrite des informations relatives à la sécurité, à la qualité et aux coûts. Les articles réparés et retournés pour être remis en ligne une fois les réparations terminées sont enregistrés et documentés en indiquant qu'ils sont de retour sur le site de l'usine. La formation sur les nouvelles technologies à destination du personnel du site serait documentée à ce stade comme étant indispensable lorsque l'usine est opérationnelle. Enfin, il convient qu'une équipe de mise en service du fournisseur se tienne prête à intervenir pour le redémarrage / la remise en service de l'usine.

Les principales parties prenantes devraient être le ou les directeurs des comptes du canal de vente Emerson, le chef de projet STO, le responsable du service, ainsi que le planificateur des arrêts techniques client, les ingénieurs, les responsables de la maintenance, le contrôle qualité, le responsable HSE et les équipes de l'usine pour la mise en service.

### **8.6.8 Phase d'évaluation après l'arrêt de maintenance**

L'étape d'évaluation après l'arrêt de maintenance intervient 2 à 4 mois après le redémarrage de l'usine, une fois que les

unités de traitement ont été remises en ligne et que l'usine est en production. Collecter les données de performance relatives à l'exécution des arrêts, mesurer l'efficacité de la stratégie, effectuer des analyses comparatives de maintenance et de fiabilité, et mettre à jour la documentation sont essentiels pour la réussite des opérations futures et de l'exploitation de l'usine entre les arrêts. Si des dépassements se produisent, leur origine doit être déterminée et comprise. Cela sera intégré à la documentation sur les enseignements tirés. Enfin, un rapport portant sur l'intégralité de l'arrêt, depuis la planification jusqu'à la clôture de l'arrêt, sera préparé. Le rapport doit comporter tous les aspects de l'arrêt et servira de référence pour commencer la planification de l'opération suivante. Il convient que ces rapports constituent un examen bidirectionnel. Un des entrepreneurs au site et un du site aux entrepreneurs. Du point de vue des entrepreneurs, ils doivent d'abord se rencontrer en interne et un processus formel d'ICP aurait dû être décidé lors de la phase de planification entre le client et l'entrepreneur pour savoir comment chacun s'en est sorti.

Le rapport et la documentation des travaux effectués constituent un avantage pour le client. C'est également à ce stade que des recommandations concernant les opérations en cours de l'usine sont faites, ainsi que des recommandations sur les actions et les plans pour l'arrêt suivant. L'objectif consiste à documenter la réussite et à maintenir les opérations conformément aux objectifs du client. Il convient que les documents de revue postérieure à l'arrêt représentent initialement un examen global de la part de l'entrepreneur au client. Les éléments livrables de la revue postérieure à l'arrêt d'un entrepreneur au client devraient inclure, sans toutefois s'y limiter :

- Qualité des produits et services
- Éléments commerciaux
- Communications avant, pendant et après l'événement
- Revue de sécurité : éventuels dangers ou problèmes constatés sur le site du client
- Liste de travaux à compléter pour l'arrêt de maintenance : les éléments constatés ou qui ne font pas partie du périmètre doivent être traités lors du prochain événement.
- Rapports détaillés sur les actifs faisant partie du périmètre des travaux.

- Rapports de diagnostic (avant et après) des vannes pour répertorier les problèmes initiaux et leur état de fonctionnement actuel suite à une réparation ou une mise à niveau (contrôle de la qualité).
- Rapports de réparation sur les actifs réparés ou mis à niveau.
- Examen des ICP en matière de qualité, de respect des délais et de respect du budget.
- Dépassements de coûts par rapport au périmètre initial des travaux et au devis initial. La réserve avec autorisation du client pour la poursuite des travaux permet d'assurer la maîtrise de tous les intervenants.
- Liste des nouveaux produits et plan de formation du personnel de l'usine (déjeuner-conférence par exemple).
- Liste mise à jour des pièces détachées recommandées pour les équipements critiques.
- Liste des numéros de série qui ont été mis à jour pour refléter les réparations ou les mises à niveau.
- Enseignements tirés : périmètre des travaux constatés ; aspects pouvant être améliorés en termes de planification, de personnel et de dérive des objectifs ; éléments nécessaires et moyens d'améliorer l'exécution du prochain arrêt. Cela devrait se faire sous forme de discussion bilatérale entre l'entrepreneur et le client.

Les principales parties prenantes devraient être le ou les directeurs des comptes du canal de vente Emerson, le chef de projet

STO, le responsable du service, ainsi que le responsable et le planificateur des arrêts techniques client, le responsable du budget / les achats, le responsable de la maintenance, les ingénieurs fiabilité et le responsable HSE.

### 8.6.9 Conclusion

Les arrêts de maintenance sont des événements très coûteux qui peuvent être correctement réalisés et contrôlés si leur planification se fait en accord avec les cinq « P » : Proper Planning Prevents Poor Performance (une bonne planification permet d'éviter une mauvaise exécution). Pour aider les clients à comprendre quelles vannes et quels équipements doivent être réparés, utiliser des positionneurs intelligents, des contrats de suivi de l'état des vannes et des diagnostics. Le fait de déterminer si la dépose d'une vanne de régulation est réellement nécessaire pendant un arrêt de maintenance peut réduire considérablement la durée et le coût de l'arrêt. L'identification des vannes de régulation en bon état de marche permet de réduire le nombre de vannes devant faire l'objet d'un entretien. Un fournisseur de vannes de régulation comme Emerson est en mesure de répondre à de tels besoins, et à d'autres besoins liés aux arrêts de maintenance, notamment en définissant le périmètre des travaux à réaliser sur les vannes de régulation, en examinant et en testant les vannes et en assurant leur réparation sur site. Ces technologies et services permettent non seulement de réduire la durée et le coût des arrêts de maintenance, mais aussi de diminuer considérablement le risque de problèmes imprévus. ■

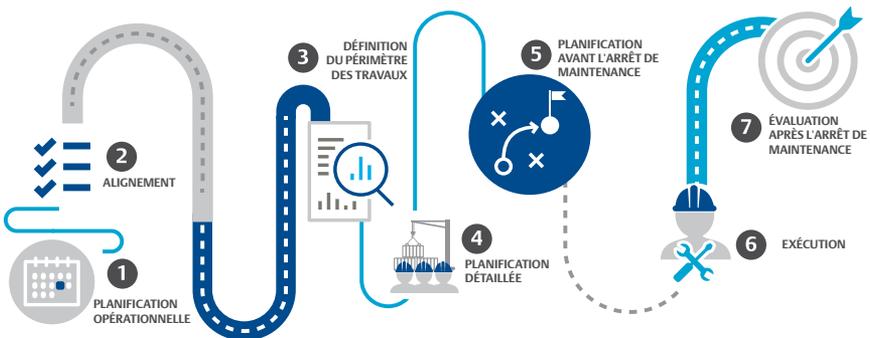


Figure 8.11 Processus de planification des arrêts de maintenance

# Chapitre 9

## Normes et agréments



## 9.1 Normes pertinentes aux vannes de régulation

De nombreuses normes sont applicables aux vannes de régulation. Les normes internationales et globales gagnent en importance pour les entreprises qui évoluent sur le marché global. Voici une liste des codes et normes qui ont été ou seront importantes dans la conception et l'application des vannes de régulation.

### 9.1.1 American Petroleum Institute (API)

- Spec 6D, Specification for Pipeline Valves (Gate, Plug, Ball, and Check Valves)
- 598, Valve Inspection and Testing
- 607, Fire Test for Soft-Seated Quarter-Turn Valves
- 609, Lug- and Wafer-Type Butterfly Valves

### 9.1.2 American Society of Mechanical Engineers (ASME)

- B16.1, Cast Iron Pipe Flanges and Flanged Fittings
- B16.4, Gray Iron Threaded Fittings
- B16.5, Pipe Flanges and Flanged Fittings (for steel, nickel-based alloys, and other alloys)
- B16.10, Face-to-Face and End-to-End Dimensions of Valves (see ISA standards for dimensions for most control valves)
- B16.24, Cast Copper Alloy Pipe Flanges and Flanged Fittings
- B16.25, Butt Welded Ends
- B16.34, Valves - Flanged, Threaded, and Welding End
- B16.42, Ductile Iron Pipe Flanges and Flanged Fittings
- B16.47, Large Diameter Steel Flanges (NPS 26 through NPS 60)

## 9.1.3 Comité Européen de Normalisation (CEN)

### 9.1.3.1 Normes européennes concernant les vannes industrielles

- EN 19, Marking
- EN 558-1, Face-to-Face and Center-to-Face Dimensions of Metal Valves for Use in Flanged Pipe Systems - Part 1: PN-Designated Valves
- EN 558-2, Face-to-Face and Center-to-Face Dimensions of Metal Valves for Use in Flanged Pipe Systems - Part 2: Class-Designated Valves
- EN 593, Butterfly valves
- EN 736-1, Terminology - Part 1: Definition of Types of Valves
- EN 736-2, Terminology - Part 2: Definition of Components of Valves
- EN 736-3 Terminology - Part 3: Definition of Terms
- EN 1349, Industrial Process Control Valves
- EN 12266-1, Testing of Valves - Part 1: Tests, Test Procedures and Acceptance Criteria
- EN 12516-1, Shell Design Strength - Part 1: Tabulation Method for Steel Valves
- EN 12516-2, Shell Design Strength - Part 2: Calculation Method for Steel Valves
- EN 12516-3, Shell Design Strength - Part 3: Experimental Method
- EN 12627, Butt Weld-End Design
- EN 12760, Socket Weld-End Design
- EN 12982, End-to-End Dimensions for Butt Weld-End Valves

### 9.1.3.2 Normes européennes concernant les matériaux

- EN 10213-1, Technical conditions of delivery of steel castings for pressure purposes - Part 1: Généralités
- EN 10213-2, Technical conditions of delivery of steel castings for pressure purposes - Part 2: Steel grades for use at room temperature and elevated temperatures
- EN 10213-3, Technical conditions of delivery of steel castings for pressure purposes - Part 3: Steel grades for use at low temperatures
- EN 10213-4, Technical conditions of delivery of steel castings for pressure purposes - Part 4: Austenitic and austeno-ferritic steel grades
- EN 10222-2, Technical conditions of delivery of steel forgings for pressure purposes - Part 2: Ferritic and martensitic steels for use at elevated temperatures
- EN 10222-3, Technical conditions of delivery of steel forgings for pressure purposes - Part 3: Nickel steel for low temperature
- EN 10222-4, Technical conditions of delivery of steel forgings for pressure purposes - Part 4: Fine grain steel
- EN 10222-5, Technical conditions of delivery of steel forgings for pressure purposes - Part 5: Austenitic martensitic and austeno-ferritic stainless steel

### 9.1.3.3 Normes européennes concernant les brides

- EN 1092-1, Part 1: Steel flanges PN designated
- EN 1092-2, Part 2: Cast iron flanges PN designated
- EN 1759-1, Part 1: Steel flanges Class designated

### 9.1.4 Fluid Controls Institute (FCI)

- 70-2, Control Valve Seat Leakage

### 9.1.5 Instrument Society of America (ISA)

- S51.1, Process Instrumentation Terminology
- 75.01.01, Flow Equations for Sizing Control Valves
- 75.02.01, Control Valve Capacity Test Procedures
- 75.05.01, Terminology
- 75.07, Laboratory Measurement of Aerodynamic Noise Generated by Control Valves
- 75.08.01, Face-to-Face Dimensions for Integral Flanged Globe-Style Control Valve Bodies (ANSI Classes 125, 150, 250, 300, and 600)
- 75.08.02, Face-to-Face Dimensions for Flangeless Control Valves (ANSI Classes 150, 300, and 600)
- 75.08.03, Face-to-Face Dimensions for Socket Weld End and Screwed-End Globe-Style Control Valves (Classes 150, 300, 600, 900, 1500, and 2500)
- 75.08.04, Face-to-Face Dimensions for Butt Weld-End Globe-Style Control Valves (Class 4500)
- 75.08.05, Face-to-Face Dimensions for Butt Weld-End Globe-Style Control Valves (ANSI Classes 150, 300, 600, 900, 1500, and 2500)
- 75.08.06, Face-to-Face Dimensions for Flanged Globe-Style Control Valve Bodies (ANSI Classes 900, 1500, and 2500)
- 75.08.07, Face-to-Face Dimensions for Separable Flanged Globe-Style Control Valves (Classes 150, 300, and 600)
- 75.08.08, Face-to-Centerline Dimensions for Flanged Globe-Style Angle Control Valve Bodies (Classes 150, 300, and 600)
- 75.08.09, Face-to-Face Dimensions for Sliding-Stem Flangeless Control Valves (Classes 150, 300, and 600)

- 75.11.01, Inherent Flow Characteristic and Rangeability of Control Valves
- 75.13.01, Method of Evaluating the Performance of Positioners with Analog Input Signals
- 75.17, Control Valve Aerodynamic Noise Prediction
- 75.19.01, Hydrostatic Testing of Control Valves
- 75.26.01, Control Valve Diagnostic Data Acquisition and Reporting
- RP75.23, Considerations for Evaluating Control Valve Cavitation

### 9.1.6 Commission Électrotechnique Internationale (CEI)

La majorité des normes de la Commission Électrotechnique Internationale (CEI) pour les vannes de régulation, dont plusieurs sont basées sur les normes ISA, ont été nouvellement publiées sous forme de normes EN et reportent donc le préfixe EN. La CEI encourage les comités nationaux à les adopter et à éliminer toute norme nationale correspondante. Les normes CEI sont de plus en plus utilisées par les fabricants et les acheteurs. Voici une liste des normes CEI sur les vannes de régulation du procédé industrielles (série 60534).

- 60534-1, Part 1: Control valve terminology and general considerations
- 60534-2-1, Part 2: Flow capacity - Section One: Sizing equations for incompressible fluid flow under installed conditions
- 60534-2-3, Part 2-3: Flow capacity - Section Three: Test procedures
- 60534-2-4, Part 2-4: Flow capacity - Section Four: Inherent flow characteristics and rangeability
- 60534-4, Part 4: Inspection and routine testing
- 60534-5, Part 5: Marquage
- 60534-6-1, Part 6: Mounting details for attachment of positioners to control valve actuators - Section 1: Positioner mounting on linear actuators

- 60534-6-2, Part 6-2: Mounting details for attachment of positioners to control valve actuators - Section 2: Positioner mounting on rotary actuators
- 60534-7, Part 7: Control valve data sheet
- 60534-8-1, Part 8-1: Noise considerations - Section One: Laboratory measurement of noise generated by aerodynamic flow through control valves
- 60534-8-2, Part 8-2: Noise considerations - Section Two: Laboratory measurement of noise generated by hydrodynamic flow through control valves
- 60534-8-3, Part 8-3: Noise considerations - Section Three: Control valve aerodynamic noise prediction method
- 60534-8-4, Part 8-4: Noise considerations - Section Four: Prediction of noise generated by hydrodynamic flow

### 9.1.7 Manufacturers Standardization Society (MSS)

- SP-6, Standard Finishes for Contact Faces of Pipe Flanges and Connecting End Flanges of Valves and Fittings
- SP-25, Standard Marking System for Valves, Fittings, Flanges and Unions
- SP-44, Steel Pipe Line Flanges
- SP-67, Butterfly Valves
- SP-68, High-Pressure Butterfly Valves with Offset Design
- SP-147, Quality Standard for Steel Castings used in Standard Class Steel Valves

### 9.1.8 NACE International

- NACE MR0175/ISO 15156, Petroleum and Natural Gas Industries – Materials for Use in H<sub>2</sub>S-Containing Environments in Oil and Gas Production
- NACE MR0175-2002, Sulfide Stress Corrosion Cracking-Resistant Metallic Materials for Oil Field Equipment

- NACE MR0103/ISO 17945, Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries—Metallic Materials Resistant to Sulfide Stress Cracking in Corrosive Petroleum Refining Environments
- NACE MR0103, Materials Resistant to Sulfide Stress Cracking in Corrosive Petroleum Refining Environments
- NACE RP0472, Methods and Controls to Prevent In-Service Environmental Cracking of Carbon Steel Weldments in Corrosive Petroleum Refining Environments ■

## 9.2 Homologations des produits pour les environnements (classés) dangereux

**AVIS DE NON-RESPONSABILITÉ :** Les informations contenues dans les paragraphes suivants fournissent une présentation générale du classement des zones dangereuses, des types de techniques de protection utilisées et des valeurs des cloisons. Ces informations ont un seul but instructif et elles ne doivent en aucun cas être utilisées en lieu et place d'autres sources ou documents applicables.

### 9.2.1 Homologations et définitions des emplacements dangereux

Lorsque l'équipement des vannes de régulation, qu'il soit mécanique ou électrique, doit être utilisé dans une atmosphère riche en gaz explosif, ou en présence de poussière explosive, il est essentiel de procéder à l'évaluation du risque d'inflammation. L'évaluation identifie les sources d'inflammation potentielle qui seront présentes ou activées par l'équipement durant sa durée de vie attendue. Il est crucial de connaître les sources d'inflammation pour minimiser le risque d'explosion ou d'incendie qu'elles engendrent.

**Atmosphère riche en gaz explosifs :** dans les conditions atmosphériques, le mélange d'air et de substances inflammables sous forme gazeuse ou vaporeuse peut prendre feu, s'auto-alimenter et se propager.

**Atmosphère riche en poussière explosive :** dans les conditions atmosphériques, le mélange d'air et de substances inflammables sous forme de poussière, de fibres ou de composants volatiles peut prendre feu, s'auto-alimenter et se propager.

**Emplacement (ou zone) dangereux :** zone dans laquelle une atmosphère riche en gaz explosif ou poussière explosive (ou les deux) peut être présente en quantités qui justifient l'adoption de précautions spéciales pour la construction, l'installation et l'utilisation de l'équipement.

**Organisme d'homologation :** organisme, société ou bureau qui a l'autorité de garantir, autoriser ou attester certains faits, généralement sous forme de certificat.

**Schémas de certification :** groupe d'organismes d'homologation ou consensus entre celles-ci qui vise à travailler selon un système unique de règles et réglementations. L'Union Européenne, l'Union Économique Eurasiatique, le schéma IECEx, l'Organisation des États du Golfe en sont des exemples. ■

## 9.3 Systèmes de classement

Deux systèmes de classement sont appliqués pour classer les zones dangereuses, le système de classe/division et le système de zone. Le système de classe/division est généralement utilisé aux États-Unis et au Canada, mais les nouvelles installations peuvent utiliser le système de zone. Le reste du monde utilise généralement le système par zone.

### 9.3.1 Système de classe/division

Les emplacements (ou zones) dangereux du système de classe/division sont classés par classe, division et groupe.

**Classe :** la classe définit la nature générale du matériau dangereux dans l'atmosphère qui l'entoure.

- **Classe I :** les emplacements dans lesquels les gaz et vapeurs inflammables sont, ou peuvent être, présents dans l'air en quantités suffisantes pour produire des mélanges explosifs ou inflammables.

- **Classe II** : les emplacements qui sont dangereux parce qu'ils contiennent des poussières combustibles.
- **Classe III** : les emplacements qui peuvent contenir des fibres ou éléments volatiles inflammables, mais qui ne sont pas susceptibles d'être présents en suspension dans l'air en quantités suffisantes à produire des mélanges inflammables.

**Division** : la division définit la probabilité que du matériau dangereux soit présent selon une concentration inflammable dans l'atmosphère environnante.

- **Division I** : les emplacements dans lesquels les concentrations inflammables de matériel dangereux existent dans les conditions de travail normales (continues, intermittentes ou périodiques) ou fréquemment sous l'effet de réparations, opérations de maintenance, ou en présence de fuites. Une haute probabilité.
- **Division 2** : emplacements qui sont présumés dangereux uniquement dans une situation anormale. Une faible probabilité.

**Groupe** : Le groupe définit la caractéristique explosive des mélanges d'air et de gaz, vapeurs ou poussières du matériaux concerné. Les groupes A, B, C et D s'appliquent à la Classe I, tandis que les groupes E, F et G sont applicables à la Classe II.

- **Groupe A** : l'acétylène.
- **Groupe B** : les atmosphères dont la valeur d'écart de sécurité expérimental maximum (maximum experimental safe gap, MESG) est inférieure ou égale à 0,45mm ou dont le taux courant d'inflammabilité minimum (minimum igniting current ratio, MIC ratio) est inférieur ou égal à 0,40. L'hydrogène, le butadiène, l'oxyde d'éthylène, l'acroléine et le formaldéhyde à l'état gazeux en sont des exemples.
- **Groupe C** : les atmosphères dont la valeur d'écart de sécurité expérimental (MESG) est supérieure à 0,45mm mais inférieure ou égale à 0,75mm ou dont le taux de courant d'inflammabilité minimum (MIC ratio) est supérieur à 0,40 mais inférieur ou égal à 0,80. L'éthylène, l'éther

diéthylique, l'oxyde de méthyle, l'oxyde de propyle, le nitrométhane et l'hydrazine en sont des exemples.

- **Groupe D** : les atmosphères dont la valeur d'écart de sécurité expérimental maximum (maximum experimental safe gap, MESG) est inférieure ou égale à 0,45mm ou dont le taux courant d'inflammabilité minimum (minimum igniting current ratio, MIC ratio) est inférieur ou égal à 0,80. Le propane, le gaz naturel, le méthane, l'ammoniac, le benzène, l'acétone et le butane en sont des exemples.
- **Groupe E** : les atmosphères qui contiennent des poussières métalliques combustibles telles que l'aluminium, le magnésium et d'autres alliages commerciaux.
- **Groupe F** : les atmosphères qui contiennent des poussières de charbon avec 8% ou plus de volatiles piégés, comme le noir de carbone, le charbon ou la poussière de coke.
- **Groupe G** : les atmosphères qui contiennent des poussières combustibles autres que celles des groupes E ou F. Les poussières type sont la farine, l'amidon, le grain, le bois, le plastique et les produits chimiques.

Tout l'équipement électrique doit être testé, marqué et homologué pour l'emplacement dangereux dans lequel il sera amené à être utilisé, comme la classe, la division et le groupe dans le système par classe/division. Il existe certaines exceptions à cette règle ; elles sont énoncées dans les pratiques de câblage du Code électrique national (National Electric Code, NEC) ou le Code électrique canadien (Canadian Electric Code, CEC).

### 9.3.2 Système par zone

Les emplacements dangereux du Système par zone sont classés en fonction de la fréquence de survenue et de la durée d'une atmosphère explosive. Les zones 0, 1 et 2 font référence aux atmosphères contenant des gaz explosifs, tandis que les zones 20, 21 et 22 définissent les atmosphères riches en poussières explosives.

- **Zone 0** : une atmosphère contenant du gaz explosif qui est présente de manière constante, ou pendant des périodes prolongées, ou fréquemment.
- **Zone 1** : une atmosphère contenant du gaz explosif qui est susceptible de se produire périodiquement ou occasionnellement durant le fonctionnement normal.
- **Zone 2** : une atmosphère contenant du gaz explosif qui n'est pas susceptible de se produire durant le fonctionnement normal mais, si cela se produisait, elle ne serait présente que durant une courte période.
- **Zone 20** : une atmosphère contenant de la poussière explosive qui est présente de manière constante, ou pendant des périodes prolongées, ou fréquemment.
- **Zone 21** : une atmosphère contenant de la poussière explosive qui est susceptible de se produire périodiquement ou occasionnellement durant le fonctionnement normal.
- **Zone 22** : une atmosphère contenant de la poussière explosive qui n'est pas susceptible de se produire durant le fonctionnement normal mais, si cela se produisait, elle ne serait présente que durant une courte période.

Il est important de remarquer que l'attribution d'un chiffre de classement d'une zone ne tient compte que de la probabilité d'un environnement explosif. Il ne spécifie par la nature explosive des caractéristiques matérielles des gaz, vapeurs et poussières spécifiques concernés. Idéalement, tout l'équipement serait placé en-dehors de ces zones, mais cela n'est pas réalisable. C'est pourquoi l'équipement conçu pour être utilisé dans ces zones est testé, marqué et homologué de façon à ce que la nature explosive et les caractéristiques du matériau soient pris en compte dans leur ensemble. Cela porte à répartir l'équipement en groupes, sous-groupes, type de protection utilisée, niveau de protection utilisé, attribution d'un niveau de protection de l'équipement (equipment protection level, EPL), d'un code de température, présentés ci-après.

### 9.3.3 Groupes d'équipement

L'équipement est organisé selon les groupes suivants et les définitions suivantes.

- **Groupe I** : équipement conçu pour être utilisé dans les exploitations minières exposées au risque de grisou.
- **Groupe II** : équipement conçu pour être utilisé dans des atmosphères contenant du gaz explosif autres que les exploitations minières.
- **Groupe III** : équipement conçu pour être utilisé dans les atmosphères contenant de la poussière explosive.

### 9.3.4 Sous-groupes d'équipement

Le groupe d'équipement I ne comprend aucun sous-groupe. Seul l'équipement faisant partie des groupes II et III est réparti de manière plus spécifique en fonction de la nature explosive de l'atmosphère contenant du gaz ou de la poussière, respectivement, dans laquelle il est amené à être utilisé. Le numéro du groupe est suivi des lettres A, B ou C en fonction des définitions ci-dessous.

#### 9.3.4.1 Groupe II (communément désigné par « groupe gaz »)

- **IIA** : les atmosphères dont la valeur d'écart de sécurité expérimental maximum (maximum experimental safe gap, MESG) est supérieure ou égale à 0,9mm ou dont le taux courant d'inflammabilité minimum (minimum igniting current ratio, MIC ratio) est inférieur ou égal à 0,80. Le propane en est un exemple.
- **IIB** : les atmosphères dont la valeur d'écart de sécurité expérimental (MESG) est supérieure à 0,5mm mais inférieure ou égale à 0,9mm ou dont le taux de courant d'inflammabilité minimum (MIC ratio) est supérieur à 0,45 mais inférieur ou égal à 0,80. L'éthylène en est un exemple.
- **IIC** : les atmosphères dont la valeur d'écart de sécurité expérimental (experimental safe gap, MESG) est inférieure ou égale à 0,5mm ou dont le taux courant d'inflammabilité minimum (minimum igniting current ratio, MIC ratio) est inférieur ou égal à 0,45. L'hydrogène en est un exemple.

### 9.3.4.2 Groupe III (communément désigné par « groupe poussière »)

- **IIIA** : les atmosphères qui contiennent des éléments volatiles ou des fibres combustibles, y compris des particules solides, dont la taille nominale est généralement supérieure à 500µm. Le rayon, le coton, le sisal, la jute, le chanvre, la fibre de cacao en sont des exemples.
- **IIIB** : les atmosphères contenant de la poussière non conductrice dont la résistivité électrique est supérieure à 103 Ωm. Le nylon, la farine de blé, le charbon (actif), le charbon, le coke, la glisonite en sont des exemples.
- **IIIC** : les atmosphères contenant de la poussière non conductrice dont la résistivité électrique est inférieure ou égale à 103 Ωm. L'aluminium et le magnésium en sont des exemples.

L'équipement marqué IIB est adapté pour les applications qui nécessitent l'utilisation d'équipement de Groupe IIA. De même, l'équipement marqué IIC est adapté pour les applications qui nécessitent l'utilisation d'équipement de groupe IIB ou IIA. De la même manière, l'équipement marqué IIIB est adapté pour les applications qui nécessitent l'utilisation d'équipement de Groupe IIIA. De même, l'équipement marqué IIIC est adapté pour les applications qui nécessitent l'utilisation d'équipement de groupe IIIB ou IIIA. Voir la Figure 9,1.

	Groupe d'équipements	Compatible Applications
<b>Gaz</b>	IIC	IIC, IIB, IIA
	IIB	IIB, IIA
	IIA	IIA
<b>Pous- sière</b>	IIC	IIC, IIB, IIA
	IIB	IIB, IIA
	IIA	IIA

Figure 9.1 Groupes d'équipements

## 9.3.5 Type de protection

### 9.3.5.1 Équipement électrique

Nombreuses sont les techniques et méthodes qui peuvent être appliquées à l'équipement

électrique pour éviter que l'atmosphère explosive environnante ne prenne feu. Presque toutes ces techniques et méthodes ont un nom spécifique et une lettre minuscule qui indique son type de protection et sa plaque de marquage. Il est important de noter que tous les types de protections ne sont pas adaptés aux atmosphères gazeuses et poussiéreuses. Le type de techniques et méthodes de protection, par nom et lettre attribuée, ainsi que l'atmosphère explosive dans laquelle elles peuvent être utilisées (indiquée entre parenthèses) sont les suivants :

- **Sécurité intrinsèque – Ex i (gaz et poussière)** : type de protection basé sur la restriction de l'énergie électrique à l'intérieur de l'équipement et du câblage d'interconnexion exposé à l'atmosphère explosive (gazeuse ou poussiéreuse) à un niveau inférieur à celui qui peut provoquer l'inflammation sous l'effet d'une étincelle ou de la température élevée. L'équipement est construit de telle manière que les circuits sans sécurité intrinsèque ne puissent pas exercer d'effet néfaste sur les circuits à sécurité intrinsèque.
- **Enceinte ignifuge – Ex d (gaz)** : type de protection dans laquelle les pièces qui peuvent prendre feu dans une atmosphère explosive gazeuse sont équipées d'une enceinte qui peut résister à la pression qui se développe lors de l'explosion interne d'un mélange explosif et qui empêche la transmission de l'explosion à l'atmosphère explosive gazeuse qui entoure l'enceinte.
- **Encapsulation – Ex m (gaz et poussière)** : type de protection dans lequel les pièces qui peuvent prendre feu dans une atmosphère explosive (gaz ou poussière) suite à une étincelle ou à la chaleur sont englobés par adhésion dans un composé ou une autre enceinte non métallique de telle manière que l'atmosphère explosive ne peut pas prendre feu durant le fonctionnement ou l'installation.

- **Sécurité augmentée – Ex e (gaz)** : type de protection appliquée à l'équipement électrique dans laquelle des mesures supplémentaires sont adoptées afin d'assurer une meilleure sécurité contre la possibilité de température excessive ou l'apparition d'arcs et d'étincelles durant le

fonctionnement normal ou dans des conditions anormales spécifiques.

- **Type n – Ex n (gaz)** : type de protection appliquée à l'équipement électrique qui assure que durant le fonctionnement normal et dans certaines conditions anormales spécifiques celui-ci ne puisse pas enflammer l'atmosphère explosive gazeuse qui l'entoure.
- **Pressurisation – Ex p (gaz et poussière)** : type de protection qui consiste à protéger contre la pénétration de l'atmosphère explosive externe dans une enceinte en gardant un gaz protecteur dans celle-ci à une pression supérieure à celle de l'atmosphère externe.
- **Immersion dans l'huile – Ex o (gaz)** : type de protection dans laquelle l'équipement électrique ou des parties de celui-ci sont immergés dans un liquide protecteur, de telle façon que l'atmosphère explosive gazeuse qui pourrait se trouver au-dessus du liquide ou en-dehors de l'enceinte ne puisse pas être enflammée.
- **Remplissage de poudre – Ex q (gaz)** : type de protection dans laquelle les parties qui peuvent prendre feu dans une atmosphère explosive gazeuse sont fixées à leur emplacement et entièrement recouvertes par du matériel de remplissage afin d'éviter qu'elles ne prennent feu sous l'effet de l'atmosphère explosive gazeuse externe.
- **Enceinte – Ex t (poussière)** : type de protection par laquelle l'équipement électrique est protégé par une enceinte afin d'éviter qu'une couche ou un nuage de poussière ne prenne feu et de limiter les températures de surface.
- **Protection spéciale – Ex s (gaz et poussière)** : type de protection qui permet à la conception d'un produit qui ne peut pas répondre totalement à d'autres types de protection reconnus ou lorsque les normes portant sur les types de protection reconnus ne couvrent pas les conditions opératoires requises.

### 9.3.5.2 Équipement non électrique

La plupart de l'équipement électrique contient des sources d'inflammabilité

efficaces qui doivent être traitées par l'une des méthodes de protection décrites ci-dessus. Cela n'est toutefois pas vrai pour la plupart de l'équipement mécanique. En effet, le fonctionnement normal de la plupart de l'équipement mécanique dans ses paramètres nominaux ne provoquera pas l'inflammation dans une atmosphère explosive. Dans les situations où les dysfonctionnements sont pris en compte, la plupart de l'équipement mécanique peut être conçu de telle manière que ces dysfonctionnements ne deviennent pas une source d'inflammabilité en adoptant des mesures de construction reconnues.

Les types de mesures de protection contre l'inflammabilité suivants pour l'équipement non électrique ont été reconnus ; ils sont indiqués par leur nom et la lettre qui leur est attribuée.

- **Enceinte de restriction du débit – Ex fr** : type de protection contre l'inflammabilité où l'étanchéité efficace et des joints parfaitement efficaces peuvent réduire la pénétration de l'atmosphère explosive dans l'enceinte. Les différentiels de pression et les changements de température doivent être pris en compte.
- **Enceinte ignifuge – Ex d** : type de protection contre l'inflammabilité dans laquelle les pièces qui peuvent prendre feu dans une atmosphère explosive gazeuse sont équipées d'une enceinte qui peut résister à la pression qui se développe lors de l'explosion interne d'un mélange explosif et qui empêche la transmission de l'explosion à l'atmosphère explosive gazeuse qui entoure l'enceinte.
- **Sécurité constructive – Ex c** : type de protection contre l'inflammabilité à travers laquelle des mesures constructives sont appliquées, de façon à protéger contre la possibilité d'inflammabilité provoquée par les surfaces chaudes, les étincelles et la compression adiabatique générée par les pièces en mouvement, y compris les dysfonctionnements.
- **Contrôle des sources d'inflammation – Ex b** : type de protection contre l'inflammabilité par lequel des capteurs intégraux détectent le commencement d'une opération qui pourrait porter à l'inflammation et qui lance donc des

mesures de contrôle avant que la source potentielle d'inflammation ne devienne une source réelle d'inflammation.

- **Pressurisation – Ex p** : type de protection contre l'inflammabilité qui consiste à protéger contre la pénétration de l'atmosphère explosive externe dans une enceinte en gardant un gaz protecteur dans celle-ci à une pression supérieure à celle de l'atmosphère externe.
- **Immersion dans un liquide – Ex k** : type de protection contre l'inflammabilité dans laquelle les sources d'inflammabilité sont rendues inactives par immersion dans un liquide ou en les recouvrant constamment d'une pellicule liquide.

### 9.3.6 Niveau de protection

En fonction du type de protection utilisé par l'équipement, une lettre (ou sous-lettre) indiquant le niveau de protection, a, b, c ou l'absence de lettre sera appliquée. La lettre indiquant le niveau de protection, si elle est présente, suit immédiatement la lettre qui identifie la lettre de protection ; elle fait référence au niveau de protection de l'équipement du type de protection employé. La lettre indiquant le niveau de protection dénote la probabilité que l'équipement devienne une source d'inflammabilité. Une fois encore, il est important de souligner que le niveau de sécurité (a, b, c ou aucun) attribué dépend étroitement du type de protection appliqué à l'équipement. La raison est que tous les types de protection ne peuvent pas être conçus pour prendre en charge les niveaux de protection élevés ou très élevés qui ne deviendront pas une source d'inflammation dans des cas de dysfonctionnement rares ou attendus. De plus, le niveau de protection attribué est étroitement lié à la valeur EPL générale de l'équipement (nous en parlerons plus tard).

Bien qu'il ne soit pas explicitement défini, la lettre du niveau de protection peut être généralisée comme suit :

- **a** : un niveau de protection très élevé.
- **b** : un niveau de protection élevé.
- **c ou aucun** : un niveau de protection amélioré.

L'attribution du niveau de protection admis pour un certain type de protection de l'équipement électrique est la suivante :

- **Ex i – Sécurité intrinsèque** : Ex ia, Ex ib, Ex ic
- **Ex d – Ignifuge** : Ex da, Ex db, Ex dc
- **Ex m – Encapsulation** : Ex ma, Ex mb, Ex mc
- **Ex e – Sécurité augmentée** : Ex eb, Ex ec
- **Ex n – Type n** : Aucune lettre de niveau de protection n'est attribuée pour ce type de protection. Ce type de protection est uniquement adapté aux emplacements de Zone 2.
- **Ex p – Pressurisation** : Ex pxb, Ex pyb, Ex pzc
- **Ex o – Immersion dans l'huile** : Ex ob, Ex oc
- **Ex q – Remplissage de poudre** : Aucune lettre de niveau de protection n'est attribuée pour ce type de protection. Ce type de protection est uniquement adapté aux emplacements de Zone 1 et de Zone 2.
- **Ex t – Protection anti-poussière** : Ex ta, Ex tb, Ex tc
- **Ex s – Protection spéciale** : Ex sa, Ex sb, Ex sc

### 9.3.7 Niveau de protection de l'équipement (Equipment Protection Level, EPL)

Une valeur EPL est l'attribution d'un équipement en fonction de sa probabilité de devenir une source d'inflammabilité dans une atmosphère explosive gazeuse ou une atmosphère explosive poussiéreuse, y compris les exploitations minières.

- **EPL Ma** : équipement pour l'installation dans les exploitations minières sujettes au risque de grisou, qui a un niveau de protection très élevé dont il est improbable qu'il devienne une source d'inflammabilité durant le fonctionnement normal, au cours de dysfonctionnements attendus ou lors de rares dysfonctionnements.

- **EPL Mb** : équipement pour l'installation dans les exploitations minières sujettes au risque de grisou, qui a un niveau de protection élevé dont il est improbable qu'il devienne une source d'inflammabilité durant le fonctionnement normal ou au cours de dysfonctionnements attendus.
- **EPL Ga** : équipement pour les atmosphères explosives gazeuses disposant d'un très haut niveau de protection qui n'est pas une source d'inflammabilité durant le fonctionnement normal, au cours de dysfonctionnements attendus ou lors de rares dysfonctionnements.
- **EPL Gb** : équipement pour les atmosphères explosives gazeuses disposant d'un haut niveau de protection qui n'est pas une source d'inflammabilité durant le fonctionnement normal ou au cours de dysfonctionnements attendus.
- **EPL Gc** : équipement pour les atmosphères explosives gazeuses dont le niveau de protection améliorée n'est pas une source d'inflammation durant le fonctionnement normal et qui peut disposer d'une protection supplémentaire afin de garantir qu'il reste inactif en tant que source d'inflammabilité.
- **EPL Da** : équipement pour les atmosphères explosives poussiéreuses disposant d'un très haut niveau de protection qui n'est pas une source d'inflammabilité durant le fonctionnement normal, au cours de dysfonctionnements attendus ou lors de rares dysfonctionnements.
- **EPL Db** : équipement pour les atmosphères explosives poussiéreuses disposant d'un haut niveau de protection qui n'est pas une source d'inflammabilité durant le fonctionnement normal ou au cours de dysfonctionnements attendus.
- **EPL Dc** : équipement pour les atmosphères explosives poussiéreuses dont le niveau de protection améliorée n'est pas une source d'inflammation durant le fonctionnement normal et qui peut disposer d'une protection supplémentaire afin de garantir qu'il reste inactif en tant que source d'inflammabilité.

Le rapport par défaut entre les zones et les niveaux de protection de l'équipement (EPL) peut être résumé dans les Figures 9.2 et 9.3. ■

Zone	Niveau de protection des équipements (EPL)
0	Ga
1	Ga ou Gb
2	Ga, Gb ou Gc
20	Da
21	Da ou Db
22	Da, Db ou Dc

Figure 9.2 Niveaux de protection de zone et d'équipement

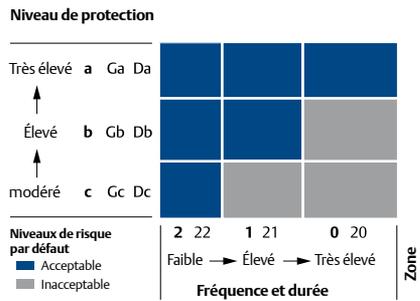


Figure 9.3 Niveaux de protection de zone et d'équipement

## 9.4 Code de température

Si une atmosphère explosive gazeuse entre au contact d'une surface très chaude, un incendie peut survenir même sans étincelle ou flamme. Les conditions dans lesquelles une surface chaude incendiera l'atmosphère explosive gazeuse dépend de sa surface, de sa température et du groupe de gaz spécifique impliqué. Pour faciliter le classement et le marquage, des codes de température sont illustrés à la Figure 9.4.

Code T	Température maximale de surface
T1	450 °C (842 °F)
T2	300 °C (572 °F)
T3	200 °C (392 °F)
T4	135 °C (275 °F)
T5	100 °C (212 °F)
T6	85 °C (185 °F)

Figure 9.4 Codes de température

L'équipement qui a été testé reçoit un code de température qui indique la température de surface maximum atteinte par l'équipement. Quel que soit le système de classement utilisé, la température maximum de la surface peut être interne ou externe à l'équipement qui est défini par le type de protection employé.

Les atmosphères explosives poussiéreuses ont des caractéristiques très différentes des atmosphères gazeuses, mais elles peuvent également prendre feu sous l'effet d'une surface chaude. Les contraintes supplémentaires en termes d'inflammabilité pour une atmosphère explosive poussiéreuse comprennent, entre autres, la concentration en poussière de l'atmosphère, la dispersion de poussière, l'épaisseur des couches de poussière, etc. L'équipement pour les atmosphères explosives poussiéreuses reporte la température de surface maximum sur la plaque de marquage et non pas le code de température.

Pour l'équipement de contrôle du procédé (comme les vannes), la surface de température maximum dépend largement du fluide, de la température de l'air ambiant, du choix des matériaux employés pour la construction et de sa géométrie physique. Dans la plupart de cas, seul l'utilisateur final connaîtra les conditions de fonctionnement réelles auxquelles l'équipement sera soumis. C'est pourquoi cet équipement est marqué « TX », ce qui informe l'utilisateur final que la température de surface maximum de l'équipement dépend des conditions opératoires. Ajouter de la chaleur à un conduit du procédé qui pourrait entrer dans une atmosphère explosive doit être soigneusement considéré et évalué. ■

## 9.5 Nomenclature

### 9.5.1 Système de classe/division

Dans le système de classe/division, il n'existe aucun nom formel ni aucun terme pour décrire la valeur d'une classe ou d'une division. Toutefois, l'industrie emploie en large mesure les termes suivants, en les associant une certaine valeur de classe ou de division :

- Résistant à la déflagration – Classe I Division 1
- Non incendiaire – Classe I Division 2
- Résistant à l'inflammabilité de la poussière – Classe II Division 1
- Équipement IS (équipement à sécurité intrinsèque) – Classe I Division 1 ou Classe I, II, III Division 1

L'équipement (ou appareil) à sécurité intrinsèque est unique, du fait que l'énergie est limitée et qu'il peut être homologué uniquement pour les atmosphères gazeuses ou pour les atmosphères gazeuses et poussiéreuses. L'équipement à sécurité intrinsèque est toujours évalué comme étant situé à un emplacement de Division 1.

### 9.5.2 Système par zone

Dans le système par zone, une lettre minuscule représente le type de protection qui a été appliqué à l'équipement. Le nom associé à un type de protection donné est également défini. Pour la description, voir le type de protection.

### 9.5.3 Pratiques de câblage

Il est impossible de souligner suffisamment qu'aussi bien l'équipement que la pratique de câblage qui y est associée durant l'installation sont essentiels pour prévenir les explosions dans les emplacements dangereux. Les pratiques de câblage suivantes sont largement employées.

- National Electric Code (NEC) – États-Unis
  - Les articles de 500 à 504 traitent des installations qui utilisent le système de Classe/Division
  - Les articles de 505 à 506 traitent des installations qui utilisent le système par zone

- Canadian Electric Code (CEC) – Canada
  - La Section 18 traite des installations qui utilisent le système par zone
  - La Section J traite des installations qui utilisent le système par Classe/ Division
- CEI 60079-14 (Electrical installations design, selection, and erection ; conception des installations électriques, conception, sélection et montage) – Monde
  - Traite des installations électrique par système de zone.

**9.5.4 Union Européenne (UE) – Directive ATEX 2014/34/EU**

Pour le Directive ATEX, il n'existe que deux types de groupes d'équipement, trois catégories d'équipement et deux environnements à atmosphère explosive.

**Groupe**

- **Groupe I :** Équipement utilisé dans les exploitations minières souterraines exposées au risque de grisou
- **Groupe II :** Équipement utilisé ailleurs que dans des exploitations minières.

**Catégorie**

- **Catégorie 1 :** Équipement conçu pour assurer un niveau de protection très élevé.
- **Catégorie 2 :** Équipement conçu pour assurer un niveau de protection élevé.
- **Catégorie 3 :** Équipement conçu pour assure un niveau de protection normal (modéré ou amélioré)

**Environnement**

- **G :** Équipement prévu pour être utilisé dans les atmosphères contenant des gaz explosifs
- **D :** Équipement prévu pour être utilisé dans les atmosphères contenant des poussières explosives

Pour l'équipement homologué ATEX, le marquage ATEX supplémentaire suivant doit figurer sur l'équipement, en plus des exigences de marquage normales.

- Symbole de protection anti-déflagration 

- Groupe d'équipement – I ou II
- Catégorie d'équipement – 1 ou 2 ou 3
- Environnement – G ou D

La Figure 9.5 illustre la relation entre les valeurs de l'équipement du groupe CEI et les valeurs du groupe d'équipement qui correspond à la définition de la Directive ATEX.

**9.5.5 Exemples de marquage**

**Classe/Division**

- **CL I DIV 1 GP BCD :** Homologation antidéflagrant de Classe I Division 1 pour les groupes B, C, D
- **CL I DIV 2 GP ABCD :** Homologation non incendiaire de Classe I Division 2 pour les groupes A, B, C, D

	Classes CEI de l'équipement		Classes ATEX de l'équipement	
	Selon la série CEI 60079		Directive 2014/34/UE	
	EPL	Groupe	Groupe d'équipements	Catégorie d'équipement et environnement
Exploitation minière	Ma	I	I	M1
	Mb			M2
Gaz	Ga	II	II	1G
	Gb			2G
	Gc			3G
Poussière	Da	III	II	1D
	Db			2D
	Dc			3D

Figure 9.5 Valeurs CEI et valeurs ATEX

- **I.S. CL I DIV 1 GP ABCD :** Homologation à sécurité intrinsèque (États-Unis) pour les atmosphères gazeuses des groupes A, B, C, D
- **I.S. CL I,II,III DIV 1 GP ABCDEFG :** Homologation sécurité intrinsèque (États-Unis) pour les atmosphères gazeuses et poussiéreuses pour tous les groupes

- **Ex ia SÉCURITÉ INTRINSÈQUE CL I DIV 1 GP CD** : Homologation sécurité intrinsèque (Canada) pour les atmosphères gazeuses pour les groupes C, D
- **CL I,II,III DIV 2 GP ABCDEFG** : Homologation uniquement applicable pour les emplacements de Division 2 pour le gaz et la poussière

### Zone

- **Classe I Zone 0 AEx ia IIB T4 Ga** : Homologation de zone américaine utilisant la sécurité intrinsèque avec un très haut niveau de protection pour le gaz de groupe IIB dont le code de température est T4 avec une valeur EPL de Ga.
- **Ex db IIC T5 Gb avec II 2 G** : Homologation ATEX utilisant des techniques ignifuges avec un haut niveau de protection, adapté au gaz de groupe IIC dont le code de température est T5 avec un EPL de Gb.
- **Ex ia IIC T6 Ga** : Homologation de sécurité intrinsèque avec un très haut niveau de protection adapté au groupe de gaz IIC avec un code de température de T6 et un EPL de Ga.
- **Ex e mb IIB T4 Gb** : Équipement qui utilise une sécurité augmentée et l'encapsulation avec un haut niveau de protection adapté au gaz de groupe IIB avec un code de température de T4 et un EPL de Gb. ■

## 9.6 Techniques et méthodes de protection

Pour ce qui est des différentes techniques et méthodes de protection utilisées dans l'équipement, les deux points suivants sont très importants :

- chaque technique et méthode de protection est unique, aussi bien pour une atmosphère gazeuse que pour une atmosphère poussiéreuse, ou les deux,
- Chaque technique et méthode de protection diffère pour le niveau de protection qu'elle peut fournir : très élevé, élevé ou amélioré.

### 9.6.1 Technique anti-déflagration ou anti-incendiaire

*Adaptée aux atmosphères gazeuses – Classe I Division 1 (ou 2), Zone 1 (ou 2).*

Ce type de protection utilise une enceinte en mesure de supporter un gaz ou une vapeur explosive à son intérieur et empêche la transmission de gaz chauds inflammables à l'extérieur de l'enceinte, qui pourrait être entourée d'une atmosphère explosive gazeuse. Plus simplement, elle retient l'explosion dans l'enceinte et évite que l'atmosphère explosive gazeuse à l'extérieur ne prenne feu.

#### Avantages

- Les utilisateurs connaissent la technique, ils comprennent ses principes et applications.
- Une conception robuste de l'enceinte assure la protection des composants internes de l'équipement.
- Une enceinte anti-déflagration est généralement aussi étanche à l'eau.

#### Inconvénients

- Les circuits doivent être mis hors-tension ou l'emplacement doit être mis hors de danger avant que les carters de l'enceinte ne soient retirés.
- L'ouverture d'une enceinte dans une zone dangereuse annule toute protection.
- En général, cette technique nécessite l'utilisation d'enceintes bien boulonnées ou vissées.
- Les grandes plages de température ambiante demandent des facteurs de sécurité supplémentaires que la conception pourrait ne pas être en mesure de prendre en charge.
- Pour garder la valeur anti-déflagration et réduire l'accumulation de pression, des joints de conduit ou un câblage anti-déflagration sont nécessaires.

### 9.6.2 Technique à sécurité intrinsèque

*Adaptée aux atmosphères gazeuses ou poussiéreuse – Classe I Division 1 (ou Classe II,III Division 1), Zone 0 (ou 1 ou 2), Zone 20 (ou 21 ou 22).*

Ce type de protection fonctionne en limitant le dégagement d'énergie électrique ou d'énergie thermique dans les circuits et équipements à un niveau qui ne peut pas prendre feu dans une atmosphère explosive spécifique. L'équipement est conçu pour des groupes de gaz et de poussière spécifiques, ainsi que pour les niveaux de protection changeants, qui prennent en considération les conditions normales et anormales (sauf pour l'équipement de classe/division qui est toujours évalué comme Division 1).

### Avantages

- Une haute protection du câblage sur le terrain n'est pas nécessaire et la technique est économique.
- Cette technique assure une plus grande flexibilité, car elle permet d'utiliser des composants simples tels que des interrupteurs, des fermetures de contact, des thermocouples, des RTD et d'autres instruments qui ne stockent pas d'énergie, sans certification.
- La maintenance et la réparation sur le terrain sont plus faciles. Il n'est pas nécessaire de couper la tension avant l'ajustement ou l'étalonnage de l'équipement sur le terrain. Le système reste sûr, même si l'équipement est endommagé, car le niveau d'énergie est trop faible pour que le mélange le plus inflammable puisse prendre feu. L'équipement de diagnostic et d'étalonnage doit disposer des homologations nécessaires pour la zone dangereuse.

### Inconvénients

- Cette technique demande l'utilisation d'une barrière à sécurité intrinsèque afin de limiter la tension, le courant et la puissance entre la zone dangereuse et la zone sûre et donc d'éviter le développement d'étincelles ou de zones chaudes à proximité de l'équipement.
- Les utilisateurs doivent être à l'aise avec cette technique et les pratiques de câblage qui y sont associées.
- Les applications qui consomment beaucoup d'énergie ne sont pas compatibles avec cette technique, car l'énergie est limitée à la source (barrière). Cette technique est limitée aux applica-

tions à faible puissance tels que les circuits CC, les positionneurs électro-pneumatiques, les convertisseurs électro-pneumatiques, les transducteurs, etc.

### 9.6.3 Technique non incendiaire, ou de type n

*Adaptée aux atmosphères gazeuses – Classe I Division 2, Zone 2*

Type de protection où l'équipement est incapable, dans des conditions de fonctionnement normales, de provoquer une inflammation sous l'effet d'arcs, d'étincelles ou d'effets thermiques dans l'équipement. Ce type de protection est également applicable à l'équipement qui ne contient ni arcs ni étincelles, à condition qu'il soit protégé de l'une des manières spécifiées dans la norme.

### Avantages

- L'équipement est conçu de façon à ne pas produire d'arcs ou d'étincelles, et de ne pas développer de températures élevées.
- L'équipement est généralement plus économique que d'autres types de protections, car il n'est pas nécessaire d'appliquer des enceintes anti-déflagration ou des barrières de limitation de l'énergie.
- Pour les applications de Classe I Division 2, si elles sont connectées à un circuit non incendiaire, l'utilisateur peut utiliser une pratique de câblage ordinaire.

### Inconvénients

- Cette technique est limitée aux applications de Division 2 ou Zone 2.
- Pour les applications de Classe I Division 2, le câblage sur le terrain sera protégé.
- Les circuits non incendiaires constituent une dépense supplémentaire pour l'utilisateur final car ils doivent limiter l'énergie à un niveau sécurisé en cas d'ouverture, de court-circuit ou de mise à la terre du câblage sur le terrain.

### 9.6.4 Sécurité augmentée

*Adaptée aux environnements gazeux – Zone 1 (ou 2).*

Ce type de protection est applicable à l'équipement électrique ou aux composants

Ex dans lesquels des mesures supplémentaires sont appliquées afin d'assurer une plus grande sécurité si la température devait trop augmenter et contre l'apparition d'arcs et d'étincelles. Cette protection est uniquement applicable à l'équipement qui ne contient pas de dispositifs ignifuges (arcs ou étincelles) durant son fonctionnement normal. Les borniers, les boîtes de jonction, etc. en sont des exemples. Elle est communément utilisée en association avec un équipement ignifuge homologué.

### Avantages

- Les enceintes de sécurité augmentée assurent au moins une valeur de protection IP54 de l'enceinte.
- L'installation et la maintenance sont plus faciles que pour les enceintes ignifuges.
- Cette technique garantit des frais de câblages largement inférieurs que les enceintes ignifuges.

### Inconvénients

- Cette technique est limitée à l'appareil sur lequel elle est installée. Elle est normalement utilisée pour les appareils tels que les borniers et les compartiments.

#### 9.6.5 Enceinte anti-poussière

*Adaptée aux atmosphères gazeuses – Classe II Division 1 (ou 2), Zone 20 (ou 21 ou 22).*

Ce type de protection est constituée d'une enceinte qui évitera l'accumulation de poussières inflammables et elle empêchera que les arcs, étincelles ou toute autre forme de chaleur ne soient générés dans l'enceinte et ne provoquent un incendie dans l'atmosphère poussiéreuse extérieure, dans les suspensions atmosphériques ou les couches.

### Avantages

- L'installation ne nécessite pas de barrières, tandis que l'équipement à sécurité intrinsèque contre la poussière en a besoin.
- Elle peut être utilisée pour les applications à grande énergie.

### Inconvénients

- Certains appareils peuvent être conçus de telle manière que la sécurité intrinsèque ne soit qu'une option. ■

## 9.7 Valeurs des enceintes

Les enceintes de l'équipement électrique sont souvent testées afin de définir leur capacité de prévenir la pénétration des liquides et des poussières. Les normes d'évaluation des enceintes les plus utilisées sont les normes NEMA 250 et UL 50 (États-Unis), CSA C22.2 N° 94 (Canada) et CEI 60529 (monde). Les normes UL 50 et CSA C22.2 N° 94 sont parallèles à la norme NEMA 250 en termes de valeur.

Certaines des valeurs d'enceinte les plus communes sont définies dans la NEMA 250 pour les emplacements non classés (emplacement généraux), comme suit :

- **Type 3 – Enceinte pour intérieur et extérieur, étanche à la pluie, à la poussière, résistante au gel :** Conçue pour un usage en intérieur ou en extérieur, principalement pour assurer un degré de protection contre la chute de saleté, la pluie, les giboulées, la neige et les dommages dus à la formation de givre à l'extérieur de l'enceinte.
- **Type 3X – Enceinte pour intérieur et extérieur, étanche à la pluie, à la poussière, résistante au gel, résistante à la corrosion :** Conçue pour un usage en intérieur ou en extérieur, principalement pour assurer un degré de protection contre la chute de saleté, la pluie, les giboulées, la neige, les dommages dus à la formation de givre à l'extérieur de l'enceinte et la corrosion.
- **Type 3R – Enceinte pour intérieur et extérieur, résistante à la pluie (ou étanche à la pluie), résistante au gel :** Conçue pour un usage en intérieur ou en extérieur, principalement pour assurer un degré de protection contre la chute de saleté, la pluie, les giboulées, la neige et les dommages dus à la formation de givre à l'extérieur de l'enceinte.

- **Type 3RX – Enceinte pour intérieur et extérieur, résistante à la pluie (ou étanche à la pluie), résistante au gel et à la corrosion :** Conçue pour un usage en intérieur ou en extérieur, principalement pour assurer un degré de protection contre la chute de saleté, la pluie, les giboulées, la neige, les dommages dus à la formation de givre à l'extérieur de l'enceinte et la corrosion.
- **Type 3S – Enceinte pour intérieur et extérieur, étanche à la pluie, à la poussière, résistante au gel :** Conçue pour un usage en intérieur ou en extérieur, principalement pour assurer un degré de protection contre la chute de saleté, la pluie, les giboulées, la neige, et pour assurer le fonctionnement des mécanismes extérieurs lorsqu'ils sont couverts de givre.
- **Type 3SX – Enceinte pour intérieur et extérieur, étanche à la pluie, à la poussière, résistante au gel, résistante à la corrosion :** Conçue pour un usage en intérieur ou en extérieur, principalement pour assurer un degré de protection contre la chute de saleté, la pluie, les giboulées, la neige, et pour assurer le fonctionnement des mécanismes extérieurs lorsqu'ils sont couverts de givre, et la corrosion.
- **Type 4 – Enceinte pour intérieur et extérieur, étanche à la pluie, à l'eau, à la poussière, résistante au gel :** Conçue pour un usage en intérieur ou en extérieur, principalement pour assurer un degré de protection contre la chute de saleté, la pluie, les giboulées, la neige, les projections d'eau, l'eau dirigée par un flexible et les dommages dus à la formation de givre à l'extérieur de l'enceinte.
- **Type 4X – Enceinte pour intérieur et extérieur, étanche à la pluie, à l'eau, à la poussière, résistante au gel, résistante à la corrosion :** Conçue pour un usage en intérieur ou en extérieur, principalement pour assurer un degré de protection contre la chute de saleté, la pluie, les giboulées, la neige, les projections d'eau, l'eau dirigée par un flexible et les dommages dus à la formation de givre à l'extérieur de l'enceinte, la corrosion.

La norme NEMA 250 définit également les valeurs des enceintes pour les emplacements classés comme suit :

- **Type 7 – Enceinte pour intérieur, homologuée Classe I Division 1 :** Conçue pour l'usage en intérieur dans les applications anti-déflagration :
- **Type 8 – Enceinte pour intérieur et extérieur, homologuée Classe I Division 1, étanche à la pluie, résistante au gel :** Conçue pour un usage en intérieur ou en extérieur dans les applications anti-déflagration et qui assure un degré de protection contre la pluie, les giboulées, la neige et les dommages dus à la formation de givre à l'extérieur de l'enceinte.
- **Type 9 – Enceinte pour intérieur, homologuée Classe II Division 1 :** Conçue pour l'usage en intérieur dans les applications anti-incendiaires :

Les valeurs NEMA pour les emplacements classés sont souvent mal comprises. Il devrait être évident que les valeurs NEMA 7 ou NEMA 8 sont essentiellement les mêmes que pour la Classe I Division 1. Une valeur NEMA 9 est essentiellement la même que pour la Classe II Division 1. Pour les normes NEC et CEC, tout l'équipement doit être dûment marqué pour la classe, la division et le groupe qu'il a obtenu. Ainsi, un produit marqué NEMA 7, NEMA 8 ou NEMA 9 seul, sans autre marquage indiquant sa classe, sa division ou son groupe est inacceptable et non admis. La plupart des agences d'homologation dissuadent d'utiliser les normes NEMA 7, NEMA 8 ou NEMA 9 pour cette raison, et elles ne les autorisent pas.

Les enceintes testées selon le code CEI 60529 sont autorisées à porter un code de protection en entrée (Ingress Protection, IP) qui spécifie leur valeur. Le code IP comprend les lettres « IP » suivies de deux chiffres caractéristiques du degré de conformité obtenu. Le premier chiffre indique le degré de protection contre le contact humain avec ou l'approche des parties sous tension, le contact humain avec les parties mobiles dans l'enceinte et la pénétration de corps étrangers solides. Le seconde chiffre indique le degré de protection assuré par l'enceinte contre la pénétration d'eau. Pour de plus amples informations, voir la Figure 9.7. ■

Degré de protection dans les conditions suivantes		Clause de l'essai	Type de boîtier							
			3	3X	3R	3RX	3S	3SX	4	4X
Généralités	Accès aux parties dangereuses	5.2	X	X	X	X	X	X	X	X
	Chute de saleté	5.5.2	X	X	X	X	X	X	X	X
Pénétration de corps étrangers solides	Poussière portée par le vent, les fibres volatiles	5.5.1	X	X			X	X	X	X
	Exsudation et projections légères	5.3	X	X	X	X	X	X	X	X
Pénétration d'eau	Pluie, neige, giboulées, givre*	5.4	X	X	X	X	X	X	X	X
	Pluie, neige, giboulées, givre**	5.6					X	X		
	Eau dirigée par un flexible et projections d'eau	5.							X	X
Protections supplémentaires	Corrosion	5.9 et 5.10		X		X		X		X

\* Les mécanismes qui fonctionnent à l'extérieur ne doivent pas forcément pouvoir être utilisés lorsque l'enceinte est couverte de givre.  
\*\* Les mécanismes qui fonctionnent à l'extérieur doivent pouvoir être utilisés lorsque l'enceinte est couverte.

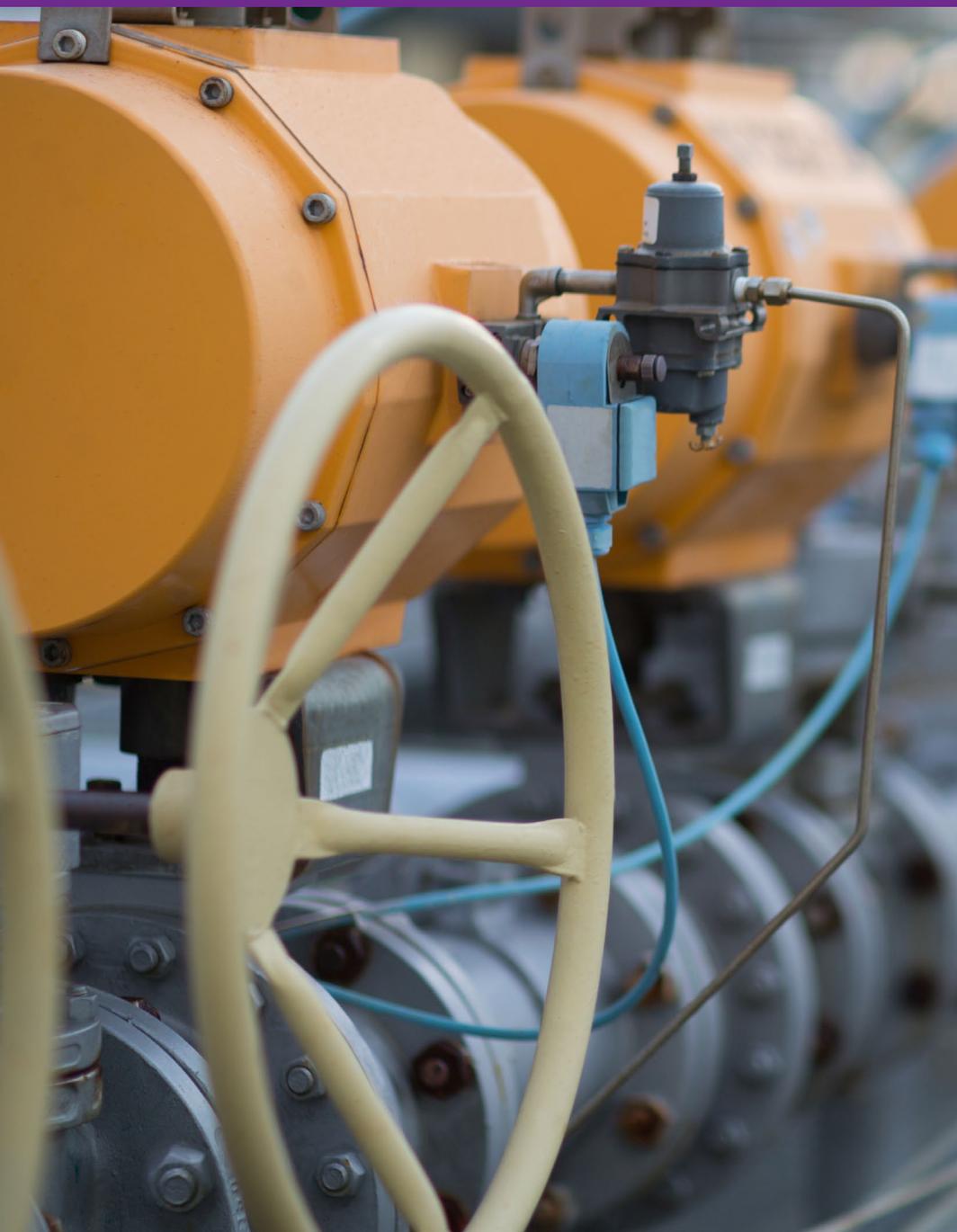
Figure 9.6 Explication des valeurs des enceintes

Premier chiffre Protection contre les corps solides	Second chiffre Protection contre les liquides
0 - Aucune protection	0 - Aucune protection
1 - Objets de plus de 50 mm	1 - Eau coulant à la verticale
2 - Objets de plus de 12,5 mm	2 - Eau coulant en angle (de 75 à 90 degrés)
3 - Objets de plus de 2,5 mm	3 - Pulvérisation d'eau
4 - Objets de plus de 1,0 mm	4 - Projection d'eau
5 - Protection anti-poussière	5 - Jet
6 - Étanche à la poussière	6 - Jet puissant
	7 - Immersion temporaire
	8 - Immersion permanente
	9 - Jet d'eau à pression et température élevées

Figure 9.7 Description des chiffres de pénétration en entrée

# Chapitre 10

## Vannes d'isolement



Ce chapitre est tiré de la publication IPT's Pipe Trades Handbook de Robert A. Lee, sur autorisation.

## 10.1 Types de vannes de base

Un grand nombre de types, modèles, tailles et formes de vannes sont disponibles pour l'usage dans l'industrie. Bien qu'il existe des douzaines de variétés de vannes parmi lesquelles choisir, l'objectif principal d'une vanne reste le même : arrêter ou démarrer un débit, ou le réguler.

Le réglage du débit comprend l'étranglement, la prévention de l'inversion de débit, le dégagement ou la régulation de la pression d'un système.

La sélection des vannes d'un système est basée sur son usage prévu et sur la fonction du service. Huit modèles de base de vannes existent :

- Robinet vanne
- Robinet-vanne
- Clapet anti-retour
- Vanne à membrane
- Vanne à boisseau sphérique
- Vanne papillon
- Vanne à clapet
- Soupape de décharge

### 10.1.1 Robinets vannes

Les robinets vannes sont utilisés pour la mise en marche/à l'arrêt, et elles sont conçues pour être entièrement ouvertes ou entièrement fermées.

Au vu des vibrations excessives et de l'usure générées dans les robinets partiellement fermés, ce type de vannes n'est pas conçu pour l'étranglement ou la régulation du débit. Les robinets-vannes sont disponibles en version à opercule rigide, à opercule flexible, à double opercule, à double opercule flexible, à double disque, à sièges parallèles et à sièges parallèles à œillet. Un robinet vanne type et ses pièces principales sont illustrés à la Figure 10.2.

Voir les tableaux 10.1 et de 10.3 à 10.7 de ce chapitre pour connaître les tailles et dimensions.



Figure 10.1 Joint autoclave de robinet vanne

Les robinets vannes à opercule sont munis d'un opercule conique qui se cale entre deux sièges coniques quand la vanne est fermée. Le modèle à opercule rigide (Figure 10.2) est largement utilisé, et il est adapté à l'usage avec de l'air, du gaz, de l'huile, de la vapeur et de l'eau. Les robinets vannes à opercule flexible sont utilisés dans les installations qui tendent à plier l'opercule rigide sous l'effet des variations excessives de température.

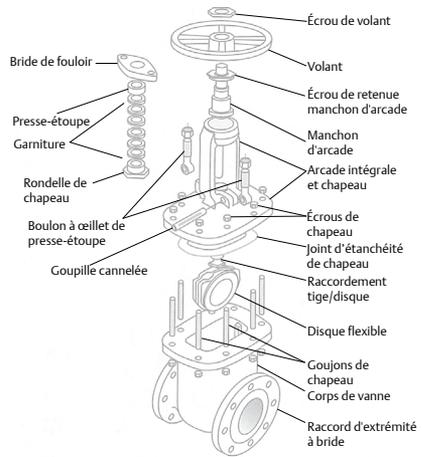


Figure 10.2 Chapeau boulonné de robinet vanne

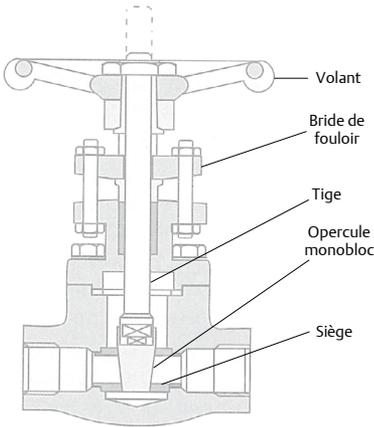


Figure 10.3 Robinet vanne à opercule rigide

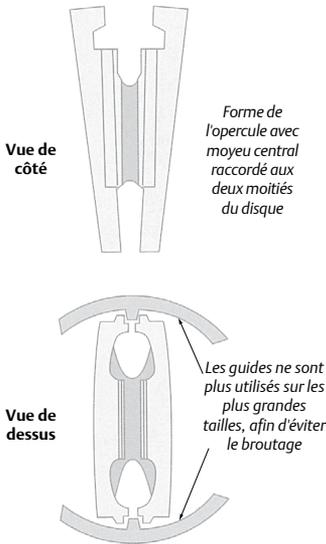


Figure 10.4 Disque à opercule flexible

Le modèle d'opercule flexible (illustré à la Figure 10.4) assure une bonne étanchéité (ouverture et fermeture) pour une vaste gamme de températures ainsi qu'une bonne étanchéité.

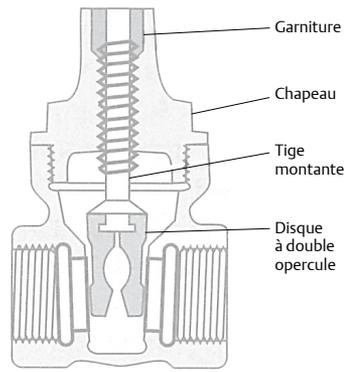


Figure 10.5 Robinet vanne à double opercule

Les robinets vannes à double opercule et double disque sont équipés d'un disque et d'un opercule constitués de deux éléments. Dans le modèle à double opercule (Figure 10.5), le dernier tour du volant pousse les deux disques contre les sièges coniques. Le robinet vanne à double disque comprend deux disques et sièges parallèles. La fermeture du double disque est effectuée par un écarteur, ou opercule, qui pousse les disques parallèles contre les sièges. Le robinet vanne à double disque est illustré à la Figure 10.6.

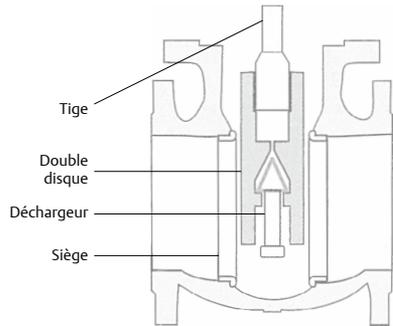


Figure 10.6 Robinet vanne à double disque

La friction, qui provoque l'usure des sièges et des disques, est maintenue au minimum aussi bien dans les robinets vannes à double opercule que ceux à double disque, car le siège et le disque ne sont au contact l'un de l'autre que lorsque la vanne est fermée.

Lors de l'installation d'un robinet vanne à double opercule ou double disque, la tige de la vanne doit être à la verticale (vanne debout), ce qui garantit que les disques ne se séparent pas avant la fermeture.

La conception des robinets à double opercule flexible combine les avantages de l'opercule à libre dilatation et de l'opercule flexible. La construction interne flexible spéciale en deux parties sous forme de sièges parallèles assure la fermeture des vannes par position. Ainsi, le couple demandé est limité, tout comme le dimensionnement de l'actionneur. Plus la pression du fluide est élevée, plus le degré d'étanchéité de la vanne est élevé, sans blocage.

La forme en coin minimise le temps d'accouplement entre les sièges et l'ensemble des opercules, ce qui permet d'obtenir un faible niveau d'usure et une étanchéité durable. En fermeture par position, l'étanchéité est également assurée à basse pression, sans fuite avec de l'air comprimé à 6 bar.

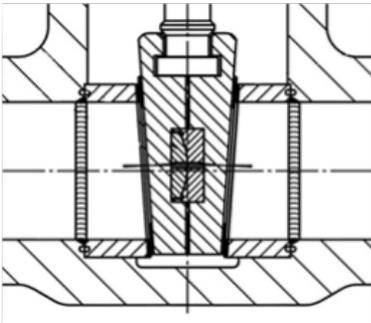


Figure 10.7 Robinet vanne à double opercule flexible

Les robinets à sièges parallèles à œillet sont conçus pour fonctionner exactement de la même manière que les robinets à sièges parallèles standard, mais lorsqu'ils sont en position ouverte, le fouloir à œillet intégré dont ils sont équipés ferme l'espace entre les sièges.

L'œillet assure les fonctions suivantes :

- Protège les sièges du débit.
- Protège le disque du débit.

- Réduit les turbulences dans l'espace intégré, offrant ainsi une perte de pression plus faible ainsi qu'une réduction du bruit.

Ce type de robinet est considéré comme assurant une « étanchéité par position ». Il est davantage adapté aux applications à pression élevée, à grandes dimensions et à grande vitesse.

La jonction corps-chapeau de toutes les vannes d'isolement peut être :

- Chapeau boulonné avec boulons et écrous appliqué à toutes les classes de 150 à 1500.
- Joint autoclave appliqué uniquement aux classes à haute pression de 900 à 4500.

Le fonctionnement du joint autoclave peut être décrit de la manière suivante :

- Le joint d'étanchéité est soumis à une force axiale qui augmente à mesure que la pression interne augmente.
- Cette force comprime le joint qui subit une déformation radiale et axiale.
- Dans le sens radial, il est pressé contre la paroi du corps et du couvercle, ce qui permet d'atteindre la pression requise en surface et la pression d'étanchéité associée.
- La bague située au-dessus du joint d'étanchéité absorbe la force axiale et la transmet aux bagues segmentées.
- Ces dernières sont insérées dans une rainure du corps, et transmettent ainsi la force axiale au corps.
- Le couvercle est précontraint par des goujons de sorte que le joint soit déformé et que l'effet d'étanchéité soit obtenu même lorsque la pression interne est faible.

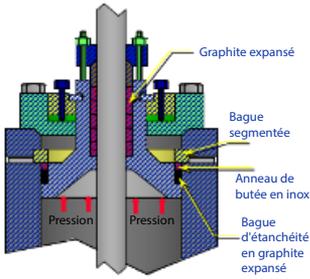


Figure 10.8 Joint autoclave

### 10.1.2 Robinets à soupape

Les robinets à soupape, à la différence des robinets vannes, sont utilisés dans les applications qui nécessitent une utilisation fréquente et/ou l'étranglement du débit. La conception du robinet à soupape (illustrée à la Figure 10.9) permet de réduire au minimum l'érosion du siège et de faciliter l'utilisation de la vanne. Lorsque le débit commence à couler dans le robinet à soupape, le disque se détache entièrement du siège, en réduisant l'érosion et l'étirement du câble. Voir la fin de ce chapitre pour connaître les tailles et dimensions.

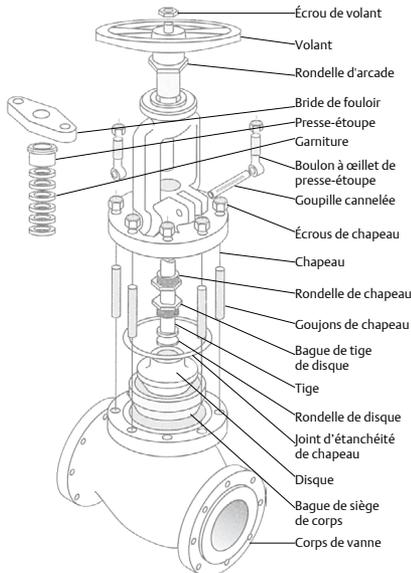


Figure 10.9 Robinet à soupape

Les robinets à soupape peuvent être constitués de trois types de corps : corps d'équerre, modèle en Y et en T, ou corps droit (le plus commun). Souvent disponibles avec une fonction anti-retour, ils sont désignés sous le nom de clapet d'arrêt de retenue ou de clapet anti-retour. Dans ce cas, la tête de clapet n'étant pas fixée à la tige, si elle est en position ouverte lors d'une inversion du débit, elle se ferme et assure la fonction d'un clapet anti-retour.

Les trois types de corps sont adaptés à l'étranglement, mais chacun a ses propres caractéristiques de débit et capacités de service.

Les corps de vanne d'équerre assurent un changement de direction de 90 degrés (voir la Figure 10.10) qui permet d'économiser de la place, du matériel et de gagner du temps durant l'installation.

La construction interne des corps de vanne d'équerre permettent d'obtenir moins de restrictions de débit que les modèles traditionnels en T, mais plus que les corps de robinet à soupape en Y.

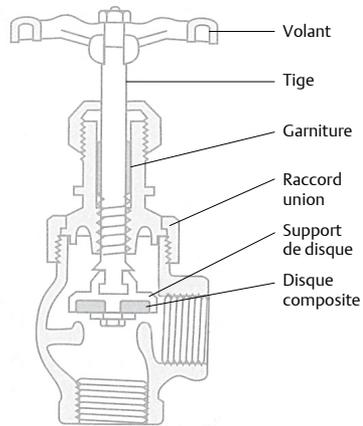


Figure 10.10 Robinet à soupape à angle

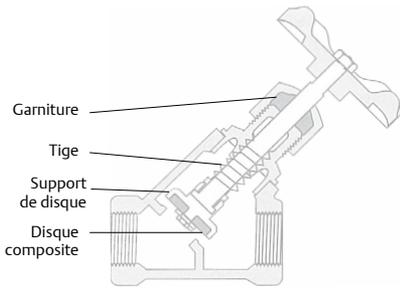


Figure 10.11 Robinet à soupape en Y

En raison de l'inclinaison de la tige à 45 degrés par rapport à l'écoulement, les robinets à soupape en Y offrent très peu de restriction de débit. La Figure 10.11 montre un modèle type de robinet à soupape en Y. Le robinet à soupape en Y est parfaitement adapté aux applications qui nécessitent près de la totalité du débit de la vanne, mais avec les caractéristiques d'un robinet à soupape.

Les applications des robinets à soupape en Y comptent la décharge des chaudières et les applications qui peuvent contenir des boues, des grains et/ou des fluides visqueux.

Les principaux types de robinets à soupape, selon la disposition de leur siège, sont :

- à disque conventionnel
- à clapet-disque

Les robinets à soupape à disque conventionnel utilisent un disque conique qui se place dans le siège conique afin d'assurer la fermeture et l'étranglement (comme illustré à la Figure 10.12). Lorsque les conditions du débit tendent à laisser des dépôts ou si du coke s'accumule sur les sièges de vanne, la vanne à disque conventionnel est souvent préférée. Le disque étroit d'une vanne à disque conventionnel brise généralement les dépôts, ce qui assure une bonne mise en place sur le siège et non pas l'accumulation de dépôts.

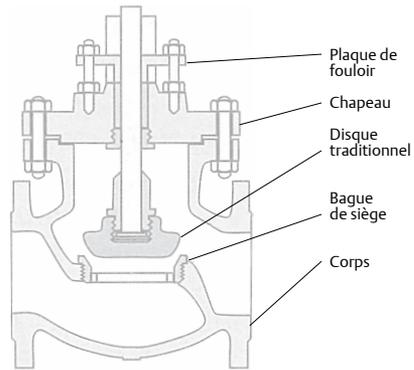


Figure 10.12 Robinet à soupape à disque conventionnel

Le disque à clapet se distingue du disque conventionnel en cela que le disque à clapet et la disposition du siège sont plus longs et plus coniques. La surface plus longue du clapet et du siège donne à la vanne à clapet une plus grande résistance à l'érosion provoquée par le débit. La Figure 10.13 illustre un exemple de robinet à soupape à clapet-disque.

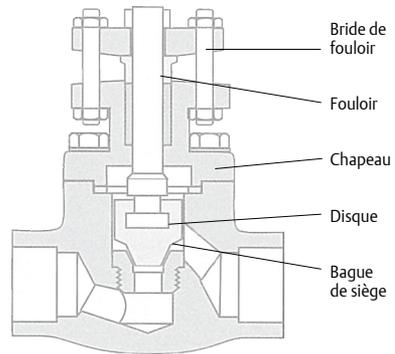


Figure 10.13 Robinet à soupape à clapet-disque

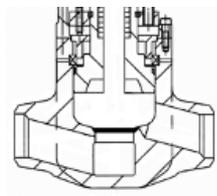


Figure 10.14 Robinet à soupape en T

Une soupape en T est l'une des configurations les plus courantes. Son nom provient de la forme en T inversé du robinet. Ils sont adaptés aux applications à basse pression, à haute pression, à petit débit et à gros débit. Ce type de robinet est considéré comme assurant une « étanchéité par le couple ». Généralement, la pression viendra d'en dessous de la tête de clapet, le couple appliqué au robinet agissant contre la pression. La Figure 10.14 illustre un exemple de robinet à soupape en T.

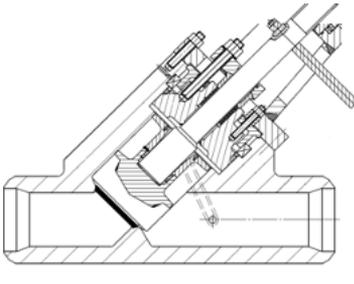


Figure 10.15 Robinet à soupape en Y

Une soupape en Y est une configuration courante. Son nom provient de la forme en Y inclinée du robinet. Ils sont le plus souvent utilisés dans les applications à haute pression en raison de leur voie de passage plus fluide par rapport au modèle en T qui affiche une perte de pression plus faible. Ce type de robinet est considéré comme assurant une « étanchéité par le couple ». Généralement, la pression viendra d'en dessous de la tête de clapet, le couple appliqué au robinet agissant contre la pression. La Figure 10.15 illustre un exemple de robinet à soupape en Y.

Un robinet à soupape à brides d'équerre est une configuration moins courante des robinets à soupape pour l'isolement, une telle configuration étant plus souvent associée à la fonction de régulation. Ce type de robinet est considéré comme assurant une « étanchéité par le couple ». Généralement, la pression viendra d'en dessous de la tête de clapet, le couple appliqué au robinet agissant contre la pression. La Figure 10.16 illustre un exemple de robinet à soupape à brides d'équerre.

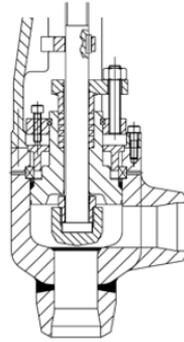


Figure 10.16 Robinet à soupape à angle

Les principales caractéristiques des fonctions d'arrêt des robinets sont les suivantes :

#### Fonction d'arrêt :

- Tête de clapet et tige connectés
- Le robinet peut être fermé uniquement en actionnant le volant à main / l'actionneur

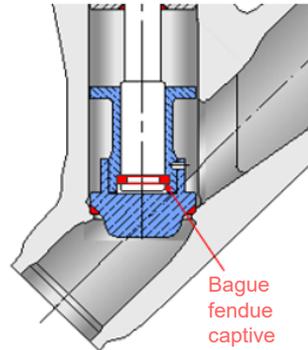


Figure 10.17 Fonction d'arrêt

#### Fonction d'arrêt de retenue :

- Tête de clapet et tige non connectés
- Le robinet peut être fermé en actionnant le volant à main / l'actionneur
- Inversion du débit

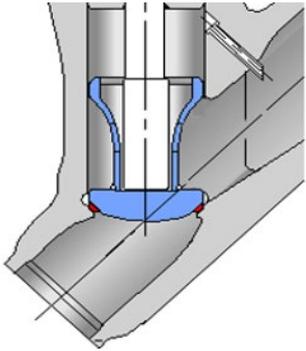


Figure 10.18 Fonction d'arrêt de retenue

### Types de guidage

La clé pour obtenir des performances fiables consiste à s'assurer que les éléments de fermeture restent alignés dans le bon sens.

Il existe deux approches fondamentales principales à cet égard : guidage par le corps et guidage par le chapeau à tige.

Le guidage par le corps est couramment utilisé sur les robinets à soupape et les clapets anti-retour de grande taille. Il s'effectue normalement en utilisant le guidage de la tête de clapet sur le corps.

Avantages :

- Grande zone de contact assurant la stabilité de la tête de clapet.

Inconvénients :

- Un surfaçage de renfort peut être nécessaire pour les applications à fort niveau d'usure.
- Il peut être sujet à l'encrassement et au grippage si les conditions du système ne sont pas maintenues, c'est-à-dire en cas de dépôt.
- Une tête de clapet de plus grande taille est souvent requise.

Dans les applications utilisant des clapets anti-retour, si la tête de clapet se grippe sur le corps, la fonctionnalité du robinet à soupape peut également être compromise.

### Guidage par le chapeau à tige

Le guidage par le chapeau à tige est courant sur les robinets de plus petit diamètre et s'effectue en guidant la tige à l'intérieur du chapeau.

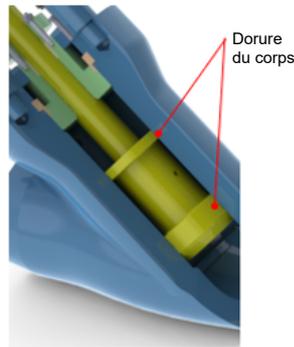


Figure 10.19 Guidage par le corps

L'orientation des éléments de fermeture se fait par le biais d'un dispositif anti-rotation extérieur.

Avantages :

- Il élimine le guidage liés aux effets directs du fluide circulant dans le système.
- Peut réduire la taille / le poids de la tête de clapet.
- En général, aucun surfaçage de renfort des composants n'est pas nécessaire.
- Dans les conceptions à clapet anti-retour, permet d'utiliser ce dernier comme un robinet à soupape en cas de grippage.

Inconvénients :

- Un diamètre de tige plus grand peut être nécessaire pour les vannes de grande taille.

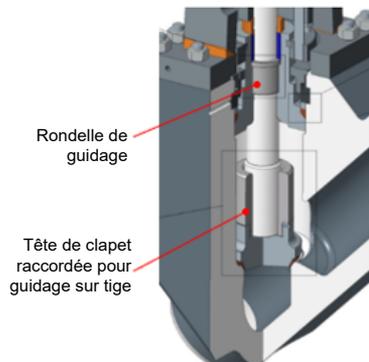


Figure 10.20 Guidage par le chapeau à tige

### 10.1.3 Clapets anti-retour

Les clapets anti-retour sont utilisés pour éviter que le débit ne change de sens dans les systèmes de conduits et dans l'équipement qui y est raccordé. Les trois conceptions les plus courantes des clapets anti-retour sont les suivantes :

- à battant
- à disque pivotant
- à levée verticale

Le modèle de clapet anti-retour à battant (illustré la Figure 10.21) consiste en un disque à charnière qui s'ouvre comme un battant lorsque le débit commence à couler dans le sens voulu, et se ferme quand le débit coule dans l'autre sens. Au vu de l'action du battant du disque, il est important d'installer tous les clapets anti-retour à battant de façon à ce que le disque se ferme sous l'effet de la gravité. Lorsqu'il est entièrement ouvert, le battant offre moins de résistance au débit que le clapet à levée verticale.

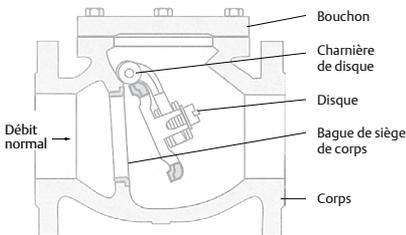


Figure 10.21 Clapet anti-retour à battant

Dans les situations qui peuvent présenter une fermeture violente et/ou lorsque le disque peut vibrer, d'autres types de clapets anti-retour à battant peuvent être utilisés pour contribuer à minimiser ces problèmes. Voir les tableaux à la fin de ce chapitre pour connaître les tailles et dimensions.

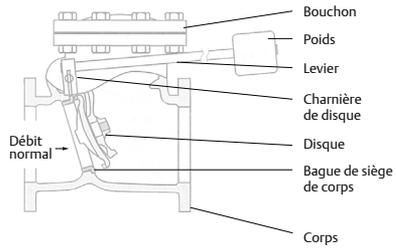


Figure 10.22 Clapet anti-retour à levier et battant

Les clapets anti-retour à battant équipés d'un levier et d'une disposition en fonction du poids (illustrés à la Figure 10.22) ou de disques à ressort peuvent faciliter la fermeture immédiate quand le débit est inversé. La fermeture immédiate minimise les dommages possibles dus au choc et aux vibrations du disque. Le clapet anti-retour à disque pivotant est un autre type de clapet anti-retour qui est utilisé pour aider à éviter la fermeture brusque (voir la Figure 10.23).

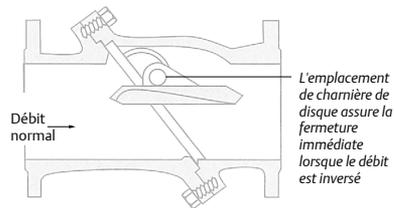


Figure 10.23 Clapet anti-retour à disque pivotant

Il peut être utilisé comme une alternative dans bon nombre d'applications similaires pour lesquelles l'utilisation de clapets anti-retour à battant est envisagée.

L'ouverture du clapet se fait dans le sens de l'écoulement, le débit passant sur et sous le disque, et sa fermeture se fait sous l'effet combiné de la gravité et de l'inversion du débit. Le débit passant sur le disque assure une plus grande stabilité du disque en service.

De manière générale, les principaux avantages d'une telle conception sont constatés pour un diamètre supérieure à 6 pouces (15 cm) et dans les applications à pression élevée et à faible débit, où il existe un risque lié à la stabilité du disque.



confirmer l'intégrité de la chaudière. Cela peut être fait en raison d'une certification ou pour vérifier des travaux de maintenance tels que le remplacement des tubes de la chaudière.

Deux sections de la chaudière sont généralement utilisées pour produire de la vapeur et donc soumises à des essais hydrostatiques.

Les essais sont habituellement effectués sur :

- la section principale du circuit de vapeur
- la section du réchauffeur

La section principale du circuit de vapeur est généralement relativement facile à isoler, car elle comporte souvent des vannes installées sur les principales conduites de vapeur et d'eau d'alimentation, qui permettent d'isoler la section principale du circuit de vapeur lorsqu'un essai hydrostatique est nécessaire. Cependant, la section du réchauffeur peut être plus difficile à isoler en raison de son emplacement et de sa proximité avec la turbine.

Les conduites du réchauffeur sont utilisées pour récupérer de l'énergie afin d'améliorer l'efficacité et sont donc habituellement utilisées à des pressions plus basses, avec des diamètres de tuyauterie plus grands afin de minimiser les pertes de pression dans les conduites. C'est l'une des raisons pour lesquelles on hésite souvent à installer des vannes sur ces conduites, à moins que cela soit spécifiquement exigé, car une perte de pression peut entraîner une baisse de l'efficacité.

Lorsqu'un essai hydrostatique doit être effectué, il existe souvent peu de points d'isolement permettant de confiner l'essai à la section du réchauffeur de la chaudière. Ce n'est généralement pas un sujet de préoccupation pour le fabricant d'équipement d'origine, contrairement à l'utilisateur final qui devra réaliser le travail après quelques années d'utilisation de l'équipement.

Une solution courante consiste à découper la conduite et à installer des brides et des obturateurs qui permettent d'isoler la section du réchauffeur. Cette solution peut s'avérer coûteuse.

### Solution type

Une solution pour l'isolement du réchauffeur consiste en un corps de vanne vide à passage intégral dimensionné de manière à minimiser la perte de pression.

La vanne est munie d'un grand couvercle d'accès au joint autoclave pour permettre l'installation d'un obturateur, si nécessaire. Ce dernier est normalement équipé d'un joint torique, mais peut également être équipé d'un joint en graphite pour les applications d'essai hydrostatique, si nécessaire.

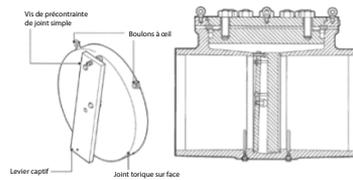


Figure 10.27 Vanne d'isolement de réchauffeur

Une fois installé, la fermeture est préchargée sur le joint. La fermeture du joint autoclave est ensuite rétablie et la vanne peut alors être soumise à la pression d'essai requise. Cette pression agit sur l'obturateur et à mesure que la pression augmente, la charge d'étanchéité sur l'obturateur augmente également.

Une fois l'essai terminé, l'obturateur peut être retiré et le passage intégral de la vanne rétabli pour une utilisation normale.

#### 10.1.6 Vannes d'extraction de turbine

Les vannes d'extraction de turbine sont des clapets anti-retour à battant / clapets anti-retour à disque pivotant munis d'un actionneur pneumatique à simple effet monté sur le côté / sur le dessus.

**Application :** Service d'extraction et service d'échappement HP dans les centrales électriques avec démarrage de turbines à vapeur PI / BP. Sa fonction consiste à empêcher la vapeur du réchauffeur de retourner à la turbine en cas d'arrêt de cette dernière.

Caractéristiques principales :

- « Double protection », comprenant une fermeture positive et une fermeture à commande assistée.

- Fermeture rapide
- Portage d'étanchéité positif

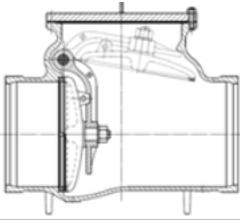


Figure 10.28 Vanne d'extraction de turbine

à membrane comprennent celles où la contamination des sources extérieures ne peut pas être admise, comme l'industrie pharmaceutique et alimentaire.

Les vannes à membrane se distinguent des autres par le fait que le corps de la vanne et le contenu de la ligne sont séparés de toutes les pièces en mouvement de la vanne par une membrane flexible. Cette garniture à membrane flexible évite les fuites du contenu de la ligne au niveau de la garniture de la tige et la contamination du débit par les lubrifiants de la garniture.

### 10.1.7 Vannes de dérivation

Dans les situations avec de plus grandes vannes, où des pressions et/ou des températures élevées sont présentes, une petite vanne de dérivation est souvent installée pour égaliser la pression et/ou pour laisser chauffer le conduit en aval avant d'ouvrir la plus grande vanne. La Figure 10.29 illustre une configuration de dérivation type. La Figure 10.30 indique les emplacements et dimensions standard des dérivation et raccords auxiliaires.

### 10.1.8 Vannes à membrane

Les vannes à membrane (parfois appelées vannes Saunders) sont conçues pour réguler le débit dans les applications corrosives, lorsque le contenu de la ligne influe de manière négative sur les composants de la vanne. Les autres applications des vannes

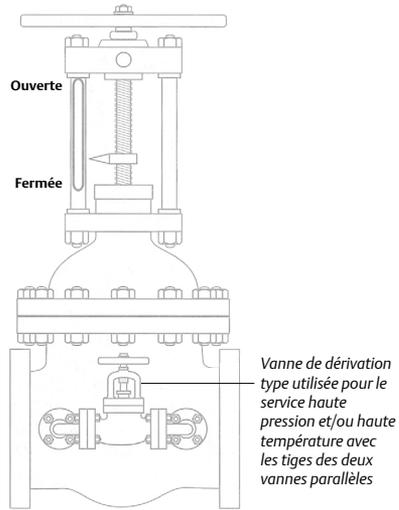


Figure 10.29 Vanne de dérivation

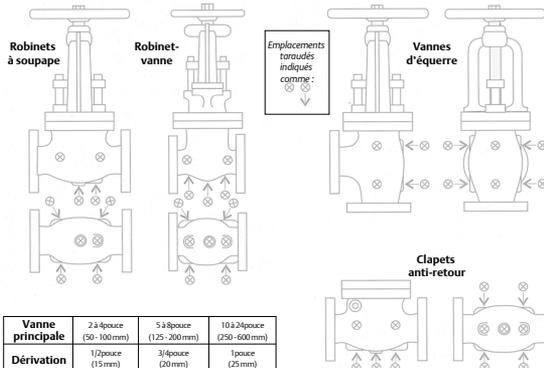


Figure 10.30 Dérivation et raccords auxiliaires

Bien qu'il existe de nombreuses variations de conception de la membrane de vanne, la plupart peuvent être classées comme à déversoir ou à passage direct.

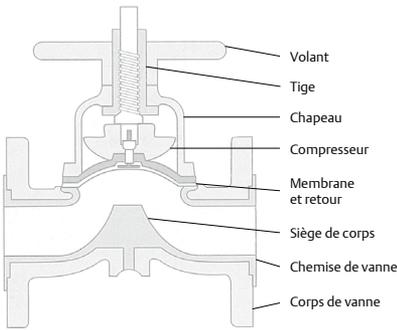


Figure 10.31 Vanne à membrane à déversoir

Les vannes à membrane à déversoir sont les plus communes. La Figure 10.31 illustre une vanne à déversoir type et ses composants principaux.

La vanne à membrane à déversoir comprend une section surélevée (déversoir) à mi-chemin de la vanne, qui a la fonction d'un point de fermeture pour la membrane flexible. La façon dont le déversoir est formé dans le corps raccourcit le mouvement de la membrane, ce qui permet de prolonger la durée de vie de la membrane et réduit la maintenance nécessaire.

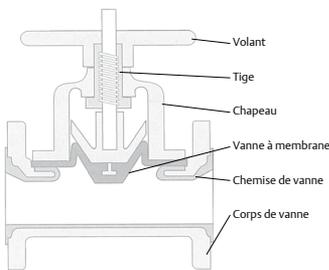


Figure 10.32 Vanne à membrane à passage direct

Les vannes à membrane à passage direct ne comprennent aucun déversoir. La Figure 10.32 montre un modèle type de vanne à passage direct. Cette conception confère à la vanne un passage direct ininterrompu adapté aux débits visqueux ou contenant des solides.

Un grand nombre de matériaux de membrane est disponible, selon le service et les conditions de température.

Le mouvement plus long de la membrane étant nécessaire aux vannes à passage direct par rapport au modèle à déversoir, le choix du matériel est limité pour la vanne à passage direct.

### 10.1.9 Robinets-vannes à manchon

Le robinet-vanne à manchon, comme la vanne à membrane, utilise une membrane flexible lors de la fermeture et de l'ouverture de la vanne. Ces robinets-vannes sont équipés d'un manchon flexible creux qui est pincé par une méthode manuelle ou électrique afin d'arrêter le débit. La Figure 10.33 illustre un robinet-vanne à manchon pneumatique simple.

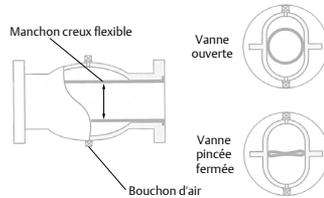


Figure 10.33 Vanne à manchon pneumatique

Les robinets-vannes à manchon sont adaptés à l'usage dans des systèmes qui présentent des corps étrangers en suspension, des boues et de la poudre solide dans le débit.

### 10.1.10 Vannes à boisseau sphérique

La vanne à boisseau sphérique, comme son nom l'indique, contient un clapet en forme de bille dans un corps, qui vise à réguler le débit. La bille présente un orifice circulaire ou un passage de débit en son centre et, lorsqu'elle tourne d'un quart, elle arrête le débit. Les vannes à boisseau sphérique existent en trois modèles généraux :

- à passage Venturi
- à passage plein
- à passage réduit (parfois appelée « passage régulier »)

Les modèles de passage indiquent le diamètre interne du passage de la bille.

Les vannes à boisseau sphérique peuvent également être classées selon le type de corps. Les types de corps sont en une pièce ou en plusieurs éléments.

La Figure 10.34 illustre une vanne à boisseau sphérique à passage réduit (ou passage régulier) type, dont le corps est constitué de plusieurs éléments.

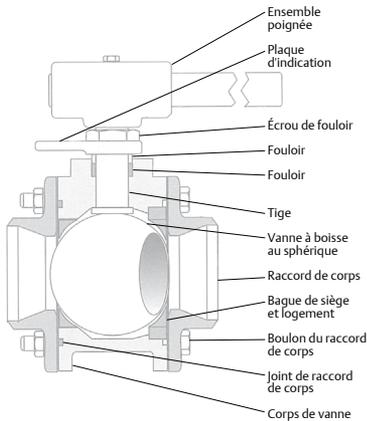


Figure 10.34 Vanne à boisseau sphérique à passage réduit

### 10.1.11 Vannes papillon

La vanne papillon propose une conception simple, légère, compacte et économique, en particulier pour les vannes de plus grande taille. Elle comprend un disque plat, circulaire, dont le centre est muni d'une charnière qui se ferme ou s'ouvre entièrement avec un quart de tour. Le siège du disque est équipé d'éléments métalliques ou de types de matériaux souples, tels que les élastomères et les matières plastiques. Au vu des avancées en matière de matériau du siège, les vannes papillon sont généralement très utilisées dans les procédés qui utilisent de l'huile, des produits chimiques et de l'eau. La vanne papillon est souvent utilisée à la place d'un robinet vanne, mais elle a l'avantage de gérer en plus la régulation du débit.

Les vannes papillon sont disponibles en deux types de base :

- entre brides

#### ■ à double bride

Le type entre brides (illustré à la Figure 10.35) est monté entre deux brides et maintenu en place par des boulons.

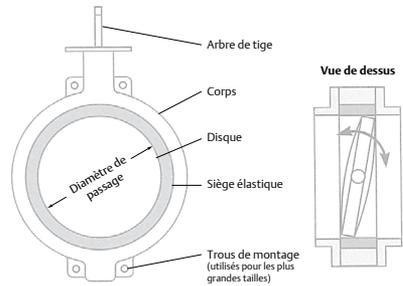


Figure 10.35 Vanne papillon entre brides

Lorsque le démontage de l'équipement ou des lignes peut nécessiter le détachement de l'une des brides de maintien, une vanne papillon entre brides à oreilles (illustrée à la Figure 10.36) est équipée d'oreilles coniques à travers lesquelles les boulons à brides sont vissés et maintiennent la vanne en place, même lorsqu'une bride est retirée. Dans la plupart des vannes papillon entre brides, le siège en élastomère agit comme sa propre garniture à bride.

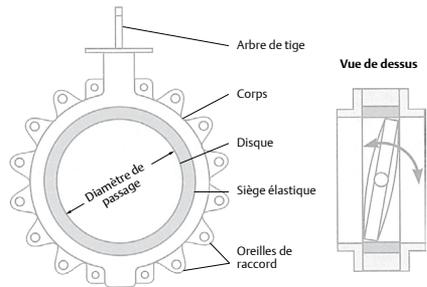


Figure 10.36 Vanne papillon à oreilles

La vanne papillon à double bride (illustrée à la Figure 10.37) incorpore deux extrémités qui sont boulonnées individuellement sur les tuyauteries ou les brides de l'équipement. Les garnitures sont utilisées entre les extrémités de la vanne et les brides de raccordement.

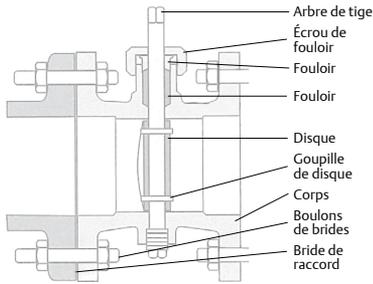


Figure 10.37 Vanne papillon à double bride

### 10.1.12 Vannes à clapet

Les vannes à clapet (également appelées vannes cock) comprennent un clapet conique ou parallèle qui peut tourner d'un quart de tour dans le corps de vanne. Le quart de tour permet de fermer ou d'ouvrir entièrement la vanne durant le fonctionnement. Il existe deux types de vanne à clapet :

- à clapet lubrifié
- à clapet non lubrifié

La Figure 10.38 illustre une variation du clapet lubrifié.

Le clapet lubrifié se distingue du clapet non lubrifié par le fait qu'il permet de lubrifier les surfaces de contact de la vanne. Cette lubrification aide à éliminer l'usure de la vanne et à assurer une bonne étanchéité. Les clapets lubrifiés ne doivent pas être utilisés si la contamination du débit peut représenter un problème.

La conception de la vanne à clapet se prête également aux dispositions de vannes à plusieurs passages, comme l'illustre la Figure 10.39.

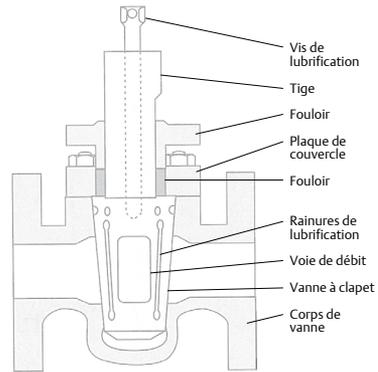


Figure 10.38 Vanne à clapet lubrifié

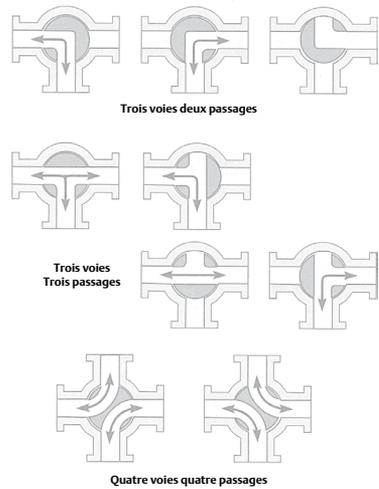


Figure 10.39 Vanne à clapet à passages multiples

Robinet-vannes en fonte/Dimensions données en pouces et en millimètres (mm) (prises de face à face de la vanne)													
Robinet-vannes en fonte/Classe ANSI 125, 250, 800													
Couple Taille du conduit		Face plate/classe 125				Face surélevée/classe 250				Face surélevée/classe 800			
		Opercule monobloc		Double disque		Opercule monobloc		Double disque		Opercule monobloc		Double disque	
Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm
1/4	8	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
3/8	10	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1/2	15	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
3/4	20	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1	25	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1-1/4	32	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1-1/2	40	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
2	50	7,00	177,8	7,00	177,8	8,50	215,9	8,50	215,9	11,50	292,1	11,50	292,1
2-1/2	65	7,50	190,5	7,50	190,5	9,50	241,3	9,50	241,3	13,00	330,2	13,00	330,2
3	80	8,00	203,2	8,00	203,2	11,12	282,5	11,12	282,5	14,0	355,6	14,00	355,6
4	100	9,00	228,6	9,00	228,6	12,00	304,8	12,00	304,8	17,00	431,8	17,00	431,8
5	125	10,00	254,0	10,00	254,0	15,00	381,0	15,00	381,0	---	---	---	---
6	150	10,50	266,7	10,50	266,7	15,88	403,4	15,88	403,4	22,00	558,8	22,00	558,8
8	200	11,50	292,1	11,50	292,1	16,50	419,1	16,50	419,1	26,00	660,4	26,00	660,4
10	250	13,00	330,2	13,00	330,2	18,00	457,2	18,00	457,2	31,00	787,4	31,00	787,4
12	300	14,00	355,6	14,00	355,6	19,75	501,7	19,75	501,7	33,00	838,2	33,00	838,2
14	350	15,00	381,0	---	---	22,50	571,5	22,50	571,5	---	---	---	---
16	400	16,00	406,4	---	---	24,00	609,6	24,00	609,6	---	---	---	---
18	450	17,00	431,8	---	---	26,00	660,4	26,00	660,4	---	---	---	---
20	500	18,00	457,2	---	---	28,00	711,2	28,00	711,2	---	---	---	---
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
24	600	20,00	508,0	---	---	31,00	787,4	31,00	787,4	---	---	---	---
26	650	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
28	700	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
30	750	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
32	800	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
34	850	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
36	900	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

Remarques  
1. (---) indique que la taille de vanne n'est pas indiquée dans les normes ASME/ANSI mais qu'elle existe sur le marché.  
2. Les dimensions en millimètres sont arrondies par défaut au premier chiffre après la virgule décimale.  
3. Dimensions basées sur les normes ASME/ANSI B16.10.

Figure 10.40 Robinet-vanne en fonte

Robinet-vanne en fonte / Dimensions données en pouces et en millimètres (mm) <i>(prises de face à face pour les robinets à passage direct ; de centre à face pour les vannes d'équerre)</i>													
Robinet-vannes en fonte/Classes ANSI 125 et 250													
Couple Taille du conduit		Face plate/classe 125						Face surélevée/classe 250					
		Passage direct		Robinet à soupape d'angle		Type de régulation		Passage direct		Robinet à soupape d'angle		Type de régulation	
Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm
1/4	8	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
3/8	10	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1/2	15	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	7,50	190,5
3/4	20	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	7,62	193,5
1	25	---	---	---	---	7,25	190,5	---	---	---	---	7,55	196,9
1-1/4	32	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1-1/2	40	---	---	---	---	8,75	222,3	---	---	---	---	9,25	235,0
2	50	8,00	203,2	4,00	101,6	10,00	254,0	10,50	266,7	5,25	133,4	10,50	266,7
2-1/2	65	8,50	215,9	4,25	107,0	10,88	276,4	11,50	292,1	5,75	146,1	11,50	292,1
3	80	9,50	241,3	4,75	120,7	11,75	298,5	12,50	317,5	6,25	158,8	12,50	317,5
4	100	11,50	292,1	5,75	146,1	13,88	352,6	14,00	355,6	7,00	177,8	14,50	368,3
5	125	13,00	330,2	6,50	165,1	---	---	15,75	400,1	7,88	200,2	---	---
6	150	14,00	355,6	7,00	177,8	17,75	450,9	17,50	444,5	8,75	222,3	18,62	473,0
8	200	19,50	495,3	9,75	247,7	21,38	543,1	21,00	533,4	10,50	266,7	22,38	568,5
10	250	24,50	622,3	12,25	311,1	26,50	673,1	24,50	622,3	12,25	311,2	27,88	708,2
12	300	27,50	698,5	13,75	349,3	29,00	736,6	28,00	711,2	14,00	355,6	30,50	774,7
14	350	31,00	787,4	15,50	393,7	35,00	889,0	---	---	---	---	36,50	927,1
16	400	36,00	914,4	18,00	457,2	40,00	1016,0	---	---	---	---	41,62	1057,2
18	450	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
20	500	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
24	600	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
26	650	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
28	700	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
30	750	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
32	800	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
36	900	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

*Remarques*  
 1. (---) indique que la taille de vanne n'est pas indiquée dans les normes ASME/ANSI mais qu'elle existe sur le marché.  
 2. Les dimensions en millimètres sont arrondies par défaut au premier chiffre après la virgule décimale.  
 3. Dimensions basées sur les normes ASME/ANSI B 16. 10.  
 4. Les dimensions des clapets anti-retour à passage direct standard et des clapets anti-retour à battant sont les mêmes que celles des robinets à soupape à passage direct (sauf 16" (400mm) à battant vertical).  
 5. Les dimensions des clapets anti-retour à levée d'angle standard sont les mêmes que celles des robinets à soupape d'équerre.

Figure 10.41 Robinets-vanne en fonte

Robinetts-vannes en acier/Dimensions indiquées en pouces et millimètres (mm) (prises de face à face et d'extrémité à extrémité des vannes)									
Robinetts-vannes en acier/classe ANSI 150									
Diamètre nominal de conduite		Face surélevée/classe 150				Extrémité biseautée/Classe 150			
		Opérucule monobloc		Double disque		Opérucule monobloc		Double disque	
Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm
1/4	8	4,00	101,6	4,00	101,6	4,00	101,6	4,00	101,6
3/8	10	4,00	101,6	4,00	101,6	4,00	101,6	4,00	101,6
1/2	15	4,25	108,0	4,25	108,0	4,25	108,0	4,25	108,0
3/4	20	4,62	117,4	4,62	117,4	4,62	117,4	4,62	117,4
1	25	5,00	127,0	5,00	127,0	5,00	127,0	5,00	127,0
1-1/4	32	5,50	139,7	5,50	139,7	5,50	139,7	5,50	139,7
1-1/2	40	6,50	165,1	6,50	165,1	6,50	165,1	6,50	165,1
2	50	7,00	177,8	7,00	177,8	8,50	215,9	8,50	215,9
2-1/2	65	7,50	190,5	7,50	190,5	9,50	241,3	9,50	241,3
3	80	8,00	203,2	8,00	203,2	11,12	282,5	11,12	282,5
4	100	9,00	228,6	9,00	228,6	12,00	304,8	12,00	304,8
5	125	10,00	254,0	10,00	254,0	15,00	381,0	15,00	381,0
6	150	10,50	266,7	10,50	266,7	15,88	403,4	15,88	403,4
8	200	11,50	292,1	11,50	292,1	16,50	419,1	16,50	419,1
10	250	13,00	330,2	13,00	330,2	18,00	457,2	18,00	457,2
12	300	14,00	355,6	14,00	355,6	19,75	501,7	19,75	501,7
14	350	15,00	381,0	15,00	381,0	22,50	571,5	22,50	571,5
16	400	16,00	406,4	16,00	406,4	24,00	609,6	24,00	609,6
18	450	17,00	431,8	17,00	431,8	26,00	660,4	26,00	660,4
20	500	18,00	457,2	18,00	457,2	28,00	711,2	28,00	711,2
22	550	---	---	---	---	30,00	762,0	30,00	762,0
24	600	20,00	508,0	20,00	508,0	32,00	812,8	32,00	812,8
26	650	22,00	558,8	22,00	558,8	---	---	34,00	863,6
28	700	24,00	609,6	24,00	609,6	---	---	36,00	914,4
30	750	24,00	609,6	24,00	609,6	---	---	36,00	914,4
32	800	---	---	---	---	---	---	38,00	965,2
34	850	---	---	---	---	---	---	40,00	1016
36	900	28,00	711,2	28,00	711,2	---	---	40,00	1016

Figure 10.42 Robinet-vanne en acier (Classe 150)

Robinetts-vannes en acier/Dimensions indiquées en pouces et millimètres (mm) <i>(prises de face à face et d'extrémité à extrémité des vannes)</i>									
Robinetts-vannes en acier/classe ANSI 300									
Diamètre nominal de conduite		Face surélevée/classe 300				Extrémité biseautée/Classe 300			
		Opercule monobloc		Double disque		Opercule monobloc		Double disque	
Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm
1/4	8	---	---	---	---	---	---	---	---
3/8	10	---	---	---	---	---	---	---	---
1/2	15	5,50	139,7	---	---	5,50	139,7	---	---
3/4	20	6,00	152,4	---	---	6,00	152,4	---	---
1	25	6,50	165,1	---	---	6,50	165,1	---	---
1-1/4	32	7,00	177,8	---	---	7,00	177,8	---	---
1-1/2	40	7,50	190,5	7,50	190,5	7,50	190,5	7,50	190,5
2	50	8,50	215,9	8,50	215,9	8,50	215,9	8,50	215,9
2-1/2	65	9,50	241,3	9,50	241,3	9,50	241,3	9,50	241,3
3	80	11,12	282,5	11,12	282,5	11,12	282,5	11,12	282,5
4	100	12,00	304,8	12,00	304,8	12,00	304,8	12,00	304,8
5	125	15,00	381,0	15,00	381,0	15,00	381,0	15,00	381,0
6	150	15,88	403,4	15,88	403,4	15,88	403,4	15,88	403,4
8	200	16,50	419,1	16,50	419,1	16,50	419,1	16,50	419,1
10	250	18,00	457,2	18,00	457,2	18,00	457,2	18,00	457,2
12	300	19,75	501,7	19,75	501,7	19,75	501,7	19,75	501,7
14	350	30,00	762,0	30,00	762,0	30,00	762,0	30,00	762,0
16	400	33,00	838,2	33,00	838,2	33,00	838,2	33,00	838,2
18	450	36,00	914,4	36,00	914,4	36,00	914,4	36,00	914,4
20	500	39,00	990,6	39,00	990,6	39,00	990,6	39,00	990,6
22	550	43,00	1092,2	43,00	1092,2	43,00	1092,2	43,00	1092,2
24	600	45,00	1143,0	45,00	1143,0	45,00	1143,0	45,00	1143,0
26	650	49,00	1244,6	49,00	1244,6	49,00	1244,6	49,00	1244,6
28	700	53,00	1346,2	53,00	1346,2	53,00	1346,2	53,00	1346,2
30	750	55,00	1397,0	55,00	1397,0	55,00	1397,0	55,00	1397,0
32	800	60,00	1524,0	60,00	1524,0	60,00	1524,0	60,00	1524,0
34	850	64,00	1625,6	64,00	1625,6	64,00	1625,6	64,00	1625,6
36	900	68,00	1727,2	68,00	1727,2	68,00	1727,2	68,00	1727,2

Figure 10.43 Robinet-vanne en acier (Classe 300)

Robinet-vannes en acier/Dimensions indiquées en pouces et millimètres (mm) (prises de face à face et d'extrémité à extrémité des vannes)															
Robinet-vannes en acier/classes ANSI 400 et 600															
Diamètre nominal de conduite		Face surélevée et extrémité biseautée/Classe 400				Face surélevée/classe 600				Extrémité biseautée/Classe 600					
		Opercule monobloc		Double disque		Opercule monobloc		Double disque		Opercule monobloc		Double disque		Modèle court	
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/2	15	6,5	165,1	---	---	6,5	165,1	---	---	6,50	165,1	---	---	---	---
3/4	20	7,5	190,5	---	---	7,5	190,5	---	---	7,5	190,5	---	---	---	---
1	25	8,5	215,9	8,5	215,9	8,5	215,9	8,5	215,9	8,5	215,9	8,5	215,9	5,25	133,4
1-1/4	32	9,0	228,6	9,0	228,6	9,0	228,6	9,0	228,6	9,0	228,6	9,0	228,6	5,75	146,1
1-1/2	40	9,5	241,3	9,5	241,3	9,5	241,3	9,5	241,3	9,5	241,3	9,5	241,3	6,0	152,4
2	50	11,5	292,1	11,5	292,1	11,5	292,1	11,5	292,1	11,5	292,1	11,5	292,1	7,0	177,8
2-1/2	65	13,0	330,2	13,0	330,2	13,0	330,2	13,0	330,2	13,0	330,2	13,0	330,2	8,5	215,9
3	80	14,0	355,6	14,0	355,6	14,0	355,6	14,0	355,6	14,0	355,6	14,0	355,6	10,0	254,0
4	100	16,0	406,4	16,0	406,4	17,0	431,8	17,0	431,8	17,0	431,8	17,0	431,8	12,0	304,8
5	125	18,0	457,2	18,0	457,2	20,0	508,0	20,0	508,0	20,0	508,0	20,0	508,0	15,0	381,0
6	150	19,5	495,3	19,5	495,3	22,0	558,8	22,0	558,8	22,0	558,8	22,0	558,8	18,0	457,2
8	200	23,5	596,9	23,5	596,9	26,0	660,4	26,0	660,4	26,0	660,4	26,0	660,4	23,0	584,2
10	250	26,5	673,1	26,5	673,1	31,0	787,4	31,0	787,4	31,0	787,4	31,0	787,4	28,0	711,2
12	300	30,0	762,0	30,0	762,0	33,0	838,2	33,0	838,2	33,0	838,2	33,0	838,2	32,0	812,8
14	350	32,5	825,5	32,5	825,5	35,0	889,0	35,0	889,0	35,0	889,0	35,0	889,0	35,0	889,0
16	400	35,5	901,7	35,5	901,7	39,0	990,6	39,0	990,6	39,0	990,6	39,0	990,6	39,0	990,6
18	450	38,5	977,9	38,5	977,9	43,0	1092,2	43,0	1092,2	43,0	1092,2	43,0	1092,2	43,0	1092,2
20	500	41,5	1054,1	41,5	1054,1	47,0	1193,8	47,0	1193,8	47,0	1193,8	47,0	1193,8	47,0	1193,8
22	550	45,0	1143,0	45,0	1143,0	51,0	1295,4	51,0	1295,4	51,0	1295,4	51,0	1295,4	---	---
24	600	48,5	1231,9	48,5	1231,9	55,0	1397,0	55,0	1397,0	55,0	1397,0	55,0	1397,0	55,0	1397,0
26	650	---	---	---	1308,1	57,0	1447,8	57,0	1447,8	57,0	1447,8	57,0	1447,8	---	---
28	700	---	---	---	1397,0	61,0	1549,4	61,0	1549,4	61,0	1549,4	61,0	1549,4	---	---
30	750	---	---	---	1524,0	65,0	---	65,0	1651,0	65,0	1651,0	65,0	1651,0	---	---
32	800	---	---	---	1651,0	---	---	70,0	1778,0	---	---	70,0	1778,0	---	---
34	850	---	---	---	1778,0	---	---	76,0	1930,4	---	---	76,0	1930,4	---	---
36	900	---	---	---	1879,6	---	---	82,0	2082,8	---	---	82,0	2082,8	---	---

Figure 10.44 Robinet-vanne en acier (Classes 400 et 600)

Robinetts-vannes en acier/Dimensions indiquées en pouces et millimètres (mm) <i>(prises de face à face et d'extrémité à extrémité des vannes)</i>													
Robinetts-vannes en acier/CLASSES ANSI 900 ET 1500													
Diamètre nominal de conduite		Face surélevée et extrémité biseautée/ Classe 900				Extrémité biseautée/Classe 900		Face surélevée et extrémité biseautée/ Classe 1500					
		Opércule monobloc		Double disque		Modèle court		Opércule monobloc		Double disque		Modèle court	
Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm	Pouces	mm
3/4	20	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1	25	10,00	254,0	---	---	5,50	139,7	10,00	254,0	---	---	5,50	139,7
1-1/4	32	11,00	279,4	---	---	6,50	165,1	11,00	279,4	---	---	6,50	165,1
1-1/2	40	12,00	304,8	---	---	7,00	177,8	12,00	304,8	---	---	7,00	177,8
2	50	14,50	368,3	14,50	368,3	8,50	215,9	14,50	368,3	14,50	368,3	8,50	215,9
2-1/2	65	16,50	419,1	16,50	419,1	10,00	254,0	16,50	419,1	16,50	419,1	10,00	254,0
3	80	15,00	381,0	15,00	381,0	12,00	304,8	18,50	469,9	18,50	469,9	12,00	304,8
4	100	18,00	457,2	18,00	457,2	14,00	355,6	21,50	546,1	21,50	546,1	16,00	406,4
5	125	22,00	558,8	22,00	558,8	17,00	431,8	26,50	673,1	26,50	673,1	19,00	482,6
6	150	24,00	609,6	24,00	609,6	20,00	508,0	27,75	704,9	27,75	704,9	22,00	558,8
8	200	29,00	736,6	29,00	736,6	26,00	660,4	32,75	831,9	32,75	831,9	28,00	711,2
10	250	33,00	838,2	33,00	838,2	31,00	787,4	39,00	990,6	39,00	990,6	34,00	863,6
12	300	38,00	965,2	38,00	965,2	36,00	914,4	44,50	1130,3	44,50	1130,3	39,00	990,6
14	350	40,50	1028,7	40,50	1028,7	39,00	990,6	49,50	1257,3	49,50	1257,3	42,00	1066,8
16	400	44,50	1130,3	44,50	1130,3	43,00	1092,2	54,50	1384,3	54,50	1384,3	47,00	1193,8
18	450	48,00	1219,2	48,00	1219,2	---	---	60,50	1536,7	60,50	1536,7	53,00	1346,2
20	500	52,00	1320,8	52,00	1320,8	---	---	65,50	1663,7	65,50	1663,7	58,00	1473,2
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
24	600	61,00	1549,4	61,00	1549,4	---	---	76,50	1943,1	76,50	1943,1	---	---

Figure 10.45 Robinet-vanne en acier (Classes 900 et 1500)

Robinet-vannes en acier/Dimensions indiquées en pouces et millimètres (mm) (prises de face à face et d'extrémité à extrémité des vannes)											
ROBINETS VANNES EN ACIER/CLASSE ANSI 2500											
Diamètre nominal de conduite		Face surélevée/classe 2500				Extrémité biseautée/Classe 2500					
		Opércule monobloc		Double disque		Opércule monobloc		Double disque		Modèle court	
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/2	15	10,38	263,7	---	---	10,38	263,7	---	---	---	---
3/4	20	10,75	273,1	---	---	10,75	273,1	---	---	---	---
1	25	12,12	307,9	---	---	12,12	307,9	---	---	7,31	185,7
1-¼	32	13,75	349,3	---	---	13,75	349,3	---	---	9,12	231,7
1-½	40	15,12	384,1	---	---	15,12	384,1	---	---	9,12	231,7
2	50	17,75	450,9	17,75	450,9	17,75	450,9	17,75	450,9	11,00	279,4
2-½	65	20,00	508,0	20,00	508,0	20,00	508,0	20,00	508,0	13,00	330,2
3	80	22,75	577,9	22,75	577,9	22,75	577,9	22,75	557,9	14,50	368,3
4	100	26,50	673,1	26,50	673,1	26,50	673,1	26,50	673,1	18,00	457,2
5	125	31,25	793,8	31,25	793,8	31,25	793,8	31,25	793,8	21,00	533,4
6	150	36,00	914,4	36,00	914,4	36,00	914,4	36,00	914,4	24,00	609,6
8	200	40,25	1022,4	40,25	1022,4	40,25	1022,4	40,25	1022,4	30,00	762,0
10	250	50,00	1270,0	50,00	1270,0	50,00	1270,0	50,00	1270,0	36,00	914,4
12	300	56,00	1422,4	56,00	1422,4	56,00	1422,4	56,00	1422,4	41,00	1041,4
14	350	---	---	---	---	---	---	---	---	44,00	1117,6
16	400	---	---	---	---	---	---	---	---	49,00	1244,6
18	450	---	---	---	---	---	---	---	---	55,00	1397,0

**Remarques**

- (---) indique que la taille de vanne n'est pas indiquée dans les normes ASME/ANSI mais qu'elle existe sur le marché.
- Les dimensions en millimètres sont arrondies par défaut au premier chiffre après la virgule décimale.
- Dimensions basées sur les normes ASME/ANSI B16.10.
- Les dimensions du modèle court s'appliquent aux vannes à joint de pression ou aux vannes à chapeau sans bride (option sur les chapeaux boulonnés).

Figure 10.46. Robinet-vanne en acier (Classe 2500)

<b>Robinet à soupape en acier et vannes de régulation/Dimensions données en pouces et millimètres (mm)</b> <i>(mesurées de face à face et d'extrémité à extrémité pour les vannes à passage direct, du centre à la face et du centre à l'extrémité pour les vannes d'équerre)</i>											
<b>Robinet à soupape en acier et clapets anti-retour/Classe ANSI 150</b>											
<b>Couple</b>		<b>Face surélevée et extrémité biseautée/Classe 150</b>									
		<b>Passage direct</b>		<b>Robinet à soupape</b>		<b>Robinet vanne en Y</b>		<b>Vanne de régulation</b>		<b>Non-retour à battant</b>	
<b>Taille du conduit</b>		<b>Robinet-vanne</b>		<b>d'angle</b>				<b>Robinet à soupape (*)</b>			
<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>
1/4	8	4,00	101,6	2,00	50,8	---	---	---	---	4,00	101,6
3/8	10	4,00	101,6	2,00	50,8	---	---	---	---	4,00	101,6
1/2	15	4,25	108,0	2,25	57,2	5,50	139,7	---	---	4,25	108,0
3/4	20	4,62	117,4	2,50	63,5	6,00	152,4	---	---	4,62	117,4
1	25	5,00	127,0	2,75	69,9	6,50	165,1	7,25	184,2	5,00	127,0
1-¼	32	5,50	139,7	3,00	76,2	7,25	184,2	---	---	5,50	139,7
1-½	40	6,50	165,1	3,25	82,6	8,00	203,2	8,75	222,3	6,50	165,1
2	50	8,00	203,2	4,00	101,6	9,00	228,6	10,00	254,0	8,00	203,2
2-½	65	8,50	215,9	4,25	108,0	11,00	279,4	10,88	276,4	8,50	215,9
3	80	9,50	241,3	4,75	120,7	12,50	317,5	11,75	298,5	9,50	241,3
4	100	11,50	292,1	5,75	146,1	14,50	368,3	13,88	352,6	11,50	292,1
5	125	14,00	355,6	7,00	177,8	---	---	---	---	13,00	355,6
6	150	16,00	406,4	8,00	203,2	18,50	469,9	17,75	450,9	14,00	406,4
8	200	19,50	495,3	9,75	247,7	23,50	596,9	21,38	543,1	19,50	495,3
10	250	24,50	622,3	12,25	311,2	26,50	673,1	26,50	673,1	24,50	622,3
12	300	27,50	698,5	13,75	349,3	30,50	774,7	29,00	736,6	27,50	698,5
14	350	31,00	787,4	15,50	393,7	---	---	35,00	889,0	31,50	787,4
16	400	36,00	914,4	18,00	457,2	---	---	40,00	1016,0	34,00	914,4
18	450	---	---	---	---	---	---	---	---	38,50	977,9
20	500	---	---	---	---	---	---	---	---	38,50	977,9
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---	42,00	1066,8
24	600	---	---	---	---	---	---	---	---	51,00	1295,4
26	650	---	---	---	---	---	---	---	---	51,00	1295,4
28	700	---	---	---	---	---	---	---	---	57,00	1447,8
30	750	---	---	---	---	---	---	---	---	60,00	1524,0
32	800	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
34	850	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
36	900	---	---	---	---	---	---	---	---	77,00	1955,8

Remarque : Les dimensions de la vanne de régulation ne sont applicables qu'aux vannes à bride à face surélevée.

Figure 10.47 Robinet à soupape / Clapet anti-retour (Classe 150)

<b>Robinet à soupape en acier et vannes de régulation/Dimensions données en pouces et millimètres (mm)</b> <i>(mesurées de face à face et d'extrémité à extrémité pour les vannes à passage direct, du centre à la face et du centre à l'extrémité pour les vannes d'équerre)</i>									
<b>Robinet à soupape en acier et clapets anti-retour/Classe ANSI 300</b>									
<b>Couple Taille du conduit</b>		<b>Face surélevée et extrémité biseauté/Classe 300</b>							
		<b>Robinet à soupape à passage direct</b>		<b>Robinet à soupape d'angle</b>		<b>Vanne de régulation Robinet à soupape (*)</b>		<b>Non-retour à battant</b>	
<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>
1/4	8	---	---	---	---	---	---	---	---
3/8	10	---	---	---	---	---	---	---	---
1/2	15	6,00	152,4	3,00	76,2	7,50	190,5	---	---
3/4	20	7,00	177,8	3,50	88,9	7,62	193,6	---	---
1	25	8,00	203,2	4,00	101,6	7,75	196,9	8,50	215,9
1-1/4	32	8,50	215,9	4,25	108,0	---	---	9,00	228,6
1-1/2	40	9,00	228,6	4,50	114,3	9,25	235,0	9,50	241,3
2	50	10,50	266,7	5,25	133,4	10,50	266,7	10,50	266,7
2-1/2	65	11,50	292,1	5,75	146,1	11,50	292,1	11,50	292,1
3	80	12,50	317,5	6,25	158,8	12,50	321,3	12,50	317,5
4	100	14,00	355,6	7,00	177,8	14,50	368,3	14,00	355,6
5	125	15,75	400,1	7,88	200,2	---	---	15,75	400,1
6	150	17,50	444,5	8,75	222,3	18,62	473,0	17,50	444,5
8	200	22,00	558,8	11,00	279,4	22,38	568,5	21,00	533,4
10	250	24,50	622,3	12,25	311,2	27,88	708,2	24,50	622,3
12	300	28,00	711,2	14,00	355,6	30,50	774,7	28,00	711,2
14	350	---	---	---	---	36,50	927,1	33,00	838,2
16	400	---	---	---	---	41,62	1057,2	34,00	863,6
18	450	---	---	---	---	---	---	38,50	977,9
20	500	---	---	---	---	---	---	40,00	1016,0
22	550	---	---	---	---	---	---	44,00	1117,6
24	600	---	---	---	---	---	---	53,00	1346,2
26	650	---	---	---	---	---	---	53,00	1346,2
28	700	---	---	---	---	---	---	59,00	1498,6
30	750	---	---	---	---	---	---	62,75	1593,9
32	800	---	---	---	---	---	---	---	---
34	850	---	---	---	---	---	---	---	---
36	900	---	---	---	---	---	---	82,00	2082,8

*Les dimensions de la vanne de régulation ne sont applicables qu'aux vannes à bride à face surélevée.*

Figure 10.48 Robinet à soupape / Clapet anti-retour (Classe 300)

<b>Robinet à soupape en acier et vannes de régulation/Dimensions données en pouces et millimètres (mm)</b> <i>(mesurées de face à face et d'extrémité à extrémité pour les vannes à passage direct, du centre à la face et du centre à l'extrémité pour les vannes d'équerre)</i>													
Couple Taille du conduit		Face surélevée et extrémité biseautée/Classe 400						Face surélevée et extrémité biseautée/Classe 600					
		Robinet à soupape à passage direct		Robinet à soupape d'angle		Non-retour à battant		Robinet à soupape à passage direct		Robinet à soupape d'angle		Non-retour à battant	
		in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/2	15	6,50	165,1	3,25	82,6	6,50	165,1	6,50	165,1	3,25	82,6	6,50	165,1
3/4	20	7,50	190,5	3,75	95,3	7,50	190,5	7,50	190,5	3,75	95,3	7,50	190,5
1	25	8,50	215,9	4,25	108,0	8,50	215,9	8,50	215,9	4,25	108,0	8,50	215,9
1-¼	32	9,00	228,6	4,50	114,3	9,00	228,6	9,00	228,6	4,50	114,3	9,00	228,6
1-½	40	9,50	241,3	4,75	120,7	9,50	241,3	9,50	241,3	4,75	120,7	9,50	241,3
2	50	11,50	292,1	5,75	146,1	11,50	292,1	11,50	292,1	5,75	146,1	11,50	292,1
2-½	65	13,00	330,2	6,50	165,1	13,00	330,2	13,00	330,2	6,50	165,1	13,00	330,2
3	80	14,00	355,6	7,00	177,8	14,00	355,6	14,00	355,6	7,00	177,8	14,00	355,6
4	100	16,00	406,4	8,00	203,2	16,00	406,4	17,00	431,8	8,50	215,9	17,00	431,8
5	125	18,00	457,2	9,00	228,6	18,00	457,2	20,00	508,0	10,00	254,0	20,00	508,0
6	150	19,50	495,3	9,75	247,7	19,50	495,3	22,00	558,8	11,00	279,4	22,00	558,8
8	200	23,50	596,9	11,75	298,5	23,50	596,9	26,00	660,4	13,00	330,2	26,00	660,4
10	250	26,50	673,1	13,25	336,6	26,50	673,1	31,00	787,4	15,50	393,7	31,00	787,4
12	300	30,00	762,0	15,00	381,0	30,00	762,0	33,00	838,2	16,50	419,1	33,00	838,2
14	350	---	---	---	---	35,00	889,0	---	---	---	---	35,00	889,0
16	400	---	---	---	---	35,50	901,7	---	---	---	---	39,00	990,6
18	450	---	---	---	---	40,00	1016,0	---	---	---	---	43,00	1092,2
20	500	---	---	---	---	41,50	1054,1	---	---	---	---	47,00	1193,8
22	550	---	---	---	---	45,00	1143,0	---	---	---	---	51,00	1295,4
24	600	---	---	---	---	55,00	1397,0	---	---	---	---	55,00	1397,0
26	650	---	---	---	---	55,00	1397,0	---	---	---	---	57,00	1447,8
28	700	---	---	---	---	63,00	1600,2	---	---	---	---	63,00	1600,2
30	750	---	---	---	---	65,00	1651,0	---	---	---	---	65,00	1651,0
32	800	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
34	850	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
36	900	---	---	---	---	82,00	2082,8	---	---	---	---	82,00	2082,8

Figure 10.49 Robinet vanne en acier/Clapet anti-retour (Classes 400 et 600)

<b>Robinet à soupape en acier et vannes de régulation/Dimensions données en pouces et millimètres (mm)</b> (mesurées de face à face et d'extrémité à extrémité pour les vannes à passage direct, du centre à la face et du centre à l'extrémité pour les vannes d'équerre)									
Diamètre nominal de conduite		Modèle court						Robinet à soupape de régulation	
		Extrémité biseautée/Classe 600							
		Robinet à soupape à passage direct		Robinet à soupape d'angle		Non-retour à battant			
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/2	15	---	---	---	---	---	---	8,00	203,2
3/4	20	---	---	---	---	---	---	8,12	206,3
1	25	5,25	133,4	---	---	5,25	133,4	8,25	209,6
1-1/4	32	5,75	146,1	---	---	5,75	146,1	---	---
1-1/2	40	6,00	152,4	---	---	6,00	152,4	9,88	251,0
2	50	7,00	177,8	4,25	108,0	7,00	177,8	11,25	285,8
2-1/2	65	8,50	215,9	5,00	127,0	8,50	215,9	12,25	311,2
3	80	10,00	254,0	6,00	152,4	10,00	254,0	13,25	336,6
4	100	12,00	304,8	7,00	177,8	12,00	304,8	15,50	393,7
5	125	15,00	381,0	8,50	215,9	15,00	381,0	---	---
6	150	18,00	457,2	10,00	254,0	18,00	457,2	20,00	508,0
8	200	23,00	584,2	---	---	23,00	584,2	24,00	609,6
10	250	28,00	711,2	---	---	28,00	711,2	29,62	752,4
12	300	32,00	812,8	---	---	32,00	812,2	32,25	819,2
14	350	---	---	---	---	---	---	38,25	971,6
16	400	---	---	---	---	---	---	43,62	1108,0
18	450	---	---	---	---	---	---	---	---
20	500	---	---	---	---	---	---	---	---
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---
24	600	---	---	---	---	---	---	---	---
26	650	---	---	---	---	---	---	---	---
28	700	---	---	---	---	---	---	---	---
30	750	---	---	---	---	---	---	---	---
32	800	---	---	---	---	---	---	---	---
34	850	---	---	---	---	---	---	---	---
36	900	---	---	---	---	---	---	---	---

Figure 10.50 Robinet à soupape / Clapet anti-retour (Classe 600)

Robinet à soupape en acier et vannes de régulation/Dimensions données en pouces et millimètres (mm) <i>(mesurées de face à face et d'extrémité à extrémité pour les vannes à passage direct, du centre à la face et du centre à l'extrémité pour les vannes d'équerre)</i>													
Robinet à soupape en acier et clapets anti-retour/Classe ANSI 900													
Diamètre nominal de conduite		Modèle long						Modèle court					
		Face surélevée et extrémité biseautée/Classe 900						Extrémité biseautée/Classe 900					
		Robinet à soupape à passage direct		Robinet à soupape d'angle		Non-retour à battant		Robinet à soupape à passage direct		Robinet à soupape d'angle		Non-retour à battant	
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/2	15	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
3/4	20	9,00	228,6	4,50	114,3	9,00	228,6	---	---	---	---	---	---
1	25	10,00	254,0	5,00	127,0	10,00	254,0	---	---	---	---	---	---
1-¼	32	11,00	279,4	5,50	139,7	11,00	279,4	---	---	---	---	---	---
1-½	40	12,00	304,8	6,00	152,4	12,00	304,8	---	---	---	---	---	---
2	50	14,50	368,3	7,25	184,2	14,50	368,3	---	---	---	---	---	---
2-½	65	16,50	419,1	8,25	209,6	16,50	419,1	10,00	254,0	---	---	10,00	254,0
3	80	15,00	381,0	7,50	190,5	15,00	381,0	12,00	304,8	6,00	152,4	12,00	304,8
4	100	18,00	457,2	9,00	228,6	18,00	457,2	14,00	355,6	7,00	177,8	14,00	355,6
5	125	22,00	558,8	11,00	279,4	22,00	558,8	17,00	431,8	8,50	215,9	17,00	431,8
6	150	24,00	609,6	12,00	304,8	24,00	609,6	20,00	508,0	10,00	254,0	20,00	508,0
8	200	29,00	736,6	14,50	368,3	29,00	736,6	26,00	660,4	13,00	330,2	26,00	660,4
10	250	33,00	838,2	16,50	419,1	33,00	838,2	31,00	787,4	15,50	393,7	31,00	787,4
12	300	38,00	965,2	19,00	482,6	38,00	965,2	36,00	914,4	18,00	457,2	36,00	914,4
14	350	40,50	1028,7	20,25	514,4	40,50	1028,7	39,00	990,6	19,50	495,3	39,00	990,6
16	400	---	---	26,00	660,4	44,50	1130,3	43,00	1092,2	---	---	43,00	1092,2
18	450	---	---	29,00	736,6	48,00	1219,2	---	---	---	---	---	---
20	500	---	---	32,50	825,5	52,00	1320,8	---	---	---	---	---	---
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
24	600	---	---	39,00	990,6	61,00	1549,4	---	---	---	---	---	---

Figure 10.51 Robinet à soupape / Clapet anti-retour (Classe 900)

<b>Robinet à soupape en acier et vannes de régulation/Dimensions données en pouces et millimètres (mm)</b> <i>(mesurées de face à face et d'extrémité à extrémité pour les vannes à passage direct, du centre à la face et du centre à l'extrémité pour les vannes d'équerre)</i>											
<b>Robinet à soupape en acier et clapets anti-retour/Classe ANSI 1500</b>											
<b>Couple Taille du conduit</b>		<b>Modèle long</b>						<b>Modèle court</b>			
		<b>Face surélevée et extrémité biseautée/Classe 1500</b>						<b>Extrémité biseautée/Classe 1500</b>			
		<b>Robinet à soupape à passage direct</b>		<b>Robinet à soupape d'angle</b>		<b>Non-retour à battant</b>		<b>Robinet à soupape à passage direct</b>		<b>Non-retour à battant</b>	
<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>
1/2	15	8,50	215,9	4,25	108,0	---	---	---	---	---	---
3/4	20	9,00	228,6	4,50	114,3	9,00	228,6	---	---	---	---
1	25	10,00	254,0	5,00	127,0	10,00	254,0	---	---	---	---
1-¼	32	11,00	279,4	5,50	139,7	11,00	279,4	---	---	---	---
1-½	40	12,00	304,8	6,00	152,4	12,00	304,8	---	---	---	---
2	50	14,50	368,3	7,25	184,2	14,50	368,3	8,50	215,9	8,50	215,9
2-½	65	16,50	419,1	8,25	209,6	16,50	419,1	10,00	254,0	10,00	254,0
3	80	18,50	469,9	9,25	235,0	18,50	469,9	12,00	304,8	12,00	304,8
4	100	21,50	546,1	10,75	273,1	21,50	546,1	16,00	406,4	16,00	406,4
5	125	26,50	673,1	13,25	336,6	26,50	673,1	19,00	482,6	19,00	482,6
6	150	27,75	704,9	13,88	352,6	27,75	704,9	22,00	558,8	22,00	558,8
8	200	32,75	831,9	16,38	416,1	32,75	831,9	28,00	711,2	28,00	711,2
10	250	39,00	990,6	19,50	495,3	39,00	990,6	34,00	863,6	34,00	863,6
12	300	44,50	1130,3	22,25	565,2	44,50	1130,3	39,00	990,6	39,00	990,6
14	350	49,50	1257,3	24,75	628,7	49,50	1257,3	42,00	1066,8	42,00	1066,8
16	400	---	---	---	---	54,50	1384,3	47,00	1193,8	47,00	1193,8
18	450	---	---	---	---	60,50	1536,7	---	---	---	---
20	500	---	---	---	---	65,50	1663,7	---	---	---	---
22	550	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
24	600	---	---	---	---	76,50	1943,1	---	---	---	---

Figure 10.52 Robinet à soupape / Clapet anti-retour (Classe 1500)

<b>Robinet à soupape en acier et vannes de régulation/Dimensions données en pouces et millimètres (mm)</b> <i>(relevés de face à face et d'extrémité à extrémité pour les vannes à passage direct et entre le centre et la face et le centre et l'extrémité pour les vannes d'équerre)</i>											
<b>Robinet à soupape en acier et clapets anti-retour/Classe ANSI 2500</b>											
<b>Couple Taille du conduit</b>		<b>Modèle long</b>						<b>Modèle court</b>			
		<b>Face surélevée et extrémité biseautée/Classe 2500</b>						<b>Extrémité biseautée/Classe 2500</b>			
		<b>Robinet à soupape à passage direct</b>		<b>Robinet à soupape d'angle</b>		<b>Non-retour à battant</b>		<b>Robinet à soupape à passage direct</b>		<b>Non-retour à battant</b>	
<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>	<b>in</b>	<b>mm</b>
1/2	15	10,38	263,7	5,19	131,8	10,38	263,7	---	---	---	---
3/4	20	10,75	273,1	5,38	136,7	10,75	273,1	---	---	---	---
1	25	12,12	307,9	6,06	153,9	12,12	307,9	---	---	---	---
1-1/4	32	13,75	349,3	6,88	174,8	13,75	349,3	---	---	---	---
1-1/2	40	15,12	384,0	7,56	192,0	15,12	384,0	---	---	---	---
2	50	17,75	450,9	8,88	225,6	17,75	450,9	11,00	279,4	11,00	279,4
2-1/2	65	20,00	508,0	10,00	254,0	20,00	508,0	13,00	330,2	13,00	330,2
3	80	22,75	577,9	11,38	289,1	22,75	577,9	14,50	368,3	14,50	368,3
4	100	26,50	673,1	13,25	336,6	26,50	673,1	18,00	457,2	18,00	457,2
5	125	31,25	793,8	15,62	396,8	31,25	793,8	21,00	533,4	21,00	533,4
6	150	36,00	914,4	18,00	457,2	36,00	914,4	24,00	609,6	24,00	609,6
8	200	40,25	1022,4	20,12	511,1	40,25	1022,4	30,00	762,0	30,00	762,0
10	250	50,00	1270,0	25,00	635,0	50,00	1270,0	36,00	914,0	36,00	914,0
12	300	56,00	1422,4	28,00	711,2	56,00	1422,4	41,00	1041,4	41,00	1041,4
14	350	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
16	400	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
18	450	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

**Remarques**  
 1. (---) indique que la taille de vanne n'est pas indiquée dans les normes ASME/ANSI mais qu'elle existe sur le marché.  
 2. Les dimensions en millimètres sont arrondies par défaut au premier chiffre après la virgule décimale.  
 3. Dimensions basées sur les normes ASME/ANSI B16.10.  
 4. Les dimensions du clapet anti-retour à passage direct standard sont les mêmes que celles du robinet à soupape à passage direct indiqué ci-dessus.  
 5. Les dimensions du clapet anti-retour à levée d'angle sont les mêmes que celles du robinet à soupape d'équerre.  
 6. Les dimensions du modèle court s'appliquent aux vannes à chapeau sans bride (option sur les chapeaux boulonnés).

Figure 10.53 Robinet à soupape/Clapet anti-retour (Classe 2500)



# Chapitre 11

## Développement durable



## 11.1 Développement durable

Le développement durable est devenu l'axe principal de la transition énergétique des sources d'énergie fossile traditionnelles vers un mix énergétique diversifié et plus durable. De nombreux sujets de conversation demeurent ouverts et en cours de discussion quant aux objectifs à définir en matière de développement durable, et aux moyens à déployer pour les atteindre. Les questions clés relatives au développement durable qui sont importantes pour l'industrie du contrôle des procédés incluent la décarbonation, la gestion des émissions, l'électrification, ainsi que l'efficacité et l'optimisation énergétiques. Les technologies telles que les architectures intégrées, qui fournissent des informations essentielles concernant les opérations unité par unité ou sur l'ensemble d'un secteur donné viendront appuyer les efforts déployés en matière de développement durable et de décarbonation. Les appareils de terrain intelligents, les logiciels de contrôle et d'optimisation, et les outils de simulation de procédés peuvent aider les entreprises à atteindre leurs objectifs en matière de développement durable. Les entreprises remplacent progressivement les combustibles riches en carbone par des combustibles moins carbonés tels que le gaz naturel et l'hydrogène, en plus d'utiliser les énergies renouvelables (éolien, solaire, hydroélectrique, géothermique et combustibles verts). En même temps qu'elles investissent dans de nouvelles sources d'énergie plus propres, les entreprises doivent également trouver les moyens permettant de réduire les émissions à court, moyen et long terme. En particulier, elles [étudient les solutions disponibles dès à présent pour](#) : prévenir les fuites en premier lieu ; produire des émissions faibles, voire nulles, en utilisant des sources d'énergie moins carbonées ; et s'appuyer sur des procédés affichant une combustion plus efficace et des émissions réduites.

Les procédés de captage, de stockage et de valorisation du carbone (CCUS - Carbon, Capture, Utilization and Storage) extraient les émissions de carbone issues de sources ponctuelles et les stockent sous terre. La technologie présente un potentiel d'élimination de 90 à 99 % des émissions de carbone produites par une installation industrielle. Elle permet également

d'accroître la production d'hydrogène à faible teneur en carbone en convertissant les émissions en source alternative de combustible. D'après l'Agence internationale de l'énergie, le CCUS est le seul ensemble de technologies qui contribue à la fois à la réduction directe des émissions de CO<sub>2</sub> dans des secteurs clés et à l'élimination du CO<sub>2</sub> de l'atmosphère pour contrebalancer les émissions les plus difficiles à éviter. Il s'agit d'un élément essentiel pour atteindre les objectifs d'émissions nettes zéro qu'un nombre croissant de gouvernements et d'entreprises se sont fixés. Le captage du carbone au point d'émission et sa valorisation dans des produits, ou son stockage dans des formations géologiques souterraines, seront essentiels pour parvenir à la neutralité carbone au niveau mondial. ■

## 11.2 Réduction de la consommation d'énergie et efficacité énergétique

L'efficacité et l'optimisation énergétiques demeurent une stratégie essentielle en matière de développement durable pour le monde. Environ un tiers seulement de l'énergie primaire produite de nos jours remplit effectivement la fonction souhaitée : chauffer ou climatiser une habitation, déplacer un véhicule ou cuire des aliments. Les deux tiers de l'énergie injectée dans les systèmes énergétiques sont perdus au travers de facteurs tels que les déperditions thermiques s'échappant par les fenêtres, l'application des freins sur les véhicules, les pertes en ligne des réseaux de distribution d'électricité sur de longues distances, les divers procédés de transformation de l'énergie et les procédés non optimisés. Il existe une opportunité majeure de continuer à renforcer l'efficacité énergétique, comme le montrent de nombreuses feuilles de route élaborées pour la réalisation des systèmes énergétiques de demain.

Les industries énergivores sont mises sous pression pour devenir plus durables et parvenir à une réduction significative de leurs émissions de gaz à effet de serre. En outre, il existe de nombreux procédés et solutions technologiques potentiels liés aux énergies renouvelables, comme l'hydrogène renouvelable (vert), le captage du carbone,

les biocarburants, les produits biochimiques et le recyclage du plastique, qui montrent une réduction considérable, voire l'élimination, des émissions de gaz à effet de serre.

Les solutions qui permettent de progresser en matière de durabilité environnementale couvrent quatre domaines stratégiques : Décarbonation des sources d'énergie, électrification et intégration des systèmes, efficacité et optimisation énergétiques, et gestion des émissions. ■

### 11.3 Décarbonation

La décarbonation occupe désormais une place de premier plan au vu de l'augmentation des températures mondiales constatée au cours des dernières années, alors que l'objectif de l'Accord de Paris est de limiter la hausse des températures à 2 °C d'ici 2050. L'atténuation des émissions de carbone est devenue une problématique importante et urgente, s'imposant dans divers domaines de la société, notamment la politique, la culture, l'économie, l'environnement et l'industrie. La Conférence de Paris de 2015 sur le climat a abouti à un accord actant l'objectif de maintenir l'augmentation de la température moyenne mondiale bien en dessous de 2 °C par rapport aux niveaux préindustriels au cours du siècle, et de poursuivre l'action menée pour limiter l'élévation de la température à 1,5 °C (GIEC, 2014). De nombreuses industries, notamment la chimie, la production d'énergie, le pétrole et le gaz, les industries hybrides, l'exploitation minière, la production de ciment, la sidérurgie, la production de papier et de pâte à papier, explorent différentes voies possibles pour décarboner leurs procédés industriels lourds et fortement émetteurs de carbone. En conséquence, la plupart de ces industries ont identifié et élaboré des stratégies de décarbonation qui aboutiront à des émissions nettes de carbone nulles d'ici 2050. Et ce, afin d'atteindre l'objectif convenu au niveau international qui vise à limiter le réchauffement climatique mondial à une hausse maximale de 1,5 °C par rapport à l'ère préindustrielle. Les industries envisagent deux méthodes générales.

- Atténuation des sources de carbone : pénétration massive des ressources en énergies renouvelables et amélioration de l'efficacité des procédés industriels fortement émetteurs de carbone.

- Déploiement des technologies CCUS et renforcement des puits de carbone tels que le boisement et le reboisement. ■

### 11.4 Greening OF

Le terme « Greening of » est axé sur une entreprise ou une organisation qui définit des initiatives et des objectifs internes visant à réduire les émissions de gaz à effet de serre. Le terme « Greening of » implique également d'inciter les partenaires en amont afin de s'assurer qu'ils réduisent les émissions de gaz à effet de serre des produits qu'ils fournissent à leurs clients. Un exemple de moyen par lequel les entreprises peuvent démontrer la force de leur engagement et de leur investissement consiste à organiser des « chasses au trésor » sur tous les sites en vue d'identifier les possibilités de réduction de la consommation d'énergie.

Des initiatives peuvent être mises en œuvre pour contribuer à l'amélioration des performances internes en matière de développement durable. Par exemple, en faisant appel aux fournisseurs d'énergie, aux partenaires de la chaîne d'approvisionnement et aux services logistiques pour les inciter à adopter des objectifs similaires d'écologisation de leurs procédés. Voici quelques initiatives durables qui ont un impact significatif sur la réduction des gaz à effet de serre :

- Remplacement de luminaires conventionnels par des solutions LED
- Arrêt automatique des dispositifs d'éclairage
- Détection des fuites d'air comprimé
- Remplacement du système de contrôle du circuit d'eau réfrigérée - réglage de la programmation et des points de consigne
- Remplacement des luminaires des laboratoires d'analyse par des LED
- Remplacement du système de contrôle du circuit d'eau réfrigérée - réglage de la programmation et des points de consigne

Atteindre le zéro émissions net et la mise en œuvre des stratégies de décarbonation au sein même d'une entreprise permettent d'accélérer les réductions d'émissions là où leur impact se fera le plus ressentir : chez les fournisseurs et les partenaires. ■

## 11.5 Greening By

En tant que facilitateurs technologiques de la transition vers un monde à faible teneur en carbone, l'adoption de nouvelles technologies et d'équipements économes en énergie, qu'il s'agisse de systèmes de contrôle, de logiciels ou de matériel, apportera une contribution positive à l'environnement et au climat. La possibilité de soutenir les objectifs de développement durable et de décarbonation par les produits et services – par exemple, amélioration par l'utilisation de garnitures respectueuses de l'environnement, solution électrique ou surveillance de l'état des vannes – la technologie et les produits joueront un rôle important dans la décarbonation du monde des procédés à l'avenir. Tout segment industriel qui génère des émissions fugitives ou des émissions de gaz à effet de serre est candidat à l'écologisation de ses procédés, depuis la production d'électricité, d'énergie, de produits chimiques, de métaux, de ciment, jusqu'à la chaîne du froid, la gestion des déchets, en passant par le chauffage et le froid dans les bâtiments commerciaux et résidentiels. Mais des efforts supplémentaires de la part des secteurs public et privé seront essentiels pour rendre les réseaux de distribution d'énergie plus intelligents, moins émetteurs de carbone et plus résilients. ■

## 11.6 Greening With

Alors que le monde poursuit sa lancée vers la neutralité totale en matière d'émissions nettes de carbone, il est toujours important de mettre en commun, en tant que communauté à la fois mondiale et locale, ce à quoi les technologies devraient ressembler à l'avenir pour répondre à cette demande et les ajustements ou améliorations nécessaires pour s'adapter à de tels changements. Cette approche implique la participation à des forums industriels de premier plan, la collaboration avec des établissements de recherche pour stimuler l'innovation et un engagement proactif avec les gouvernements du monde entier. La durabilité environnementale implique de nombreuses incertitudes, mais une chose est certaine : l'ampleur, la portée et la complexité de la transition vers un monde à faible teneur en carbone, sont telles qu'aucune des parties prenantes (gouvernements, entreprises, communautés ou universités)

ne serait en mesure de la gérer seule. Les alliances multipartites sont essentielles pour surmonter les défis associés.

### Scopes 1, 2 et 3 des émissions

Le protocole sur les gaz à effet de serre classe l'empreinte des émissions de gaz à effet de serre d'une entreprise selon trois catégories (scopes) différentes. Le Scope 1 représente les émissions directes provenant de sources détenues ou contrôlées, telles que les émissions provenant du chauffage d'agrément dans nos bureaux ou des applications industrielles sur nos sites de fabrication. Le Scope 2 correspond aux émissions indirectes liées à la production d'électricité achetée. Ces émissions sont considérées comme indirectes car même si elles résultent de nos activités, elles sont générées au point de production, généralement à partir d'une source de combustible fossile comme le charbon ou le gaz naturel.

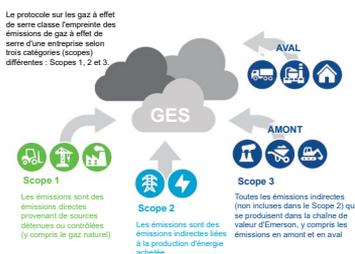


Figure 11.1 Gaz à effet de serre

Certaines entreprises ont déclaré leurs émissions de Scope 1 et de Scope 2, mais n'ont pas entièrement mesuré les émissions de Scope 3. Le Scope 3 correspond à toutes les autres émissions indirectes qui sont produites au sein de la chaîne de valeur. Le Scope 3 représente généralement une part significative du total des émissions d'une organisation car il s'agit en quelque sorte d'une catégorie « fourre-tout » pour toutes les émissions liées à l'énergie qui ne sont pas incluses dans le Scope 1 ou le Scope 2, et qui inclut 14 autres catégories d'émissions, y compris les émissions en amont et en aval. Les émissions en aval proviennent de la distribution, de l'utilisation des produits par les clients dans leurs foyers

et leurs installations, et de la manière dont les produits sont traités en fin de vie. Les émissions en amont proviennent de la fabrication et des matériaux utilisés pour réaliser les pièces achetées, ou des émissions directes des fournisseurs. Le Scope 3 inclut également diverses émissions provenant d'activités indirectes telles que les voyages d'affaires et déplacements quotidiens des employés.

Le Scope 3 comprend 15 catégories différentes :

- Biens et services achetés
- Biens d'équipement
- Activités liées aux combustibles et à l'énergie non incluses dans le Scope 1 ou le Scope 2
- Distribution en amont
- Déchets générés lors des opérations
- Voyage d'affaires
- Déplacements quotidiens des employés
- Actifs loués en amont
- Distribution en aval
- Traitement des produits vendus
- Utilisation des produits vendus
- Traitement en fin de vie des produits vendus
- Actifs loués en aval
- Franchises
- Investissements

D'après les moyennes de l'industrie, nous savons que les biens et services achetés en amont ont tendance à représenter une part importante des émissions de Scope 3 ; en moyenne, la contribution de cette partie représente environ 20 à 30 % du total des émissions de Scope 3. En outre, l'utilisation des produits vendus tend à représenter environ 60 à 65 %, les voyages d'affaires et les déplacements quotidiens des employés environ 2 à 3 % et la logistique (entrante et sortante) environ 2 à 3 % également.

De manière générale, la précision autour des émissions Scope 3 continuera de s'améliorer avec l'augmentation des données enregistrées, aussi bien pour cette catégorie que pour les autres catégories. L'objectif ici est que même si les entreprises n'ont pas

l'obligation de déclarer leurs émissions de Scope 3 à ce jour, certaines sont proactives et mesurent ces informations dès à présent car elles s'attendent à ce qu'il leur soit demandé de déclarer ces informations dans un avenir très proche. ■

## 11.7 Ambitions zéro émissions

Alors que le monde est confronté aux défis monumentaux et urgents que pose le changement climatique, l'industrie monte au créneau en discutant et en examinant les activités qui contribueraient à atténuer les impacts négatifs sur l'environnement. Les entreprises établissent des objectifs pour atteindre zéro émission nette de gaz à effet de serre sur l'ensemble des Scopes 1, 2 et 3 en effectuant une analyse approfondie de leurs émissions totales et en se servant de ces informations pour définir une année de référence. Une fois l'année de référence établie, l'entreprise peut alors se fixer un objectif de réduction des émissions de gaz à effet de serre à zéro pour une année cible. Afin de s'assurer que nos objectifs sont en accord avec les dernières avancées scientifiques en matière d'évolution du climat, il est préférable de s'aligner sur un cadre internationalement reconnu tel que le Net-Zero Standard de l'organisation Science Based Target initiatives (SBTi) pour définir les objectifs. Le SBTi est la principale organisation mondiale qui œuvre pour promouvoir l'adoption d'objectifs fondés sur la science. Un modèle robuste à zéro émission nette nécessite une réduction absolue des émissions de gaz à effet de serre d'au moins 90 %, permettant ainsi une neutralisation de première qualité du carbone dans d'autres parties de l'écosystème pour toutes les émissions résiduelles, qui ne peuvent être réduites autrement. Une fois qu'une entreprise ou une organisation a fixé des objectifs de réduction des émissions de gaz à effet de serre, il est important de surveiller et de mesurer les progrès réalisés chaque année. Il est essentiel de piloter le programme de développement durable et de décarbonation au sein d'une entreprise afin de maintenir le niveau de motivation et d'intérêt pour ce domaine très important et gratifiant du développement durable.

La transition énergétique et la décarbonation s'appliquent aux projets écologiques et aux friches industrielles ainsi qu'aux opportunités MRO qui permettent aux clients de rendre leurs procédés plus respectueux de l'environnement en réduisant les émissions de gaz à effet de serre dans le cadre des objectifs de zéro émission nette d'ici 2050. ■

Technologies nouvelles et émergentes :

Hydrogène	Décarbonation - Captage du carbone	Combustible alternatif / biochimique	Énergies renouvelables	Électrification et stockage
<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Électrolyseurs d'hydrogène vert</li> <li>■ Hydrogène bleu</li> <li>■ Ammoniac vert</li> <li>■ Mélange d'hydrogène et de gaz naturel</li> <li>■ Liquéfaction</li> <li>■ Transport</li> <li>■ Stockage de l'hydrogène</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Émissions fugitives</li> <li>■ Hydrogène bleu</li> <li>■ CCUS</li> <li>■ Réduction de la consommation d'énergie et efficacité énergétique</li> <li>■ Réduction des émissions de gaz à effet de serre</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Biocarburant / bioénergie / valorisation énergétique des déchets</li> <li>■ Combustible renouvelable - gazole durable : CAD (carburant d'aviation durable)</li> <li>■ Bioplastiques</li> <li>■ Recyclage du plastique</li> <li>■ Plastiques biodégradables</li> <li>■ Biogaz - gaz naturel renouvelable</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Chaîne de valeur solaire - polysilicium</li> <li>■ Parcs éoliens offshore</li> <li>■ Géothermie</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Extraction du lithium et du nickel</li> <li>■ Traitement des métaux pour batteries</li> <li>■ Recyclage des batteries</li> <li>■ Électrification des actionneurs</li> <li>■ Réservoirs de sels fondus</li> </ul>

Figure 11.2 Développement durable et décarbonation

## 11. 8 ESG

Les investissements dans les entreprises qui défendent les questions environnementales, sociales et de gouvernance (ESG) font l'objet de discussions depuis plusieurs décennies, mais ils sont aujourd'hui au premier plan des initiatives des entreprises. L'ESG est probablement devenu une réalité en 2004 quand le secrétaire des Nations Unies, Kofi Annan, a appelé les 50 présidents-directeurs généraux de grands établissements financiers à se joindre à une initiative visant à trouver les moyens d'intégrer les concepts de l'ESG dans les marchés mondiaux. Dans le rapport des Nations Unies sur les Principes pour l'investissement responsable (PRI) de 2006, le terme ESG a été inventé pour expliquer en quoi la promotion des facteurs ESG avait du sens sur le plan commercial, créait des marchés durables et était bénéfique pour la société.

Depuis, le mouvement a pris de l'ampleur, de nombreux investisseurs et parties prenantes exigeant activement que les entreprises s'engagent dans les moyens d'améliorer l'ESG et rendent publiquement compte de leurs progrès dans des domaines clés.

Les appels ont été si nombreux que la Securities and Exchange Commission (SEC) des États-Unis est en train de créer des directives en matière de reporting de sorte que les entreprises soient en mesure de présenter des comptes rendus cohérents et exacts de leurs programmes ESG, parallèlement à leurs rapports financiers standard.

« Dans sa forme la plus simple, l'ESG fournit un cadre général permettant de prendre en compte l'impact et les dépendances d'une entreprise à l'égard de l'environnement et de la société, ainsi que la qualité de sa gouvernance d'entreprise. » ■

## 11.9 ESG - Approche des entreprises

Si les enjeux de société et de gouvernance concernent presque toutes les entreprises, l'attention des entreprises pétrochimiques se tourne naturellement davantage vers les enjeux environnementaux. L'opinion publique exerce une forte pression sur l'industrie pour l'inciter à décarboner ses flux de produits et à réduire ses émissions de polluants, en particulier de gaz à effet de serre. Pour atteindre ces objectifs, la plupart des entreprises s'appuient sur une approche à plusieurs volets.

Une initiative majeure consiste à utiliser des matières premières recyclées et renouvelables pour créer des combustibles alternatifs à faible teneur en carbone. Parmi ces matières premières, on peut citer l'huile

de soja, l'huile de maïs, le suif de bœuf, la graisse blanche et les huiles de cuisson usagées, ainsi que les huiles issues d'algues, de colza et de carinata. D'autres procédés permettent de collecter le biogaz provenant de l'agriculture et de diverses sources de déchets, puis convertissent ces émissions potentielles de gaz à effet de serre en biométhane commercialisable en vue de son injection dans les gazoducs.

La réduction des émissions intentionnelles et fugitives de méthane constitue une autre source d'améliorations pour l'environnement. Les zones de production de pétrole et de gaz éloignées et les oléoducs / gazoducs utilisent souvent le gaz naturel comme force motrice pour l'instrumentation et l'actionnement des vannes, qui rejettent du méthane à chaque course ou en continu par leur dispositif de purge. En outre, la plupart des vannes de

<i>Environnement</i>
<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Réduction des émissions de gaz à effet de serre</li> <li>■ Suivi de l'empreinte environnementale</li> <li>■ Décarbonation des sources d'énergie : soutien des engagements pris visant à réduire les émissions de carbone</li> <li>■ Gestion des émissions</li> <li>■ Collaboration avec les universités du monde entier</li> <li>■ Préserver la qualité des aliments et la durabilité environnementale</li> </ul>
<i>Social</i>
<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Garantir la sûreté et la sécurité</li> <li>■ Sécurité sur le lieu de travail</li> <li>■ Diversité, équité et inclusion</li> <li>■ Enseignement des sciences, des technologies, de l'ingénierie et des mathématiques (STEM)</li> <li>■ Engagement des employés</li> <li>■ Formation et développement</li> <li>■ Concevoir le lieu de travail du futur</li> <li>■ Assurer l'avenir des communautés</li> </ul>
<i>Gouvernance</i>
<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Diversité et structure du conseil d'administration</li> <li>■ Actions en matière de gouvernance d'entreprise</li> <li>■ Gestion et surveillance des risques</li> <li>■ Intégrité et éthique</li> </ul>

Figure 11.3 Approche de l'ESG par différentes industries

régulation et/ou pompes utilisées dans les applications chimiques ont tendance à produire des émissions de polluants en raison des fuites au niveau des garnitures et des joints. Il est possible de réduire considérablement, voire d'éliminer toutes ces sources d'émissions en s'appuyant sur une conception appropriée des équipements, le remplacement des anciens actionneurs par des actionneurs électriques ou une meilleure conception des garnitures.

Un autre facteur permettant de réduire significativement les émissions de gaz à effet de serre réside dans les nouvelles conceptions des dispositifs d'actionnement des vannes, qui permettent de remplacer les vannes actionnées au gaz naturel par des solutions alternatives à émissions faibles, voire nulles. Souvent vendues sous forme de kits de conversion, ces améliorations permettent de réduire dramatiquement les émissions de méthane et de gaz à effet de serre. En outre, certains fournisseurs de systèmes d'automatisation proposent diverses alternatives à faible débit de purge pour les instruments alimentés au gaz naturel, ainsi que des alternatives électriques à très faible consommation qui peuvent fonctionner avec l'énergie fournie par de petits systèmes de panneaux solaires. Dans de nombreux cas, les économies générées par la réduction des émissions de méthane, la réduction des essais prescrits et la production accrue de gaz naturel permettent de financer la mise à niveau des instruments. Ce type d'équipement répond souvent aux réglementations strictes imposées par les gouvernements locaux en matière d'émissions de méthane. ■

## 11.10 Optimisation de l'ESG par la collaboration

Si l'industrie pétrolière et gazière et les fournisseurs de systèmes d'automatisation accomplissent des avancées significatives pour la réalisation de leurs objectifs environnementaux, les meilleurs progrès résultent souvent d'une collaboration entre ces deux groupes. Cela se produit déjà dans certains domaines : des spécialistes du pétrole et du gaz travaillent en effet avec des leaders de l'automatisation pour relever les défis les plus urgents en concevant des

méthodes innovantes pour répondre aux enjeux associés à l'ESG.

Les partenariats entre les leaders de l'automatisation et les universités constituent un autre domaine de collaboration. Les fournisseurs de systèmes d'automatisation financent régulièrement des forums sur le développement durable, accordent des subventions et offrent des bourses pour faire avancer la recherche dans divers domaines en lien avec l'environnement. Ces efforts aboutissent souvent à de nouvelles générations d'instruments et de procédés chimiques qui apportent des améliorations significatives pour l'environnement.

L'issue la plus favorable pour notre planète résulte de la collaboration entre les industries. De tels efforts de collaboration sont déjà en cours, avec des bienfaits déjà visibles et d'autres qui arriveront dans un avenir proche. Les améliorations profitent immédiatement à la société et à l'environnement, mais elles permettent également à une entreprise de définir son rôle et de choisir la meilleure voie à suivre pour atteindre ses objectifs ESG. ■

## 11.11 Conclusion

La pression croissante de l'opinion publique, les réglementations environnementales strictes et les efforts en faveur du développement durable et de la décarbonation obligent la plupart des industries à identifier et à élaborer des stratégies de décarbonation qui aboutiront à des émissions nettes totales de carbone nulles d'ici 2050. Ces efforts permettront d'atteindre l'objectif convenu au niveau international qui vise à limiter le réchauffement climatique mondial à une hausse maximale de 1,5 °C par rapport à l'ère préindustrielle. ■

## 11.12 Termes couramment utilisés en matière de développement durable

- La neutralité carbone signifie que tout CO<sub>2</sub> rejeté dans l'atmosphère par les activités d'une entreprise est compensé par l'élimination d'une quantité équivalente.

- L'expression « zéro émission nette de carbone » signifie qu'une activité ne rejette aucune émission nette de carbone dans l'atmosphère.
- Net zéro total = Net zéro
- Neutre en carbone et net zéro sont deux expressions similaires. Dans les deux cas, les entreprises s'efforcent de réduire et d'équilibrer leur empreinte carbone. Alors que la neutralité carbone fait référence à la compensation des émissions de carbone, net zéro carbone signifie qu'aucune émission de carbone n'a été produite dès le lancement d'une activité, et donc qu'aucun captage ou compensation du carbone n'est nécessaire. ■



# Chapitre 12

## Systemes instrumentés de sécurité



## 12.1 Sécurité et niveaux de protection

La sécurité est assurée par niveaux de protection. Ces niveaux de protection commencent par un contrôle efficace du procédé, continuent avec les niveaux de sécurité manuelle et automatique, puis par les niveaux qui permettent de mitiger les conséquences d'un événement.

Le premier niveau est le système de contrôle du procédé de base (basic process control system, BPCS). Le système de contrôle du procédé assure une grande sécurité à travers la conception adéquate du contrôle du procédé.

Le niveau de protection suivant est également assuré par le système de contrôle et les opérateurs du système de contrôle. Les routines d'arrêt automatique prévues dans le système de contrôle du procédé, associées à l'intervention de l'opérateur pour arrêter le procédé, constituent le niveau de sécurité suivant.

Le système instrumenté de sécurité est le niveau suivant. Il s'agit d'un système de sécurité indépendant du système de contrôle du procédé. Il est équipé de capteurs, de vannes et d'un solveur logique séparés. Son seul et unique rôle est d'assurer la sécurité. Ce système n'effectue aucun contrôle du procédé.

L'intervention de l'opérateur et les niveaux du système instrumenté de sécurité sont conçus pour prévenir les événements liés à la sécurité. Si un événement lié à la sécurité se produit, des niveaux supplémentaires sont prévus afin de mitiger l'impact de l'événement.

Le niveau suivant assure la protection active. Ce niveau peut disposer de vannes ou de disques de rupture afin d'assurer un point de décharge qui empêche la décharge incontrôlée qui peut provoquer une explosion ou un incendie.

Le niveau suivant assure la protection passive. Il peut comprendre une digue, ou toute autre barrière passive permettant de contenir un incendie ou de canaliser l'énergie d'une

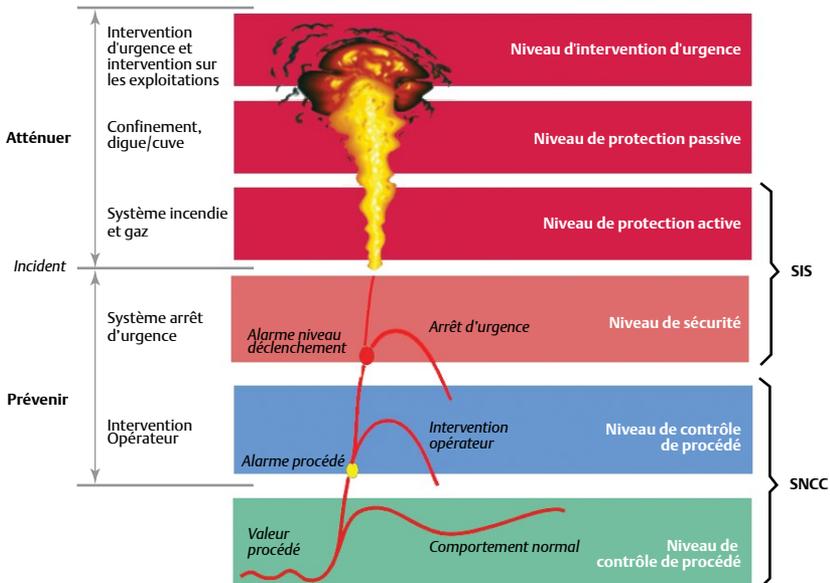


Figure 12.1 Niveaux de protection

explosion dans une direction qui minimise la diffusion des dommages.

Le niveau final de l'installation est une réponse d'urgence. Si un grand événement lié à la sécurité se produit, ce niveau réagit de façon à minimiser la survenue de dommages, blessures ou décès. Il peut prévoir des plans d'évacuation, la lutte contre l'incendie, etc.

La sécurité générale est définie par la manière dont ces niveaux travaillent ensemble. ■

## 12.2 Systèmes instrumentés de sécurité (SIS)

Le système instrumenté de sécurité (SIS) se distingue du système de contrôle de base du procédé (basic process control system, BPCS) en cela que le SIS est dédié à mettre le procédé en « état sécurisé » si une situation critique devait se produire.

Le SIS consiste en plusieurs fonctions instrumentées de sécurité (safety instrumented functions, SIF). Chaque fonction instrumentée de sécurité dispose d'un niveau d'intégrité de sécurité (safety integrity level, SIL) spécifié qui est nécessaire pour atteindre la sécurité fonctionnelle. Chaque SIF est une boucle séparée ou inter-reliée constituée de capteurs, d'un solveur logique (logic solver, LS) et de l'élément de contrôle final (final control element, FE) comme illustré à la Figure 12.2.

**Capteurs :** les capteurs sur le terrain sont utilisés pour récolter les informations nécessaires à définir si une situation d'urgence existe. Ces capteurs ont pour objectif de mesurer les paramètres de procédé (la température, la pression, le débit, la densité, etc.) afin de déterminer si l'équipement ou le procédé est en état sécurisé. Les types de capteur vont des simples interrupteurs pneumatiques ou électriques aux transmetteurs intelligents équipés de diagnostic en ligne. Ces capteurs sont dédiés au service SIS et ils comprennent des bouchons de procédé, séparés et distincts des bouchons de procédé utilisés par les capteurs d'informations de procédé normaux.

**Solveur logique :** Ce composant du SIS a pour objectif de définir l'action à entreprendre en fonction des informations récoltées. Des solveurs logiques hautement fiables sont utilisés, qui assurent à la fois un fonctionnement à sûreté intégrée et tolérant au défauts. Il s'agit généralement d'un contrôleur qui lit les signaux des capteurs et exécute des actions pré-programmées afin d'éviter les dangers en fournissant une sortie vers le ou les élément(s) de contrôle final. Les solveurs logiques sont très souvent des dispositifs programmables ou non programmables, mais il peut également s'agir de dispositifs mécaniques sous forme d'un ensemble actionné pour déclencher la fonction de sécurité.

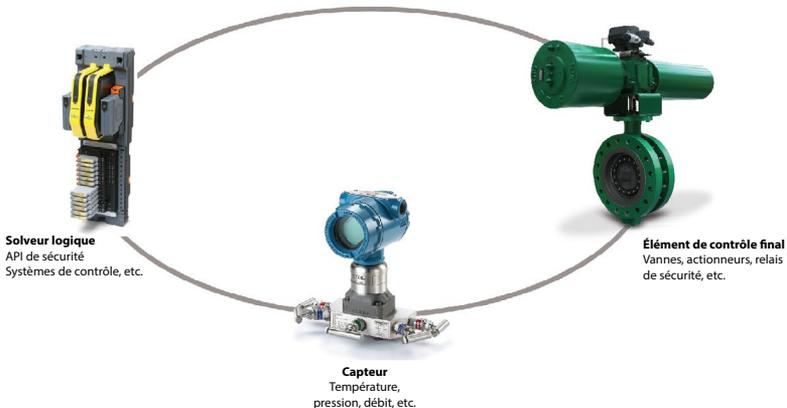


Figure 12.2 Composants d'un Système instrumenté de sécurité (SIS)

**Élément de contrôle final :** Les éléments de contrôle final appliquent l'action identifiée par le solveur logique. Cet élément de contrôle final est généralement une vanne marche/arrêt équipée de la fonction fermé par manque d'énergie ou ouvert par manque d'énergie.

Il est impératif que ces trois éléments de la fonction SIS fonctionnent tous comme prévu pour isoler le circuit du procédé en toute sécurité en cas d'urgence. ■

## 12.3 Normes de sécurité

Dans un circuit de procédé, rien ne vaut un fonctionnement sans risque ou une fiabilité à 100%. L'une des premières tâches du concepteur du SIS est donc d'effectuer une analyse de la tolérance aux risques afin de définir le niveau de sécurité qui est nécessaire. La norme CEI 61508 (Functional Safety of Electric, Electronic and Programmable Electronic Systems, Sécurité fonctionnelle des systèmes électriques, électroniques et électroniques programmables) est une norme générale qui couvre la sécurité fonctionnelle de tous les systèmes d'usines de procédé et de fabrication. Les normes CEI 61511 et ISA S84.01 (remplacée par ISA 84.00.01-2004) sont spécifiques aux industries du procédé. Ces trois normes utilisent un modèle de cycle de vie basé sur les performances et spécifient des niveaux de sécurité précis, des bonnes pratiques et une preuve de conformité quantifiable. ■

## 12.4 Niveau d'intégrité de la sécurité (SIL)

Les niveaux d'intégrité de la sécurité (SIL) sont une mesure quantifiable du risque.

Depuis qu'ils ont été introduits, les niveaux d'intégrité de la sécurité sont utilisés comme une manière quantifiable d'établir des cibles de performances de la sécurité pour les systèmes SIS. Les normes CEI indiquent quatre niveaux d'intégrité de sécurité possibles (SIL 1, SIL 2, SIL 3 et SIL 4), comme l'illustre la Figure 12.3 ; la norme ISA S84.01 n'en reconnaît que 3, jusqu'à SIL 3.

La définition du niveau d'intégrité de la sécurité visé demande :

- l'identification des risques présents.
- l'évaluation du risque de chacun des dangers identifiés.
- l'évaluation des autres niveaux de protection indépendants (Independent Protection Layers, IPL) qui peuvent être en place.

Les risques peuvent être identifiés en utilisant un certain nombre de techniques différentes ; une technique commune est l'étude HAZard and OPerability study (HAZOP).

Un facteur de risque doit ensuite être déterminé pour chacun des risques définis, où le risque est défini comme une fonction de la probabilité (ou fréquence) et des conséquences (gravité) de chaque événement dangereux.

L'étude HAZOP est utilisée pour identifier le risque pour le personnel ou l'environnement, et elle est effectuée par une équipe multidisciplinaire (équipe HAZOP).

Lorsque le risque est identifié, l'étude HAZOP/étude des risques du procédé (process hazard study, PHA) définira les exigences de réduction du risque et le niveau SIL requis.

RRF (facteur de réduction de risque)	PFD <sub>avg</sub> (probabilité d'échec sur demande = 1/ RRF)	SIL (niveau d'intégrité de sécurité)
100000 à 10000	$\geq 10^{-5}$ à $< 10^{-4}$	4
10000 à 1000	$\geq 10^{-4}$ à $< 10^{-3}$	3
1000 à 100	$\geq 10^{-3}$ à $< 10^{-2}$	2
100 à 10	$\geq 10^{-2}$ à $< 10^{-1}$	1

Figure 12.3 Niveaux d'intégrité de sécurité et valeurs PFD<sub>avg</sub> et RRF associées

D'autres critères doivent être vérifiés afin d'assurer que la SIF répond au SIL nécessaire, et ils sont souvent répartis selon les points suivants :

- **intégrité systématique** : tous les éléments de la SIF doivent pouvoir être utilisés pour le niveau SIL défini.
- **contraintes architecturales** : la tolérance aux défauts matériels (Hardware Fault Tolerance, HFT) et la redondance de l'architecture doivent respecter les normes de sécurité fonctionnelle actuelles
- **l'intégrité aléatoire (PFDavg)** : les taux d'échec des dispositifs individuels seront utilisés pour calculer la probabilité moyenne de défaillance sur demande. ■

## 12.5 Probabilité de défaillance sur demande

Comprendre comment les composants du système SIS peuvent échouer permet de calculer une probabilité de défaillance sur demande (probability of failure on demand, PFD). Un SIS peut échouer de deux manières : la première est communément appelée nuisance ou déclenchement intempestif, et elle provoque un arrêt du procédé non programmé mais relativement sûr. Si le danger associé à ce type de défaillance SIS est minime, les conséquences du point de vue opérationnel peuvent être énormes. Le second type de défaillance ne provoque ni un arrêt du procédé, ni un déclenchement intempestif. La défaillance n'est pas relevée, ce qui permet au procédé de se poursuivre de manière non sécurisée et dangereuse. Lorsqu'une demande d'urgence se produit, le système SIS est incapable de répondre correctement. Ces défaillances sont dites couvertes ou cachées, et elles contribuent à la probabilité (PFD) d'échec dangereux du système sur demande.

La PFD du système SIS est la somme des PFD pour chaque élément du système :

$$PFD_{\text{total}} = PFD_{\text{capteur}} + PFD_{\text{solveur logique}} + PFD_{\text{élément final}}$$

Pour définir la PFD de chaque élément, l'analyse doit disposer de données documentées quant au taux de défaillance de chaque élément. Ce taux de défaillance (dangereux) est associé au terme de l'intervalle d'essai (test interval, TI) afin de calculer la PFD. C'est cet intervalle d'essai qui indique le temps avant qu'une défaillance couverte n'apparaisse lors d'un essai. Augmenter l'intervalle d'essai a un impact direct sur la valeur PFD, de manière linéaire ; c'est-à-dire que si l'intervalle entre les essais redouble, la probabilité d'échec sur demande redouble elle aussi, et il devient deux fois plus difficile de respecter la SIL cible.

Les normes applicables aux systèmes instrumentés de sécurité indiquent que les opérateurs de systèmes doivent définir et documenter que l'équipement est conçu, entrete nu, examiné, testé et utilisé de manière sécurisée. Il est donc impératif que ces composants du système instrumenté de sécurité soient testés suffisamment souvent pour réduire la PFD et répondre au SIL ciblé. ■

## 12.6 Éléments finaux, essais périodiques et techniques d'essai de course partielle

Les éléments finaux sont les vannes, les actionneurs et l'instrumentation des vannes. En fonction de l'application, les vannes à boisseau sphérique, vannes papillon ou vannes de régulation sont utilisées pour l'arrêt d'urgence (ESD), tandis que les vannes de purge (BD) et autres utilisent un SIS afin de porter le procédé en état sécurisé.

Les éléments finaux ne faisant partie que de la SIF, il est difficile de confirmer le SIL requis sans considérer l'initiateur et le solveur logique comme des parties de la boucle. Les données statistiques disponibles dans les industries du procédé peuvent être utilisées pour fournir une estimation de la conformité au SIL requis. Les données OREDA (Offshore and Onshore Reliability Data, données de fiabilité off-shore et on-shore) indiquent que 50% des défaillances au sein d'une SIF peuvent être attribuées à l'élément final, comme l'illustre la Figure 12.4.

Les éléments finaux comptant pour 50% des défaillances, il est important de sélectionner des vannes qui correspondent aux conditions

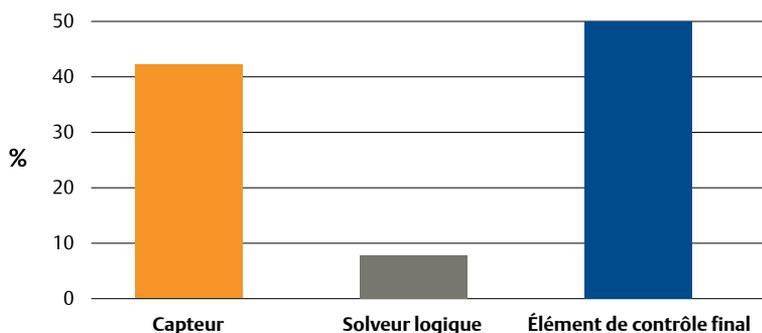


Figure 12.4 Données OREDA

de conception du produit, répondent à la SIL cible, et de les tester périodiquement afin d'assurer leur fonctionnalité. La fonctionnalité du SIS doit être testée périodiquement par le biais d'essais de chaque dispositif, selon les délais jugés nécessaires lors de l'analyse de vérification SIL, afin d'assurer le niveau SIL pour la SIF tout au long du cycle de vie de l'installation. Un essai périodique pour un élément final comprendrait l'inspection visuelle et la vérification de la fonction de sécurité, y compris une course complète de la vanne, et éventuellement une vérification du temps de sécurité et de fuite de la vanne. ■

## 12.7 Essai de course partielle

La durée entre les essais ne correspond pas toujours parfaitement aux arrêts programmés ou aux périodes de maintenance. Pour éviter d'arrêter le procédé pour effectuer les essais, une dérivation peut être utilisée autour de l'élément final ; toutefois, l'essai avec une dérivation laisse potentiellement le procédé sans protection en cas de demande de sécurité. En alternative, il est possible de prolonger l'intervalle entre les essais périodiques en utilisant l'essai de course partielle (partial stroke testing, PST). L'essai de course partielle actionne la vanne sur une partie de sa course totale, afin de vérifier que la vanne n'est pas collée et pour détecter les autres défaillances dangereuses non détectées, comme l'immobilisation de l'arbre de vanne, les problèmes de garniture de la vanne, du conduit d'air de l'actionneur ou d'autres situations qui pourraient empêcher la vanne

de se déplacer pour atteindre sa position sécurisée en cas de demande de sécurité.

L'intervalle de temps entre les essais périodiques de course partielle peut être prolongé en fonction de la SIL cible, de la fréquence des essais et du taux de couverture diagnostique (ce taux est défini par le taux de défaillance détectée par rapport au taux de défaillance total). ■

## 12.8 Méthode d'essai de l'élément final en ligne

Les essais des vannes peuvent être effectués en installant une vanne de dérivation autour de chaque vanne de sécurité. Lorsque la dérivation est mise en service, la course totale de la vanne de sécurité peut être testée, sans arrêter le processus.

Dans la tentative d'éliminer les problèmes d'ordre opérationnel, économique et réglementaire associés aux essais par dérivation, d'autres méthodes ont été développées.

Les méthodes de limitation mécanique de la course entendent l'utilisation d'un dispositif mécanique comme une broche, un collier sur la tige de vanne, une cale manuelle sur la vanne, etc. qui limitera la course de la vanne à 15% ou moins de la course de la vanne.

La méthode par panneaux d'essai pneumatiques engage également une broche avant de commencer l'essai de course partielle.

Ces méthodes d'essai en ligne présentent toutefois un certain nombre d'inconvénients. L'un des principaux inconvénients de ces méthodes est que la fonction d'arrêt de sécurité n'est pas disponible durant l'essai. Le procédé est en effet laissé sans aucune protection durant le déroulement de l'essai, et pour certaines zones et industries ce type d'essai n'est pas admis. De plus, la vanne de sécurité pourrait par mégarde rester en position de dérivation au terme de l'essai, ou le verrouillage ou la broche mécanique pourraient ne pas être retirés au terme de l'essai. Cela laisserait le procédé sans aucune protection tant que l'erreur n'est pas relevée. De plus, ces méthodes d'essai présentent un risque réel de déclenchement intempestif provoqué par l'essai. Enfin, un autre inconvénient est que le processus d'essai doit être lancé manuellement sur le terrain et les essais eux-mêmes sont extrêmement difficiles à effectuer par les opérateurs, ce qui peut provoquer des erreurs. ■

## 12.9 Utilisation du contrôleur numérique de vanne pour l'essai de course partielle

Les contrôleurs numériques de vanne sont des instruments de communication basés sur micro-processeur qui transforment le courant en un mouvement pneumatique grâce à leur capacité de logique interne. Outre la fonction traditionnelle de convertir un signal de courant en un signal de pression pour actionner la vanne, ces contrôleurs numériques de vanne utilisent le protocole de communication HART pour assurer la facilité d'accès aux informations critiques du point de vue de l'essai de sécurité. Le contrôleur numérique de vanne reçoit un retour de la position de la course de la vanne, ainsi que la pression d'alimentation et la pression pneumatique de l'actionneur. Cela permet au contrôleur numérique de vanne de diagnostiquer l'état de santé et le fonctionnement de lui-même, de la vanne et de l'actionneur sur lequel il est monté.

L'essai de course partielle confirme que la vanne travaille sans déranger le procédé. L'ensemble de la procédure d'essai pouvant être programmé dans le contrôleur numérique de vanne, l'essai de course partielle peut être effectué

automatiquement. Cela permet de raccourcir autant que possible l'intervalle d'essai (par heure, jour, semaine, etc.) afin de respecter les valeurs SIL cible. L'opérateur peut lancer manuellement l'essai en appuyant simplement sur un bouton, mais la séquence d'essai elle-même est entièrement automatique ; elle élimine donc les erreurs et éventuels déclenchements intempestifs, ainsi que les efforts de la main d'œuvre par rapport aux modèles d'essais traditionnels. Si une demande de sécurité se produit durant l'essai de course partielle, celui-ci sera interrompu et le contrôleur numérique de la vanne amènera la vanne en état sécurisé.

Un général, un essai de course partielle déplace la vanne de 10% par rapport à sa position d'origine, mais elle peut atteindre 30% si les instructions de sécurité de l'usine le permettent. Bien que l'essai de course partielle n'élimine pas la nécessité de procéder à un essai de course complète (lequel est nécessaire pour vérifier le siège de la vanne, etc.), il réduit la fréquence nécessaire de procéder à cet essai au point qu'il peut presque être effectué durant les arrêts du système.

Ajouter un contrôleur numérique de vanne sur un système instrumenté de sécurité peut réduire le prix de l'équipement de base, le temps d'essai et les exigences en termes de main d'œuvre en éliminant la nécessité de recourir à des panneaux d'essai pneumatiques coûteux et à du personnel qualifié pour procéder à l'essai. L'utilisation d'un contrôleur numérique de vanne peut fournir la documentation complète de tous les événements d'urgence, ainsi que la documentation de tous les essais, afin de les délivrer aux compagnies d'assurance en guise de preuve que les essais ont été effectués. Elle permet également de configurer les essais à distance, ce qui permet de gagner du temps en réduisant le besoin de déplacement pour procéder aux inspections de maintenance sur place. La sécurité du personnel qui se trouve sur place peut également être améliorée en éliminant le besoin d'envoyer du personnel sur place afin de procéder aux essais. ■

## 12.10 Système de protection contre la surpression à haute fiabilité (HIPPS)

Les systèmes de protection contre la surpression à haute fiabilité (HIPPS) font partie du système instrumenté de sécurité et ils sont conçus pour éviter la surpression. Par rapport aux systèmes traditionnels de dégagement de la pression, comme l'utilisation de décharge mécanique ou de vannes de sûreté, le système HIPPS ferme la source et capture la pression en amont du système, ce qui fournit une barrière entre les côtés haute pression et basse pression d'un système de production. La fermeture étanche évitera la fuite en aval et éliminera les émissions fugitives. De ce point de vue, le système HIPPS est considéré comme la « dernière ligne de défense ».

Le système HIPPS est une solution à la fois économique et respectueuse de l'environnement par rapport aux systèmes de décharge traditionnels. La Figure 12,5 illustre un système HIPPS type dans une configuration réglée pour correspondre à un niveau SIL 3. ■

## 12.11 Fonctionnalité du HIPPS

Comme la SIF, un HIPPS comprend généralement les dispositifs et fonctionnalités suivants :

**Capteurs de pression :** trois capteurs de pression en amont du HIPPS, réglés selon une structure de vote de 2 sur 3 (2oo3), fourniront à l'opérateur la disponibilité du système et la fiabilité dans la prise en charge du SIF.

**Solveur logique :** si deux capteurs sur trois (2oo3) mesurent une pression supérieure à celle qui est définie/admise, le solveur logique ferme les deux éléments finaux et une alarme est envoyée à la salle de commande.

**Éléments finaux :** deux vannes d'isolement en série (disposition 1oo2) assurent la redondance et une plus grande intégrité de la sécurité. ■

## 12.12 Exigences en matière d'essais

Pour garantir que le HIPPS répondra au SIL tout au long du cycle de vie sécurisé de l'installation, l'essai devra être effectué sur différents éléments :

**Capteurs de pression :** les capteurs de pression devront être mis hors service pour procéder à l'essai mais la configuration étant 2oo3, il est possible d'isoler 1 capteur pour l'essai et de garder la même redondance, à condition que le vote du solveur logique passe de 2oo3 à 1oo2. Cela est souvent effectué à l'aide d'un système d'interverrouillage, en fournissant un signal au solveur logique indiquant qu'un capteur est indisponible car il est soumis à un essai.

**Solveur logique :** Les solveurs logiques travaillent souvent avec un double processeur, et ils exécutent constamment des auto-diagnostics. Si une défaillance est détectée, elle peut être réglée de façon à fermer l'élément final ou de passer à un solveur logique redondant.

**Élément de contrôle final** Les normes applicables aux systèmes instrumentés de sécurité indiquent que les opérateurs de systèmes doivent définir et documenter que l'équipement est conçu, entretenu, examiné, testé et utilisé de manière sécurisée. Il est donc impératif que ces composants du système instrumenté de sécurité soient testés suffisamment souvent pour réduire la PFD et répondre à la cible

**SIL :** Un essai à course complète ou essai périodique doit être effectué à des intervalles donnés, mais au vu de la nature de l'essai, cela devra être effectué hors service. Pour prolonger l'intervalle entre les essais périodiques, un essai en ligne comme un essai de course partielle peut être utilisé pour détecter le nombre de défaillances et fournir un diagnostic prédictif, ce qui permet à l'opérateur d'agir. ■

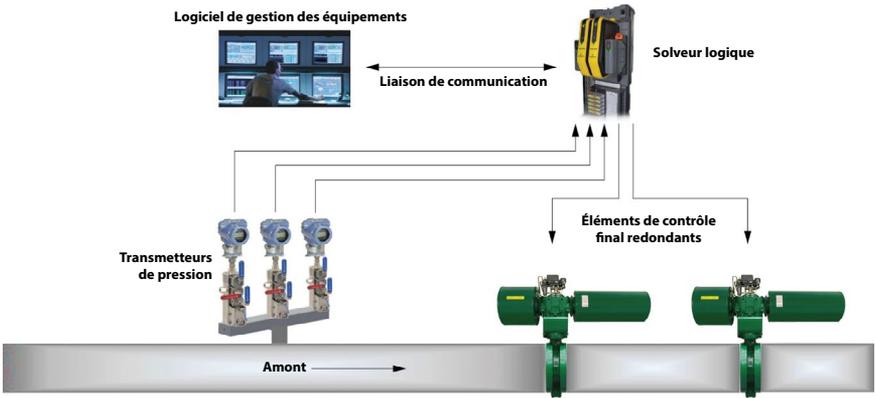


Figure 12.5 Configuration HIPPS type



# Chapitre 13

Données d'ingénierie



## 13.1 Spécifications standard pour le matériau de retenue de pression de la vanne

Voir le paragraphe 13.2 pour plus de spécifications et pour les références croisées aux numéros de Code matériel.

### 1. Acier au carbone moulé ASTM A216 Grade WCC :

Plage de températures :

- de -30 à 427°C (de -20 à 800°F)

Composition (%) :

- C = 0,25 max
- Mn = 1,2 max
- P = 0,035 max
- S = 0,035 max
- Si = 0,6 max

### 2. Acier au carbone moulé ASTM A352 Grade LCC :

Plage de températures :

- de -45 à 343°C (de -50 à 650°F)

Composition (%) :

- Comme ASTM A216 grade WCC

### 3. Barre d'acier au carbone AISI 1018, UNS G10180 :

Plage de températures :

- de -29 à 427°C (de -20 à 800°F)

Composition (%) :

- C = 0,14 à 0,2
- Mn = 0,6 à 0,9
- P = 0,04 max
- S = 0,05 max

### 4. Barre à inclusion de plomb AISI 12L14, UNS G12144 :

Plage de températures :

- de -29 à 427°C (de -20 à 800°F)

Composition (%) :

- C = 0,15 max
- Mn = 0,85 à 1,15
- P = 0,04 à 0,09
- S = 0,26 à 0,35
- Pb = 0,15 à 0,35

### 5. Acier Cr-Mo AISI 4140 :

Semblable au matériau du boulon ASTM A193 Grade B7.

Plage de températures :

- de -48 à 538°C (de -55 à 1000°F)

Composition (%) :

- C = 0,38 à 0,43
- Mn = 0,75 à 1,0
- P = 0,035 max
- S = 0,040 max
- Si = 0,15 à 0,35
- Cr = 0,8 à 1,1
- Mo = 0,15 à 0,25
- Fe = restant

### 6. Acier au nickel forgé 3-1/2% ASTM A352 Grade LC3 :

Plage de températures :

- de -101 à 343°C (de -150 à 650°F)

Composition (%) :

- C = 0,15 max
- Mn = 0,5 à 0,8
- P = 0,04 max
- S = 0,045 max
- Si = 0,6 max
- Ni = 3,0 à 4,0

### 7. Acier Cr-Mo moulé ASTM A217 Grade WC6 :

Plage de températures :

- de -30 à 595°C (de -20 à 1100°F)

Composition (%) :

- C = 0,05 à 0,2
- Mn = 0,5 à 0,8
- P = 0,035 max
- S = 0,035 max
- Si = 0,60 max
- Cr = 1,0 à 1,5
- Mo = 0,45 à 0,65

### 8. Acier Cr-Mo moulé ASTM A217 Grade WC9 :

Plage de températures :

- de -30 à 595°C (de -20 à 1100°F)

Composition (%) :

- C = 0,05 à 0,18
- Mn = 0,4 à 0,7
- P = 0,035 max
- S = 0,035 max
- Si = 0,6 max
- Cr = 2,0 à 2,75
- Mo = 0,9 à 1,2

### 9. Acier Cr-Mo forgé ASTM A182 Grade F22 :

Plage de températures :

- de -30 à 593°C (de -20 à 1100°F)

Composition (%) :

- C = 0,05 à 0,15
- Mn = 0,3 à 0,6
- P = 0,04 max
- S = 0,04 max
- Si = 0,5 max
- Cr = 2,0 à 2,5
- Mo = 0,87 à 1,13

### 10. Acier Cr-Mo moulé ASTM A217 Grade C5 :

Plage de températures :

- de -30 à 649°C (de -20 à 1200°F)

Composition (%) :

- C = 0,2 max
- Mn = 0,4 à 0,7
- P = 0,04 max
- S = 0,045 max
- Si = 0,75 max
- Cr = 4,0 à 6,5
- Mo = 0,45 à 0,65

### 11. Acier inoxydable de type 302 ASTM A479 Grade UNS S30200 :

Plage de températures :

- de -198 à 399°C (de -325 à 750°F)

Composition (%) :

- C = 0,15 max
- Mn = 2,0 max
- P = 0,045 max
- S = 0,03 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 17,0 à 19,0
- Ni = 8,0 à 10,0
- N = 0,1 max
- Fe = restant

### 12. Acier inoxydable de type 304L ASTM A479 Grade UNS S30403 :

Plage de températures :

- de -254 à 425°C (de -425 à 800°F)

Composition (%) :

- C = 0,03 max
- Mn = 2,0 max
- P = 0,045 max
- S = 0,03 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 18,0 à 20,0
- Ni = 8,0 à 12,0
- Fe = restant

### 13. Acier inoxydable moulé de type 304L ASTM A351 Grade CF3 :

Plage de températures :

- de -254 à 425°C (de -425 à 800°F)

Composition (%) :

- C = 0,03 max
- Mn = 1,5 max
- Si = 2,0 max
- S = 0,040 max
- P = 0,040 max
- Cr = 17,0 à 21,0
- Ni = 8,0 à 11,0
- Mo = 0,50 max

**14. Acier inoxydable de type 316L ASTM A479 Grade UNS S31603 :**

## Plage de températures :

- de -254 à 450°C (de -425 à 850°F)

## Composition (%) :

- C = 0,03 max
- Mn = 2,0 max
- P = 0,045 max
- S = 0,03 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 16,0 à 18,0
- Ni = 10,0 à 14,0
- Mo = 2,0 à 3,0
- Fe = restant

**15. Acier inoxydable de type 316 ASTM A479 Grade UNS S31600 :**

## Plage de températures :

- de -255 à 816°C (de -425 à 1500°F)
- Au-dessus de 538°C (1000°F), 0,04 C minimum requis

## Composition (%) :

- C = 0,08 max
- Mn = 2,0 max
- P = 0,045 max
- S = 0,03 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 16,0 à 18,0
- Ni = 10,0 à 14,0
- Mo = 2,0 à 3,0
- Fe = restant

**16. Acier inoxydable moulé de type 316 ASTM A351 Grade CF8M :**

## Plage de températures :

- de -254 à 816°C (de -425 à 1500°F)
- Au-dessus de 538°C (1000°F), 0,04 C minimum requis

## Composition (%) :

- C = 0,08 max
- Mn = 1,5 max
- Si = 1,5 max
- P = 0,04 max
- S = 0,04 max
- Cr = 18,0 à 21,0
- Ni = 9,0 à 12,0
- Mo = 2,0 à 3,0

**17. Acier inoxydable de type 317 ASTM A479 Grade UNS S31700 :**

## Plage de températures :

- de -198 à 816°C (de -325 à 1500°F)
- Au-dessus de 538°C (1000°F), 0,04 C minimum requis

## Composition (%) :

- C = 0,08 max
- Mn = 2,0 max
- P = 0,045 max
- S = 0,03 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 18,0 à 20,0
- Ni = 11,0 à 15,0
- Mo = 3,0 à 4,0
- Fe = restant

**18. Acier inoxydable moulé de type 317 ASTM A351 Grade CG8M :**

## Plage de températures :

- de -198 à 538°C (de -325 à 1000°F)

## Composition (%) :

- C = 0,08 max
- Mn = 1,5 max
- Si = 1,5 max
- P = 0,04 max
- S = 0,04 max
- Cr = 18,0 à 21,0
- Ni = 9,0 à 13,0
- Mo = 3,0 à 4,0

**19. Acier inoxydable de type 410 ASTM A479 Grade S41000 :**

## Plage de températures :

- de -29 à 538°C (de -20 à 1000°F)

## Composition (%) :

- C = 0,08 à 0,15
- Mn = 1,0 max
- P = 0,04 max
- S = 0,03 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 11,5 à 13,5
- Fe = restant

**20. Acier inoxydable de type 17-4PH ASTM A564 Grade 630, UNS S17400 :**

Plage de températures :

- de -29 à 343°C (de -20 à 650°F)

Composition (%) :

- C = 0,07 max
- Mn = 1,0 max
- Si = 1,0 max
- P = 0,04 max
- S = 0,03 max
- Cr = 15,0 à 17,5
- Nb = 0,15 à 0,45
- Cu = 3,0 à 5,0
- Ni = 3,0 à 5,0
- Fe = restant

**21. Acier inoxydable SMO de type 254 SMO ASTM A479 Grade UNS S31254 :**

Plage de températures :

- de -198 à 399°C (de -325 à 750°F)

Composition (%) :

- C = 0,02 max
- Mn = 1,0 max
- P = 0,03 max
- S = 0,01 max
- Si = 0,8 max
- Cr = 18,5 à 20,5
- Ni = 17,5 à 18,5
- Mo = 6,0 à 6,5
- N = 0,18-0,22
- Fe = restant

**22. Acier inoxydable SMO moulé de type 254 ASTM A351 Grade CK3MCuN :**

Plage de températures :

- de -198 à 399°C (de -325 à 750°F)

Composition (%) :

- C = 0,025 max
- Mn = 1,2 max
- Si = 1,0 max
- P = 0,045 max
- S = 0,01 max
- Cr = 19,5 à 20,5
- Ni = 17,5 à 19,5
- Mo = 6,0 à 7,0
- N = 0,18 à 0,24

**23. Acier inoxydable Duplex de type 2205, S31803 ASTM A479 Grade UNS S31803 :**

Plage de températures :

- de -50 à 316°C (de -60 à 600°F)

Composition (%) :

- C = 0,03 max
- Mn = 2,0 max
- P = 0,03 max
- S = 0,02 max
- Si = 1,0 max
- Cr = 21,0 à 23,0
- Ni = 4,5 à 6,5
- Mo = 2,5 à 3,5
- N = 0,08 à 0,2
- Fe = restant

**24. Acier inoxydable moulé de type 2205, S31803 ASTM A890 Grade 4a, CD3MN :**

Plage de températures :

- de -50 à 316°C (de -60 à 600°F)

Composition (%) :

- C = 0,03 max
- Mn = 1,5 max
- Si = 1,0 max
- P = 0,04 max
- S = 0,02 max
- Cr = 21,0 à 23,5
- Ni = 4,5 à 6,5
- Mo = 2,5 à 3,5
- Cu = 1,0 max
- N = 0,1 à 0,3
- Fe = restant

**25. Fonte ASTM A126 Classe B, UNS F12102 :**

Plage de températures :

- de -29 à 232°C (-20 à 450°F)

Composition (%) :

- P = 0,75 max
- S = 0,15 max

**26. Fonte ASTM A126 Classe C, UNS F12802 :**

Plage de températures :

- de -29 à 232°C (de -20 à 450°F)

Composition (%) :

- P = 0,75 max
- S = 0,15 max

**27. Fonte G.S. ASTM A395 Type 60-40-18 :**

Plage de températures :

- de -29 à 343°C (de -20 à 650°F)

Composition (%) :

- C = 3,0 min
- Si = 2,5 max
- P = 0,08 max

**28. Fonte G.S. résistante au Ni ASTM A439 Type D-2B, UNS F43001 :**

Plage de température pour les composants ne retenant pas la pression :

- de -29 à 760°C (de -20 à 1400°F)

Composition (%) :

- C = 3,0 max
- Si = 1,5 à 3,00
- Mn = 0,70 à 1,25
- P = 0,08 max
- Ni = 18,0 à 22,0
- Cr = 2,75 à 4,0

**29. Vanne Bronze ASTM B61, UNS C92200 :**

Plage de températures :

- de -198 à 288°C (de -325 à 550°F)

Composition (%) :

- Cu = 86,0 à 90,0
- Sn = 5,5 à 6,5
- Pb = 1,0 à 2,0
- Zn = 3,0 à 5,0
- Ni = 1,0 max
- Fe = 0,25 max
- S = 0,05 max
- P = 0,05 max

**30. Sulfure d'étain ASTM B584 Grade UNS C90500 :**

Plage de températures :

- de -198 à 204°C (de -325 à 400°F)

Composition (%) :

- Cu = 86,0 à 89,0
- Sn = 9,0 à 11,0
- Pb = 0,30 max
- Zn = 1,0 à 3,0
- Ni = 1,0 max
- Fe = 0,2 max
- S = 0,05 max
- P = 0,05 max

**31. Bronze au manganèse ASTM B584 Grade UNS C86500 :**

Plage de températures :

- de -198 à 177°C (de -325 à 350°F)

Composition (%) :

- Cu = 55,0 à 60,0
- Sn = 1,0 max
- Pb = 0,4 max
- Ni = 1,0 max
- Fe = 0,4 à 2,0
- Al = 0,5 à 1,5
- Mn = 0,1 à 1,5
- Zn = 36,0 à 42,0

**32. Bronze d'aluminium moulé ASTM B148 Grade UNS C95400 :**

Plage de températures :

- de -198 à 316°C (de -325 à 600°F)

Composition (%) :

- Cu = 83,0 min
- Al = 10,0 à 11,5
- Fe = 3,0 à 5,0
- Mn = 0,50 max
- Ni = 1,5 max

**33. Bronze d'aluminium moulé ASTM B148  
Grade UNS C95800 :**

Plage de températures :

- de -198 à 260°C (de -325 à 500°F)

Composition (%) :

- Cu = 79,0 min
- Al = 8,5 à 9,5
- Fe = 3,5 à 4,5
- Mn = 0,8 à 1,5
- Ni = 4,0 à 5,0
- Si = 0,1 max

**34. Barre en laiton jaune B16 ASTM B16  
Grade UNS C36000, 1/2 dur :**Plage de température pour les composants  
qui ne retiennent pas la pression :

- de -198 à 204°C (de -325 à 400°F)

Composition (%) :

- Cu = 60,0 à 63,0
- Pb = 2,5 à 3,0
- Fe = 0,35 max
- Zn = restant

**35. Forgeages en laiton naval ASTM B283  
Alliage UNS C46400 :**

Plage de températures :

- de -198 à 204°C (de -325 à 400°F)

Composition (%) :

- Cu = 59,0 à 62,0
- Sn = 0,5 à 1,0
- Pb = 0,2 max
- Fe = 0,15 max
- Zn = restant

**36. Barre en aluminium ASTM B211 Alliage  
UNS A96061-T6 :**

Plage de températures :

- de -269 à 204°C (de -452 à 400°F)

Composition (%) :

- Si = 0,4 à 0,8
- Fe = 0,7 max
- Cu = 0,15 à 0,4
- Zn = 0,25 max
- Mg = 0,8 à 1,2
- Mn = 0,15 max
- Cr = 0,04 à 0,35
- Ti = 0,15 max
- Autres éléments = 0,15 max
- Al = restant

**37. Alliage à base de cobalt N°6 moulé UNS  
R30006, filet de soudure CoCr-A :**Plage de température pour les composants  
ne retenant pas la pression :

- de -198 à 980°C (de -325 à 1800°F)

Composition (%) :

- C = 0,9 à 1,4
- Mn = 1,0 max
- W = 3,5 à 6,0
- Ni = 3,0 max
- Cr = 26,0 à 31,0
- Mo = 1,5 max
- Fe = 3,0 max
- Si = 1,5 max
- Co = restant

**38. Barre en alliage Ni-Cu K500 ASTM B865  
Grade N05500 :**Plage de température pour les composants  
ne retenant pas la pression :

- de -198 à 482°C (de -325 à 900°F)

Composition (%) :

- Ni = 63,0 min
- Fe = 2,0 max
- Mn = 1,5 max
- Si = 0,5 max
- C = 0,18 max
- S = 0,01 max
- Al = 2,3 à 3,15
- Ti = 0,35 à 0,85
- Cu = restant

**39. Alliage Ni-Cu moulé 400 ASTM A494  
Grade M35-1 :**

Plage de températures :

- de -198 à 475°C (de -325 à 900°F)

Composition (%) :

- Cu = 27,0 à 33,0
- C = 0,35 max
- Mn = 1,5 max
- Fe = 3,5 max
- S = 0,02 max
- P = 0,03 max
- Si = 1,25 max
- Nb = 0,5 max
- Ni = restant

**40. Alliage Ni-Cr-Mo C276 Barre ASTM B574 Grade N10276 :**

Plage de températures :

- de -198 à 677°C (de -325 à 1250°F)

Composition (%) :

- Cr = 14,5 à 16,5
- Fe = 4,0 à 7,0
- W = 3,0 à 4,5
- C = 0,01 max
- Si = 0,08 max
- Co = 2,5 max
- Mn = 1,0 max
- V = 0,35 max
- Mo = 15,0 à 17,0
- P = 0,04
- S = 0,03
- Ni = restant

**43. Alliage Ni-Mo moulé B2 ASTM A494 N7M :**

Plage de températures :

- de -198 à 538°C (de -325 à 1000°F)

Composition (%) :

- Cr = 1,0 max
- Fe = 3,0 max
- C = 0,07 max
- Si = 1,0 max
- Mn = 1,0 max
- Mo = 30,0 à 33,0
- P = 0,03 max
- S = 0,02 max
- Ni = restant

**41. Alliage Ni-Cr-Mo C ASTM A494 CW2M :**

Plage de températures :

- de -198 à 538°C (de -325 à 1000°F)

Composition (%) :

- Cr = 15,5 à 17,5
- Fe = 2,0 max
- W = 1,0 max
- C = 0,02 max
- Si = 0,8 max
- Mn = 1,0 max
- Mo = 15,0 à 17,5
- P = 0,03
- S = 0,02
- Ni = restant

**42. Alliage Ni-Mo B2 Barre ASTM B335 Grade B2, UNS N10665 :**

Plage de températures :

- de -198 à 427°C (de -325 à 800°F)

Composition (%) :

- Cr = 1,0 max
- Fe = 2,0 max
- C = 0,02 max
- Si = 0,1 max
- Co = 1,0 max
- Mn = 1,0 max
- Mo = 26,0 à 30,0
- P = 0,04 max
- S = 0,03 max
- Ni = restant

## 13.2 Propriétés du matériau des vannes pour les composants de retenue de la pression

Les codes matériau indiqués dans le tableau suivant correspondent aux Spécifications standard des listes de Matériel des vannes du paragraphe 13.1.

Code matériau	Propriétés mécaniques minimum				Module d'élasticité à 21°C (70°F) psi (MPa)	Dureté Brinell type
	Résistance à la traction ksi (MPa)	Limite élastique ksi (MPa)	Élongation en 2 pouces (50 mm)	Réduction sur la zone (%)		
1	70-95 (485-655)	40 (275)	22	35	27.9E6 (19.2E4)	137-187
2	70-95 (485-655)	40 (275)	22	35	27.9E6 (19.2E4)	137-187
3	57 (390) typique	42 (290) typique	37 typique	67 typique	30.0E6 (20.7E4)	111
4	79 (545) typique	71 (490) typique	16 typique	52 typique	30.0E6 (20.7E4)	163
5 <sup>(1)</sup>	125 (860)	105 (725) typique	16	50	29.9E6 (20.6E4)	258
6	70-95 (485-655)	40 (275)	24	35	27.9E6 (19.2E4)	140-190
7	70-95 (485-655)	40 (275)	20	35	29.9E6 (20.6E4)	147-200
8	70-95 (485-655)	40 (275)	20	35	29.9E6 (20.6E4)	147-200
9	75-100 (515-690)	45(310)	19	40	29.9E6 (20.6E4)	156-207 requis
10	90-115 (620-795)	60 (415)	18	35	27.4E6 (19.0E4)	176-255
11	75 (515)	30 (205)	30	40	28.3E6 (19.3E4)	150
12	70 (485)	25 (170)	30	40	29.0E6 (20.0E4)	150
13	70 (485)	30 (205)	35	---	29.0E6 (20.0E4)	150
14	70 (485)	25 (170)	40	50	28.3E6 (19.3E4)	150-170
15 <sup>(2)</sup>	75 (515)	30 (205)	30	40	28.3E6 (19.5E4)	150
16	70 (485)	30 (205)	30	---	28.3E6 (19.5E4)	163
17	75 (515)	30 (205)	30	40	28.3E6 (19.5E4)	170
18	75 (515)	35 (240)	25	---	28.3E6 (19.5E4)	170
19 <sup>(3)</sup>	70 (480)	40 (275)	20	45	29.2E6 (20.1E4)	241
20 <sup>(4)</sup>	145 (1000)	125 (860)	13	45	29E6 (20.0E4)	311 min
21	95 (665)	45 (310)	35	50	29.0E6 (20.0E4)	90 HRB
22	80 (550)	38 (260)	35	---	29.0E6 (20.0E4)	82 HRB
23	90 (620)	65 (450)	25	---	30.5E6 (21.0E4)	290 max
24	90 (620)	65 (450)	25	---	30.5E6 (21.0E4)	98 HRB

## Propriétés du matériau des vannes pour les composants de retenue de la pression (suite)

Code matériau	Propriétés mécaniques minimum				Module d'élasticité à 21°C (70°F) psi (MPa)	Dureté Brinell type
	Résistance à la traction ksi (MPa)	Limite élastique ksi (MPa)	Élongation en 2 pouces (50 mm)	Réduction sur la zone (%)		
25 <sup>(5)</sup>	31 (214)	---	---	---	13.4E6 (9.2E4)	160-220
26 <sup>(6)</sup>	41 (282)	---	---	---	13.4E6 (9.2E4)	230
27	60 (415)	40 (276)	18	---	23E6 (16E4)	143-187
28	58 (400)	30 (205)	8	---	---	139-202
29	34 (234)	16 (110)	24	---	14.0E6 (9.7E4)	65
30	40 (275)	18 (124)	20	---	14.0 (9.7E4)	75
31	65 (448)	25 (172)	20	---	15.3E6 (10.5E4)	97
32	75 (515)	30 (205)	12	---	16E6 (11.0E4)	150 min
33	85 (585)	35 (240)	15	---	16E6 (11.0E4)	159
34	55 (380)	25 (170)	10	---	14E6 (9.6E4)	55-75 HRB requis
35	60 (415)	27 (185)	25	---	15.0E6 (10.3E4)	131-142
36	42 (290)	35 (241)	10	---	9.9E6 (6.8E4)	95
37 <sup>(7)</sup>	154 (1060) typique	93 (638) typique	17 typique	---	30E6 (21E4)	37 HRC
38	140 (965)	100 (690)	20	---	26E6 (17.9E4)	265-325
39	65 (450)	25 (170)	25	---	23E6 (15.8E4)	110-150
40	100 (689)	41 (283)	40	---	29.8E6 (20.5E4)	210
41	72 (496)	40 (275)	20	---	30.8E6 (21.2E4)	150-185
42	110 (760)	51 (350)	40	---	31.4E6 (21.7E4)	238
43	76 (525)	40 (275)	20	---	28.5E6 (19.7E4)	180

1. Tempéré 650°C (1200°F).  
2. Recuit  
3. ASTM A479 Condition recuit  
4. ASTM A564 Grade 630 Condition H1075  
5. A126 Cl.B 1, 125 po (95 mm) diam bar.  
6. A126 Cl.C 1.125 po (95 mm) diam bar.  
7. Foré.

## 13.3 Constantes physiques des hydrocarbures

Réf.	Composant	Formule	Masse moléculaire	Point d'ébullition à 14,696 psia (°F)	Pression de vapeur à 100°F (psia)	Point de congélation à 14,696 psia (°F)
1	Méthane	CH <sub>4</sub>	16,043	-258,69	(5000) <sup>(2)</sup>	-296,46 <sup>(5)</sup>
2	Éthane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,070	-127,48	(800) <sup>(2)</sup>	-297,89 <sup>(5)</sup>
3	Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,097	-43,67	190	-305,84 <sup>(5)</sup>
4	n-butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,124	31,10	51,6	-217,05
5	Isobutane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,124	10,90	72,2	-255,29
6	n-pentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,151	96,92	15,570	-201,51
7	Isopentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,151	82,12	20,44	-255,83
8	Néopentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,151	49,10	35,90	2,17
9	Hexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,178	155,72	4,956	-139,58
10	2-Méthylpentane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,178	140,47	6,767	-244,63
11	3-Méthylpentane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,178	145,89	6,098	- - -
12	Néohexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,178	121,52	9,856	-147,72
13	2,3-Diméthylbutane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,178	136,36	7,404	-199,38

Réf.	Composant	Formule	Constantes critiques		Poids spécifique à 14,696 psia	
			Temp. critique (°F)	Pression typique (psia)	Liquide <sup>(3)(4)</sup> 60°F/60°F	Gaz à 60°F (Air=1) <sup>(1)</sup>
1	Méthane	CH <sub>4</sub>	-116,63	667,8	0,3 <sup>(8)</sup>	0,5539
2	Éthane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	90,09	707,8	0,3564 <sup>(7)</sup>	1,0382
3	Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	206,01	616,3	0,5077 <sup>(7)</sup>	1,5225
4	n-butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	305,65	550,7	0,5844 <sup>(7)</sup>	2,0068
5	Isobutane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	274,98	529,1	0,5631 <sup>(7)</sup>	2,0068
6	n-pentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	385,7	488,6	0,6310	2,4911
7	Isopentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	369,10	490,4	0,6247	2,4911
8	Néopentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	321,13	464,0	0,5967 <sup>(7)</sup>	2,4911
9	Hexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	453,7	436,9	0,6640	2,9753
10	2-Méthylpentane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	435,83	436,6	0,6579	2,9753
11	3-Méthylpentane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	448,3	453,1	0,6689	2,9753
12	Néohexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	420,13	446,8	0,6540	2,9753
13	2,3-Diméthylbutane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	440,29	453,5	0,6664	2,9753

## Constantes physiques des hydrocarbures (suite)

Réf.	Composant	Formule	Masse moléculaire	Point d'ébullition à 14,696 psia (°F)	Pression de vapeur à 100°F (psia)	Point de congélation à 14,696 psia (°F)
14	n-Heptane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	209,17	1,620	-131,05
15	2-Méthylhexane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	194,09	2,271	-180,89
16	3-Méthylhexane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	197,32	2,130	---
17	3-Éthylpentane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	200,25	2,012	-181,48
18	2,2-Diméthylpentane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	174,54	3,492	-190,86
19	2,4-Diméthylpentane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	176,89	3,292	-182,63
20	3,3-Diméthylpentane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	186,91	2,773	-210,01
21	Triptane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,205	177,58	3,374	-12,82
22	n-Octane	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114,232	258,22	0,537	-70,18
23	Diisobutyle	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114,232	228,39	1,101	-132,07
24	Isooctane	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114,232	210,63	1,708	-161,27
25	n-Nonane	C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	128,259	303,47	0,179	-64,28
26	n-Décane	C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	142,286	345,48	0,0597	-21,36
27	Cyclopentane	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	70,135	120,65	9,914	-136,91
28	Méthylcyclopentane	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	84,162	161,25	4,503	-224,44

Réf.	Composant	Formule	Constantes critiques		Poids spécifique à 14,696 psia	
			Temp. critique (°F)	Pression typique (psia)	Liquide <sup>(3),(4)</sup> 60°F/60°F	Gaz à 60°F (Air=1) <sup>(1)</sup>
14	n-Heptane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	512,8	396,8	0,6882	3,4596
15	2-Méthylhexane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	495,00	396,5	0,6830	3,4596
16	3-Méthylhexane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	503,78	408,1	0,6917	3,4596
17	3-Éthylpentane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	513,48	419,3	0,7028	3,4596
18	2,2-Diméthylpentane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	477,23	402,2	0,6782	3,4596
19	2,4-Diméthylpentane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	475,95	396,9	0,6773	3,4596
20	3,3-Diméthylpentane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	505,85	427,2	0,6976	3,4596
21	Triptane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	496,44	428,4	0,6946	3,4596
22	n-Octane	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	564,22	360,6	0,7068	3,9439
23	Diisobutyle	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	530,44	360,6	0,6979	3,9439
24	Isooctane	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	519,46	372,4	0,6962	3,9439
25	n-Nonane	C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	610,68	332,	0,7217	4,4282
26	n-Décane	C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	652,1	304,	0,7342	4,9125
27	Cyclopentane	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	461,5	653,8	0,7504	2,4215
28	Méthylcyclopentane	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	499,35	548,9	0,7536	2,9057

## Constantes physiques des hydrocarbures (suite)

Réf.	Composant	Formule	Masse moléculaire	Point d'ébullition à 14,696 psia (°F)	Pression de vapeur à 100°F (psia)	Point de congélation à 14,696 psia (°F)
29	Cyclohexane	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	84,162	177,29	3,264	43,77
30	Méthylcyclohexane	C <sub>7</sub> H <sub>14</sub>	98,189	213,68	1,609	-195,87
31	Éthylène	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28,054	-154,62	- - -	-272,45 <sup>(5)</sup>
32	Propène	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42,081	-53,90	226,4	-301,45 <sup>(5)</sup>
33	1-Butène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56,108	20,75	63,05	-301,63 <sup>(5)</sup>
34	Cis-2-Butène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56,108	38,69	45,54	-218,06
35	Trans-2-Butène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56,108	33,58	49,80	-157,96
36	Isobutène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56,108	19,59	63,40	-220,61
37	1-Pentène	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	70,135	85,93	19,115	-265,39
38	1,2-Butadiène	C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	54,092	51,53	(20.) <sup>(2)</sup>	-213,16
39	1,3-Butadiène	C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	54,092	24,06	(60.) <sup>(2)</sup>	-164,02
40	Isoprène	C <sub>5</sub> H <sub>8</sub>	68,119	93,30	16,672	-230,74
41	Acétylène	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26,038	-119. <sup>(6)</sup>	- - -	-114 <sup>(5)</sup>
42	Benzène	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78,114	176,17	3,224	41,96
43	Toluène	C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	92,141	231,13	1,032	-138,94

Réf.	Composant	Formule	Constantes critiques		Poids spécifique à 14,696 psia	
			Temp. critique (°F)	Pression typique (psia)	Liquide <sup>(3)(4)</sup> 60°F/60°F	Gaz à 60°F (Air=1) <sup>(1)</sup>
29	Cyclohexane	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	536,7	591.	0,7834	2,9057
30	Méthylcyclohexane	C <sub>7</sub> H <sub>14</sub>	570,27	503,5	0,7740	3,3900
31	Éthylène	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	48,58	729,8	- - -	0,9686
32	Propène	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	196,9	669.	0,5220 <sup>(7)</sup>	1,4529
33	1-Butène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	295,6	583.	0,6013 <sup>(7)</sup>	1,9372
34	Cis-2-Butène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	324,37	610.	0,6271 <sup>(7)</sup>	1,9372
35	Trans-2-Butène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	311,86	595.	0,6100 <sup>(7)</sup>	1,9372
36	Isobutène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	292,55	580.	0,6004 <sup>(7)</sup>	1,9372
37	1-Pentène	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	376,93	590.	0,6457	2,4215
38	1,2-Butadiène	C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	(339.) <sup>(2)</sup>	(653.) <sup>(2)</sup>	0,6587	1,8676
39	1,3-Butadiène	C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	306.	628.	0,6272 <sup>(7)</sup>	1,8676
40	Isoprène	C <sub>5</sub> H <sub>8</sub>	(412.) <sup>(2)</sup>	(558,4) <sup>(2)</sup>	0,6861	2,3519
41	Acétylène	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	95,31	890,4	0,615 <sup>(9)</sup>	0,8990
42	Benzène	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	552,22	710,4	0,8844	2,6969
43	Toluène	C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	605,55	595,9	0,8718	3,1812

## Constantes physiques des hydrocarbures (suite)

Réf.	Composant	Formule	Masse moléculaire	Point d'ébullition à 14,696 psia (°F)	Pression de vapeur à 100°F (psia)	Point de congélation à 14,696 psia (°F)
44	Éthylbenzène	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	106,168	277,16	0,371	-138,91
45	o-Xylène	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	106,168	291,97	0,264	-13,30
46	m-Xylène	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	106,168	282,41	0,326	-54,12
47	p-Xylène	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	106,168	281,05	0,342	55,86
48	Styrène	C <sub>8</sub> H <sub>8</sub>	104,152	293,29	(0,24) <sup>(2)</sup>	-23,10
49	Isopropylbenzène	C <sub>9</sub> H <sub>12</sub>	120,195	306,34	0,188	-140,82

Réf.	Composant	Formule	Constantes critiques		Poids spécifique à 14,696 psia	
			Temp. critique (°F)	Pression typique (psia)	Liquide <sup>(3)(4)</sup> 60°F/60°F	Gaz à 60°F (Air=1) <sup>(1)</sup>
44	Éthylbenzène	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	651,24	523,5	0,8718	3,6655
45	o-Xylène	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	675,0	541,4	0,8848	3,6655
46	m-Xylène	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	651,02	513,6	0,8687	3,6655
47	p-Xylène	C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	649,6	509,2	0,8657	3,6655
48	Styrène	C <sub>8</sub> H <sub>8</sub>	706,0	580.	0,9110	3,5959
49	Isopropylbenzène	C <sub>9</sub> H <sub>12</sub>	676,4	465,4	0,8663	4,1498

1. Valeurs calculées.  
2. ( )-Valeurs estimées.  
3. Hydrocarbures saturés en air.  
4. Valeurs absolues des poids dans le vide.  
5. À la pression de saturation (triple point).  
6. Point de sublimation.  
7. Pression de saturation et 15,5°C (60°F).  
8. Valeur apparente pour le méthane à 15,5°C (60°F).  
9. Poids spécifique, 119°F/60°F (point de sublimation).

## 13.4 Rapport de chaleurs massiques (k)

Gaz	Rapport des chaleurs massiques (k)	Gaz	Rapport des chaleurs massiques (k)	Gaz	Rapport des chaleurs massiques (k)	Gaz	Rapport des chaleurs massiques (k)
Acétylène	1,38	Dioxyde de carbone	1,29	0,6 gaz naturel	1,32	Vapeur <sup>(1)</sup>	1,33
Air	1,40	Éthane	1,25	Azote	1,40		
Argon	1,67	Hélium	1,66	Oxygène	1,40		
Butane	1,17	Hydrogène	1,40	Propane	1,21		
Oxyde de carbone	1,40	Méthane	1,26	Propylène	1,15		

1. Pour une plus grande précision, utiliser les tableaux de propriétés (s'ils sont disponibles)

## 13.5 Constantes physiques de différents fluides

Fluide	Formule	Masse moléculaire	Point d'ébullition (°F à 14,696 psia)	Pression de vapeur à 70°F (psig)	Temp. critique (°F)	Pression typique (psia)	Poids spécifique	
							Liquide (60/60 °F)	Gaz
Acide acétique	HC <sub>2</sub> H <sub>3</sub> O <sub>2</sub>	60,05	245	---	---	---	1,05	---
Acétone	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	58,08	133	---	455	691	0,79	2,01
Air	N <sub>2</sub> O <sub>2</sub>	28,97	-317	---	-221	547	0,86 <sup>(3)</sup>	1,0
Alcool éthylique	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O	46,07	173	2,3 <sup>(2)</sup>	470	925	0,794	1,59
Alcool méthylique	CH <sub>4</sub> O	32,04	148	4,63 <sup>(2)</sup>	463	1174	0,796	1,11
Ammoniac	NH <sub>3</sub>	17,03	-28	114	270	1636	0,62	0,59
Chlorure d'ammonium <sup>(1)</sup>	NH <sub>4</sub> Cl	---	---	---	---	---	1,07	---
Hydroxyde d'ammonium <sup>(1)</sup>	NH <sub>4</sub> OH	---	---	---	---	---	0,91	---
Sulfate d'ammonium <sup>(1)</sup>	(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	---	---	---	---	---	1,15	---
Aniline	C <sub>6</sub> H <sub>7</sub> N	93,12	365	---	798	770	1,02	---
Argon	A	39,94	-302	---	-188	705	1,65	1,38
Bière	---	---	---	---	---	---	1,01	---
Brome	Br <sub>2</sub>	159,84	138	---	575	---	2,93	5,52
Chlorure de calcium <sup>(1)</sup>	CaCl <sub>2</sub>	---	---	---	---	---	1,23	---
Dioxyde de carbone	CO <sub>2</sub>	44,01	-109	839	88	1072	0,801 <sup>(3)</sup>	1,52
Disulfure de carbone	CS <sub>2</sub>	76,1	115	---	---	---	1,29	2,63
Oxyde de carbone	CO	28,01	-314	---	-220	507	0,80	0,97
Tétrachlorure de carbone	CCl <sub>4</sub>	153,84	170	---	542	661	1,59	5,31
Chlore	Cl <sub>2</sub>	70,91	-30	85	291	1119	1,42	2,45
Acide chromique	H <sub>2</sub> CrO <sub>4</sub>	118,03	---	---	---	---	1,21	---
Acide citrique	C <sub>6</sub> H <sub>8</sub> O <sub>7</sub>	192,12	---	---	---	---	1,54	---
Sulfate de cuivre <sup>(1)</sup>	CuSO <sub>4</sub>	---	---	---	---	---	1,17	---
Éther	(C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> ) <sub>2</sub> O	74,12	34	---	---	---	0,74	2,55
Chlorure de fer <sup>(1)</sup>	FeCl <sub>3</sub>	---	---	---	---	---	1,23	---
Fluorine	F <sub>2</sub>	38,00	-305	300	1200	809	1,11	1,31
Formaldéhyde	H <sub>2</sub> CO	30,03	-6	---	---	---	0,82	1,08
Acide formique	HCO <sub>2</sub> H	46,03	214	---	---	---	1,23	---
Furfural	C <sub>5</sub> H <sub>4</sub> O <sub>2</sub>	96,08	324	---	---	---	1,16	---
Glycérine	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> O <sub>3</sub>	92,09	554	---	---	---	1,26	---
Glycol	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O <sub>2</sub>	62,07	387	---	---	---	1,11	---

## Constantes physiques de différents fluides (suite)

Fluide	Formule	Masse moléculaire	Point d'ébullition (°F à 14,696 psia)	Pression de vapeur à 70°F (psig)	Temp. critique (°F)	Pression typique (psia)	Poids spécifique	
							Liquide (60/60 °F)	Gaz
Hélium	He	4,003	-454	---	-450	33	0,18	0,14
Acide chlorhydrique	HCl	36,47	-115	---	---	---	1,64	---
Acide fluorhydrique	HF	20,01	66	0,9	446	---	0,92	---
Hydrogène	H <sub>2</sub>	2,016	-422	---	-400	188	0,07 <sup>(3)</sup>	0,07
Chlorure d'hydrogène	HCl	36,47	-115	613	125	1198	0,86	1,26
Sulfure d'hydrogène	H <sub>2</sub> S	34,07	-76	252	213	1307	0,79	1,17
Alcool isopropylique	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> O	60,09	180	---	---	---	0,78	2,08
Huile de lin	---	---	538	---	---	---	0,93	---
Chlorure de magnésium <sup>(1)</sup>	MgCl <sub>2</sub>	---	---	---	---	---	1,22	---
Mercure	Hg	200,61	670	---	---	---	13,6	6,93
Bromure de méthyle	CH <sub>3</sub> Br	94,95	38	13	376	---	1,73	3,27
Chlorure d'éthyle	CH <sub>3</sub> Cl	50,49	-11	59	290	969	0,99	1,74
Naphtalène	C <sub>10</sub> H <sub>8</sub>	128,16	424	---	---	---	1,14	4,43
Acide nitrique	HNO <sub>3</sub>	63,02	187	---	---	---	1,5	---
Azote	N <sub>2</sub>	28,02	-320	---	-233	493	0,81 <sup>(3)</sup>	0,97
Huile végétale	---	---	---	---	---	---	0,91-0,94	---
Oxygène	O <sub>2</sub>	32	-297	---	-181	737	1,14 <sup>(3)</sup>	1,105
Phosgène	COCl <sub>2</sub>	98,92	47	10,7	360	823	1,39	3,42
+Acide phosphorique	H <sub>3</sub> PO <sub>4</sub>	98,00	415	---	---	---	1,83	---
Carbonate de potassium <sup>(1)</sup>	K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	---	---	---	---	---	1,24	---
Chlorure de potassium <sup>(1)</sup>	KCl	---	---	---	---	---	1,16	---
Hydroxyde de potassium <sup>(1)</sup>	KOH	---	---	---	---	---	1,24	---
Chlorure de sodium <sup>(1)</sup>	NaCl	---	---	---	---	---	1,19	---
Hydroxyde de sodium <sup>(1)</sup>	NaOH	---	---	---	---	---	1,27	---
Sulfate de sodium <sup>(1)</sup>	Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	---	---	---	---	---	1,24	---
Thiosulfate de sodium <sup>(1)</sup>	Na <sub>2</sub> S <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	---	---	---	---	---	1,23	---

## Constantes physiques de différents fluides (suite)

Fluide	Formule	Masse moléculaire	Point d'ébullition (°F à 14,696 psia)	Pression de vapeur à 70°F (psig)	Temp. critique (°F)	Pression typique (psia)	Poids spécifique	
							Liquide (60/60 °F)	Gaz
Amidon	(C <sub>6</sub> H <sub>10</sub> O <sub>5</sub> ) <sub>x</sub>	---	---	---	---	---	1,50	---
Solutions sucrées <sup>(1)</sup>	C <sub>12</sub> H <sub>22</sub> O <sub>11</sub>	---	---	---	---	---	1,10	---
Acide sulfurique	H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	98,08	626	---	---	---	1,83	---
Dioxyde de soufre	SO <sub>2</sub>	64,6	14	34,4	316	1145	1,39	2,21
Térébenthine	---	---	320	---	---	---	0,87	---
Eau	H <sub>2</sub> O	18,016	212	0,9492 <sup>(2)</sup>	706	3208	1,00	0,62
Chlorure de zinc <sup>(1)</sup>	ZnCl <sub>2</sub>	---	---	---	---	---	1,24	---
Sulfate de zinc <sup>(1)</sup>	ZnSO <sub>4</sub>	---	---	---	---	---	1,31	---

1. Solution aqueuse – 25% du poids du composant.  
2. Pression de la vapeur en psia à 39°C (100°F).  
3. Pression de la vapeur en psia.

## 13.6 Réfrigérant 717 (ammoniac) Propriétés du liquide et de la vapeur saturée

Temp (°F)	Pression		Volume (pied cube/ livre)	Densité (livre/pied cube)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb)		Entropie <sup>(1)</sup> (BTU/(lb.)(°R)	
	psia	psig			Vapeur (Vg)	Liquide (lf/vf)	Liquide (hf)	Vapeur (hg)
-105	0,996	27,9 <sup>(2)</sup>	223,2	45,71	-68,5	570,3	-0,1774	1,6243
-104	1,041	27,8 <sup>(2)</sup>	214,2	45,67	-67,5	570,7	-0,1774	1,6205
-103	1,087	27,7 <sup>(2)</sup>	205,7	45,63	-66,4	571,2	-0,1714	1,6167
-102	1,135	27,6 <sup>(2)</sup>	197,6	45,59	-65,4	571,6	-0,1685	1,6129
-101	1,184	27,5 <sup>(2)</sup>	189,8	45,55	-64,3	572,1	-0,1655	1,6092
-100	1,24	27,4 <sup>(2)</sup>	182,4	45,52	-63,3	572,5	-0,1626	1,6055
-99	1,29	27,3 <sup>(2)</sup>	175,3	45,47	-62,2	572,9	-0,1597	1,6018
-98	1,34	27,2 <sup>(2)</sup>	168,5	45,43	-61,2	573,4	-0,1568	1,5982
-97	1,40	27,1 <sup>(2)</sup>	162,1	45,40	-60,1	573,8	-0,1539	1,5945
-96	1,46	26,9 <sup>(2)</sup>	155,9	45,36	-59,1	574,3	-0,1510	1,5910
-95	1,52	26,8 <sup>(2)</sup>	150,0	45,32	-58,0	574,7	-0,1481	1,5874
-94	1,59	26,7 <sup>(2)</sup>	144,3	45,28	-57,0	575,1	-0,1452	1,5838
-93	1,65	26,6 <sup>(2)</sup>	138,9	45,24	-55,9	575,6	-0,1423	1,5803
-92	1,72	26,4 <sup>(2)</sup>	133,8	45,20	-54,9	576,0	-0,1395	1,5768
-91	1,79	26,3 <sup>(2)</sup>	128,9	45,16	-53,8	576,5	-0,1366	1,5734

## Réfrigérant 717 (ammoniac) Propriétés des liquides et de la vapeur saturée (suite)

Temp (°F)	Pression		Volume (pied cube/ livre)	Densité (livre/pied cube)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.)(°R)	
	psia	psig	Vapeur (Vg)	Liquide (l/Vf)	Liquide (hf)	Vapeur (hg)	Liquide (Sf)	Vapeur (Sg)
-90	1,86	26,1 <sup>(2)</sup>	124,1	45,12	-52,8	576,9	-0,1338	1,5699
-89	1,94	26,0 <sup>(2)</sup>	119,6	45,08	-51,7	577,3	-0,1309	1,5665
-88	2,02	25,8 <sup>(2)</sup>	115,3	45,04	-50,7	577,8	-0,1281	1,5631
-87	2,10	25,6 <sup>(2)</sup>	111,1	45,00	-49,6	578,2	-0,1253	1,5597
-86	2,18	25,5 <sup>(2)</sup>	107,1	44,96	-48,6	578,6	-0,1225	1,5564
-85	2,27	25,3 <sup>(2)</sup>	103,3	44,92	-47,5	579,1	-0,1197	1,5531
-84	2,35	25,1 <sup>(2)</sup>	99,68	44,88	-46,5	579,5	-0,1169	1,5498
-83	2,45	24,9 <sup>(2)</sup>	96,17	44,84	-45,4	579,9	-0,1141	1,5465
-82	2,54	24,7 <sup>(2)</sup>	92,81	44,80	-44,4	580,4	-0,1113	1,5432
-81	2,64	24,5 <sup>(2)</sup>	89,59	44,76	-43,3	580,8	-0,1085	1,5400
-80	2,74	24,3 <sup>(2)</sup>	86,50	44,73	-42,2	581,2	0,1057	1,5368
-79	2,84	24,1 <sup>(2)</sup>	83,54	44,68	-41,2	581,6	-0,1030	1,5336
-78	2,95	23,9 <sup>(2)</sup>	80,69	44,64	-40,1	582,1	-0,1002	1,5304
-77	3,06	23,7 <sup>(2)</sup>	77,96	44,60	-39,1	582,5	-0,0975	1,5273
-76	3,18	23,5 <sup>(2)</sup>	75,33	44,56	-38,0	582,9	-0,0947	1,5242
-75	3,29	23,2 <sup>(2)</sup>	72,81	44,52	-37,0	583,3	-0,0920	1,5211
-74	3,42	23,0 <sup>(2)</sup>	70,39	44,48	-35,9	583,8	-0,0892	1,5180
-73	3,54	22,7 <sup>(2)</sup>	68,06	44,44	-34,9	584,2	-0,0865	1,5149
-72	3,67	22,4 <sup>(2)</sup>	65,82	44,40	-33,8	584,6	-0,0838	1,5119
-71	3,80	22,2 <sup>(2)</sup>	63,67	44,36	-32,8	585,0	-0,0811	1,5089
-70	3,94	21,9 <sup>(2)</sup>	61,60	44,32	-31,7	585,5	-0,0784	1,5059
-69	4,08	21,6 <sup>(2)</sup>	59,61	44,28	-30,7	585,9	-0,0757	1,5029
-68	4,23	21,3 <sup>(2)</sup>	57,69	44,24	-29,6	586,3	-0,0730	1,4999
-67	4,38	21,0 <sup>(2)</sup>	55,85	44,19	-28,6	586,7	-0,0703	1,4970
-66	4,53	20,7 <sup>(2)</sup>	54,08	44,15	-27,5	587,1	-0,0676	1,4940
-65	4,69	20,4 <sup>(2)</sup>	52,37	44,11	-26,5	587,5	-0,0650	1,4911
-64	4,85	20,0 <sup>(2)</sup>	50,73	44,07	-25,4	588,0	-0,0623	1,4883
-63	5,02	19,7 <sup>(2)</sup>	49,14	44,03	-24,4	588,4	-0,0596	1,4854
-62	5,19	19,4 <sup>(2)</sup>	47,62	43,99	-23,3	588,8	-0,0570	1,4826
-61	5,37	19,0 <sup>(2)</sup>	46,15	43,95	-22,2	589,2	-0,0543	1,4797
-60	5,55	18,6 <sup>(2)</sup>	44,73	43,91	-21,2	589,6	-0,0517	1,4769
-59	5,74	18,2 <sup>(2)</sup>	43,37	43,87	-20,1	590,0	-0,0490	1,4741
-58	5,93	17,8 <sup>(2)</sup>	42,05	43,83	-19,1	590,4	-0,0464	1,4713
-57	6,13	17,4 <sup>(2)</sup>	40,79	43,78	-18,0	590,8	-0,0438	1,4686

## Réfrigérant 717 (ammoniac) Propriétés des liquides et de la vapeur saturée (suite)

Temp (°F)	Pression		VOLUME (pied cube/ livre)	DENSITÉ (livre/pied cube)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.)(°R)	
	psia	psig	Vapeur (Vg)	Liquide (l/Vf)	Liquide (hf)	Vapeur (hg)	Liquide (Sf)	Vapeur (Sg)
-56	6,33	17,0 <sup>(2)</sup>	39,56	43,74	-17,0	591,2	-0,0412	1,4658
-55	6,54	16,6 <sup>(2)</sup>	38,38	43,70	-15,9	591,6	-0,0386	1,4631
-54	6,75	16,2 <sup>(2)</sup>	37,24	43,66	-14,8	592,1	-0,0360	1,4604
-53	6,97	15,7 <sup>(2)</sup>	36,15	43,62	-13,8	592,4	-0,0334	1,4577
-52	7,20	15,3 <sup>(2)</sup>	35,09	43,58	-12,7	592,9	-0,0307	1,4551
-51	7,43	14,8 <sup>(2)</sup>	34,06	43,54	-11,7	593,2	-0,0281	1,4524
-50	7,67	14,3 <sup>(2)</sup>	33,08	43,49	-10,6	593,7	-0,0256	1,4497
-49	7,91	13,8 <sup>(2)</sup>	32,12	43,45	-9,6	594,0	-0,0230	1,4471
-48	8,16	13,3 <sup>(2)</sup>	31,20	43,41	-8,5	594,4	-0,0204	1,4445
-47	8,42	12,8 <sup>(2)</sup>	30,31	43,37	-7,4	594,9	-0,0179	1,4419
-46	8,68	12,2 <sup>(2)</sup>	29,45	43,33	-6,4	595,2	-0,0153	1,4393
-45	8,95	11,7 <sup>(2)</sup>	28,62	43,28	-5,3	595,6	-0,0127	1,4368
-44	9,23	11,1 <sup>(2)</sup>	27,82	43,24	-4,3	596,0	-0,0102	1,4342
-43	9,51	10,6 <sup>(2)</sup>	27,04	43,20	-3,2	596,4	-0,0076	1,4317
-42	9,81	10,0 <sup>(2)</sup>	26,29	43,16	-2,1	596,8	-0,0051	1,4292
-41	10,10	9,3 <sup>(2)</sup>	25,56	43,12	-1,1	597,2	-0,0025	1,4267
-40	10,41	8,7 <sup>(2)</sup>	24,86	43,08	0,0	597,6	0,0000	1,4242
-39	10,72	8,1 <sup>(2)</sup>	24,18	43,04	1,1	598,0	0,0025	1,4217
-38	11,04	7,4 <sup>(2)</sup>	23,53	42,99	2,1	598,3	0,0051	1,4193
-37	11,37	6,8 <sup>(2)</sup>	22,89	42,95	3,2	598,7	0,0076	1,4169
-36	11,71	6,1 <sup>(2)</sup>	22,27	42,90	4,3	599,1	0,0101	1,4144
-35	12,05	5,4 <sup>(2)</sup>	21,68	42,86	5,3	599,5	0,0126	1,4120
-34	12,41	4,7 <sup>(2)</sup>	21,10	42,82	6,4	599,9	0,0151	1,4096
-33	12,77	3,9 <sup>(2)</sup>	20,54	42,78	7,4	600,2	0,0176	1,4072
-32	13,14	3,2 <sup>(2)</sup>	20,00	42,73	8,5	600,6	0,0201	1,4048
-31	13,52	2,4 <sup>(2)</sup>	19,48	42,69	9,6	601,0	0,0226	1,4025
-30	13,90	1,6 <sup>(2)</sup>	18,97	42,65	10,7	601,4	0,0250	1,4001
-29	14,30	0,8 <sup>(2)</sup>	18,48	42,61	11,7	601,7	0,0275	1,3978
-28	14,71	0,0	18,00	42,57	12,8	602,1	0,0300	1,3955
-27	15,12	0,4	17,54	42,54	13,9	602,5	0,0325	1,3932
-26	15,55	0,8	17,09	42,48	14,9	602,8	0,0350	1,3909
-25	15,98	1,3	16,66	42,44	16,0	603,2	0,0374	1,3886
-24	16,24	1,7	16,24	42,40	17,1	603,6	0,0399	1,3863
-23	16,88	2,2	15,83	42,35	18,1	603,9	0,0423	1,3840

## Réfrigérant 717 (ammoniac) Propriétés des liquides et de la vapeur saturée (suite)

Temp (°F)	Pression		Volume (pied cube/ livre)	Densité (livre/pied cube)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.) (°R)	
	psia	psig	Vapeur (Vg)	Liquide (l/Vf)	Liquide (hf)	Vapeur (hg)	Liquide (Sf)	Vapeur (Sg)
-22	17,34	2,6	15,43	42,31	19,2	604,3	0,0448	1,3818
-21	17,81	3,1	15,05	42,26	20,3	604,6	0,0472	1,3796
-20	18,30	3,6	14,68	42,22	21,4	605,0	0,0497	1,3774
-19	18,79	4,1	14,32	42,18	22,4	605,3	0,0521	1,3752
-18	19,30	4,6	13,97	42,13	23,5	605,7	0,0545	1,3729
-17	19,81	5,1	13,62	42,09	24,6	606,1	0,0570	1,3708
-16	20,34	5,6	13,29	42,04	25,6	606,4	0,0594	1,3686
-15	20,88	6,2	12,97	42,00	26,7	606,7	0,0618	1,3664
-14	21,43	6,7	12,66	41,96	27,8	607,1	0,0642	1,3642
-13	21,99	7,3	12,36	41,91	28,9	607,5	0,0666	1,3624
-12	22,56	7,9	12,06	41,87	30,0	607,8	0,0690	1,3600
-11	23,15	8,5	11,78	41,82	31,0	608,1	0,0714	1,3579
-10	23,74	9,0	11,50	41,78	32,1	608,5	0,0738	1,3558
-9	24,35	9,7	11,23	41,74	33,2	608,8	0,0762	1,3537
-8	24,97	10,3	10,97	41,69	34,3	609,2	0,0786	1,3516
-7	25,61	10,9	10,71	41,65	35,4	609,5	0,0809	1,3493
-6	26,26	11,6	10,47	41,60	36,4	609,8	0,0833	1,3474
-5	26,92	12,2	10,23	41,56	37,5	610,1	0,0857	1,3454
-4	27,59	12,9	9,991	41,52	38,6	610,5	0,0880	1,3433
-3	28,28	13,6	9,763	41,47	39,7	610,8	0,0909	1,3413
-2	28,98	14,3	9,541	41,43	40,7	611,1	0,0928	1,3393
-1	29,69	15,0	9,326	41,38	41,8	611,4	0,0951	1,3372
0	30,42	15,7	9,116	41,34	42,9	611,8	0,0975	1,3352
1	31,16	16,5	8,912	41,29	44,0	612,1	0,0998	1,3332
2	31,92	17,2	8,714	41,25	45,1	612,4	0,1022	1,3312
3	32,69	18,0	8,521	41,20	46,2	612,7	0,1045	1,3292
4	33,47	18,8	8,333	41,16	47,2	613,0	0,1069	1,3273
5 <sup>(3)</sup>	34,27	19,6	8,150	41,11	48,3	613,3	0,1092	1,3253
6	35,09	20,4	7,971	41,07	49,4	613,6	0,1115	1,3234
7	35,92	21,2	7,798	41,01	50,5	613,9	0,1138	1,3214
8	36,77	22,1	7,629	40,98	51,6	614,3	0,1162	1,3195
9	37,63	22,9	7,464	40,93	52,7	614,6	0,1185	1,3176
10	38,51	23,8	7,304	40,89	53,8	614,9	0,1208	1,3157
11	39,40	24,7	7,148	40,84	54,9	615,2	0,1231	1,3137

## Réfrigérant 717 (ammoniac) Propriétés des liquides et de la vapeur saturée (suite)

Temp (°F)	Pression		Volume (pied cube/ livre)	Densité (livre/pied cube)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.)(°R)	
	psia	psig	Vapeur (Vg)	Liquide (l/Vf)	Liquide (hf)	Vapeur (hg)	Liquide (Sf)	Vapeur (Sg)
12	40,31	25,6	6,996	40,80	56,0	615,5	0,1254	1,3118
13	41,24	26,5	6,847	40,75	57,1	615,8	0,1277	1,3099
14	42,18	27,5	6,703	40,71	58,2	616,1	0,1300	1,3081
15	43,14	28,4	6,562	40,66	59,2	616,3	0,1323	1,3062
16	44,12	29,4	6,425	40,61	60,3	616,6	0,1346	1,3043
17	45,12	30,4	6,291	40,57	61,4	616,9	0,1369	1,3025
18	46,13	31,4	6,161	40,52	62,5	617,2	0,1392	1,3006
19	47,16	32,5	6,034	40,48	63,6	617,5	0,1415	1,2988
20	48,21	33,5	5,910	40,43	64,7	617,8	0,1437	1,2969
21	49,28	34,6	5,789	40,38	65,8	618,0	0,1460	1,2951
22	50,36	35,7	5,671	40,34	66,9	618,3	0,1483	1,2933
23	51,47	36,8	5,556	40,29	68,0	618,6	0,1505	1,2915
24	52,59	37,9	5,443	40,25	69,1	618,9	0,1528	1,2897
25	53,73	39,0	5,334	40,20	70,2	619,1	0,1551	1,2879
26	54,90	40,2	5,227	40,15	71,3	619,4	0,1573	1,2861
27	56,08	41,4	5,123	40,10	72,4	619,7	0,1596	1,2843
28	57,28	42,6	5,021	40,06	73,5	619,9	0,1618	1,2823
29	58,50	43,8	4,922	40,01	74,6	620,2	0,1641	1,2809
30	59,74	45,0	4,825	39,96	75,7	620,5	0,1663	1,2790
31	61,00	46,3	4,730	39,91	76,8	620,7	0,1686	1,2773
32	62,29	47,6	4,637	39,86	77,9	621,0	0,1708	1,2755
33	63,59	48,9	4,547	39,82	79,0	621,2	0,1730	1,2738
34	64,91	50,2	4,459	39,77	80,1	621,5	0,1753	1,2721
35	66,26	51,6	4,373	39,72	81,2	621,7	0,1775	1,2704
36	67,63	52,9	4,289	39,67	82,3	622,0	0,1797	1,2686
37	69,02	54,3	4,207	39,63	83,4	622,2	0,1819	1,2669
38	70,43	55,7	4,126	39,58	84,6	622,5	0,1841	1,2652
39	71,87	57,2	4,048	39,54	85,7	622,7	0,1863	1,2635
40	73,32	58,6	3,971	39,49	86,8	623,0	0,1885	1,2618
41	74,80	60,1	3,897	39,44	87,9	623,2	0,1908	1,2602
42	76,31	61,6	3,823	39,39	89,0	623,4	0,1930	1,2585
43	77,83	63,1	3,752	39,34	90,1	623,7	0,1952	1,2568
44	79,38	64,7	3,682	39,29	91,2	623,9	0,1974	1,2552
45	80,96	66,3	3,614	39,24	92,3	624,1	0,1996	1,2535

## Réfrigérant 717 (ammoniac) Propriétés des liquides et de la vapeur saturée (suite)

Temp (°F)	Pression		Volume (pied cube/ livre)	Densité (livre/pied cube)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.)(°R)	
	psia	psig	Vapeur (Vg)	Liquide (l/Vf)	Liquide (hf)	Vapeur (hg)	Liquide (Sf)	Vapeur (Sg)
46	82,55	67,9	3,547	39,19	93,5	624,4	0,2018	1,2518
47	84,18	69,5	3,481	39,14	94,6	624,6	0,2040	1,2492
48	85,82	71,1	3,418	39,10	95,7	624,8	0,2062	1,2484
49	87,49	72,8	3,355	39,05	96,8	625,0	0,2083	1,2469
50	89,19	74,5	3,294	39,00	97,9	625,2	0,2105	1,2453
51	90,91	76,2	3,234	38,95	99,1	625,5	0,2127	1,2437
52	92,66	78,0	3,176	38,90	100,2	625,7	0,2149	1,2421
53	94,43	79,7	3,119	38,85	101,3	625,9	0,2171	1,2405
54	96,23	81,5	3,063	38,80	102,4	626,1	0,2192	1,2382
55	98,06	83,4	3,008	38,75	103,5	626,3	0,2214	1,2372
56	99,91	85,2	2,954	38,70	104,7	626,5	0,2236	1,2357
57	101,8	87,1	2,902	38,65	105,8	626,7	0,2257	1,2341
58	103,7	89,0	2,851	38,60	106,9	626,9	0,2279	1,2325
59	105,6	90,9	2,800	38,55	108,1	627,1	0,2301	1,2310
60	107,6	92,9	2,751	38,50	109,2	627,3	0,2322	1,2294
61	109,6	94,9	2,703	38,45	110,3	627,5	0,2344	1,2273
62	111,6	96,9	2,656	38,40	111,5	627,7	0,2365	1,2263
63	113,6	98,9	2,610	38,35	112,6	627,9	0,2387	1,2247
64	115,7	101,0	2,565	38,30	113,7	628,0	0,2408	1,2231
65	117,8	103,1	2,520	38,25	114,8	628,2	0,2430	1,2213
66	120,0	105,3	2,477	38,20	116,0	628,4	0,2451	1,2201
67	122,1	107,4	2,435	38,15	117,1	628,6	0,2473	1,2183
68	124,3	109,6	2,393	38,10	118,3	628,8	0,2494	1,2179
69	126,5	111,8	2,352	38,05	119,4	628,9	0,2515	1,2155
70	128,8	114,1	2,312	38,00	120,5	629,1	0,2537	1,2140
71	131,1	116,4	2,273	37,95	121,7	629,3	0,2558	1,2125
72	133,4	118,7	2,235	37,90	122,8	629,4	0,2579	1,2110
73	135,7	121,0	2,197	37,84	124,0	629,6	0,2601	1,2095
74	138,1	123,4	2,161	37,79	125,1	629,8	0,2622	1,2080
75	140,5	125,8	2,125	37,74	126,2	629,9	0,2643	1,2065
76	143,0	128,3	2,089	37,69	127,4	630,1	0,2664	1,2050
77	145,4	130,7	2,055	37,64	128,5	630,2	0,2685	1,2035
78	147,9	133,2	2,021	37,58	129,7	630,4	0,2706	1,2020
79	150,5	135,8	1,988	37,53	130,8	630,5	0,2728	1,2006

## Réfrigérant 717 (ammoniac) Propriétés des liquides et de la vapeur saturée (suite)

Temp (°F)	Pression		Volume (pied cube/ livre)	Densité (livre/pied cube)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.)(°R)	
	psia	psig	Vapeur (Vg)	Liquide (l/Vf)	Liquide (hf)	Vapeur (hg)	Liquide (Sf)	Vapeur (Sg)
80	153,0	138,3	1,955	37,48	132,0	630,7	0,2749	1,1991
81	155,6	140,9	1,923	37,43	133,1	630,8	0,2769	1,1976
82	158,3	143,6	1,892	37,37	134,3	631,0	0,2791	1,1962
83	161,0	146,3	1,861	37,32	135,4	631,1	0,2812	1,1947
84	163,7	149,0	1,831	37,26	136,6	631,3	0,2833	1,1933
85	166,4	151,7	1,801	37,21	137,8	631,4	0,2854	1,1918
86 <sup>(3)</sup>	169,2	154,5	1,772	37,16	138,9	631,5	0,2875	1,1904
87	172,0	157,3	1,744	37,11	140,1	631,7	0,2895	1,1889
88	174,8	160,1	1,716	37,05	141,2	631,8	0,2917	1,1875
89	177,7	163,0	1,688	37,00	142,4	631,9	0,2937	1,1860
90	180,6	165,9	1,661	36,95	143,5	632,0	0,2958	1,1846
91	183,6	168,9	1,635	36,89	144,7	632,1	0,2979	1,1832
92	186,6	171,9	1,609	36,84	145,8	632,2	0,3000	1,1818
93	189,6	174,9	1,584	36,78	147,0	632,3	0,3021	1,1804
94	192,7	178,0	1,559	36,73	148,2	632,5	0,3041	1,1789
95	195,8	181,1	1,534	36,67	149,4	632,6	0,3062	1,1775
96	198,9	184,2	1,510	36,62	150,5	632,6	0,3083	1,1761
97	202,1	187,4	1,487	36,56	151,7	632,8	0,3104	1,1747
98	205,3	190,6	1,464	36,51	152,9	632,9	0,3125	1,1733
99	208,6	193,9	1,441	36,45	154,0	632,9	0,3145	1,1719
100	211,9	197,2	1,419	36,40	155,2	633,0	0,3166	1,1705
101	215,2	200,5	1,397	36,34	156,4	633,1	0,3187	1,1691
102	218,6	203,9	1,375	36,29	157,6	633,2	0,3207	1,1677
103	222,0	207,3	1,354	36,23	158,7	633,3	0,3228	1,1663
104	225,4	210,7	1,334	36,18	159,9	633,4	0,3248	1,1649
105	228,9	214,2	1,313	36,12	161,1	633,4	0,3269	1,1635
106	232,5	217,8	1,293	36,06	162,3	633,5	0,3289	1,1621
107	236,0	221,3	1,274	36,01	163,5	633,6	0,3310	1,1607
108	239,7	225,0	1,254	35,95	164,6	633,6	0,3330	1,1593
109	243,3	228,6	1,235	35,90	165,8	633,7	0,3351	1,1580
110	247,0	232,3	1,217	35,84	167,0	633,7	0,3372	1,1566
111	250,8	236,1	1,198	35,78	168,2	633,8	0,3392	1,1552
112	254,5	239,8	1,180	35,72	169,4	633,8	0,3413	1,1538
113	258,4	243,7	1,163	35,67	170,6	633,9	0,3433	1,1524

## Réfrigérant 717 (ammoniac) Propriétés des liquides et de la vapeur saturée (suite)

Temp (°F)	Pression		Volume (pied cube/ livre)	Densité (livre/pied cube)	Enthalpie <sup>(1)</sup> (BTU/lb)		Entropie <sup>(1)</sup> BTU/(lb.) (°R)	
	psia	psig	Vapeur (Vg)	Liquide (l/Vf)	Liquide (hf)	Vapeur (hg)	Liquide (Sf)	Vapeur (Sg)
114	262,2	247,5	1,145	35,61	171,8	633,9	0,3453	1,1510
115	266,2	251,5	1,128	35,55	173,0	633,9	0,3474	1,1497
116	270,1	255,4	1,112	35,49	174,2	634,0	0,3495	1,1483
117	274,1	259,4	1,095	35,43	175,4	634,0	0,3515	1,1469
118	278,2	263,5	1,079	35,38	176,6	634,0	0,3535	1,1455
119	282,3	267,6	1,063	35,32	177,8	634,0	0,3556	1,1441
120	286,4	271,7	1,047	35,26	179,0	634,0	0,3576	1,1427
121	290,6	275,9	1,032	35,20	180,2	634,0	0,3597	1,1414
122	294,8	280,1	1,017	35,14	181,4	634,0	0,3618	1,1400
123	299,1	284,4	1,002	35,08	182,6	634,0	0,3638	1,1386
124	303,4	288,7	0,987	35,02	183,9	634,0	0,3659	1,1372
125	307,8	293,1	0,973	34,96	185,1	634,0	0,3679	1,1358

1. Basé sur 0 pour le liquide saturé à -40°C (-40°F).  
2. Pouces de mercure en dessous d'une atmosphère standard.  
3. Températures de cycle standard.

## 13.7 Propriétés de l'eau

Température (°F)	Pression de saturation (absolue en lb/in <sup>2</sup> )	Poids (lb/gallon)	Poids spécifique 60/60°F	Facteur de conversion <sup>(1)</sup> lb/h vers GPM
32	0,0885	8,345	1,0013	0,00199
40	0,1217	8,345	1,0013	0,00199
50	0,1781	8,340	1,0007	0,00199
60	0,2653	8,334	1,0000	0,00199
70	0,3631	8,325	0,9989	0,00200
80	0,5069	8,314	0,9976	0,00200
90	0,6982	8,303	0,9963	0,00200
100	0,9492	8,289	0,9946	0,00201
110	1,2748	8,267	0,9919	0,00201
120	1,6924	8,253	0,9901	0,00201
130	2,2225	8,227	0,9872	0,00202
140	2,8886	8,207	0,9848	0,00203
150	3,718	8,182	0,9818	0,00203
160	4,741	8,156	0,9786	0,00204
170	5,992	8,127	0,9752	0,00205

## Propriétés de l'eau (suite)

Température (°F)	Pression de saturation (absolue en lb/in <sup>2</sup> )	Poids (lb/gallon)	Poids spécifique 60/60°F	Facteur <sup>(1)</sup> lb/h vers GPM
180	7,510	8,098	0,9717	0,00205
190	9,339	8,068	0,9681	0,00206
200	11,526	8,039	0,9646	0,00207
210	14,123	8,005	0,9605	0,00208
212	14,696	7,996	0,9594	0,00208
220	17,186	7,972	0,9566	0,00209
240	24,969	7,901	0,9480	0,00210
260	35,429	7,822	0,9386	0,00211
280	49,203	7,746	0,9294	0,00215
300	67,013	7,662	0,9194	0,00217
350	134,63	7,432	0,8918	0,00224
400	247,31	7,172	0,8606	0,00232
450	422,6	6,892	0,8270	0,00241
500	680,8	6,553	0,7863	0,00254
550	1045,2	6,132	0,7358	0,00271
600	1542,9	5,664	0,6796	0,00294
700	3093,7	3,623	0,4347	0,00460

1. Multiplier le débit en livres par heure par le facteur pour obtenir le débit équivalent en gallons par minute. Le poids par gallon est basé sur 7,48 gallons par pied cube.

## 13.8 Propriétés de la vapeur saturée

Pression absolue		Vide (pouces de Hg)	Température (t) (°F)	Chaleur du liquide (BTU/lb)	Chaleur latente d'évaporation (BTU/lb)	Enthalpie spécifique de la vapeur Hg (BTU/lb)	Volume spécifique (pied cube/livre)
Lb/in <sup>2</sup> P'	Pouces de Hg						
0,20	0,41	29,51	53,14	21,21	1063,8	1085,0	1526,0
0,25	0,51	29,41	59,30	27,36	1060,3	1087,7	1235,3
0,30	0,61	29,31	64,47	32,52	1057,4	1090,0	1039,5
0,35	0,71	29,21	68,93	36,97	1054,9	1091,9	898,5
0,40	0,81	29,11	72,86	40,89	1052,7	1093,6	791,9
0,45	0,92	29,00	76,38	44,41	1050,7	1095,1	708,5
0,50	1,02	28,90	79,58	47,60	1048,8	1096,4	641,4
0,60	1,22	28,70	85,21	53,21	1045,7	1098,9	540,0
0,70	1,43	28,49	90,08	58,07	1042,9	1101,0	466,9
0,80	1,63	28,29	94,38	62,36	1040,4	1102,8	411,7

## Propriétés de la vapeur saturée (suite)

Pression absolue		Vide (pouces de Hg)	Température (t) (°F)	Chaleur du liquide (BTU/lb)	Chaleur latente d'évaporation (BTU/lb)	Enthalpie spécifique de la vapeur Hg (BTU/lb)	Volume spécifique (pied cube/livre)
Lb/in <sup>2</sup> P'	Pouces de Hg						
0,90	1,83	28,09	98,24	66,21	1038,3	1104,5	368,4
1,0	2,04	27,88	101,74	69,70	1036,3	1106,0	333,6
1,2	2,44	27,48	107,92	75,87	1032,7	1108,6	280,9
1,4	2,85	27,07	113,26	81,20	1029,6	1110,8	243,0
1,6	3,26	26,66	117,99	85,91	1026,9	1112,8	214,3
1,8	3,66	26,26	122,23	90,14	1024,5	1114,6	191,8
2,0	4,07	25,85	126,08	93,99	1022,2	1116,2	173,73
2,2	4,48	25,44	129,62	97,52	1020,2	1117,7	158,85
2,4	4,89	25,03	132,89	100,79	1018,3	1119,1	146,38
2,6	5,29	24,63	135,94	103,83	1016,5	1120,3	135,78
2,8	5,70	24,22	138,79	106,68	1014,8	1121,5	126,65
3,0	6,11	23,81	141,48	109,37	1013,2	1122,6	118,71
3,5	7,13	22,79	147,57	115,46	1009,6	1125,1	102,72
4,0	8,14	21,78	152,97	120,86	1006,4	1127,3	90,63
4,5	9,16	20,76	157,83	125,71	1003,6	1129,3	81,16
5,0	10,18	19,74	162,24	130,13	1001,0	1131,1	73,52
5,5	11,20	18,72	166,30	134,19	998,5	1132,7	67,24
6,0	12,22	17,70	170,06	137,96	996,2	1134,2	61,98
6,5	13,23	16,69	173,56	141,47	994,1	1135,6	57,50
7,0	14,25	15,67	176,85	144,76	992,1	1136,9	53,64
7,5	15,27	14,65	179,94	147,86	990,2	1138,1	50,29
8,0	16,29	13,63	182,86	150,79	988,5	1139,3	47,34
8,5	17,31	12,61	185,64	153,57	986,8	1140,4	44,73
9,0	18,32	11,60	188,28	156,22	985,2	1141,4	42,40
9,5	19,34	10,58	190,80	158,75	983,6	1142,3	40,31
10,0	20,36	9,56	193,21	161,17	982,1	1143,3	38,42
11,0	22,40	7,52	197,75	165,73	979,3	1145,0	35,14
12,0	24,43	5,49	201,96	169,96	976,6	1146,6	32,40
13,0	26,47	3,45	205,88	173,91	974,2	1148,1	30,06
14,0	28,50	1,42	209,56	177,61	971,9	1149,5	28,04

## Propriétés de la vapeur saturée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Température (t) (°F)	Chaleur du liquide (BTU/lb)	Chaleur latente d'évaporation (BTU/lb)	Enthalpie spécifique de la vapeur Hg (BTU/lb)	Volume spécifique (pied cube/livre)
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique					
14,696	0,0	212,00	180,07	970,3	1150,4	26,80
15,0	0,3	213,03	181,11	969,7	1150,8	26,29
16,0	1,3	216,32	184,42	967,6	1152,0	24,75
17,0	2,3	219,44	187,56	965,5	1153,1	23,39
18,0	3,3	222,41	190,56	963,6	1154,2	22,17
19,0	4,3	225,24	193,42	961,9	1155,3	21,08
20,0	5,3	227,96	196,16	960,1	1156,3	20,089
21,0	6,3	230,57	198,79	958,4	1157,2	19,192
22,0	7,3	233,07	201,33	956,8	1158,1	18,375
23,0	8,3	235,49	203,78	955,2	1159,0	17,627
24,0	9,3	237,82	206,14	953,7	1159,8	16,938
25,0	10,3	240,07	208,42	952,1	1160,6	16,303
26,0	11,3	242,25	210,62	950,7	1161,3	15,715
27,0	12,3	244,36	212,75	949,3	1162,0	15,170
28,0	13,3	246,41	214,83	947,9	1162,7	14,663
29,0	14,3	248,40	216,86	946,5	1163,4	14,189
30,0	15,3	250,33	218,82	945,3	1164,1	13,746
31,0	16,3	252,22	220,73	944,0	1164,7	13,330
32,0	17,3	254,05	222,59	942,8	1165,4	12,940
33,0	18,3	255,84	224,41	941,6	1166,0	12,572
34,0	19,3	257,58	226,18	940,3	1166,5	12,226
35,0	20,3	259,28	227,91	939,2	1167,1	11,898
36,0	21,3	260,95	229,60	938,0	1167,6	11,588
37,0	22,3	262,57	231,26	936,9	1168,2	11,294
38,0	23,3	264,16	232,89	935,8	1168,7	11,015
39,0	24,3	265,72	234,48	934,7	1169,2	10,750
40,0	25,3	267,25	236,03	933,7	1169,7	10,498
41,0	26,3	268,74	237,55	932,6	1170,2	10,258
42,0	27,3	270,21	239,04	931,6	1170,7	10,029
43,0	28,3	271,64	240,51	930,6	1171,1	9,810
44,0	29,3	273,05	241,95	929,6	1171,6	9,601
45,0	30,3	274,44	243,36	928,6	1172,0	9,401
46,0	31,3	275,80	244,75	927,7	1172,4	9,209
47,0	32,3	277,13	246,12	926,7	1172,9	9,025

## Propriétés de la vapeur saturée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Température (t) (°F)	Chaleur du liquide (BTU/lb)	Chaleur latente d'évaporation (BTU/lb)	Enthalpie spécifique de la vapeur Hg (BTU/lb)	Volume spécifique (pied cube/livre)
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique					
48,0	33,3	278,45	247,47	925,8	1173,3	8,848
49,0	34,3	279,74	248,79	924,9	1173,7	8,678
50,0	35,3	281,01	250,09	924,0	1174,1	8,515
51,0	36,3	282,26	251,37	923,0	1174,4	8,359
52,0	37,3	283,49	252,63	922,2	1174,8	8,208
53,0	38,3	284,70	253,87	921,3	1175,2	8,062
54,0	39,3	285,90	255,09	920,5	1175,6	7,922
55,0	40,3	287,07	256,30	919,6	1175,9	7,787
56,0	41,3	288,23	257,50	918,8	1176,3	7,656
57,0	42,3	289,37	258,67	917,9	1176,6	7,529
58,0	43,3	290,50	259,82	917,1	1176,9	7,407
59,0	44,3	291,61	260,96	916,3	1177,3	7,289
60,0	45,3	292,71	262,09	915,5	1177,6	7,175
61,0	46,3	293,79	263,20	914,7	1177,9	7,064
62,0	47,3	294,85	264,30	913,9	1178,2	6,957
63,0	48,3	295,90	265,38	913,1	1178,5	6,853
64,0	49,3	296,94	266,45	912,3	1178,8	6,752
65,0	50,3	297,97	267,50	911,6	1179,1	6,655
66,0	51,3	298,99	268,55	910,8	1179,4	6,560
67,0	52,3	299,99	269,58	910,1	1179,7	6,468
68,0	53,3	300,98	270,60	909,4	1180,0	6,378
69,0	54,3	301,96	291,61	908,7	1180,3	6,291
70,0	55,3	302,92	272,61	907,9	1180,6	6,206
71,0	56,3	303,88	273,60	907,2	1180,8	6,124
72,0	57,3	304,83	274,57	906,5	1181,1	6,044
73,0	58,3	305,76	275,54	905,8	1181,3	5,966
74,0	59,3	306,68	276,49	905,1	1181,6	5,890
75,0	60,3	307,60	277,43	904,5	1181,9	5,816
76,0	61,3	308,50	278,37	903,7	1182,1	5,743
77,0	62,3	309,40	279,30	903,1	1182,4	5,673
78,0	63,3	310,29	280,21	902,4	1182,6	5,604
79,0	64,3	311,16	281,12	901,7	1182,8	5,537
80,0	65,3	312,03	282,02	901,1	1183,1	5,472
81,0	66,3	312,89	282,91	900,4	1183,3	5,408

## Propriétés de la vapeur saturée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Température (t) (°F)	Chaleur du liquide (BTU/lb)	Chaleur latente d'évaporation (BTU/lb)	Enthalpie spécifique de la vapeur Hg (BTU/lb)	Volume spécifique (pied cube/livre)
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique					
82,0	67,3	313,74	283,79	899,7	1183,5	5,346
83,0	68,3	314,59	284,66	899,1	1183,8	5,285
84,0	69,3	315,42	285,53	898,5	1184,0	5,226
85,0	70,3	316,25	286,39	897,8	1184,2	5,168
86,0	71,3	317,07	287,24	897,2	1184,4	5,111
87,0	72,3	317,88	288,08	896,5	1184,6	5,055
88,0	73,3	318,68	288,91	895,9	1184,8	5,001
89,0	74,3	319,48	289,74	895,3	1185,1	4,948
90,0	75,3	320,27	290,56	894,7	1185,3	4,896
91,0	76,3	321,06	291,38	894,1	1185,5	4,845
92,0	77,3	321,83	292,18	893,5	1185,7	4,796
93,0	78,3	322,60	292,98	892,9	1185,9	4,747
94,0	79,3	323,36	293,78	892,3	1186,1	4,699
95,0	80,3	324,12	294,56	891,7	1186,2	4,652
96,0	81,3	324,87	295,34	891,1	1186,4	4,606
97,0	82,3	325,61	296,12	890,5	1186,6	4,561
98,0	83,3	326,35	296,89	889,9	1186,8	4,517
99,0	84,3	327,08	297,65	889,4	1187,0	4,474
100,0	85,3	327,81	298,40	888,8	1187,2	4,432
101,0	86,3	328,53	299,15	888,2	1187,4	4,391
102,0	87,3	329,25	299,90	887,6	1187,5	4,350
103,0	88,3	329,96	300,64	887,1	1187,7	4,310
104,0	89,3	330,66	301,37	886,5	1187,9	4,271
105,0	90,3	331,36	302,10	886,0	1188,1	4,232
106,0	91,3	332,05	302,82	885,4	1188,2	4,194
107,0	92,3	332,74	303,54	884,9	1188,4	4,157
108,0	93,3	333,42	304,26	884,3	1188,6	4,120
109,0	94,3	334,10	304,97	883,7	1188,7	4,084
110,0	95,3	334,77	305,66	883,2	1188,9	4,049
111,0	96,3	335,44	306,37	882,6	1189,0	4,015
112,0	97,3	336,11	307,06	882,1	1189,2	3,981
113,0	98,3	336,77	307,75	881,6	1189,4	3,947
114,0	99,3	337,42	308,43	881,1	1189,5	3,914
115,0	100,3	338,07	309,11	880,6	1189,7	3,882

## Propriétés de la vapeur saturée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Température (t) (°F)	Chaleur du liquide (BTU/lb)	Chaleur latente d'évaporation (BTU/lb)	Enthalpie spécifique de la vapeur Hg (BTU/lb)	Volume spécifique (pied cube/livre)
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique					
116,0	101,3	338,72	309,79	880,0	1189,8	3,850
117,0	102,3	339,36	310,46	879,5	1190,0	3,819
118,0	103,3	339,99	311,12	879,0	1190,1	3,788
119,0	104,3	340,62	311,78	878,4	1190,2	3,758
120,0	105,3	341,25	312,44	877,9	1190,4	3,728
121,0	106,3	341,88	313,10	877,4	1190,5	3,699
122,0	107,3	342,50	313,75	876,9	1190,7	3,670
123,0	108,3	343,11	314,40	876,4	1190,8	3,642
124,0	109,3	343,72	315,04	875,9	1190,9	3,614
125,0	110,3	344,33	315,68	875,4	1191,1	3,587
126,0	111,3	344,94	316,31	874,9	1191,2	3,560
127,0	112,3	345,54	316,94	874,4	1191,3	3,533
128,0	113,3	346,13	317,57	873,9	1191,5	3,507
129,0	114,3	346,73	318,19	873,4	1191,6	3,481
130,0	115,3	347,32	318,81	872,9	1191,7	3,455
131,0	116,3	347,90	319,43	872,5	1191,9	3,430
132,0	117,3	348,48	320,04	872,0	1192,0	3,405
133,0	118,3	349,06	320,65	871,5	1192,1	3,381
134,0	119,3	349,64	321,25	871,0	1192,2	3,357
135,0	120,3	350,21	321,85	870,6	1192,4	3,333
136,0	121,3	350,78	322,45	870,1	1192,5	3,310
137,0	122,3	351,35	323,05	869,6	1192,6	3,287
138,0	123,3	351,91	323,64	869,1	1192,7	3,264
139,0	124,3	352,47	324,23	868,7	1192,9	3,242
140,0	125,3	353,02	324,82	868,2	1193,0	3,220
141,0	126,3	353,57	325,40	867,7	1193,1	3,198
142,0	127,3	354,12	325,98	867,2	1193,2	3,177
143,0	128,3	354,67	326,56	866,7	1193,3	3,155
144,0	129,3	355,21	327,13	866,3	1193,4	3,134
145,0	130,3	355,76	327,70	865,8	1193,5	3,114
146,0	131,3	356,29	328,27	865,3	1193,6	3,094
147,0	132,3	356,83	328,83	864,9	1193,8	3,074
148,0	133,3	357,36	329,39	864,5	1193,9	3,054
149,0	134,3	357,89	329,95	864,0	1194,0	3,034

## Propriétés de la vapeur saturée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Température (t) (°F)	Chaleur du liquide (BTU/lb)	Chaleur latente d'évaporation (BTU/lb)	Enthalpie spécifique de la vapeur Hg (BTU/lb)	Volume spécifique (pied cube/livre)
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique					
150,0	135,3	358,42	330,51	863,6	1194,1	3,015
152,0	137,3	359,46	331,61	862,7	1194,3	2,977
154,0	139,3	360,49	332,70	861,8	1194,5	2,940
156,0	141,3	361,52	333,79	860,9	1194,7	2,904
158,0	143,3	362,53	334,86	860,0	1194,9	2,869
160,0	145,3	363,53	335,93	859,2	1195,1	2,834
162,0	147,3	364,53	336,98	858,3	1195,3	2,801
164,0	149,3	365,51	338,02	857,5	1195,5	2,768
166,0	151,3	366,48	339,05	856,6	1195,7	2,736
168,0	153,3	367,45	340,07	855,7	1195,8	2,705
170,0	155,3	368,41	341,09	854,9	1196,0	2,675
172,0	157,3	369,35	342,10	854,1	1196,2	2,645
174,0	159,3	370,29	343,10	853,3	1196,4	2,616
176,0	161,3	371,22	344,09	852,4	1196,5	2,587
178,0	163,3	372,14	345,06	851,6	1196,7	2,559
180,0	165,3	373,06	346,03	850,8	1196,9	2,532
182,0	167,3	373,96	347,00	850,0	1197,0	2,505
184,0	169,3	374,86	347,96	849,2	1197,2	2,479
186,0	171,3	375,75	348,92	848,4	1197,3	2,454
188,0	173,3	376,64	349,86	847,6	1197,5	2,429
190,0	175,3	377,51	350,79	846,8	1197,6	2,404
192,0	177,3	378,38	351,72	846,1	1197,8	2,380
194,0	179,3	379,24	352,64	845,3	1197,9	2,356
196,0	181,3	380,10	353,55	844,5	1198,1	2,333
198,0	183,3	380,95	354,46	843,7	1198,2	2,310
200,0	185,3	381,79	355,36	843,0	1198,4	2,288
205,0	190,3	383,86	357,58	841,1	1198,7	2,234
210,0	195,3	385,90	359,77	839,2	1199,0	2,183
215,0	200,3	387,89	361,91	837,4	1199,3	2,134
220,0	205,3	389,86	364,02	835,6	1199,6	2,087
225,0	210,3	391,79	366,09	833,8	1199,9	2,0422
230,0	215,3	393,68	368,13	832,0	1200,1	1,9992
235,0	220,3	395,54	370,14	830,3	1200,4	1,9579
240,0	225,3	397,37	372,12	828,5	1200,6	1,9183

## Propriétés de la vapeur saturée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Température (t) (°F)	Chaleur du liquide (BTU/lb)	Chaleur latente d'évaporation (BTU/lb)	Enthalpie spécifique de la vapeur Hg (BTU/lb)	Volume spécifique (pied cube/livre)
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique					
245,0	230,3	399,18	374,08	826,8	1200,9	1,8803
250,0	235,3	400,95	376,00	825,1	1201,1	1,8438
255,0	240,3	402,70	377,89	823,4	1201,3	1,8086
260,0	245,3	404,42	379,76	821,8	1201,5	1,7748
265,0	250,3	406,11	381,60	820,1	1201,7	1,7422
270,0	255,3	407,78	383,42	818,5	1201,9	1,7107
275,0	260,3	409,43	385,21	816,9	1202,1	1,6804
280,0	265,3	411,05	386,98	815,3	1202,3	1,6511
285,0	270,3	412,65	388,73	813,7	1202,4	1,6228
290,0	275,3	414,23	390,46	812,1	1202,6	1,5954
295,0	280,3	415,79	392,16	810,5	1202,7	1,5689
300,0	285,3	417,33	393,84	809,0	1202,8	1,5433
320,0	305,3	423,29	400,39	803,0	1203,4	1,4485
340,0	325,3	428,97	406,66	797,1	1203,7	1,3645
360,0	345,3	434,40	412,67	791,4	1204,1	1,2895
380,0	365,3	439,60	418,45	785,8	1204,3	1,2222
400,0	385,3	444,59	424,0	780,5	1204,5	1,1613
420,0	405,3	449,39	429,4	775,2	1204,6	1,1061
440,0	425,3	454,02	434,6	770,0	1204,6	1,0556
460,0	445,3	458,50	439,7	764,9	1204,6	1,0094
480,0	465,3	462,82	444,6	759,9	1204,5	0,9670
500,0	485,3	467,01	449,4	755,0	1204,4	0,9278
520,0	505,3	471,07	454,1	750,1	1204,2	0,8915
540,0	525,3	475,01	458,6	745,4	1204,0	0,8578
560,0	545,3	478,85	463,0	740,8	1203,8	0,8265
580,0	565,3	482,58	467,4	736,1	1203,5	0,7973
600,0	585,3	486,21	471,6	731,6	1203,2	0,7698
620,0	605,3	489,75	475,7	727,2	1202,9	0,7440
640,0	625,3	493,21	479,8	722,7	1202,5	0,7198
660,0	645,3	496,58	483,8	718,3	1202,1	0,6971
680,0	665,3	499,88	487,7	714,0	1201,7	0,6757
700,0	685,3	503,10	491,5	709,7	1201,2	0,6554
720,0	705,3	506,25	495,3	705,4	1200,7	0,6362
740,0	725,3	509,34	499,0	701,2	1200,2	0,6180

## Propriétés de la vapeur saturée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Température (t) (°F)	Chaleur du liquide (BTU/lb)	Chaleur latente d'évaporation (BTU/lb)	Enthalpie spécifique de la vapeur Hg (BTU/lb)	Volume spécifique (pied cube/livre)
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique					
760,0	745,3	512,36	502,6	697,1	1199,7	0,6007
780,0	765,3	515,33	506,2	692,9	1199,1	0,5843
800,0	785,3	518,23	509,7	688,9	1198,6	0,5687
820,0	805,3	521,08	513,2	684,8	1198,0	0,5538
840,0	825,3	523,88	516,6	680,8	1197,4	0,5396
860,0	845,3	526,63	520,0	676,8	1196,8	0,5260
880,0	865,3	529,33	523,3	672,8	1196,1	0,5130
900,0	885,3	531,98	526,6	668,8	1195,4	0,5006
920,0	905,3	534,59	529,8	664,9	1194,7	0,4886
940,0	925,3	537,16	533,0	661,0	1194,0	0,4772
960,0	945,3	539,68	536,2	657,1	1193,3	0,4663
980,0	965,3	542,17	539,3	653,3	1192,6	0,4557
1000,0	985,3	544,61	542,4	649,4	1191,8	0,4456
1050,0	1035,3	550,57	550,0	639,9	1189,9	0,4218
1100,0	1085,3	556,31	557,4	630,4	1187,8	0,4001
1150,0	1135,3	561,86	564,6	621,0	1185,6	0,3802
1200,0	1185,3	567,22	571,7	611,7	1183,4	0,3619
1250,0	1235,3	572,42	578,6	602,4	1181,0	0,3450
1300,0	1285,3	577,46	585,4	593,2	1178,6	0,3293
1350,0	1335,3	582,35	592,1	584,0	1176,1	0,3148
1400,0	1385,3	587,10	598,7	574,7	1173,4	0,3012
1450,0	1435,3	591,73	605,2	565,5	1170,7	0,2884
1500,0	1485,3	596,23	611,6	556,3	1167,9	0,2765
1600,0	1585,3	604,90	624,1	538,0	1162,1	0,2548
1700,0	1685,3	613,15	636,3	519,6	1155,9	0,2354
1800,0	1785,3	621,03	648,3	501,1	1149,4	0,2179
1900,0	1885,3	628,58	660,1	482,4	1142,4	0,2021
2000,0	1985,3	635,82	671,7	463,4	1135,1	0,1878
2100,0	2085,3	642,77	683,3	444,1	1127,4	0,1746
2200,0	2185,3	649,46	694,8	424,4	1119,2	0,1625
2300,0	2285,3	655,91	706,5	403,9	1110,4	0,1513
2400,0	2385,3	662,12	718,4	382,7	1101,1	0,1407
2500,0	2485,3	668,13	730,6	360,5	1091,1	0,1307
2600,0	2585,3	673,94	743,0	337,2	1080,2	0,1213

## Propriétés de la vapeur saturée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Température (t) (°F)	Chaleur du liquide (BTU/lb)	Chaleur latente d'évaporation (BTU/lb)	Enthalpie spécifique de la vapeur Hg (BTU/lb)	Volume spécifique (pied cube/livre)
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique					
2700,0	2685,3	679,55	756,2	312,1	1068,3	0,1123
2800,0	2785,3	684,99	770,1	284,7	1054,8	0,1035
2900,0	2885,3	690,26	785,4	253,6	1039,0	0,0947
3000,0	2985,3	695,36	802,5	217,8	1020,3	0,0858
3100,0	3085,3	700,31	825,0	168,1	993,1	0,0753
3200,0	3185,3	705,11	872,4	62,0	934,4	0,0580
3206,2	3191,5	705,40	902,7	0,0	902,7	0,0503

## 13.9 Propriétés de la vapeur surchauffée

v = volume spécifique, pieds cubes par livre ; hg = enthalpie spécifique de la vapeur, BTU par livre

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)					
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			360°	400°	440°	480°	500°	600°
14,696	0,0	212,00	v hg	33,03 1221,1	34,68 1239,9	36,32 1258,8	37,96 1277,6	38,78 1287,1	42,86 1334,8
20,0	5,3	227,96	v hg	24,21 1220,3	25,43 1239,2	26,65 1258,2	27,86 1277,1	28,46 1286,6	31,47 1334,4
30,0	15,3	250,33	v hg	16,072 1218,6	16,897 1237,9	17,714 1257,0	18,528 1276,2	18,933 1285,7	20,95 1333,8
40,0	25,3	267,25	v hg	12,001 1216,9	12,628 1236,5	13,247 1255,9	13,862 1275,2	14,168 1284,8	15,688 1333,1
50,0	35,3	281,01	v hg	9,557 1215,2	10,065 1235,1	10,567 1254,7	11,062 1274,2	11,309 1283,9	12,532 1332,5

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)				
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			700°	800°	900°	1000°	1200°
14,696	0,0	212,00	v hg	46,94 1383,2	51,00 1432,3	55,07 1482,3	59,13 1533,1	67,25 1637,5
20,0	5,3	227,96	v hg	34,47 1382,9	37,46 1432,1	40,45 1482,1	43,44 1533,0	49,41 1637,4
30,0	15,3	250,33	v hg	22,96 1382,4	24,96 1431,7	26,95 1481,8	28,95 1532,7	32,93 1637,2
40,0	25,3	267,25	v hg	17,198 1381,9	18,702 1431,3	20,20 1481,4	21,70 1532,4	24,69 1637,0
50,0	35,3	281,01	v hg	13,744 1381,4	14,950 1430,9	16,152 1481,1	17,352 1532,1	19,747 1636,8

Propriétés de la vapeur surchauffée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)					
P' absolue	P manométrique			360°	400°	440°	480°	500°	600°
60,0	45,3	292,71	v hg	7,927 1213,4	8,357 1233.	8,779 1253,5	9,196 1273,2	9,403 1283,0	10,427 1331,8
70,0	55,3	302,92	v hg	6,762 1211,5	7,136 1232,1	7,502 1252,3	7,863 1272,2	8,041 1282,0	8,924 1331,1
80,0	65,3	312,03	v hg	5,888 1209,7	6,220 1230,7	6,544 1251,1	6,862 1271,1	7,020 1281,1	7,797 1330,5
90,0	75,3	320,27	v hg	5,208 1207,7	5,508 1229,1	5,799 1249,8	6,084 1270,1	6,225 1280,1	6,920 1329,8
100,0	85,3	327,81	v hg	4,663 1205,7	4,937 1227,6	5,202 1248,6	5,462 1269,0	5,589 1279,1	6,218 1329,1
120,0	105,3	341,25	v hg	3,844 1201,6	4,081 1224,4	4,307 1246,0	4,527 1266,90	4,636 1277,2	5,165 1327,7
140,0	125,3	353,02	v hg	3,258 1197,3	3,468 1221,1	3,667 1243,3	3,860 1264,7	3,954 1275,2	4,413 1326,4
160,0	145,3	363,53	v hg	---	3,008 1217,6	3,187 1240,6	3,359 1262,4	3,443 1273,1	3,849 1325,0
180,0	165,3	373,06	v hg	---	2,649 1214,0	2,813 1237,8	2,969 1260,2	3,044 1271,0	3,411 1323,5

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)				
P' absolue	P manométrique			700°	800°	900°	1000°	1200°
60,0	45,3	292,71	v hg	11,441 1380,9	12,449 1430,5	13,452 1480,8	14,454 1531,9	16,451 1636,6
70,0	55,3	302,92	v hg	9,796 1380,4	10,662 1430,1	11,524 1480,5	12,383 1531,6	14,097 1636,3
80,0	65,3	312,03	v hg	8,562 1379,9	9,322 1429,7	10,077 1480,1	10,830 1531,3	12,332 1636,2
90,0	75,3	320,27	v hg	7,603 1379,4	8,279 1429,3	8,952 1479,8	9,623 1531,0	10,959 1635,9
100,0	85,3	327,81	v hg	6,835 1378,9	7,446 1428,9	8,052 1479,5	8,656 1530,8	9,860 1635,7
120,0	105,3	341,25	v hg	5,683 1377,8	6,195 1428,1	6,702 1478,8	7,207 1530,2	8,212 1635,3
140,0	125,3	353,02	v hg	4,861 1376,8	5,301 1427,3	5,738 1478,2	6,172 1529,7	7,035 1634,9
160,0	145,3	363,53	v hg	4,244 1375,7	4,631 1426,4	5,015 1477,5	5,396 1529,1	6,152 1634,5
180,0	165,3	373,06	v hg	3,764 1374,7	4,110 1425,6	4,452 1476,8	4,792 1528,6	5,466 1634,1

## Propriétés de la vapeur surchauffée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)					
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			360°	400°	440°	480°	500°	600°
200,0	185,3	381,79	v hg ---	---	2,361 1210,3	2,513 1234,9	2,656 1257,8	2,726 1268,9	3,060 1322,1
220,0	205,3	389,86	v hg ---	---	2,125 1206,5	2,267 1231,9	2,400 1255,4	2,465 1266,7	2,772 1320,7
240,0	225,3	397,37	v hg ---	---	1,9276 1202,5	2,062 1228,8	2,187 1253,0	2,247 1264,5	2,533 1319,2
260,0	245,3	404,42	v hg ---	---	---	1,8882 1225,7	2,006 1250,5	2,063 1262,3	2,330 1317,7
280,0	265,3	411,05	v hg ---	---	---	1,7388 1222,4	1,8512 1247,9	1,9047 1260,0	2,156 1316,2
300,0	285,3	417,33	v hg ---	---	---	1,6090 1219,1	1,7165 1245,3	1,7675 1257,6	2,005 1314,7
320,0	305,3	423,29	v hg ---	---	---	1,4950 1215,6	1,5985 1242,6	1,6472 1255,2	1,8734 1313,2
340,0	325,3	428,97	v hg ---	---	---	1,3941 1212,1	1,4941 1239,9	1,5410 1252,8	1,7569 1311,6
360,0	345,3	434,40	v hg ---	---	---	1,3041 1208,4	1,4012 1237,1	1,4464 1250,3	1,6533 1310,1

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)				
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			700°	800°	900°	1000°	1200°
200,0	185,3	381,79	v hg 3,380 1373,6	3,693 1424,8	4,002 1476,2	4,309 1528,0	4,917 1633,7	
220,0	205,3	389,86	v hg 3,066 1372,6	3,352 1424,0	3,634 1475,5	3,913 1527,5	4,467 1633,3	
240,0	225,3	397,37	v hg 2,804 1371,5	3,068 1423,2	3,327 1474,8	3,584 1526,9	4,093 1632,9	
260,0	245,3	404,42	v hg 2,582 1370,4	2,827 1422,3	3,067 1474,2	3,305 1526,3	3,776 1632,5	
280,0	265,3	411,05	v hg 2,392 1369,4	2,621 1421,5	2,845 1473,5	3,066 1525,8	3,504 1632,1	
300,0	285,3	417,33	v hg 2,227 1368,3	2,442 1420,6	2,652 1472,8	2,859 1525,2	3,269 1631,7	
320,0	305,3	423,29	v hg 2,083 1367,2	2,285 1419,8	2,483 1472,1	2,678 1524,7	3,063 1631,3	
340,0	325,3	428,97	v hg 1,9562 1366,1	2,147 1419,0	2,334 1471,5	2,518 1524,1	2,881 1630,9	
360,0	345,3	434,40	v hg 1,8431 1365,0	2,025 1418,1	2,202 1470,8	2,376 1523,5	2,719 1630,5	

Propriétés de la vapeur surchauffée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)					
P' absolue	P manométrique			500°	540°	600°	640°	660°	700°
380,0	365,3	439,60	v hg 1,3616 1247,7	1,444 1273,1	1,5605 1308,5	1,6345 1331,0	1,6707 1342,0	1,7419 1363,8	
400,0	385,3	444,59	v hg 1,2851 1245,1	1,3652 1271,0	1,4770 1306,9	1,5480 1329,6	1,5827 1340,8	1,6508 1362,7	
420,0	405,3	449,39	v hg 1,2158 1242,5	1,2935 1268,9	1,4014 1305,3	1,4697 1328,3	1,5030 1339,5	1,5684 1361,6	
440,0	425,3	454,02	v hg 1,1526 1239,8	1,2282 1266,7	1,3327 1303,6	1,3984 1326,9	1,4306 1338,2	1,4934 1360,4	
460,0	445,3	458,50	v hg 1,0948 1237,0	1,1685 1264,5	1,2698 1302,0	1,3334 1325,4	1,3644 1336,9	1,4250 1359,3	
480,0	465,3	462,82	v hg 1,0417 1234,2	1,1138 1262,3	1,2122 1300,3	1,2737 1324,0	1,3038 1335,6	1,3622 1358,2	
500,0	485,3	467,01	v hg 0,9927 1231,3	1,0633 1260,0	1,1591 1298,6	1,2188 1322,6	1,2478 1334,2	1,3044 1357,0	
520,0	505,3	471,07	v hg 0,9473 1228,3	1,0166 1257,7	1,1101 1296,9	1,1681 1321,1	1,1962 1332,9	1,2511 1355,8	
540,0	525,3	475,01	v hg 0,9052 1225,3	0,9733 1255,4	1,0646 1295,2	1,1211 1319,7	1,1485 1331,5	1,2017 1354,6	

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)				
P' absolue	P manométrique			740°	800°	900°	1000°	1200°
380,0	365,3	439,60	v hg 1,8118 1385,3	1,9149 1417,3	2,083 1470,1	2,249 1523,0	2,575 1630,0	
400,0	385,3	444,59	v hg 1,7177 1384,3	1,8161 1416,4	1,9767 1469,4	2,134 1522,4	2,445 1629,6	
420,0	405,3	449,39	v hg 1,6324 1383,3	1,7267 1415,5	1,8802 1468,7	2,031 1521,9	2,327 1629,2	
440,0	425,3	454,02	v hg 1,5549 1382,3	1,6454 1414,7	1,7925 1468,1	1,9368 1521,3	2,220 1628,8	
460,0	445,3	458,50	v hg 1,4842 1381,3	1,5711 1413,8	1,7124 1467,4	1,8508 1520,7	2,122 1628,4	
480,0	465,3	462,82	v hg 1,4193 1380,3	1,5031 1412,9	1,6390 1466,7	1,7720 1520,2	2,033 1628,0	
500,0	485,3	467,01	v hg 1,3596 1379,3	1,4405 1412,1	1,5715 1466,0	1,6996 1519,6	1,9504 1627,6	
520,0	505,3	471,07	v hg 1,3045 1378,2	1,3826 1411,2	1,5091 1465,3	1,6326 1519,0	1,8743 1627,2	
540,0	525,3	475,01	v hg 1,2535 1377,2	1,3291 1410,3	1,4514 1464,6	1,5707 1518,5	1,8039 1626,8	

## Propriétés de la vapeur surchauffée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)					
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			500°	540°	600°	640°	660°	700°
560,0	545,3	478,85	v hg	0,8659 1222,2	0,9330 1253,0	1,0224 1293,4	1,0775 1318,2	1,1041 1330,2	1,1558 1353,5
580,0	565,3	482,58	v hg	0,8291 1219,0	0,8954 1250,5	0,9830 1291,7	1,0368 1316,7	1,0627 1328,8	1,1331 1352,3
600,0	585,3	486,21	v hg	0,7947 1215,7	0,8602 1248,1	0,9463 1289,9	0,9988 1315,2	1,0241 1327,4	1,0732 1351,1
620,0	605,3	489,75	v hg	0,7624 1212,4	0,8272 1245,5	0,9118 1288,1	0,9633 1313,7	0,9880 1326,0	1,0358 1349,9
640,0	625,3	493,21	v hg	0,7319 1209,0	0,7963 1243,0	0,8795 1286,2	0,9299 1312,2	0,9541 1324,6	1,0008 1348,6
660,0	645,3	496,58	v hg	0,7032 1205,4	0,7670 1240,4	0,8491 1284,4	0,8985 1310,6	0,9222 1323,2	0,9679 1347,4
680,0	665,3	499,88	v hg	0,6759 1201,8	0,7395 1237,7	0,8205 1282,5	0,8690 1309,1	0,8922 1321,7	0,9369 1346,2
700,0	685,3	503,10	v hg	---	0,7134 1235,0	0,7934 1280,6	0,8411 1307,5	0,8639 1320,3	0,9077 1345,0
750,0	735,3	510,86	v hg	---	0,6540 1227,9	0,7319 1275,7	0,7778 1303,5	0,7996 1316,6	0,8414 1341,8

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)				
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			740°	800°	900°	1000°	1200°
560,0	545,3	478,85	v hg	1,2060 1376,1	1,2794 1409,4	1,3978 1463,9	1,5132 1517,9	1,7385 1626,4
580,0	565,3	482,58	v hg	1,1619 1375,1	1,2331 1408,6	1,3479 1463,2	1,4596 1517,3	1,6776 1626,0
600,0	585,3	486,21	v hg	1,1207 1374,0	1,1899 1407,7	1,3013 1462,5	1,4096 1516,7	1,6208 1625,5
620,0	605,3	489,75	v hg	1,0821 1373,0	1,1494 1406,8	1,2577 1461,8	1,3628 1516,2	1,5676 1625,1
640,0	625,3	493,21	v hg	1,0459 1371,9	1,1115 1405,9	1,2168 1461,1	1,3190 1515,6	1,5178 1624,7
660,0	645,3	496,58	v hg	1,0119 1370,8	1,0759 1405,0	1,1784 1460,4	1,2778 1515,0	1,4709 1624,3
680,0	665,3	499,88	v hg	0,9800 1369,8	1,0424 1404,1	1,1423 1459,7	1,2390 1514,5	1,4269 1623,9
700,0	685,3	503,10	v hg	0,9498 1368,7	1,0108 1403,2	1,1082 1459,0	1,2024 1513,9	1,3853 1623,5
750,0	735,3	510,86	v hg	0,8813 1366,0	0,9391 1400,9	1,0310 1457,2	1,1196 1512,4	1,2912 1622,4

Propriétés de la vapeur surchauffée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)					
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			500°	540°	600°	640°	660°	700°
800,0	785,3	518,23	v hg	--- ---	0,6015 1220,5	0,6779 1270,7	0,7223 1299,4	0,7433 1312,9	0,7833 1338,6
850,0	835,3	525,26	v hg	--- ---	0,5546 1212,7	0,6301 1265,5	0,6732 1295,2	0,6934 1309,0	0,7320 1335,4
900,0	885,3	531,98	v hg	--- ---	0,5124 1204,4	0,5873 1260,1	0,6294 1290,9	0,6491 1305,1	0,6863 1332,1
950,0	935,3	538,42	v hg	--- ---	0,4740 1195,5	0,5489 1254,6	0,5901 1286,4	0,6092 1301,1	0,6453 1328,7
1000,0	985,3	544,61	v hg	--- ---	---	0,5140 1248,8	0,5546 1281,9	0,5733 1297,0	0,6084 1325,3

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)				
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			740°	800°	900°	1000°	1200°
800,0	785,3	518,23	v hg	0,8215 1363,2	0,8763 1398,6	0,9633 1455,4	1,0470 1511,0	1,2088 1621,4
850,0	835,3	525,26	v hg	0,7685 1360,4	0,8209 1396,3	0,9037 1453,6	0,9830 1509,5	1,1360 1620,4
900,0	885,3	531,98	v hg	0,7215 1357,5	0,7716 1393,9	0,8506 1451,8	0,9262 1508,1	1,0714 1619,3
950,0	935,3	538,42	v hg	0,6793 1354,7	0,7275 1391,6	0,8031 1450,0	0,8753 1506,6	1,0136 1618,3
1000,0	985,3	544,61	v hg	0,6413 1351,7	0,6878 1389,2	0,7604 1448,2	0,8294 1505,1	0,9615 1617,3

## Propriétés de la vapeur surchauffée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)					
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			660°	700°	740°	760°	780°	800°
1100,0	1085,3	556,31	v hg	0,5110 1288,5	0,5445 1318,3	0,5755 1345,8	0,5904 1358,9	0,6049 1371,7	0,6191 1384,3
1200,0	1185,3	567,22	v hg	0,4586 1279,6	0,4909 1311,0	0,5206 1339,6	0,5347 1353,2	0,5484 1366,4	0,5617 1379,3
1300,0	1285,3	577,46	v hg	0,4139 1270,2	0,4454 1303,4	0,4739 1333,3	0,4874 1347,3	0,5004 1361,0	0,5131 1374,3
1400,0	1385,3	587,10	v hg	0,3753 1260,3	0,4062 1295,5	0,4338 1326,7	0,4468 1341,3	0,4593 1355,4	0,4714 1369,1
1500,0	1485,3	596,23	v hg	0,3413 1249,8	0,3719 1287,2	0,3989 1320,0	0,4114 1335,2	0,4235 1349,7	0,4352 1363,8
1600,0	1585,3	604,90	v hg	0,3112 1238,7	0,3417 1278,7	0,3682 1313,0	0,3804 1328,8	0,3921 1343,9	0,4034 1358,4
1700,0	1685,3	613,15	v hg	0,2842 1226,8	0,3148 1269,7	0,3410 1305,8	0,3529 1322,3	0,3643 1337,9	0,3753 1352,9
1800,0	1785,3	621,03	v hg	0,2597 1214,0	0,2907 1260,3	0,3166 1298,4	0,3284 1315,5	0,3395 1331,8	0,3502 1347,2
1900,0	1885,3	628,58	v hg	0,2371 1200,2	0,2688 1250,4	0,2947 1290,6	0,3063 1308,6	0,3173 1325,4	0,3277 1341,5

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)				
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			860°	900°	1000°	1100°	1200°
1100,0	1085,3	556,31	v hg	0,6601 1420,8	0,6866 1444,5	0,7503 1502,2	0,8177 1558,8	0,8716 1615,2
1200,0	1185,3	567,22	v hg	0,6003 1416,7	0,6250 1440,7	0,6843 1499,2	0,7412 1556,4	0,7967 1613,1
1300,0	1285,3	577,46	v hg	0,5496 1412,5	0,5728 1437,0	0,6284 1496,2	0,6816 1553,9	0,7333 1611,0
1400,0	1385,3	587,10	v hg	0,5061 1408,2	0,5281 1433,1	0,5805 1493,2	0,6305 1551,4	0,6789 1608,9
1500,0	1485,3	596,23	v hg	0,4684 1403,9	0,4893 1429,3	0,5390 1490,1	0,5862 1548,9	0,6318 1606,8
1600,0	1585,3	604,90	v hg	0,4353 1399,5	0,4553 1425,3	0,5027 1487,0	0,5474 1546,4	0,5906 1604,6
1700,0	1685,3	613,15	v hg	0,4061 1395,0	0,4253 1421,4	0,4706 1484,0	0,5132 1543,8	0,5542 1602,5
1800,0	1785,3	621,03	v hg	0,3801 1390,4	0,3986 1417,4	0,4421 1480,8	0,4828 1541,3	0,5218 1600,4
1900,0	1885,3	628,58	v hg	0,3568 1385,8	0,3747 1413,3	0,4165 1477,7	0,4556 1538,8	0,4929 1598,2

Propriétés de la vapeur surchauffée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)					
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			660°	700°	740°	760°	780°	800°
2000,0	1985,3	635,82	v hg	0,2161 1184,9	0,2489 1240,0	0,2748 1282,6	0,2863 1301,4	0,2972 1319,0	0,3074 1335,5
2100,0	2085,3	642,77	v hg	0,1962 1167,7	0,2306 1229,0	0,2567 1274,3	0,2682 1294,0	0,2789 1312,3	0,2890 1329,5
2200,0	2185,3	649,46	v hg	0,1768 1147,8	0,2135 1217,4	0,2400 1265,7	0,2514 1286,3	0,2621 1305,4	0,2721 1323,3
2300,0	2285,3	655,91	v hg	0,1575 1123,8	0,1978 1204,9	0,2247 1256,7	0,2362 1278,4	0,2468 1298,4	0,2567 1316,9
2400,0	2385,3	662,12	v hg	---	0,1828 1191,5	0,2105 1247,3	0,2221 1270,2	0,2327 1291,1	0,2425 1310,3
2500,0	2485,3	668,13	v hg	---	0,1686 1176,8	0,1973 1237,6	0,2090 1261,8	0,2196 1283,6	0,2294 1303,6
2600,0	2585,3	673,94	v hg	---	0,1549 1160,6	0,1849 1227,3	0,1967 1252,9	0,2074 1275,8	0,2172 1296,8
2700,0	2685,3	679,55	v hg	---	0,1415 1142,5	0,1732 1216,5	0,1853 1243,8	0,1960 1267,9	0,2059 1289,7
2800,0	2785,3	684,99	v hg	---	0,1281 1121,4	0,1622 1205,1	0,1745 1234,2	0,1854 1259,6	0,1953 1282,4

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)				
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			860°	900°	1000°	1100°	1200°
2000,0	1985,3	635,82	v hg	0,3358 1381,2	0,3532 1409,2	0,3935 1474,5	0,4311 1536,2	0,4668 1596,1
2100,0	2085,3	642,77	v hg	0,3167 1376,4	0,3337 1405,0	0,3727 1471,4	0,4089 1533,6	0,4433 1593,9
2200,0	2185,3	649,46	v hg	0,2994 1371,5	0,3159 1400,8	0,3538 1468,2	0,3837 1531,1	0,4218 1591,8
2300,0	2285,3	655,91	v hg	0,2835 1366,6	0,2997 1396,5	0,3365 1464,9	0,3703 1528,5	0,4023 1589,6
2400,0	2385,3	662,12	v hg	0,2689 1361,6	0,2848 1392,2	0,3207 1461,7	0,3534 1525,9	0,3843 1587,4
2500,0	2485,3	668,13	v hg	0,2555 1356,5	0,2710 1387,8	0,3061 1458,4	0,3379 1523,2	0,3678 1585,3
2600,0	2585,3	673,94	v hg	0,2431 1351,4	0,2584 1383,4	0,2926 1455,1	0,3236 1520,6	0,3526 1583,1
2700,0	2685,3	679,55	v hg	0,2315 1346,1	0,2466 1378,9	0,2801 1451,8	0,3103 1518,0	0,3385 1580,9
2800,0	2785,3	684,99	v hg	0,2208 1340,8	0,2356 1374,3	0,2685 1448,5	0,2979 1515,4	0,3254 1578,7

## Propriétés de la vapeur surchauffée (suite)

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)					
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			660°	700°	740°	760°	780°	800°
2900,0	2885,3	690,26	v hg	---	0,1143 1095,9	0,1517 1193,0	0,1644 1224,3	0,1754 1251,1	0,1853 1274,9
3000,0	2985,3	695,36	v hg	---	0,0984 1060,7	0,1416 1180,1	0,1548 1213,8	0,1660 1242,2	0,1760 1267,2
3100,0	3085,3	700,31	v hg	---	---	0,1320 1166,2	0,1456 1202,9	0,1571 1233,0	0,1672 1259,3
3200,0	3185,3	705,11	v hg	---	---	0,1226 1151,1	0,1369 1191,4	0,1486 1223,5	0,1589 1251,1
3206,2	3191,5	705,40	v hg	---	---	0,1220 1150,2	0,1363 1190,6	0,1480 1222,9	0,1583 1250,5

Pression (lb/in <sup>2</sup> )		Temp. sat. t	v hg	Température totale (t) (°F)				
P <sup>a</sup> absolue	P manométrique			860°	900°	1000°	1100°	1200°
2900,0	2885,3	690,26	v hg	0,2108 1335,3	0,2254 1369,7	0,2577 1445,1	0,2864 1512,7	0,3132 1576,5
3000,0	2985,3	695,36	v hg	0,2014 1329,7	0,2159 1365,0	0,2476 1441,8	0,2757 1510,0	0,3018 1574,3
3100,0	3085,3	700,31	v hg	0,1926 1324,1	0,2070 1360,3	0,2382 1438,4	0,2657 1507,4	0,2911 1572,1
3200,0	3185,3	705,11	v hg	0,1843 1318,3	0,1986 1355,5	0,2293 1434,9	0,2563 1504,7	0,2811 1569,9
3206,2	3191,5	705,40	v hg	0,1838 1317,9	0,1981 1355,2	0,2288 1434,7	0,2557 1504,5	0,2806 1569,8

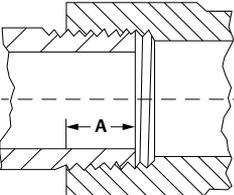
# Chapitre 14

## Données des conduites



## 14.1 Engagement du filetage

Longueur de filetage sur conduite permettant d'obtenir un joint étanche :

	Diamètre nominal de conduite (pouces)	Dimension A (pouces)	Diamètre nominal de conduite (pouces)	Dimension A (pouces)
	1/8	0,27	1-1/2	0,68
	1/4	0,39	2	0,70
	3/8	0,41	2-1/2	0,93
	1/2	0,53	3	1,02
	3/4	0,55	4	1,09
	1	0,66	5	1,19
	1-1/4	0,68	6	1,21
<p><i>La dimension A est la somme de L1 (engagement à la main) et L3 (longueur utile de serrage sur filetage intérieur) selon ASME B1.20.1-1992.</i></p>				

## 14.2 Acier au carbone et allié - Acier inoxydable

L'identification, l'épaisseur de paroi et le poids sont tirés de l'ASME B36.10M et B36.19M. Les notations STD, XS et XXS correspondent respectivement aux tuyauteries de résistance standard, extra forte et double extra forte.

Les valeurs de surface de section transversale indiquées en « ft<sup>2</sup> » représentent un volume en pieds cubes par pied de longueur de conduite.

Diamètre nominal de conduite (in)	Diamètre nominal (DN)	Diamètre nominal (in)	Identification			Épaisseur de paroi (t) (in)	Diamètre extérieur (d) (in)	Surface de métal (in <sup>2</sup> )	Surface de section transversale		Poids de la conduite (lb/ft)	Poids d'eau (lb/ft de conduite)
			Acier						(a) (in <sup>2</sup> )	(A) (ft <sup>2</sup> )		
			Taille des tuyaux en fer	Réf. nomencl.	Réf. nomencl. acier inoxydable							
1/8	6	0,405	--	---	105	0,049	0,307	0,0548	0,0740	0,00051	0,19	0,032
			--	30	--	0,057	0,291	0,0623	0,0665	0,00046	0,21	0,029
			STD	40	405	0,068	0,269	0,0720	0,0568	0,00039	0,24	0,025
			XS	80	805	0,095	0,215	0,0925	0,0363	0,00025	0,31	0,016
1/4	8	0,540	--	---	105	0,065	0,410	0,0970	0,1320	0,00092	0,33	0,057
			--	30	--	0,073	0,394	0,1071	0,1219	0,00085	0,36	0,053
			STD	40	405	0,088	0,364	0,1250	0,1041	0,00072	0,42	0,045
			XS	80	805	0,119	0,302	0,1574	0,0716	0,00050	0,54	0,031
3/8	10	0,675	---	---	105	0,065	0,545	0,1246	0,2333	0,00162	0,42	0,101
			---	30	--	0,073	0,529	0,1381	0,2198	0,00153	0,47	0,095
			STD	40	405	0,091	0,493	0,1670	0,1909	0,00133	0,57	0,083
			XS	80	805	0,126	0,423	0,2173	0,1405	0,00098	0,74	0,061

Acier au carbone et allié - Acier inoxydable (suite)

Diamètre nominal de conduite (in)	Diamètre nominal (DN)	Diamètre extérieur (in)	Identification			Épaisseur de paroi (t) (in)	Diamètre extérieur (d) (in)	Surface de métal (in <sup>2</sup> )	Surface de section transversale		Poids de la conduite (lb/ft)	Poids d'eau (lb/ft de conduite)
			Acier		Réf. nomend. acier inoxydable				(a) (in <sup>2</sup> )	(A) (ft <sup>2</sup> )		
			Taille des tuyaux en fer	Réf. nomend.								
1/2	15	0,840	---	---	5S	0,065	0,710	0,1583	0,3959	0,00275	0,54	0,172
			---	---	10S	0,083	0,674	0,1974	0,3568	0,00248	0,67	0,155
			---	30	---	0,095	0,650	0,2223	0,3318	0,00230	0,76	0,144
			STD	40	40S	0,109	0,622	0,2503	0,3039	0,00211	0,85	0,132
			XS	80	80S	0,147	0,546	0,3200	0,2341	0,00163	1,09	0,101
			---	160	---	0,188	0,464	0,3851	0,1691	0,00117	1,31	0,073
			XXS	---	---	0,294	0,252	0,5043	0,0499	0,00035	1,71	0,022
3/4	20	1,050	---	---	5S	0,065	0,920	0,2011	0,6648	0,00462	0,69	0,288
			---	---	10S	0,083	0,884	0,2521	0,6138	0,00426	0,86	0,266
			---	30	---	0,095	0,860	0,2850	0,5809	0,00403	0,97	0,252
			STD	40	40S	0,113	0,824	0,3326	0,5333	0,00370	1,13	0,231
			XS	80	80S	0,154	0,742	0,4335	0,4324	0,00300	1,47	0,187
			---	160	---	0,219	0,612	0,5717	0,2942	0,00204	1,94	0,127
			XXS	---	---	0,308	0,434	0,7180	0,1479	0,00103	2,44	0,064
1	25	1,315	---	---	5S	0,065	1,185	0,2553	1,103	0,00766	0,87	0,478
			---	---	10S	0,109	1,097	0,4130	0,9452	0,00656	1,40	0,410
			---	30	---	0,114	1,087	0,4301	0,9280	0,00644	1,46	0,402
			STD	40	40S	0,133	1,049	0,4939	0,8643	0,00600	1,68	0,375
			XS	80	80S	0,179	0,957	0,6388	0,7193	0,00500	2,17	0,312
			---	160	---	0,250	0,815	0,8365	0,5217	0,00362	2,84	0,226
			XXS	---	---	0,358	0,599	1,0763	0,2818	0,00196	3,66	0,122
1-1/4	32	1,660	---	---	5S	0,065	1,530	0,3257	1,839	0,01277	1,11	0,797
			---	---	10S	0,109	1,442	0,5311	1,633	0,01134	1,81	0,708
			---	30	---	0,117	1,426	0,5672	1,597	0,01109	1,93	0,692
			STD	40	40S	0,140	1,380	0,6685	1,496	0,01039	2,27	0,648
			XS	80	80S	0,191	1,278	0,8815	1,283	0,00891	3,00	0,556
			---	160	---	0,250	1,160	1,1070	1,057	0,00734	3,76	0,458
			XXS	---	---	0,382	0,896	1,5340	0,6305	0,00438	5,21	0,273

## Acier au carbone et allié - Acier inoxydable (suite)

Diamètre nominal de conduite (in)	Diamètre nominal (DN)	Diamètre extérieur (in)	Identification			Épaisseur de paroi (t) (in)	Diamètre extérieur (d) (in)	Surface de métal (in <sup>2</sup> )	Surface de section transversale		Poids de la conduite (lb/ft)	Poids d'eau (lb/ft de conduite)
			Acier		Réf. nomend. acier inoxydable				(a) (in <sup>2</sup> )	(A) (ft <sup>2</sup> )		
			Taille des tuyaux en fer	Réf. nomend.								
1-1/2	40	1,900	---	---	5S	0,065	1,770	0,3747	2,461	0,01709	1,28	1,066
			---	---	10S	0,109	1,682	0,6133	2,222	0,01543	2,09	0,963
			---	30	---	0,125	1,650	0,6970	2,138	0,01485	2,37	0,927
			STD	40	40S	0,145	1,610	0,7995	2,036	0,01414	2,72	0,882
			XS	80	80S	0,200	1,500	1,068	1,767	0,01227	3,63	0,766
			---	160	---	0,281	1,338	1,429	1,406	0,00976	4,86	0,609
			XXS	---	---	0,400	1,100	1,885	0,9503	0,00660	6,41	0,412
2	50	2,375	---	---	5S	0,065	2,245	0,4717	3,958	0,02749	1,61	1,715
			---	---	10S	0,109	2,157	0,7760	3,654	0,02538	2,64	1,583
			---	30	---	0,125	2,125	0,8836	3,547	0,02463	3,00	1,537
			STD	40	40S	0,154	2,067	1,075	3,356	0,02330	3,65	1,454
			XS	80	80S	0,218	1,939	1,477	2,953	0,02051	5,02	1,280
			---	160	---	0,344	1,687	2,195	2,235	0,01552	7,46	0,969
			XXS	---	---	0,436	1,503	2,656	1,774	0,01232	9,03	0,769
2-1/2	65	2,875	---	---	5S	0,083	2,709	0,7280	5,764	0,04003	2,48	2,498
			---	---	10S	0,120	2,635	1,039	5,453	0,03787	3,53	2,363
			---	30	---	0,188	2,499	1,587	4,905	0,03406	5,40	2,125
			STD	40	40S	0,203	2,469	1,704	4,788	0,03325	5,79	2,075
			XS	80	80S	0,276	2,323	2,254	4,238	0,02943	7,66	1,837
			---	160	---	0,375	2,125	2,945	3,547	0,02463	10,01	1,537
			XXS	---	---	0,552	1,771	4,028	2,463	0,01711	13,69	1,067
3	80	3,500	---	---	5S	0,083	3,334	0,8910	8,730	0,06063	3,03	3,783
			---	---	10S	0,120	3,260	1,274	8,347	0,05796	4,33	3,617
			---	30	---	0,188	3,124	1,956	7,665	0,05323	6,65	3,322
			STD	40	40S	0,216	3,068	2,228	7,393	0,05134	7,58	3,203
			XS	80	80S	0,300	2,900	3,016	6,605	0,04587	10,25	2,862
			---	160	---	0,438	2,624	4,213	5,408	0,03755	14,32	2,343
			XXS	---	---	0,600	2,300	5,466	4,155	0,02885	18,58	1,800
3-1/2	90	4,000	---	---	5S	0,083	3,834	1,021	11,55	0,08017	3,48	5,003
			---	---	10S	0,120	3,760	1,463	11,10	0,07711	4,97	4,812
			---	30	---	0,188	3,624	2,251	10,31	0,07163	7,65	4,470
			STD	40	40S	0,226	3,548	2,680	9,887	0,06866	9,11	4,284
			XS	80	80S	0,318	3,364	3,678	8,888	0,06172	12,50	3,851

Acier au carbone et allié - Acier inoxydable (suite)

Diamètre nominal de conduite (in)	Diamètre nominal (DN)	Diamètre extérieur (in)	Identification			Épaisseur de paroi (t) (in)	Diamètre extérieur (d) (in)	Surface de métal (in <sup>2</sup> )	Surface de section transversale		Poids de la conduite (lb/ft)	Poids d'eau (lb/ft de conduite)
			Acier		Réf. nomenc. acier inoxydable				(a) (in <sup>2</sup> )	(A) (ft <sup>2</sup> )		
			Taille des tuyaux en fer	Ref. nomenc.								
4	100	4,500	---	---	5S	0,083	4,334	1,152	14,75	0,10245	3,92	6,393
			---	---	10S	0,120	4,260	1,651	14,25	0,09898	5,61	6,176
			---	30	---	0,188	4,124	2,547	13,36	0,09276	8,66	5,788
			STD	40	40S	0,237	4,026	3,174	12,73	0,08840	10,79	5,516
			XS	80	80S	0,337	3,826	4,407	11,50	0,07984	14,98	4,982
			---	120	---	0,438	3,624	5,589	10,31	0,07163	19,00	4,470
			---	160	---	0,531	3,438	6,621	9,283	0,06447	22,51	4,023
		XXS	---	---	0,674	3,152	8,101	7,803	0,05419	27,54	3,381	
5	125	5,563	---	---	5S	0,109	5,345	1,868	22,44	0,15582	6,36	9,723
			---	---	10S	0,134	5,295	2,285	22,02	0,15292	7,77	9,542
			STD	40	40S	0,258	5,047	4,300	20,01	0,13893	14,62	8,669
			XS	80	80S	0,375	4,813	6,112	18,19	0,12635	20,78	7,884
			---	120	---	0,500	4,563	7,953	16,35	0,11356	27,04	7,086
			---	160	---	0,625	4,313	9,696	14,61	0,10146	32,96	6,331
			XXS	---	---	0,750	4,063	11,34	12,97	0,09004	38,55	5,618
6	150	6,625	---	---	5S	0,109	6,407	2,231	32,24	0,22389	7,60	13,97
			---	---	10S	0,134	6,357	2,733	31,74	0,22041	9,29	13,75
			STD	40	40S	0,28	6,065	5,581	28,89	0,20063	18,97	12,52
			XS	80	80S	0,432	5,761	8,405	26,07	0,18102	28,57	11,30
			---	120	---	0,562	5,501	10,70	23,77	0,16505	36,39	10,30
			---	160	---	0,719	5,187	13,34	21,13	0,14674	45,35	9,157
			XXS	---	---	0,864	4,897	15,64	18,83	0,13079	53,16	8,162
8	200	8,625	---	---	5S	0,109	8,407	2,916	55,51	0,38549	9,93	24,05
			---	---	10S	0,148	8,329	3,941	54,48	0,37837	13,40	23,61
			---	20	---	0,25	8,125	6,578	51,85	0,36006	22,36	22,47
			---	30	---	0,277	8,071	7,265	51,16	0,35529	24,70	22,17
			STD	40	40S	0,322	7,981	8,399	50,03	0,34741	28,55	21,68
			---	60	---	0,406	7,813	10,48	47,94	0,33294	35,64	20,78
			XS	80	80S	0,5	7,625	12,76	45,66	0,31711	43,39	19,79
			---	100	---	0,594	7,437	14,99	43,44	0,30166	50,95	18,82
			---	120	---	0,719	7,187	17,86	40,57	0,28172	60,71	17,58
			---	140	---	0,812	7,001	19,93	38,50	0,26733	67,76	16,68
			XXS	---	---	0,875	6,875	21,30	37,12	0,25779	72,42	16,09
			---	160	---	0,906	6,813	21,97	36,46	0,25317	74,69	15,80

## Acier au carbone et allié - Acier inoxydable (suite)

Diamètre nominal de conduite (in)	Diamètre nominal (DN)	Diamètre extérieur (in)	Identification			Épaisseur de paroi (t) (in)	Diamètre extérieur (d) (in)	Surface de métal (in <sup>2</sup> )	Surface de section transversale		Poids de la conduite (lb/ft)	Poids d'eau (lb/ft de conduite)
			Acier						(a) (in <sup>2</sup> )	(A) (ft <sup>2</sup> )		
			Taille des tuyaux en fer	Réf. nomend.	Réf. nomend. acier inoxydable							
10	250	10,750	---	---	5S	0,134	10,482	4,469	86,29	0,59926	15,19	37,39
			---	---	10S	0,165	10,420	5,487	85,28	0,59219	18,65	36,95
			---	20	---	0,250	10,250	8,247	82,52	0,57303	28,04	35,76
			---	30	---	0,307	10,136	10,07	80,69	0,56035	34,24	34,97
			STD	40	40S	0,365	10,020	11,91	78,85	0,54760	40,48	34,17
			XS	60	80S	0,500	9,750	16,10	74,66	0,51849	54,74	32,35
			---	80	---	0,594	9,562	18,95	71,81	0,49868	64,43	31,12
			---	100	---	0,719	9,312	22,66	68,10	0,47295	77,03	29,51
			---	120	---	0,844	9,062	26,27	64,50	0,44790	89,29	27,95
			XXS	140	---	1,000	8,750	30,63	60,13	0,41758	104,13	26,06
			---	160	---	1,125	8,500	34,02	56,75	0,39406	115,64	24,59
12	300	12,750	---	---	5S	0,156	12,438	6,172	121,5	0,84378	20,98	52,65
			---	---	10S	0,180	12,390	7,108	120,6	0,83728	24,17	52,25
			---	20	---	0,250	12,250	9,818	117,9	0,81847	33,38	51,07
			---	30	---	0,330	12,090	12,88	114,8	0,79723	43,77	49,75
			STD	---	40S	0,375	12,000	14,58	113,1	0,78540	49,56	49,01
			---	40	---	0,406	11,938	15,74	111,9	0,77731	53,52	48,50
			XS	---	80S	0,500	11,750	19,24	108,4	0,75302	65,42	46,99
			---	60	---	0,562	11,626	21,52	106,2	0,73721	73,15	46,00
			---	80	---	0,688	11,374	26,07	101,6	0,70559	88,63	44,03
			---	100	---	0,844	11,062	31,57	96,11	0,66741	107,32	41,65
			XXS	120	---	1,000	10,750	36,91	90,76	0,63030	125,49	39,33
			---	140	---	1,125	10,500	41,09	86,59	0,60132	139,67	37,52
			---	160	---	1,312	10,126	47,14	80,53	0,55925	160,27	34,90

Acier au carbone et allié - Acier inoxydable (suite)

Diamètre nominal de conduite (in)	Diamètre nominal (DN)	Diamètre extérieur (in)	Identification			Épaisseur de paroi (t) (in)	Diamètre extérieur (d) (in)	Surface de métal (in <sup>2</sup> )	Surface de section transversale		Poids de la conduite (lb/ft)	Poids d'eau (lb/ft de conduite)
			Acier		Réf. nomend. acier inoxydable				(a) (in <sup>2</sup> )	(A) (ft <sup>2</sup> )		
			Taille des tuyaux en fer	Réf. nomend.								
14	350	14,000	---	---	5S	0,156	13,688	6,785	147,2	1,02190	23,07	63,77
			---	---	10S	0,188	13,624	8,158	145,8	1,01237	27,73	63,17
			---	10	---	0,250	13,500	10,80	143,1	0,99402	36,71	62,03
			---	20	---	0,312	13,376	13,42	140,5	0,97585	45,61	60,89
			STD	30	---	0,375	13,250	16,05	137,9	0,95755	54,57	59,75
			---	40	---	0,438	13,124	18,66	135,3	0,93942	63,44	58,62
			XS	---	---	0,500	13,000	21,21	132,7	0,92175	72,09	57,52
			---	60	---	0,594	12,812	25,02	128,9	0,89529	85,05	55,87
			---	80	---	0,750	12,500	31,22	122,7	0,85221	106,13	53,18
			---	100	---	0,938	12,124	38,49	115,4	0,80172	130,85	50,03
			---	120	---	1,094	11,812	44,36	109,6	0,76098	150,79	47,49
			---	140	---	1,250	11,500	50,07	103,9	0,72131	170,21	45,01
			---	160	---	1,406	11,188	55,63	98,31	0,68271	189,11	42,60
16	400	1600	---	---	5S	0,165	15,670	8,208	192,9	1,33926	27,90	83,57
			---	---	10S	0,188	15,624	9,339	191,7	1,33141	31,75	83,08
			---	10	---	0,250	15,500	12,37	188,7	1,31036	42,05	81,77
			---	20	---	0,312	15,376	15,38	185,7	1,28948	52,27	80,46
			STD	30	---	0,375	15,250	18,41	182,7	1,26843	62,58	79,15
			XS	40	---	0,500	15,000	24,35	176,7	1,22719	82,77	76,58
			---	60	---	0,656	14,688	31,62	169,4	1,17667	107,50	73,42
			---	80	---	0,844	14,312	40,19	160,9	1,11720	136,61	69,71
			---	100	---	1,031	13,938	48,48	152,6	1,05957	164,82	66,12
			---	120	---	1,219	13,562	56,61	144,5	1,00317	192,43	62,60
			---	140	---	1,438	13,124	65,79	135,3	0,93942	223,64	58,62
			---	160	---	1,594	12,812	72,14	128,9	0,89529	245,25	55,87

## Acier au carbone et allié - Acier inoxydable (suite)

Diamètre nominal de conduite (in)	Diamètre nominal (DN)	Diamètre extérieur (in)	Identification			Épaisseur de paroi (t) (in)	Diamètre extérieur (d) (in)	Surface de métal (in <sup>2</sup> )	Surface de section transversale		Poids de la conduite (lb/ft)	Poids d'eau (lb/ft de conduite)
			Acier						(a) (in <sup>2</sup> )	(A) (ft <sup>2</sup> )		
			Taille des tuyaux en fer	Réf. nomencl.	Réf. nomencl. acier inoxydable							
18	450	18,000	---	---	5S	0,165	17,670	9,245	245,2	1,70295	31,43	106,3
			---	---	10S	0,188	17,624	10,52	243,9	1,69409	35,76	105,7
			---	10	---	0,250	17,500	13,94	240,5	1,67034	47,39	104,2
			---	20	---	0,312	17,376	17,34	237,1	1,64675	58,94	102,8
			STD	---	---	0,375	17,250	20,76	233,7	1,62296	70,59	101,3
			---	30	---	0,438	17,124	24,17	230,3	1,59933	82,15	99,80
			XS	---	---	0,500	17,000	27,49	227,0	1,57625	93,45	98,36
			---	40	---	0,562	16,876	30,79	223,7	1,55334	104,67	96,93
			---	60	---	0,750	16,500	40,64	213,8	1,48490	138,17	92,66
			---	80	---	0,938	16,124	50,28	204,2	1,41799	170,92	88,48
			---	100	---	1,156	15,688	61,17	193,3	1,34234	207,96	83,76
			---	120	---	1,375	15,250	71,82	182,7	1,26843	244,14	79,15
			---	140	---	1,562	14,876	80,66	173,8	1,20698	274,22	75,32
			---	160	---	1,781	14,438	90,75	163,7	1,13695	308,50	70,95
20	500	20,000	---	---	5S	0,188	19,624	11,70	302,5	2,10041	39,78	131,1
			---	---	10S	0,218	19,564	13,55	300,6	2,08758	46,06	130,3
			---	10	---	0,250	19,500	15,51	298,6	2,07395	52,73	129,4
			STD	20	---	0,375	19,250	23,12	291,0	2,02111	78,60	126,1
			XS	30	---	0,500	19,000	30,63	283,5	1,96895	104,13	122,9
			---	40	---	0,594	18,812	36,21	277,9	1,93018	123,11	120,4
			---	60	---	0,812	18,376	48,95	265,2	1,84175	166,40	114,9
			---	80	---	1,031	17,938	61,44	252,7	1,75500	208,87	109,5
			---	100	---	1,281	17,438	75,33	238,8	1,65852	256,10	103,5
			---	120	---	1,500	17,000	87,18	227,0	1,57625	296,37	98,36
			---	140	---	1,750	16,500	100,3	213,8	1,48490	341,09	92,66
			---	160	---	1,969	16,062	111,5	202,6	1,40711	379,17	87,80

Acier au carbone et allié - Acier inoxydable (suite)

Diamètre nominal de conduite (in)	Diamètre nominal (DN)	Diamètre extérieur (in)	Identification			Épaisseur de paroi (t) (in)	Diamètre extérieur (d) (in)	Surface de métal (in <sup>2</sup> )	Surface de section transversale		Poids de la conduite (lb/ft)	Poids d'eau (lb/ft de conduite)
			Acier						(a) (in <sup>2</sup> )	(A) (ft <sup>2</sup> )		
			Taille des tuyaux en fer	Réf. nomend.	Réf. nomend. acier inoxydable							
22	550	22,000	---	---	5S	0,188	21,624	12,88	367,3	2,55035	43,80	159,1
			---	---	10S	0,218	21,564	14,92	365,2	2,53622	50,71	158,3
			---	10	---	0,250	21,500	17,08	363,1	2,52119	58,07	157,3
			STD	20	---	0,375	21,250	25,48	354,7	2,46290	86,61	153,7
			XS	30	---	0,500	21,000	33,77	346,4	2,40529	114,81	150,1
			---	60	---	0,875	20,250	58,07	322,1	2,23655	197,41	139,6
			---	80	---	1,125	19,750	73,78	306,4	2,12747	250,81	132,8
			---	100	---	1,375	19,250	89,09	291,0	2,02111	302,88	126,1
			---	120	---	1,625	18,750	104,0	276,1	1,91748	353,61	119,7
			---	140	---	1,875	18,250	118,5	261,6	1,81658	403,00	113,4
			---	160	---	2,125	17,750	132,7	247,5	1,71840	451,06	107,2
24	600	24,000	---	---	5S	0,218	23,564	16,29	436,1	3,02849	55,37	189,0
			10	---	10S	0,250	23,500	18,65	433,7	3,01206	63,41	188,0
			STD	20	---	0,375	23,250	27,83	424,6	2,94832	94,62	184,0
			XS	---	---	0,500	23,000	36,91	415,5	2,88525	125,49	180,0
			---	30	---	0,562	22,876	41,38	411,0	2,85423	140,68	178,1
			---	40	---	0,688	22,624	50,39	402,0	2,79169	171,29	174,2
			---	60	---	0,969	22,062	70,11	382,3	2,65472	238,35	165,7
			---	80	---	1,219	21,562	87,24	365,1	2,53575	296,58	158,2
			---	100	---	1,531	20,938	108,1	344,3	2,39111	367,39	149,2
			---	120	---	1,812	20,376	126,3	326,1	2,26447	429,39	141,3
			---	140	---	2,062	19,876	142,1	310,3	2,15470	483,12	134,5
---	160	---	2,344	19,312	159,5	292,9	2,03415	542,13	126,9			
26	650	26,000	---	10	---	0,312	25,376	25,18	505,8	3,51216	85,60	219,2
			STD	---	---	0,375	25,250	30,19	500,7	3,47737	102,63	217,0
			XS	20	---	0,500	25,000	40,06	490,9	3,40885	136,17	212,7
28	700	28,000	---	10	---	0,312	27,376	27,14	588,6	4,08760	92,26	255,1
			STD	---	---	0,375	27,250	32,55	583,2	4,05006	110,64	252,7
			XS	20	---	0,500	27,000	43,20	572,6	3,97609	146,85	248,1
			---	30	---	0,625	26,750	53,75	562,0	3,90280	182,73	243,5

## Acier au carbone et allié - Acier inoxydable (suite)

Diamètre nominal de conduite (in)	Diamètre nominal (DN)	Diamètre extérieur (in)	Identification			Épaisseur de paroi (t) (in)	Diamètre extérieur (d) (in)	Surface de métal (in <sup>2</sup> )	Surface de section transversale		Poids de la conduite (lb/ft)	Poids d'eau (lb/ft de conduite)
			Acier		Réf. nomend. acier inoxydable				(a) (in <sup>2</sup> )	(A) (ft <sup>2</sup> )		
			Taille des tuyaux en fer	Réf. nomend.								
30	750	30,000	---	---	5S	0,250	29,500	23,37	683,5	4,74649	79,43	296,2
			10	---	10S	0,312	29,376	29,10	677,8	4,70667	98,93	293,7
			STD	---	---	0,375	29,250	34,90	672,0	4,66638	118,65	291,2
			XS	20	---	0,500	29,000	46,34	660,5	4,58695	157,53	286,2
			---	30	---	0,625	28,750	57,68	649,2	4,50821	196,08	281,3
32	800	32,000	---	10	---	0,312	31,376	31,06	773,2	5,36937	105,59	335,0
			STD	---	---	0,375	31,250	37,26	767,0	5,32633	126,66	332,4
			XS	20	---	0,500	31,000	49,48	754,8	5,24145	168,21	327,1
			---	30	---	0,625	30,750	61,60	742,6	5,15726	209,43	321,8
			---	40	---	0,688	30,624	67,68	736,6	5,11508	230,08	319,2
34	850	34,000	---	10	---	0,312	33,376	33,02	874,9	6,07571	112,25	379,1
			STD	---	---	0,375	33,250	39,61	868,3	6,02992	134,67	376,3
			XS	20	---	0,500	33,000	52,62	855,3	5,93959	178,89	370,6
			---	30	---	0,625	32,750	65,53	842,4	5,84993	222,78	365,0
			---	40	---	0,688	32,624	72,00	835,9	5,80501	244,77	362,2
36	900	36,000	---	10	---	0,312	35,376	34,98	982,9	6,82568	118,92	425,9
			STD	---	---	0,375	35,250	41,97	975,9	6,77714	142,68	422,9
			XS	20	---	0,500	35,000	55,76	962,1	6,68135	189,57	416,9
			---	30	---	0,625	34,750	69,46	948,4	6,58625	236,13	411,0
			---	40	---	0,750	34,500	83,06	934,8	6,49182	282,35	405,1

## 14.3 Dimensions des brides selon les normes de tuyauterie américaines

### 14.3.1 Diamètres du cercle de perçage

En pouces selon ASME B16.1, B16.5 et B16.24

Diamètre nominal de conduite	Classe <sup>(1)</sup> 125 (fonte) <sup>(2)</sup> ou Classe 150 (acier)	Classe <sup>(3)</sup> 250 (fonte) <sup>(2)</sup> ou Classe 300 (acier)	Classe 600	Classe 900	Classe 1500	Classe 2500
1	3,12	3,50	3,50	4,00	4,00	4,25
1-1/4	3,50	3,88	3,88	4,38	4,38	5,12
1-1/2	3,88	4,50	4,50	4,88	4,88	5,75
2	4,75	5,00	5,00	6,50	6,50	6,75
2-1/2	5,50	5,88	5,88	7,50	7,50	7,75

Diamètres du cercle de perçage (suite)

Diamètre nominal de conduite	Classe <sup>(1)</sup> 125 (fonte) <sup>(2)</sup> ou Classe 150 (acier)	Classe <sup>(3)</sup> 250 (fonte) <sup>(2)</sup> ou Classe 300 (acier)	Classe 600	Classe 900	Classe 1500	Classe 2500
3	6,00	6,62	6,62	7,50	8,00	9,00
4	7,50	7,88	8,50	9,25	9,50	10,75
5	8,50	9,25	10,50	11,00	11,50	12,75
6	9,50	10,62	11,50	12,50	12,50	14,50
8	11,75	13,00	13,75	15,50	15,50	17,25
10	14,25	15,25	17,00	18,50	19,00	21,75
12	17,00	17,75	19,25	21,00	22,50	24,38
14	18,75	20,25	20,75	22,00	25,00	---
16	21,25	22,50	23,75	24,25	27,75	---
18	22,75	24,75	25,75	27,00	30,50	---
20	25,00	27,00	28,50	29,50	32,75	---
24	29,50	32,00	33,00	35,50	39,00	---
30	36,00	39,25	---	---	---	---
36	42,75	46,00	---	---	---	---
42	49,50	52,75	---	---	---	---
48	56,00	60,75	---	---	---	---

1. Les diamètres nominaux de conduite 1 à 12 s'appliquent également aux brides en alliage de cuivre moulé de classe 150.  
 2. Ces diamètres s'appliquent aux vannes en acier pour les diamètres nominaux de conduite 1 à 24.  
 3. Les diamètres nominaux de conduite 1 à 8 s'appliquent également aux brides en alliage de cuivre moulé de classe 300.

14.3.2 Nombre de goujons et diamètre

En pouces selon ASME B16.1, B16.5 et B16.24

Diamètre nominal de conduite	Classe <sup>(1)</sup> 125 (fonte) <sup>(2)</sup> ou Classe 150 (acier)		Classe <sup>(3)</sup> 250 (fonte) <sup>(2)</sup> ou Classe 300 (acier)		Classe 600		Classe 900		Classe 1500		Classe 2500	
	Réf.	Dia.	Réf.	Dia.	Réf.	Dia.	Réf.	Dia.	Réf.	Dia.	Réf.	Dia.
1	4	0,50	4	0,62	4	0,62	4	0,88	4	0,88	4	0,88
1-1/4	4	0,50	4	0,62	4	0,62	4	0,88	4	0,88	4	1,00
1-1/2	4	0,50	4	0,75	4	0,75	4	1,00	4	1,00	4	1,12
2	4	0,62	8	0,62	8	0,62	8	0,88	8	0,88	8	1,00
2-1/2	4	0,62	8	0,75	8	0,75	8	1,00	8	1,00	8	1,12
3	4	0,62	8	0,75	8	0,75	8	0,88	8	1,12	8	1,25
4	8	0,62	8	0,75	8	0,88	8	1,12	8	1,25	8	1,50
5	8	0,75	8	0,75	8	1,00	8	1,25	8	1,50	8	1,75
6	8	0,75	12	0,75	12	1,00	12	1,12	12	1,38	8	2,00
8	8	0,75	12	0,88	12	1,12	12	1,38	12	1,62	12	2,00

## Nombre de goujons et diamètre (suite)

Diamètre nominal de conduite	Classe <sup>(1)</sup> 125 (fonte) <sup>(2)</sup> ou Classe 150 (acier)		Classe <sup>(3)</sup> 250 (fonte) <sup>(2)</sup> ou Classe 300 (acier)		Classe 600		Classe 900		Classe 1500		Classe 2500	
	Réf.	Dia.	Réf.	Dia.	Réf.	Dia.	Réf.	Dia.	Réf.	Dia.	Réf.	Dia.
10	12	0,88	16	1,00	16	1,25	16	1,38	12	1,88	12	2,50
12	12	0,88	16	1,12	20	1,25	20	1,38	16	2,00	12	2,75
14	12	1,00	20	1,12	20	1,38	20	1,50	16	2,25	---	---
16	16	1,00	20	1,25	20	1,50	20	1,62	16	2,50	---	---
18	16	1,12	24	1,25	20	1,62	20	1,88	16	2,75	---	---
20	20	1,12	24	1,25	24	1,62	20	2,00	16	3,00	---	---
24	20	1,25	24	1,50	24	1,88	20	2,50	16	3,50	---	---
30	28	1,25	28	1,75	---	---	---	---	---	---	---	---
36	32	1,50	32	2,00	---	---	---	---	---	---	---	---
42	36	1,50	36	2,00	---	---	---	---	---	---	---	---
48	44	1,50	40	2,00	---	---	---	---	---	---	---	---

1. Les diamètres nominaux de conduite 1 à 12 s'appliquent également aux brides en alliage de cuivre moulé de classe 150.  
2. Ces diamètres s'appliquent aux vannes en acier pour les diamètres nominaux de conduite 1 à 24.  
3. Les diamètres nominaux de conduite 1 à 8 s'appliquent également aux brides en alliage de cuivre moulé de classe 300.

## 14.3.3 Diamètre de bride

En pouces selon ASME B16.1, B16.5 et B16.24

Diamètre nominal de conduite	Classe <sup>(1)</sup> 125 (fonte) <sup>(2)</sup> ou Classe 150 (acier)	Classe <sup>(3)</sup> 250 (fonte) <sup>(2)</sup> ou Classe 300 (acier)	Classe 600	Classe 900	Classe 1500	Classe 2500
1	4,25	4,88	4,88	5,88	5,88	6,25
1-1/4	4,62	5,25	5,25	6,25	6,25	7,25
1-1/2	5,00	6,12	6,12	7,00	7,00	8,00
2	6,00	6,50	6,50	8,50	8,50	9,25
2-1/2	7,00	7,50	7,50	9,62	9,62	10,50
3	7,50	8,25	8,25	9,50	10,50	12,00
4	9,00	10,00	10,75	11,50	12,25	14,00
5	10,00	11,00	13,00	13,75	14,75	16,50
6	11,00	12,50	14,00	15,00	15,50	19,00
8	13,50	15,00	16,50	18,50	19,00	21,75
10	16,00	17,50	20,00	21,50	23,00	26,50
12	19,00	20,50	22,00	24,00	26,50	30,00
14	21,00	23,00	23,75	25,25	29,50	---
16	23,50	25,50	27,00	27,75	32,50	---
18	25,00	28,00	29,25	31,00	36,00	---

## Diamètre de bride (suite)

Diamètre nominal de conduite	Classe <sup>(1)</sup> 125 (fonte) <sup>(2)</sup> ou Classe 150 (acier)	Classe <sup>(3)</sup> 250 (fonte) <sup>(2)</sup> ou Classe 300 (acier)	Classe 600	Classe 900	Classe 1500	Classe 2500
20	27,50	30,50	32,00	33,75	38,75	---
24	32,00	36,00	37,00	41,00	46,00	---
30	38,75	43,00	---	---	---	---
36	46,00	50,00	---	---	---	---
42	53,00	57,00	---	---	---	---
48	59,50	65,00	---	---	---	---

1. Les diamètres nominaux de conduite 1 à 12 s'appliquent également aux brides en alliage de cuivre moulé de classe 150.  
2. Les diamètres nominaux de conduite 1 à 8 s'appliquent également aux brides en alliage de cuivre moulé de classe 300.

## 14.3.4 Épaisseur de bride pour les raccords à bride

En pouces selon ASME B16.1, B16.5 et B16.24

Diamètre nominal de conduite	Classe 150 (CI) FF et STL	Classe 150 STL	Classe 150	Classe 250 (CI) et Classe 300 STL <sup>(1)</sup>	Classe 300 STL	CL 300
	RF <sup>(2)</sup>	RTJ	Alliage de cuivre moulé	RF	RTJ	Alliage de cuivre moulé
1	0,50	0,75	0,38	0,62	0,87	0,59
1-1/4	0,56	0,81	0,41	0,69	0,94	0,62
1-1/2	0,62	0,87	0,44	0,75	1,00	0,69
2	0,69	0,94	0,50	0,81	1,12	0,75
2-1/2	0,81	1,06	0,56	0,94	1,25	0,81
3	0,88	1,13	0,62	1,06	1,37	0,91
4	0,88	1,13	0,69	1,19	1,50	1,06
5	0,88	1,13	0,75	1,31	1,62	1,12

Diamètre nominal de conduite	Classe 600		Classe 900		Classe 1500		Classe 2500	
	RF	RTJ	RF	RTJ	RF	RTJ	RF	RTJ
1	0,69	0,94	1,12	1,37	1,12	1,37	1,38	1,63
1-1/4	0,81	1,06	1,12	1,37	1,12	1,37	1,50	1,81
1-1/2	0,88	1,13	1,25	1,50	1,25	1,50	1,75	2,06
2	1,00	1,31	1,50	1,81	1,50	1,81	2,00	2,31
2-1/2	1,12	1,43	1,62	1,93	1,62	1,93	2,25	2,62
3	1,25	1,56	1,50	1,81	1,88	2,43	2,62	3,00
4	1,50	1,81	1,75	2,06	2,12	2,43	3,00	3,44
5	1,75	2,06	2,00	2,31	2,88	3,19	3,62	4,12

## Épaisseur de bride pour les raccords à bride (suite)

Diamètre nominal de conduite	Classe 150 (CI) FF et STL	Classe 150 STL	Classe 150	Classe 250 (CI) et Classe 300 STL <sup>(1)</sup>	Classe 300 STL	CL 300
	RF <sup>(2)</sup>	RTJ	Alliage de cuivre moulé	RF	RTJ	Alliage de cuivre moulé
6	0,94	1,19	0,81	1,38	1,69	1,19
8	1,06	1,31	0,94	1,56	1,87	1,38
10	1,12	1,37	1,00	1,81	2,12	---
12	1,19	1,44	1,06	1,94	2,25	---
14	1,31	1,56	---	2,06	2,37	---
16	1,38	1,63	---	2,19	2,50	---
18	1,50	1,75	---	2,31	2,62	---
20	1,62	1,87	---	2,44	2,82	---
24	1,81	2,06	---	2,69	3,13	---

Diamètre nominal de conduite	Classe 600		Classe 900		Classe 1500		Classe 2500	
	RF	RTJ	RF	RTJ	RF	RTJ	RF	RTJ
6	1,88	2,19	2,19	2,50	3,25	3,62	4,25	4,75
8	2,19	2,50	2,50	2,81	3,62	4,06	5,00	5,56
10	2,50	2,81	2,75	3,06	4,25	4,69	6,50	7,19
12	2,62	2,93	3,12	3,43	4,88	5,44	7,25	7,94
14	2,75	3,06	3,38	3,82	5,25	5,88	---	---
16	3,00	3,31	3,50	3,94	5,75	6,44	---	---
18	3,25	3,56	4,00	4,50	6,38	7,07	---	---
20	3,50	3,88	4,25	4,75	7,00	7,69	---	---
24	4,00	4,44	5,50	6,12	8,00	8,81	---	---

1. Ces dimensions s'appliquent aux vannes en acier pour les diamètres nominaux de conduite 1 à 24.  
2. Les dimensions indiquées correspondent aux brides à face de joint surélevée de 0,06 po habituellement fournies.

## 14.4 Caractéristiques standard des brides en acier moulé

### 14.4.1 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 10

DN	Bride			Boulonnerie		
	Diamètre extérieur	Épaisseur	Diamètre du cercle de perçage	Nombre de boulons	Filetage	Diamètre du trou de boulon
10	90	16	60	4	M12	14
15	95	16	65	4	M12	14
20	105	18	75	4	M12	14
25	115	18	85	4	M12	14
32	140	18	100	4	M16	18
40	150	18	110	4	M16	18
50	165	18	125	4	M16	18
65	185	18	145	8	M16	18
80	200	20	160	8	M16	18
100	220	20	180	8	M16	18
125	250	22	210	8	M16	18
150	285	22	240	8	M20	22
200	340	24	295	8	M20	22
250	395	26	350	12	M20	22
300	445	26	400	12	M20	22
350	505	26	460	16	M20	22
400	565	26	515	16	M24	26
450	615	28	565	20	M24	26
500	670	28	620	20	M24	26
600	780	30	725	20	M27	30
700	895	35	840	24	M27	30
800	1015	38	950	24	M30	33
900	1115	38	1050	28	M30	33
1000	1230	44	1160	28	M33	36
1200	1455	55	1380	32	M36	39
1400	1675	65	1590	36	M39	42
1600	1915	75	1820	40	M45	48
1800	2115	85	2020	44	M45	48
2000	2325	90	2230	48	M45	48
2200	2550	100	2440	52	M52	56
2400	2760	110	2650	56	M52	56
2600	2960	110	2850	60	M52	56
2800	3180	124	3070	64	M52	56
3000	3405	132	3290	68	M56	62

Toutes les dimensions sont en mm.

### 14.4.2 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 16

DN	Bride			Boulonnerie		
	Diamètre extérieur	Épaisseur	Diamètre du cercle de perçage	Nombre de boulons	Filetage	Diamètre du trou de boulon
10	90	16	60	4	M12	14
15	95	16	65	4	M12	14
20	105	18	75	4	M12	14
25	115	18	85	4	M12	14
32	140	18	100	4	M16	18
40	150	18	110	4	M16	18
50	165	18	125	4	M16	18
65	185	18	145	4	M16	18
80	200	20	160	8	M16	18
100	220	20	180	8	M16	18
125	250	22	210	8	M16	18
150	285	22	240	8	M20	22
200	340	24	295	12	M20	22
250	405	26	355	12	M24	26
300	460	28	410	12	M24	26
350	520	30	470	16	M24	26
400	580	32	525	16	M27	30
500	715	36	650	20	M30	33
600	840	40	770	20	M33	36
700	910	40	840	24	M33	36
800	1025	41	950	24	M36	39
900	1125	48	1050	28	M36	39
1000	1255	59	1170	28	M39	42
1200	1485	78	1390	32	M45	48
1400	1685	84	1590	36	M45	48
1600	1930	102	1820	40	M52	56
1800	2130	110	2020	44	M52	56
2000	2345	124	2230	48	M56	62

Toutes les dimensions sont en mm.

### 14.4.3 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 25

DN	Bride			Boulonnerie		
	Diamètre extérieur	Épaisseur	Diamètre du cercle de perçage	Nombre de boulons	Filetage	Diamètre du trou de boulon
10	90	16	60	4	M12	14
15	95	16	65	4	M12	14
20	105	18	75	4	M12	14
25	115	18	85	4	M12	14
32	140	18	100	4	M16	18
40	150	18	110	4	M16	18
50	165	20	125	4	M16	18
65	185	22	145	8	M16	18
80	200	24	160	8	M16	18
100	235	24	190	8	M20	22
125	270	26	220	8	M24	26
150	300	28	250	8	M24	26
200	360	30	310	12	M24	26
250	425	32	370	12	M27	30
300	485	34	430	16	M27	30
350	555	38	490	16	M30	33
400	620	40	550	16	M33	36
500	730	48	660	20	M33	36
600	845	48	770	20	M36	39
700	960	50	875	24	M39	42
800	1085	53	990	24	M45	48
900	1185	57	1090	28	M45	48
1000	1320	63	1210	28	M52	56

Toutes les dimensions sont en mm.

### 14.4.4 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 40

DN	Bride			Boulonnerie		
	Diamètre extérieur	Épaisseur	Diamètre du cercle de perçage	Nombre de boulons	Filetage	Diamètre du trou de boulon
10	90	16	60	4	M12	14
15	95	16	65	4	M12	14
20	105	18	75	4	M12	14
25	115	18	85	4	M12	14
32	140	18	100	4	M16	18
40	150	18	110	4	M16	18
50	165	20	125	4	M16	18
65	185	22	145	8	M16	18
80	200	24	160	8	M16	18
100	235	24	190	8	M20	22
125	270	26	220	8	M24	26
150	300	28	250	8	M24	26
200	375	34	320	12	M27	30
250	450	38	385	12	M30	33
300	515	42	450	16	M30	33
350	580	46	510	16	M33	36
400	660	50	585	16	M36	39
450	685	57	610	20	M36	39
500	755	57	670	20	M39	42
600	890	72	795	20	M45	48

Toutes les dimensions sont en mm.

### 14.4.5 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 63

DN	Bride			Boulonnerie		
	Diamètre extérieur	Épaisseur	Diamètre du cercle de perçage	Nombre de boulons	Filetage	Diamètre du trou de boulon
10	100	20	70	4	M12	14
15	105	20	75	4	M12	14
25	140	24	100	4	M16	18
32	155	24	110	4	M20	22
40	170	28	125	4	M20	22
50	180	26	135	4	M20	22
65	205	26	160	8	M20	22
80	215	28	170	8	M20	22
100	250	30	200	8	M24	26
125	295	34	240	8	M27	30
150	345	36	280	8	M30	33
200	415	42	345	12	M33	36
250	470	46	400	12	M33	36
300	530	52	460	16	M33	36
350	600	56	525	16	M36	39
400	670	60	585	16	M39	42

Toutes les dimensions sont en mm.

### 14.4.6 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 100

DN	Bride			Boulonnerie		
	Diamètre extérieur	Épaisseur	Diamètre du cercle de perçage	Nombre de boulons	Filetage	Diamètre du trou de boulon
10	100	20	70	4	M12	14
15	105	20	75	4	M12	14
25	140	24	100	4	M16	18
32	155	24	110	4	M20	22
40	170	28	125	4	M20	22
50	195	30	145	4	M24	26
65	220	34	170	8	M24	26
80	230	36	180	8	M24	26
100	265	40	210	8	M27	30
125	315	40	250	8	M30	33
150	355	44	290	12	M30	33
200	430	52	360	12	M33	36
250	505	60	430	12	M36	39
300	585	68	500	16	M39	42
350	655	74	560	16	M45	48

Toutes les dimensions sont en mm.

### 14.4.7 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 160

DN	Bride			Boulonnerie		
	Diamètre extérieur	Épaisseur	Diamètre du cercle de perçage	Nombre de boulons	Filetage	Diamètre du trou de boulon
10	100	20	70	4	M12	14
15	105	20	75	4	M12	14
25	140	24	100	4	M16	18
40	170	28	125	4	M20	22
50	195	30	145	4	M24	26
65	220	34	170	8	M24	26
80	230	36	180	8	M24	26
100	265	40	210	8	M27	30
125	315	44	250	8	M30	33
150	355	50	290	12	M30	33
200	430	60	360	12	M33	36
250	515	68	430	12	M39	42
300	585	78	500	16	M39	42

Toutes les dimensions sont en mm.

### 14.4.8 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 250

DN	Bride			Boulonnerie		
	Diamètre extérieur	Épaisseur	Diamètre du cercle de perçage	Nombre de boulons	Filetage	Diamètre du trou de boulon
10	125	24	85	4	M16	18
15	130	26	90	4	M16	18
25	150	28	105	4	M20	22
40	185	34	135	4	M24	26
50	200	38	150	8	M24	26
65	230	42	180	8	M24	26
80	255	46	200	8	M27	30
100	300	54	235	8	M30	33
125	340	60	275	12	M30	33
150	390	68	320	12	M33	36
200	485	82	400	12	M39	42
250	585	100	490	16	M45	48
300	690	120	590	16	M48	52

Toutes les dimensions sont en mm.

### 14.4.9 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 320

DN	Bride			Boulonnerie		
	Diamètre extérieur	Épaisseur	Diamètre du cercle de perçage	Nombre de boulons	Filetage	Diamètre du trou de boulon
10	125	24	85	4	M16	18
15	130	26	90	4	M16	18
25	160	34	115	4	M20	22
40	195	38	145	4	M24	26
50	210	42	160	8	M24	26
65	255	51	200	8	M27	30
80	275	55	220	8	M27	30
100	335	65	265	8	M33	36
125	380	75	310	12	M33	36
150	425	84	350	12	M36	39
200	525	103	440	16	M39	42
250	640	125	540	16	M48	52

Toutes les dimensions sont en mm.

### 14.4.10 Caractéristiques standard des brides en acier moulé pour PN 400

DN	Bride			Boulonnerie		
	Diamètre extérieur	Épaisseur	Diamètre du cercle de perçage	Nombre de boulons	Filetage	Diamètre du trou de boulon
10	125	28	85	4	M16	18
15	145	30	100	4	M20	22
25	180	38	130	4	M24	26
40	220	48	165	4	M27	30
50	235	52	180	8	M27	30
65	290	64	225	8	M30	33
80	305	68	240	8	M30	33
100	370	80	295	8	M36	39
125	415	92	340	12	M36	39
150	475	105	390	12	M39	42
200	585	130	490	16	M45	48

Toutes les dimensions sont en mm.



# Chapitre 15

## Conversions et équivalences



## 15.1 Équivalences de longueur

Remarque : Utiliser le multiplicateur à la convergence des lignes et des colonnes	Mètres	Pouces	Pieds	Millimètres	Miles	Kilomètres
Mètres	1	39,37	3,2808	1000	0,0006214	0,001
Pouces	0,0254	1	0,0833	25,4	0,00001578	0,0000254
Pieds	0,3048	12	1	304,8	0,0001894	0,0003048
Millimètres	0,001	0,03937	0,0032808	1	0,0000006214	0,000001
Miles	1609,35	63 360	5 280	1 609 350	1	1,60935
Kilomètres	1 000	39 370	3280,83	1 000 000	0,62137	1

*1 mètre = 100 centimètres = 1000 millimètres = 0,001 kilomètre = 1 000 000 micromètres  
 Pour convertir les unités métriques, il suffit de déplacer la virgule décimale : 1 millimètre = 1 000 microns = 0,03937 pouces = 39,37 mils.*

## 15.2 Équivalences entre pouces entiers et millimètres

Pouces	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Millimètres									
0	0,0	25,4	50,8	76,2	101,6	127,0	152,4	177,8	203,2	228,6
10	254,0	279,4	304,8	330,2	355,6	381,0	406,4	431,8	457,2	482,6
20	508,0	533,4	558,8	584,2	609,6	635,0	660,4	685,8	711,2	736,6
30	762,0	787,4	812,8	838,2	863,6	889,0	914,4	939,8	965,2	990,6
40	1016,0	1041,4	1066,8	1092,2	1117,6	1143,0	1168,4	1193,8	1219,2	1244,6
50	1270,0	1295,4	1320,8	1346,2	1371,6	1397,0	1422,4	1447,8	1473,2	1498,6
60	1524,0	1549,4	1574,8	1600,2	1625,6	1651,0	1676,4	1701,8	1727,2	1752,6
70	1778,0	1803,4	1828,8	1854,2	1879,6	1905,0	1930,4	1955,8	1981,2	2006,6
80	2032,0	2057,4	2082,8	2108,2	2133,6	2159,0	2184,4	2209,8	2235,2	2260,6
90	2286,0	2311,4	2336,8	2362,2	2387,6	2413,0	2438,4	2463,8	2489,2	2514,6
100	2540,0	2565,4	2590,8	2616,2	2641,6	2667,0	2692,4	2717,8	2743,2	2768,6

*Remarque : Toutes les valeurs de ce tableau sont exactes en se basant sur la relation 1 po = 25,4 mm. En manipulant la virgule décimale, toute valeur décimale ou multiple d'un pouce peut être convertie en son équivalent exact en millimètres.*

### 15.3 Équivalences entre pouces fractionnaires et millimètres

Pouces	0	1/16	1/8	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16
	Millimètres							
0	0,0	1,6	3,2	4,8	6,4	7,9	9,5	11,1
1	25,4	27,0	28,6	30,2	31,8	33,3	34,9	36,5
2	50,8	52,4	54,0	55,6	57,2	58,7	60,3	61,9
3	76,2	77,8	79,4	81,0	82,6	84,1	85,7	87,3
4	101,6	103,2	104,8	106,4	108,0	109,5	111,1	112,7
5	127,0	128,6	130,2	131,8	133,4	134,9	136,5	138,1
6	152,4	154,0	155,6	157,2	158,8	160,3	161,9	163,5
7	177,8	179,4	181,0	182,6	184,2	185,7	187,3	188,9
8	203,2	204,8	206,4	208,0	209,6	211,1	212,7	214,3
9	228,6	230,2	231,8	233,4	235,0	236,5	238,1	239,7
10	254,0	255,6	257,2	258,8	260,4	261,9	263,5	265,1

1 pouce = 25,4 millimètres

#### Équivalences entre pouces fractionnaires et millimètres (suite)

Pouces	1/2	9/16	5/8	11/16	3/4	13/16	7/8	15/16
	Millimètres							
0	12,7	14,3	15,9	17,5	19,1	20,6	22,2	23,8
1	38,1	39,7	41,3	42,9	44,5	46,0	47,6	49,2
2	63,5	65,1	66,7	68,3	69,9	71,4	73,0	74,6
3	88,9	90,5	92,1	93,7	95,3	96,8	98,4	100,0
4	114,3	115,9	117,5	119,1	120,7	122,2	123,8	125,4
5	139,7	141,3	142,9	144,5	146,1	147,6	149,2	150,8
6	165,1	166,7	168,3	169,9	171,5	173,0	174,6	176,2
7	190,5	192,1	193,7	195,3	196,9	198,4	200,0	201,6
8	215,9	217,5	219,1	220,7	222,3	223,8	225,4	227,0
9	241,3	242,9	244,5	246,1	247,7	249,2	250,8	252,4
10	266,7	268,3	269,9	271,5	273,1	274,6	276,2	277,8

1 pouce = 25,4 millimètres

## 15.4 Équivalences supplémentaires entre pouces fractionnaires et millimètres

Pouces		Millimètres	Pouces		Millimètres	Pouces		Millimètres
Fractions	Décimales		Fractions	Décimales		Fractions	Décimales	
	0,00394	0,1		0,2	5,08		0,44	11,176
	0,00787	0,2	13/64	0,203125	5,1594		0,45	11,430
	0,01	0,254		0,21	5,334	29/64	0,453125	11,5094
	0,01181	0,3	7/32	0,21875	5,5562		0,46	11,684
1/64	0,015625	0,3969		0,22	5,588	15/32	0,46875	11,9062
	0,01575	0,4		0,23	5,842		0,47	11,938
	0,01969	0,5	15/64	0,234375	5,9531		0,47244	12,0
	0,02	0,508		0,23622	6,0		0,48	12,192
	0,02362	0,6		0,24	6,096	31/64	0,484375	12,3031
	0,02756	0,7	1/4	0,25	6,35		0,49	12,446
	0,03	0,762		0,26	6,604	1/2	0,50	12,7
1/32	0,03125	0,7938	17/64	0,265625	6,7469		0,51	12,954
	0,0315	0,8		0,27	6,858		0,51181	13,0
	0,03543	0,9		0,27559	7,0	33/64	0,515625	13,0969
	0,03937	1,0		0,28	7,112		0,52	13,208
	0,04	1,016	9/32	0,28125	7,1438		0,53	13,462
3/64	0,046875	1,1906		0,29	7,366	17/32	0,53125	13,4938
	0,05	1,27	19/64	0,296875	7,5406		0,54	13,716
	0,06	1,524		0,30	7,62	35/64	0,546875	13,8906
1/16	0,0625	1,5875		0,31	7,874		0,55	13,970
	0,07	1,778	5/16	0,3125	7,9375		0,55118	14,0
5/64	0,078125	1,9844		0,31496	8,0		0,56	14,224
	0,07874	2,0		0,32	8,128	9/16	0,5625	14,2875
	0,08	2,032	21/64	0,328125	8,3344		0,57	14,478
	0,09	2,286		0,33	8,382	37/64	0,578125	14,6844
3/32	0,09375	2,3812		0,34	8,636		0,58	14,732
	0,1	2,54	11/32	0,34375	8,7312		0,59	14,986
7/64	0,109375	2,7781		0,35	8,89		0,59055	15,0
	0,11	2,794		0,35433	9,0	19/32	0,59375	15,0812
	0,11811	3,0	23/64	0,359375	9,1281		0,60	15,24
	0,12	3,048		0,36	9,144	39/64	0,609375	15,4781
1/8	0,125	3,175		0,37	9,398		0,61	15,494
	0,13	3,302	3/8	0,375	9,525		0,62	15,748
	0,14	3,556		0,38	9,652	5/8	0,625	15,875
9/64	0,140625	3,5719		0,39	9,906		0,62992	16,0

## Équivalences supplémentaires entre pouces fractionnaires et millimètres (suite)

Pouces		Millimètres	Pouces		Millimètres	Pouces		Millimètres
Fractions	Décimales		Fractions	Décimales		Fractions	Décimales	
	0,15	3,810	25/64	0,390625	9,9219		0,63	16,002
5/32	0,15625	3,9688		0,39370	10,0		0,64	16,256
	0,15748	4,0		0,40	10,16	41/64	0,640625	16,2719
	0,16	4,064	13/32	0,40625	10,3188		0,65	16,510
	0,17	4,318		0,41	10,414	21/32	0,65625	16,6688
11/64	0,171875	4,3656		0,42	10,668		0,66	16,764
	0,18	4,572	27/64	0,421875	10,7156		0,66929	17,0
3/16	0,1875	4,7625		0,43	10,922		0,67	17,018
	0,19	4,826		0,43307	11,0	43/64	0,671875	17,0656
	0,19685	5,0	7/16	0,4375	11,1125		0,68	17,272
11/16	0,6875	17,4625	51/64	0,796875	20,2406		0,90551	23,0
	0,69	17,526		0,80	20,320	29/32	0,90625	23,0188
	0,70	17,78		0,81	20,574		0,91	23,114
45/64	0,703125	17,8594	13/16	0,8125	20,6375		0,92	23,368
	0,70866	18,0		0,82	20,828	59/64	0,921875	23,4156
	0,71	18,034		0,82677	21,0		0,93	23,622
23/32	0,71875	18,2562	53/64	0,828125	21,0344	15/16	0,9375	23,8125
	0,72	18,288		0,83	21,082		0,94	23,876
	0,73	18,542		0,84	21,336		0,94488	24,0
47/64	0,734375	18,6531	27/32	0,84375	21,4312		0,95	24,130
	0,74	18,796		0,85	21,590	61/64	0,953125	24,2094
	0,74803	19,0	55/64	0,859375	21,8281		0,96	24,384
3/4	0,75	19,050		0,86	21,844	31/32	0,96875	24,6062
	0,76	19,304		0,86614	22,0		0,97	24,638
49/64	0,765625	19,4469		0,87	22,098		0,98	24,892
	0,77	19,558	7/8	0,875	22,225		0,98425	25,0
	0,78	19,812		0,88	22,352	63/64	0,984375	25,0031
25/32	0,78125	19,8438		0,89	22,606		0,99	25,146
	0,78740	20,0	57/64	0,890625	22,6219	1	1,00000	25,4000
	0,79	20,066		0,90	22,860			

Arrondir les valeurs décimales afin d'obtenir uniquement le degré de précision souhaité.

## 15.5 Équivalences de superficie

<i>Remarque : Utiliser le multiplicateur à la convergence des lignes et des colonnes</i>	Mètres carrés	Pouces carrés	Pieds carrés	Miles carrés	Kilomètres carrés
Mètres carrés	1	1549,99	10,7639	$3,861 \times 10^{-7}$	$1 \times 10^{-6}$
Pouces carrés	0,0006452	1	$6,944 \times 10^{-3}$	$2,491 \times 10^{-10}$	$6,452 \times 10^{-10}$
Pieds carrés	0,0929	144	1	$3,587 \times 10^{-8}$	$9,29 \times 10^{-8}$
Miles carrés	2 589 999	---	27 878 400	1	2,59
Kilomètres carrés	1 000 000	---	10 763 867	0,3861	1

1 mètre carré = 10 000 centimètres carrés.  
1 millimètre carré = 0,01 centimètre carré = 0,00155 pouce carré.

## 15.6 Équivalences de volume

<i>Remarque : Utiliser le multiplicateur à la convergence des lignes et des colonnes</i>	Décimètres cubes (litres)	Pouces cubes	Pieds cubes	Quart américain	Gallon américain	Gallon impérial	Baril américain (pétrole)
Décimètres cubes (litres)	1	61,0234	0,03531	1,05668	0,264178	0,220083	0,00629
Pouces cubes	0,01639	1	$5,787 \times 10^{-4}$	0,01732	0,004329	0,003606	0,000103
Pieds cubes	28,317	1728	1	29,9221	7,48055	6,22888	0,1781
Quart américain	0,94636	57,75	0,03342	1	0,25	0,2082	0,00595
Gallon américain	3,78543	231	0,13368	4	1	0,833	0,02381
Gallon impérial	4,54374	277,274	0,16054	4,80128	1,20032	1	0,02877
Baril américain (pétrole)	158,98	9702	5,6146	168	42	34,973	1

1 mètre cube = 1 000 000 centimètres cubes.  
1 litre = 1 000 millilitres = 1 000 centimètres cubes.

## 15.7 Équivalences de débit volumique

<i>Remarque : Utiliser le multiplicateur à la convergence des lignes et des colonnes</i>	Litres par minute	Mètres cubes par heure	Pieds cubes par heure	Litres par heure	Gallons américains par minute	Barils américains par jour
Litres par minute	1	0,06	2,1189	60	0,264178	9,057
Mètres cubes par heure	16,667	1	35,314	1000	4,403	151
Pieds cubes par heure	0,4719	0,028317	1	28,317	0,1247	4,2746
Litres par heure	0,016667	0,001	0,035314	1	0,004403	0,151
Gallons américains par minute	3,785	0,2273	8,0208	227,3	1	34,28
Baril américains par jour	0,1104	0,006624	0,23394	6,624	0,02917	1

## 15.8 Conversion de masse – Livres en kilogrammes

Livres	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Kilogrammes									
0	0,00	0,45	0,91	1,36	1,81	2,27	2,72	3,18	3,63	4,08
10	4,54	4,99	5,44	5,90	6,35	6,80	7,26	7,71	8,16	8,62
20	9,07	9,53	9,98	10,43	10,89	11,34	11,79	12,25	12,70	13,15
30	13,61	14,06	14,52	14,97	15,42	15,88	16,33	16,78	17,24	17,69
40	18,14	18,60	19,05	19,50	19,96	20,41	20,87	21,32	21,77	22,23
50	22,68	23,13	23,59	24,04	24,49	24,95	25,40	25,86	26,31	26,76
60	27,22	27,67	28,12	28,58	29,03	29,48	29,94	30,39	30,84	31,30
70	31,75	32,21	32,66	33,11	33,57	34,02	34,47	34,93	35,38	35,83
80	36,29	36,74	37,20	37,65	38,10	38,56	39,01	39,46	39,92	40,37
90	40,82	41,28	41,73	42,18	42,64	43,09	43,55	44,00	44,45	44,91

## 15.9 Équivalences de pression

<i>Remarque : Utiliser le multiplicateur à la convergence des lignes et des colonnes</i>	kg/cm <sup>2</sup>	lb/in <sup>2</sup>	Atm.	Bar	in de Hg	kilopascals	in d'eau	ft d'eau
<b>kg/cm<sup>2</sup></b>	1	14,22	0,9678	0,98067	28,96	98,067	394,05	32,84
<b>lb/in<sup>2</sup></b>	0,07031	1	0,06804	0,06895	2,036	6,895	27,7	2,309
<b>Atm.</b>	1,0332	14,696	1	1,01325	29,92	101,325	407,14	33,93
<b>Bar</b>	1,01972	14,5038	0,98692	1	29,53	100	402,156	33,513
<b>in de Hg</b>	0,03453	0,4912	0,03342	0,033864	1	3,3864	13,61	11,134
<b>kilopascals</b>	0,0101972	0,145038	0,0098696	0,01	0,2953	1	4,02156	0,33513
<b>in d'eau</b>	0,002538	0,0361	0,002456	0,00249	0,07349	0,249	1	0,0833
<b>ft d'eau</b>	0,03045	0,4332	0,02947	0,029839	0,8819	2,9839	12	1

1 ounce/in<sup>2</sup> = 0,0625 lb/in<sup>2</sup>

## 15.10 Conversion de pression – Livres par pouce carré en bar

Livres par pouce carré	0	1	2	3	4
	Bar				
0	0,000000	0,068948	0,137895	0,206843	0,275790
10	0,689476	0,758423	0,827371	0,896318	0,965266
20	1,378951	1,447899	1,516847	1,585794	1,654742
30	2,068427	2,137375	2,206322	2,275270	2,344217
40	2,757903	2,826850	2,895798	2,964746	3,033693
50	3,447379	3,516326	3,585274	3,654221	3,723169
60	4,136854	4,205802	4,274750	4,343697	4,412645
70	4,826330	4,895278	4,964225	5,033173	5,102120
80	5,515806	5,584753	5,653701	5,722649	5,791596
90	6,205282	6,274229	6,343177	6,412124	6,481072
100	6,894757	6,963705	7,032652	7,101600	7,170548

Remarque : Pour une conversion en kilopascals, déplacer la virgule décimale de deux chiffres vers la droite ; pour une conversion en mégapascals, déplacer la virgule décimale d'un chiffre vers la gauche. Par exemple, 30 psi = 2,068427 bar = 206,8427 kPa = 0,2068427 MPa.  
Remarque : Arrondir les valeurs décimales afin d'obtenir uniquement le degré de précision souhaité.

### Conversion de pression – Livres par pouce carré en bar (suite)

Livres par pouce carré	5	6	7	8	9
	Bar				
0	0,344738	0,413685	0,482633	0,551581	0,620528
10	1,034214	1,103161	1,172109	1,241056	1,310004
20	1,723689	1,792637	1,861584	1,930532	1,999480
30	2,413165	2,482113	2,551060	2,620008	2,688955
40	3,102641	3,171588	3,240536	3,309484	3,378431
50	3,792117	3,861064	3,930012	3,998959	4,067907
60	4,481592	4,550540	4,619487	4,688435	4,757383
70	5,171068	5,240016	5,308963	5,377911	5,446858
80	5,860544	5,929491	5,998439	6,067386	6,136334
90	6,550019	6,618967	6,687915	6,756862	6,825810
100	7,239495	7,308443	7,377390	7,446338	7,515285

Remarque : Pour une conversion en kilopascals, déplacer la virgule décimale de deux chiffres vers la droite ; pour une conversion en mégapascals, déplacer la virgule décimale d'un chiffre vers la gauche. Par exemple, 30 psi = 2,068427 bar = 206,8427 kPa = 0,2068427 MPa.  
Remarque : Arrondir les valeurs décimales afin d'obtenir uniquement le degré de précision souhaité.

## 15.11 Formules de conversion des températures

Conversion de	Vers	Substituer dans la formule
Degrés Celsius	Degrés Fahrenheit	$(^{\circ}\text{C} \times 9/5) + 32$
Degrés Celsius	Kelvin	$(^{\circ}\text{C} + 273,16)$
Degrés Fahrenheit	Degrés Celsius	$(^{\circ}\text{F} - 32) \times 5/9$
Degrés Fahrenheit	Degrés Rankin	$(^{\circ}\text{F} + 459,69)$

## 15.12 Conversions de température

$^{\circ}\text{C}$	Temp. en $^{\circ}\text{C}$ ou $^{\circ}\text{F}$ à convertir	$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{C}$	Temp. en $^{\circ}\text{C}$ ou $^{\circ}\text{F}$ à convertir	$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{C}$	Temp. en $^{\circ}\text{C}$ ou $^{\circ}\text{F}$ à convertir	$^{\circ}\text{F}$
-273,16	-459,69		-90,00	-130	-202,0	-17,8	0	32,0
-267,78	-450		-84,44	-120	-184,0	-16,7	2	35,6
-262,22	-440		-78,89	-110	-166,0	-15,6	4	39,2
-256,67	-430		-73,33	-100	-148,0	-14,4	6	42,8
-251,11	-420		-70,56	-95	-139,0	-13,3	8	46,4
-245,56	-410		-67,78	-90	-130,0	-12,2	10	50,0
-240,00	-400		-65,00	-85	-121,0	-11,1	12	53,6
-234,44	-390		-62,22	-80	-112,0	-10,0	14	57,2
-228,89	-380		-59,45	-75	-103,0	-8,89	16	60,8
-223,33	-370		-56,67	-70	-94,0	-7,78	18	64,4
-217,78	-360		-53,89	-65	-85,0	-6,67	20	68,0
-212,22	-350		-51,11	-60	-76,0	-5,56	22	71,6
-206,67	-340		-48,34	-55	-67,0	-4,44	24	75,2
-201,11	-330		-45,56	-50	-58,0	-3,33	26	78,8
-195,56	-320		-42,78	-45	-49,0	-2,22	28	82,4
-190,00	-310		-40,00	-40	-40,0	-1,11	30	86,0
-184,44	-300		-38,89	-38	-36,4	0	32	89,6
-178,89	-290		-37,78	-36	-32,8	1,11	34	93,2
-173,33	-280		-36,67	-34	-29,2	2,22	36	96,8
-169,53	-273,16	-459,69	-35,56	-32	-25,6	3,33	38	100,4
-168,89	-272	-457,6	-34,44	-30	-22,0	4,44	40	104,0
-167,78	-270	-454,0	-33,33	-28	-18,4	5,56	42	107,6
-162,22	-260	-436,0	-32,22	-26	-14,8	6,67	44	111,2
-156,67	-250	-418,0	-31,11	-24	-11,2	7,78	46	114,8
-151,11	-240	-400,0	-30,00	-22	-7,6	8,89	48	118,4

## Conversions de température (suite)

°C	Temp. en °C ou °F à convertir	°F	°C	Temp. en °C ou °F à convertir	°F	°C	Temp. en °C ou °F à convertir	°F
-145,56	-230	-382,0	-28,89	-20	-4,0	10,0	50	122,0
-140,00	-220	-364,0	-27,78	-18	-0,4	11,1	52	125,6
-134,44	-210	-346,0	-26,67	-16	3,2	12,2	54	129,2
-128,89	-200	-328,0	-25,56	-14	6,8	13,3	56	132,8
-123,33	-190	-310,0	-24,44	-12	10,4	14,4	58	136,4
-117,78	-180	-292,0	-23,33	-10	14,0	15,6	60	140,0
-112,22	-170	-274,0	-22,22	-8	17,6	16,7	62	143,6
-106,67	-160	-256,0	-21,11	-6	21,2	17,8	64	147,2
-101,11	-150	-238,0	-20,00	-4	24,8	18,9	66	150,8
-95,56	-140	-220,0	-18,89	-2	28,4	20,0	68	154,4
21,1	70	158,0	204,4	400	752,0	454,4	850	1562,0
22,2	72	161,6	210,0	410	770,0	460,0	860	1580,0
23,3	74	165,2	215,6	420	788,0	465,6	870	1598,0
24,4	76	168,8	221,1	430	806,0	471,1	880	1616,0
25,6	78	172,4	226,7	440	824,0	476,7	890	1634,0
26,7	80	176,0	232,2	450	842,0	482,2	900	1652,0
27,8	82	179,6	237,8	460	860,0	487,8	910	1670,0
28,9	84	183,2	243,3	470	878,0	493,3	920	1688,0
30,0	86	186,8	248,9	480	896,0	498,9	930	1706,0
31,1	88	190,4	254,4	490	914,0	504,4	940	1724,0
32,2	90	194,0	260,0	500	932,0	510,0	950	1742,0
33,3	92	197,6	265,6	510	950,0	515,6	960	1760,0
34,4	94	201,2	271,1	520	968,0	521,1	970	1778,0
35,6	96	204,8	276,7	530	986,0	526,7	980	1796,0
36,7	98	208,4	282,2	540	1004,0	532,2	990	1814,0
37,8	100	212,0	287,8	550	1022,0	537,8	1000	1832,0
43,3	110	230,0	293,3	560	1040,0	543,3	1010	1850,0
48,9	120	248,0	298,9	570	1058,0	548,9	1020	1868,0
54,4	130	266,0	304,4	580	1076,0	554,4	1030	1886,0
60,0	140	284,0	310,0	590	1094,0	560,0	1040	1904,0
65,6	150	302,0	315,6	600	1112,0	565,6	1050	1922,0
71,1	160	320,0	321,1	610	1130,0	571,1	1060	1940,0
76,7	170	338,0	326,7	620	1148,0	576,7	1070	1958,0
82,2	180	356,0	332,2	630	1166,0	582,2	1080	1976,0
87,8	190	374,0	337,8	640	1184,0	587,8	1090	1994,0

Conversions de température (suite)

°C	Temp. en °C ou °F à convertir	°F	°C	Temp. en °C ou °F à convertir	°F	°C	Temp. en °C ou °F à convertir	°F
93,3	200	392,0	343,3	650	1202,0	593,3	1100	2012,0
98,9	210	410,0	348,9	660	1220,0	598,9	1110	2030,0
104,4	220	428,0	354,4	670	1238,0	604,4	1120	2048,0
110,0	230	446,0	360,0	680	1256,0	610,0	1130	2066,0
115,6	240	464,0	365,6	690	1274,0	615,6	1140	2084,0
121,1	250	482,0	371,1	700	1292,0	621,1	1150	2102,0
126,7	260	500,0	376,7	710	1310,0	626,7	1160	2120,0
132,2	270	518,0	382,2	720	1328,0	632,2	1170	2138,0
137,8	280	536,0	387,8	730	1346,0	637,8	1180	2156,0
143,3	290	554,0	393,3	740	1364,0	643,3	1190	2174,0
148,9	300	572,0	398,9	750	1382,0	648,9	1200	2192,0
154,4	310	590,0	404,4	760	1400,0	654,4	1210	2210,0
160,0	320	608,0	410,0	770	1418,0	660,0	1220	2228,0
165,6	330	626,0	415,6	780	1436,0	665,6	1230	2246,0
171,1	340	644,0	421,1	790	1454,0	671,1	1240	2264,0
176,7	350	662,0	426,7	800	1472,0	676,7	1250	2282,0
182,2	360	680,0	432,2	810	1490,0	682,2	1260	2300,0
187,8	370	698,0	437,8	820	1508,0	687,8	1270	2318,0
193,3	380	716,0	443,3	830	1526,0	693,3	1280	2336,0
198,9	390	734,0	448,9	840	1544,0	698,9	1290	2354,0
704,4	1300	2372,0	760,0	1400	2552,0	815,6	1500	2732,0
710,0	1310	2390,0	765,6	1410	2570,0			
715,6	1320	2408,0	771,1	1420	2588,0			
721,1	1330	2426,0	776,7	1430	2606,0			
726,7	1340	2444,0	782,2	1440	2624,0			
732,2	1350	2462,0	787,0	1450	2642,0			
737,8	1360	2480,0	793,3	1460	2660,0			
743,3	1370	2498,0	798,9	1470	2678,0			
748,9	1380	2516,0	804,4	1480	2696,0			
754,4	1390	2534,0	810,0	1490	2714,0			

## 15.13 Tableaux des densité API et Baumé, et facteurs de pondération

Densité API	Densité Baumé	Poids spécifique	lb/densité US	Gallon amér./lb	Densité API	Densité Baumé	Poids spécifique	lb/densité US	Gallon amér./lb
0	10,247	1,0760	8,962	0,1116	31	30,78	0,8708	7,251	0,1379
1	9,223	1,0679	8,895	0,1124					
2	8,198	1,0599	8,828	0,1133	32	31,77	0,8654	7,206	0,1388
3	7,173	1,0520	8,762	0,1141	33	32,76	0,8602	7,163	0,1396
4	6,148	1,0443	8,698	0,1150	34	33,75	0,8550	7,119	0,1405
5	5,124	1,0366	8,634	0,1158	35	34,73	0,8498	7,076	0,1413
6	4,099	1,0291	8,571	0,1167	36	35,72	0,8448	7,034	0,1422
7	3,074	1,0217	8,509	0,1175	37	36,71	0,8398	6,993	0,1430
8	2,049	1,0143	8,448	0,1184	38	37,70	0,8348	6,951	0,1439
9	1,025	1,0071	8,388	0,1192	39	38,69	0,8299	6,910	0,1447
10	10,00	1,0000	8,328	0,1201	40	39,68	0,8251	6,870	0,1456
11	10,99	0,9930	8,270	0,1209	41	40,67	0,8203	6,830	0,1464
12	11,98	0,9861	8,212	0,1218	42	41,66	0,8155	6,790	0,1473
13	12,97	0,9792	8,155	0,1226	43	42,65	0,8109	6,752	0,1481
14	13,96	0,9725	8,099	0,1235	44	43,64	0,8063	6,713	0,1490
15	14,95	0,9659	8,044	0,1243	45	44,63	0,8017	6,675	0,1498
16	15,94	0,9593	7,989	0,1252	46	45,62	0,7972	6,637	0,1507
17	16,93	0,9529	7,935	0,1260	47	50,61	0,7927	6,600	0,1515
18	17,92	0,9465	7,882	0,1269	48	50,60	0,7883	6,563	0,1524
19	18,90	0,9402	7,830	0,1277	49	50,59	0,7839	6,526	0,1532
20	19,89	0,9340	7,778	0,1286	50	50,58	0,7796	6,490	0,1541
21	20,88	0,9279	7,727	0,1294	51	50,57	0,7753	6,455	0,1549
22	21,87	0,9218	7,676	0,1303	52	51,55	0,7711	6,420	0,1558
23	22,86	0,9159	7,627	0,1311	53	52,54	0,7669	6,385	0,1566
24	23,85	0,9100	7,578	0,1320	54	53,53	0,7628	6,350	0,1575
25	24,84	0,9042	7,529	0,1328	55	54,52	0,7587	6,316	0,1583
26	25,83	0,8984	7,481	0,1337	56	55,51	0,7547	6,283	0,1592
27	26,82	0,8927	7,434	0,1345	57	56,50	0,7507	6,249	0,1600
28	27,81	0,8871	7,387	0,1354	58	57,49	0,7467	6,216	0,1609
29	28,80	0,8816	7,341	0,1362	59	58,48	0,7428	6,184	0,1617
30	29,79	0,8762	7,296	0,1371	60	59,47	0,7389	6,151	0,1626

Tableaux des densité API et Baumé, et facteurs de pondération (suite)

Densité API	Densité Baumé	Densité	lb/densité US	Gallon amér./lb	Densité API	Densité Baumé	Poids spécifique	lb/densité US	Gallon amér./lb
61	60,46	0,7351	6,119	0,1634	81	80,25	0,6659	5,542	0,1804
62	61,45	0,7313	6,087	0,1643	82	81,24	0,6628	5,516	0,1813
63	62,44	0,7275	6,056	0,1651	83	82,23	0,6597	5,491	0,1821
64	63,43	0,7238	6,025	0,1660	84	83,22	0,6566	5,465	0,1830
65	64,42	0,7201	5,994	0,1668	85	84,20	0,6536	5,440	0,1838
66	65,41	0,7165	5,964	0,1677	86	85,19	0,6506	5,415	0,1847
67	66,40	0,7128	5,934	0,1685	87	86,18	0,6476	5,390	0,1855
68	67,39	0,7093	5,904	0,1694	88	87,17	0,6446	5,365	0,1864
69	68,37	0,7057	5,874	0,1702	89	88,16	0,6417	5,341	0,1872
70	69,36	0,7022	5,845	0,1711	90	89,15	0,6388	5,316	0,1881
71	70,35	0,6988	5,817	0,1719	91	90,14	0,6360	5,293	0,1889
72	71,34	0,6953	5,788	0,1728	92	91,13	0,6331	5,269	0,1898
73	72,33	0,6919	5,759	0,1736	93	92,12	0,6303	5,246	0,1906
74	73,32	0,6886	5,731	0,1745	94	93,11	0,6275	5,222	0,1915
75	74,31	0,6852	5,703	0,1753	95	94,10	0,6247	5,199	0,1924
76	75,30	0,6819	5,676	0,1762	96	95,09	0,6220	5,176	0,1932
77	76,29	0,6787	5,649	0,1770	97	96,08	0,6193	5,154	0,1940
78	77,28	0,6754	5,622	0,1779	98	97,07	0,6166	5,131	0,1949
79	78,27	0,6722	5,595	0,1787	99	98,06	0,6139	5,109	0,1957
80	79,26	0,6690	5,568	0,1796	100	99,05	0,6112	5,086	0,1966

La relation entre les degrés Baumé ou API et la densité est exprimée par les formules suivantes :

- Pour les liquides plus légers que l'eau :

$$\text{Degrés Baumé} = \frac{140}{G} - 130 ,$$

$$D = \frac{140}{130 + \text{degrés Baumé}}$$

$$\text{Degrés API} = \frac{141,5}{G} - 131,5 ,$$

$$D = \frac{141,5}{131,5 + \text{degrés API}}$$

- Pour les liquides plus lourds que l'eau :

$$\text{Degrés Baumé} = 145 - \frac{145}{G} ,$$

$$D = \frac{145}{145 - \text{degrés Baumé}}$$

D = Densité = rapport entre le poids d'un volume donnée d'huile à 15,5°C (60°F) et le poids du même volume d'eau à 15,5°C (60°F).

Les tableaux précédents sont basés sur le poids d'1 gallon (U.S.) d'huile occupant un volume de 231 pouces cubes à 15,5°C (60°F) dans de l'air à une pression de 760 mm et une humidité de 50 %. Le poids supposé d'1 gallon d'eau à 15,5°C (60°F) dans l'air est de 8,32828 livres.

Pour déterminer la densité résultante en mélangeant des huiles de densités différentes :

$$\blacksquare D = \frac{md_1 + nd_2}{m + n}$$

- D = Densité du mélange
- m = proportion d'huile de densité  $d_1$
- n = proportion d'huile de densité  $d_2$
- $d_1$  = densité de l'huile m
- $d_2$  = densité de l'huile n

## 15.14 Autres conversions utiles

Conversion de	Vers	Substituer dans la formule
ft <sup>3</sup> (méthane)	BTU	1 000 (env.)
ft <sup>3</sup> d'eau	lb d'eau	62,4
Degrés	Radians	0,01745
gal	lb d'eau	8,336
Grammes	Onces	0,0352
Puissance (méca.)	ft lb/min	33 000
Puissance (élec.)	Watt	746
kg	lb	2,205
kg/m <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup>	0,06243
kilowatt	Puissance	1,341
lb	kg	0,4536
lb d'air (14,7 psia et 60°F)	ft <sup>3</sup> d'air	13,1
lb/ft <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	16,0184
lb/h (gaz)	ft <sup>3</sup> std/h	13,1/Poids spécifique
lb/h (eau)	gal/min	0,002
lb/s (gaz)	ft <sup>3</sup> std/h	0,41793/Poids spécifique
Radians	Degrés	57,3
ft <sup>3</sup> std/h (air)	ft <sup>3</sup> std/h (propane)	0,81
ft <sup>3</sup> std/h (air)	ft <sup>3</sup> std/h (butane)	0,71
ft <sup>3</sup> std/h (air)	0,6 ft <sup>3</sup> std/h (gaz naturel)	1,29
ft <sup>3</sup> std/h	m <sup>3</sup> /h	0,028317

## 15.15 Préfixes et suffixes métriques

Facteur de multiplication	Préfixe	Symbole
$1\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000 = 10^{18}$	exa	E
$1\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000 = 10^{15}$	péta	P
$1\ 000\ 000\ 000\ 000 = 10^{12}$	téra	T
$1\ 000\ 000\ 000 = 10^9$	giga	G
$1\ 000\ 000 = 10^6$	méga	M
$1\ 000 = 10^3$	kilo	k
$100 = 10^2$	hecto	h
$10 = 10^1$	déca	da
$0,1 = 10^{-1}$	déci	d
$0,01 = 10^{-2}$	centi	c
$0,001 = 10^{-3}$	milli	m
$0,000\ 001 = 10^{-6}$	micro	$\mu$
$0,000\ 000\ 001 = 10^{-9}$	nano	n
$0,000\ 000\ 000\ 001 = 10^{-12}$	pico	p
$0,000\ 000\ 000\ 000\ 001 = 10^{-15}$	femto	f
$0,000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 001 = 10^{-18}$	atto	a



# Index



\*Les numéros de pages en caractères gras indiquent des tableaux. Les numéros de pages en italique indiquent des images et des schémas.

## A

### abréviations des matières non métalliques 147

#### à cage

- corps de vanne 57
- organes internes 57

#### accessoire 27

#### actionneur 28, 77, 93, 96, 97

- à action directe 20, 77
- à action inverse 21, 22
- calculs de force 126
- crémaillère 79
- dimensionnement 123
  - robinet à soupape 123
  - vanne rotative 126
- double effet 25
- électrique 79, 80
- ensemble 28
- maintenance 185
- manuel 79
- membrane 77, 78
- niveau 23
- piston 21, 78, 185
- ressort 18
- ressort et membrane 182, 185
- tige 18
  - extension 18
  - force 18

**actionneur à action directe** *voir* actionneur

**actionneur à action inverse** 21, 22, 77

**actionneur à crémaillère** 79

**actionneur électrique** *voir* actionneur

**actionneur électro-hydraulique**  
*voir* actionneur

**à gain fixe** *voir* positionneur

**American National Standards Institute (ANSI)** 28

**American Petroleum Institute (API)** 28, 193  
densité et facteurs de pondération 335, 336

**American Society for Testing and Materials (ASTM)** 28

**American Society of Mechanical Engineers (ASME)** 28, 193

**amplificateur** *voir* amplificateur de volume

**amplificateur de volume** 33, 88

**ANSI** *voir* American National Standards Institute

**anti-déflagration** 205

**à ouverture rapide** *voir* caractéristique du débit

**arbre** 25

- torsion 32

**arcade** 23, 79

**arrêt par déclenchement**

- système 95
- vanne 96

**arroseur de vapeur** 171, 172

**ASME** *voir* American Society for Mechanical Engineers

**ASTM** *voir* American Society for Testing and Materials

**à tige coulissante**

- garniture *voir* garniture
- vanne *voir* vanne

## B

**bague de retenue** 21

**bande morte** 28, 37, 38

**boisseau sphérique**

- à encoche en V 24, 59, 127
- à passage intégral 23

robinet 62, 135, 222, 223

segmenté 23, 24, 59, 60

### **boisseau sphérique à encoche en V**

*voir* vanne

### **boisseau sphérique segmenté** *voir* vanne

### **boîte, membrane** *voir* membrane

### **boucle** 28, 31, 108, 163, 168

fermé 28, 49

gain 31

ouvert 31

### **boucle d'essai de performance** 36

### **boucle fermée** *voir* boucle

### **boucle ouverte** 31

### **boulon, serrage** 178

### **bride** 311, 313, 314

à joint d'étanchéité boulonné 63, 64

détachable 22

inférieure 19

### **bride inférieure** 19

### **bride séparable** 22, 105

### **bruit**

atténuation 152, 155

contrôle 132

prédiction 130

aérodynamique 130, 132

hydrodynamique 132, 135

récapitulatif 135

### **buse** *voir* désurchauffeur

### **buse à géométrie fixe** *voir* désurchauffeur

## **C**

### **cage** 19, 76

atténuation du bruit 135

caractérisée 74, 75

égal pourcentage 19

linéaire 19

ouverture rapide 19

### **cage caractérisée** *voir* cage

### **calcul de Cv** 113, 117

### **capacité** 25, 28

### **capteur** 32, 252, 257

### **caractérisation** 73

### **caractéristique** *voir* caractéristique du débit

### **caractéristique du débit** 26

égal pourcentage 29

inhérente 26, 30

installée 26, 30

linéaire 31

ouverture rapide 32

parabolique modifiée 27

personnalisée 155

réponse en fréquence 29

sélection de 109

### **caractéristiques personnalisées** 155

### **cavitation** 128, 130, 133, 154

choix de vanne 130

débit par à-coups 128

### **CEN** *voir* Comité Européen de Normalisation

### **chapeau** 18, 65

ensemble 18, 19

extension 20, 66, 154

soufflet d'étanchéité 18, 19, 66, 67

### **chapeau à soufflet** *voir* chapeau

### **chapeau élargi** *voir* chapeau

### **chute de pression**

dimensionnement admissible 113

facteur du taux 117

- CIE** voir Commission Électrotechnique Internationale
- clapet anti-retour** voir vanne
- clapet anti-retour à battant** voir vanne
- clapet de vanne caractérisé** 75
- clapet excentré** voir vanne
- classe de protection** 207, 209
- classes ATEX** 204
- classification des zones dangereuses** 196
- groupes d'équipements 198
  - homologations et définitions 196
  - sous-groupes d'équipements 198
  - système de classe et de division 196
  - système de zone 197
- codes d'indice de protection (IP)** 209
- coefficient de débit (Cv)** 26
- calcul 113, 117
  - nominal 27
  - relatif 27
- coefficient de débit relatif** 27
- coefficients, dimensionnement**  
voir dimensionnement
- Comité Européen de Normalisation (CEN)**  
193
- Commission Électrotechnique Internationale (CEI)** 195, 204
- classes de protection 207
- communication numérique dans les deux sens** voir positionneur
- conception d'actionneur et de positionneur** 39
- conception de positionneur I/P analogique** voir positionneur
- conduits filetés à visser** voir mode de raccordement
- constante de temps** 33
- constantes d'équation** 111
- construction PDTC (Push-Down-to-Close, enfoncer pour fermer)** 27
- construction PDO (Push-Down-to-Open, enfoncer pour ouvrir)** 27
- contournement de turbine**
- actionnement 173, 174
  - composants 172
  - système 172
  - vanne 172, 173
- contrôle**
- boucle 17, 28, 108, 163, 168
  - plage 28, 46
  - système 28
- contrôleur numérique de vanne** 85, 86, 89, 94, 256
- communication numérique dans les deux sens 86
  - diagnostic 86
- conversion**
- autre 337
  - masse 330
  - pression 331
  - température 332
- conversions**
- autre 337
  - masse 330
  - pression 331
  - température 332, 333
- corps de vanne** voir vanne
- corps de vanne monobloc** 56
- corps de vanne supérieur** voir vanne
- couple**
- début de course 126
  - dynamique 126
  - équations 126
  - facteurs pour vannes rotatives 127

**course** 33, 187

écart 181

indicateur 33

nominal 27

**cylindre** voir piston

## D

**débit inverse** 24

**débit maximum** voir débit

**débit standard** 25

**défaillance**

détection 180

isolement 180

**densité Baumé et API, et facteurs de pondération** voir American Petroleum Institute

**déséquilibre** 123

dynamique 26

force 123

statique 22

**désurchauffage** 163, 164

**désurchauffeur** 171

à atomisation de vapeur 168

assisté à vapeur 168

buse à géométrie fixe 166, 167

buse à géométrie variable 167, 171

conception 166

conception autonome 167, 168

inséré 163

installation 163

pénétration du jet 165

**désurchauffeur de vapeur** 171

**désurchauffeur en anneau** 171

**détente** 128, 129

causes du débit par à-coups 128

choix de vanne 129

**diagnostic** voir positionneur

**diagramme de Bode** 28

**diffuseur**

en ligne 133

événement 133

**diffuseur d'événement** 133

**diffuseur en ligne** 133

**dimensionnement** 32, 47, 98, 109

abréviations et terminologie 110

actionneurs

pour robinets à soupape 123

pour vannes rotatives 126

coefficients pour robinets à soupape 121

coefficients pour vannes rotatives 122

vannes

pour fluides compressibles 116

pour liquides 112

**dimensionnement admissible, chute de pression** voir chute de pression

**dimensionnement d'actionneur rotatif** 126

**dimensionnement de vanne** 109

pour fluides compressibles 116

pour liquides 112

**dimensions** voir face à face

**Dimensions des brides selon les normes de tuyauterie américaines** 311

diamètre de bride 313, 314

diamètre du cercle de perçage 311

épaisseur de bride pour les raccords à bride 314, 315

nombre de goujons et diamètre 312, 313

**dimensions face à axe**

robinets à soupape d'équerre à face surélevée 104

**dimensions face à face**

- robinets à soupape à bride séparable 105
- robinets à soupape aux extrémités à emboîtement soudé **103, 104**
- robinets à soupape aux extrémités soudées bout à bout **102, 103**
- robinets à soupape aux extrémités vissées **104**
- robinets à soupapes à brides **100, 101, 102**
- vannes papillon à une bride et sans bride **106**
- vannes papillon haute pression à excentration **106**
- vannes rotatives avec ou sans bride **105**

**disque** *voir* vanne

**disque conventionnel** *voir* disque

**disque excentré** *voir* vanne

**données des conduites** 302

**données d'ingénierie** 260

**données OREDA** 255

**double effet** *voir* actionneur

**douille** 19, 21

**dureté** 30

**dynamique**

- couple *voir* couple
- déséquilibre 26
- temps 40

**E**

**égal pourcentage** *voir* caractéristique du débit

**électrovanne** 93, 94, 95, 240, 241

**élément de contrôle final** 29, 253, 258

**émissions fugitives** 68

**engagement du filetage** 303

**enthalpie** 29, 276, 277, 278, 279, 280, **281, 282, 283**

**entropie** 29, 276, 277, 278, 279, 280, 281, 282, 283

**équipement de mise en route** *voir* organes internes

**équipement d'essai hydrostatique**  
*voir* organes internes

**équipement électrique** *voir* protection

**équipement interne à capacité restreinte**  
76

**équipement non électrique** *voir* protection

**équivalences de débit volumique** 329

**équivalences de longueur** *voir* équivalents

**équivalences de volume** 329

**équivalents**

- débit volumique 329
- longueur 325
- pouces entiers en millimètres 325
- pouces fractionnaires en millimètres **326, 327, 328**
- pression 330
- volume 329
- zone 329

**erreur sur le zéro** 33

**essai de course partielle** 89, 254, 255, 256

**essais**

- boucle de performance 36
- course partielle 89, 255, 256
  - techniques 254
- exigences en matière d'essais SIS 257
- méthodes en ligne 255
- non destructif 147

**étalonnage**

- courbe 28
- cycle 28

**étendue** 33

**F****facteur de géométrie du conduit** 112, 117**FCI** *voir* Fluid Controls Institute**fermé par manque d'énergie** 26**fissures dues au sulfure** 157**Fluid Controls Institute (FCI)** 29, 71, 194**fluide moteur** 31**friction** 29, 38, 124, 125, **138, 139**, 182**friction statique** 33**fuite d'air, instrument** *voir* instrument**G****gain** 30, 44boucle **31, 45**inhérent de la vanne **30**installé de la vanne **31, 45**procédé **32****gaine en caoutchouc** 21**garniture** 21, 31, 68

anneau V en PTFE 67, 70

boîte (ensemble) 21

ENVIRO-SEAL duplex 71, 72

ENVIRO-SEAL graphite 71, 72, 73

ENVIRO-SEAL PTFE 71, 72

friction 124, **125**

graphite laminé et filament 68

HIGH-SEAL graphite ULF 73

ISO-Seal graphite 73

ISO-Seal PTFE 71

ruban de graphite 73

sélection 136

pour vannes à tige coulissante 73, **74, 137, 138**pour vannes rotatives 73, **74, 138, 139**

tige 185

vanne de régulation 67

**garniture en graphite** *voir* garniture**guidage par le clapet** *voir* guidage par le clapet de la vanne**guidage par le clapet de la vanne** 76

guidage par la cage 76

guidage par le passage 76

guidage supérieur et inférieur 76

**H****HIPPS (système de protection haute performance contre les surpressions)** 257, 258**homologation** *voir* normes**hydrocarbures, constantes physiques des** 270, 271, 272, 273**hystérésis** 30**I****ignifuge** 199, 200, 205**inhérente**

caractéristique 30, 156

caractéristique du débit 26

gain de la vanne 30

plage de pression de la membrane 26

**inséré** *voir* désurchauffeur**installation**

techniques 177

**installée**

caractéristique 26, 44

gain de la vanne 31, 45

plage de pression de la membrane 26

**instrument**

fuite d'air 181

pression 31

qualité de l'air 182

**Instrument Society of America (ISA)** 31, 194

**interrupteurs de fin de course** 93

**I/P (courant/pneumatique)** 31, 85

transducteur 87, 88

**ISA** voir Instrument Society of America

## J

**jeu entre-dents** 28

**joint**

bague 25

coulissant 25

douille 21

étanchéité du cylindre 19

**joint coulissant** 25

## L

**limites de fonctionnement** 31

**linéaire**

cage 19, 74

caractéristique 31

**linéarité** 31

## M

**maintenance**

actionneur 185

prédictive 180, 181

préventive 180

réactive 180

vanne de régulation 179

**maintenance prédictive** 180, 181

**maintenance préventive** 180

**maintenance réactive** 180

**manuel**

actionneur voir actionneur

opérateur voir volant de manœuvre

**Manufacturers Standardization Society (MSS)** 195

**marge de réglage théorique** 27

**matériaux**

abréviations des matières non métalliques 147

corps de vanne 139, 268, 269

désignations 141

dureté 30

garniture 68

**membrane** 19

actionneur 19, 77, 78, 182

boîte 19

plage de pression 25

plage de pression inhérente 26

plage de pression installée 26

plaque 20

vanne voir vanne

**modes de raccordement** 63

autre 65

brides à goujon boulonné 63, 64

conduits filetés à visser 63

soudé 64

**moniteur de position sans fil** 93

**montage à tourillon** 25

## N

**National Association of Corrosion Engineers (NACE International)**  
31, 195

NACE MR0103 159

NACE MR0175 159

Révisions de NACE MR0175 avant 2003 158

## **National Electrical Manufacturer's Association (NEMA)**

classe de protection 207

## **Niveau de protection des équipements (EPL)** 201, 202

## **Niveau d'intégrité de la sécurité (SIL)** 253, 258

## **nominal**

coefficient de débit 27

course 27

## **normes** 192

brides conformes aux normes européennes 194

brides en acier moulé **316**

émissions fugitives 69

matériaux conformes aux normes européennes 194

sécurité 253

vanne de régulation 193

vannes industrielles conformes aux normes européennes 193

## **normes européennes concernant les brides** 194

## **normes européennes concernant les matériaux** 194

## **normes européennes concernant les vannes industrielles** 193

## **O**

## **Occupational Safety and Health Administration (OSHA)** 31

## **organe de fermeture** 19, 28

guide 19

## **organes internes** 22, 33, 57, 132

à siège souple 22

atténuation de la cavitation 155

atténuation du bruit 155

capacité restreinte 76

considérations pour la mise à niveau 185

pour rinçage, essai hydrostatique ou mises en route 179

## **oscillation** 30

## **ouvert par manque d'énergie** 26

## **ouverture sur défaut** 26

## **P**

## **parabolique modifiée** *voir* caractéristique du débit

## **passage** 21

## **pénétration du jet** 165

## **pièces**

entretien et réparation 183

pièces détachées recommandées 183

## **pièces détachées** 183

## **pièces d'origine** *voir* pièces

## **piston** 21

actionneur 21, 78, 79

cylindre 19

double effet 78

joint d'étanchéité du cylindre 19

maintenance 185

## **plage** 26, 28, 32, 46

## **plage fractionnée** 32

## **point de consigne** 32

## **positionneur** 31, 83

conception 84

contrôleur numérique de vanne 85

I/P analogique 85

pneumatique 83

## **positionneur à deux étages** *voir* positionneur

**positionneur basé sur microprocesseur***voir* positionneur**positionneur pneumatique***voir* positionneur**positionneur simple effet** 84, 85**pratiques de câblage** 203**prédiction du bruit hydrodynamique***voir* bruit**préfixes et suffixes métriques** 338**premier ordre** 29**pression**

alimentation 20, 31, 33, 181

conversion 331

équivalences 330

étendue 25

instrument 31

plage 26

**pression d'alimentation** 33, 42, 181*voir* pression**procédé**

contrôle 27

gain 32

optimisation 46

récupération 180

variabilité 32, 35

**procédures de contrôle non destructif** 147

contrôle magnétoscopique (surface) 147

radiographie (volumétrique) 148

ressuage (surface) 148

ultrasons (volumétrique) 148

**programme de diagnostic non intrusif** 181**propriétés de**

eau 283, 284

liquide et vapeur saturée 276, 277, 278, 279,  
280, 281, 282, 283

vapeur saturée 284, 285, 286, 287, 288, 289,

290, 291, 292, 293

vapeur surchauffée 293, 294, 295, 296, 297,  
298, 299, 300, 301**propriétés de la vapeur saturée** 284, 285,  
286, 287, 288, 289, 290, 291, 292, 293**propriétés de la vapeur surchauffée** 293,  
294, 295, 296, 297, 298, 299, 300, 301**protection** 177, 199

équipement électrique 199

équipement non électrique 200

Niveau de protection des équipements (EPL)  
201

niveaux de 201

techniques et méthodes 205

**Q****qualité de l'air, instrument** *voir* instrument**R****raccordement à souder** 64**rapport des chaleurs massiques** 273**reflux** 25**Réfrigérant 717 (Ammoniac)** 276, 277, 278,  
279, 280, 281, 282, 283**réglage sur banc** 25, 186

force exercée sur le siège 187

**relais** 32

réglage 181

**répétabilité** 32**réponse**

temps 40

**réponse en fréquence** *voir* caractéristique  
du débit**résolution** 32**ressort**

débit 27

dispositif de réglage 22

siège 22

**ressort et membrane** voir actionneur

### **rétroaction**

boucle de contrôle 17, 108

signal 29

**rinçage** 179

**robinet à manchon déformable** voir vanne

**robinet à papillon** voir vanne

**robinet à pointeau** voir vanne

**robinet à soupape** 20, 55, 123, 214, 215, 216, 226, 238

à cage 57

à double siège 57

à une voie 55

post-guidage et guidage par le passage 56

trois voies 20, 58

**robinet d'équerre** voir vanne

**robinet-vanne** voir vanne

**rotation maximale** 127

**roulement d'embout de bielle** 24

## **S**

**sans brides** 106, 223

à géométrie assistée 168, 169

**second ordre** 32

**sécurité intrinsèque** 199

technique 205

### **sélection**

caractéristiques du débit 109

garniture voir garniture

vanne de régulation 100

vannes pour fonctionnement avec cavitation 130

vannes pour fonctionnement avec détente 129

**sensibilité** 32

**siège** 22

bague 22

maintenance 186

remplacement 186

charge 22, 124

force 124, 187

recommandée **124**

fuite 27

admise **108**

classement **107**

ressort 22

**signal** 32

rétroaction 29

séquençage de l'amplitude (plage fractionnée) 32

**silencieux** 134

### **statique**

déséquilibre 22

friction 33

gain 30

**surface utile** 26

**système de contrôle automatique** 28

**système de zone** 197, 202, 203

**Système instrumenté de sécurité (SIS)** 89, 250, 252

capteurs 252

élément de contrôle final 253

essai de course partielle 89

fonction de sécurité et certification de produit 89

normes 253

solveur logique 252

## **T**

**T63** 33

**technique non incendiaire (ou de type n)** 206

**température**

code 202, **203**

conversion **332, 333**

formules de conversion **332**

**temps de réponse** 32, **41, 43**

**temps mort** 29, 40, 42

## tige

connecteur 22

garniture

maintenance 185

**transducteur, I/P** voir I/P

**transmetteur de position** 92

## U

**Union Européenne (UE) - Directive ATEX  
2014/34/UE** 204

**usage nucléaire** voir vanne

## V

**valeurs nominales de pression/  
température** 142, 143, 144, 145, 146

**validation** 180

**vanne** 33

à battant voir vanne : anti-retour

à boisseau sphérique 62

à cage 57

accessoires 82

à deux voies 57

angle 18

anti-retour 217, 218, 219, 221, 232, 233, **234, 235, 236, 237, 238**

à passages multiples 63, 224

à récupération rapide 26

arrêt par déclenchement 96

à soupape voir robinet à soupape

à une voie 55 voir robinet à soupape

boisseau sphérique 60, 62, 178, 222, 223

boisseau sphérique à encoche en V 24, 59, **127**

chapeau voir chapeau

clapet 23

caractérisé 75

clapet excentré 24, 61, 62

conditionnement de la vapeur 169, 170

contournement de turbine 172

corps 22, 23

capacité 28

course 33, 187

cryogénique 153

dérivation 172, 173, 219, 221

dimensionnement 32

disque conventionnel 24, 215

disque excentré 24

électrovanne 93, 94, 95, 241

excentration 20

faible débit 152

faible récupération 26

gain 30, 31, 45

inhérente 30

installée 31

garniture voir garniture

haute capacité 151

haute température 153

hydraulique 28

maintenance 176, 179

manchon déformable 222

matériaux voir matériaux

membrane 221

à déversoir 222

à passage direct 222

mode de raccordement voir mode de raccordement

monobloc 56

normalement fermée 27

normalement ouverte 27

normes *voir* normes  
 nucléaire 156  
 papillon 59, **106**, 223, 224  
   haute performance 61, **127**  
 performance 34, 38, 354  
 post-guidage et guidage par le passage 56  
 protection 177, 199, 201  
 robinet-vanne 211, 212  
 rotative 25  
 sanitaire 58  
 sans bride 24  
 sélection 129, 130  
 spéciale 133, 150, 152  
 stockage 177  
 style 46, 55  
 techniques d'installation 177  
 temps de réponse 40, **41**  
 terminologie des fonctions et caractéristiques 25  
 tige 23, 185  
 tige coulissante 17, 18, 80, **137**  
 trois voies 58  
 type 43, 211  
 zones non équilibrées **123**

**vanne à double siège** *voir* vanne

**vanne à faible débit** *voir* vanne

**vanne à faible récupération** *voir* vanne

**vanne à guidage par le passage**  
*voir* robinet à soupape

**vanne à post-guidage** *voir* vanne

**vanne à récupération rapide** *voir* vanne

**vanne à trois voies** *voir* vanne

**vanne à une voie** *voir* vanne

**vanne cryogénique** *voir* vanne

**vanne d'arrêt** *voir* vanne

**vanne de conditionnement de la vapeur**  
 169, 170

**vanne de dérivation** *voir* vanne

**vanne de régulation** *voir* vanne

**vanne désaxée** *voir* vanne

**vanne haute capacité** *voir* vanne

**vanne haute pression** *voir* vanne

**vanne haute température** *voir* vanne

**vanne normalement fermée** *voir* fermeture  
 sur défaut

**vanne normalement ouverte**  
*voir* ouverture sur défaut

**vanne rotative** *voir* vanne

**vanne sans bride** *voir* vanne

**vena contracta** 27, 128

**volant à montage latéral** *voir* volant de  
 manœuvre

**volant à montage supérieur** *voir* volant de  
 manœuvre

**volant de manœuvre** 97

  montage latéral 97

  montage supérieur 97



# Annexe

## Ressources supplémentaires



## **Bibliographie**

*Vues d'ensemble et meilleures pratiques de l'industrie pour les ensembles de vannes de régulation*

## **Documentation technique**

*Spécifications détaillées des vannes, actionneurs et instruments*

## **Livres blancs**

*Expertise dans l'industrie et les applications de contrôle des procédés*

## **Autre**