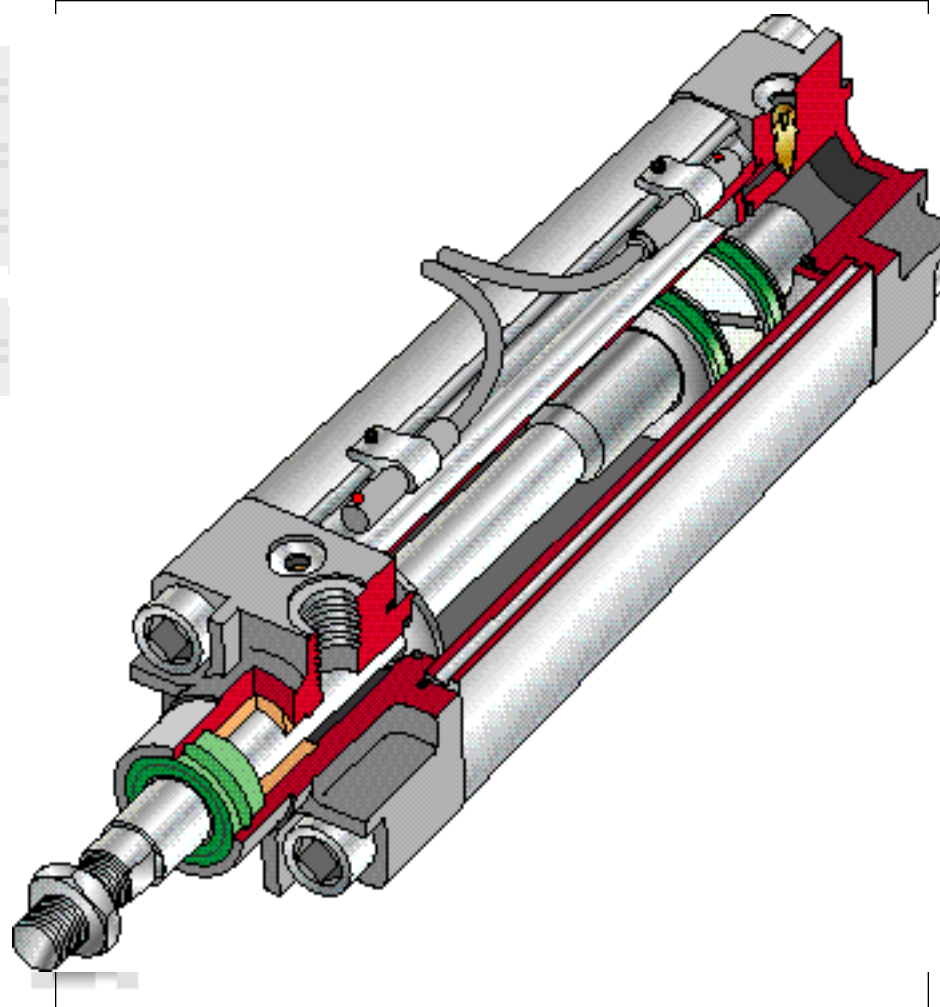

Le Guide Norgren pour le choix des vérins pneumatiques



- Théorie de conception
- Applications
- Sélection de l'alésage et de la course

SOMMAIRE

Introduction	5	Vérins démontables	20
Versions de base	5	Utilisation et entretien faciles	20
Vérins à simple effet	5	Exécutions légères et moyennes	20
Vérins à double effet	6	Vérins compacts, alésage 50 à 100 mm	20
Vérins avec piston magnétique	6	Profil ISO/VDMA/NFE	20
Vérins sans tige	6	ISO/VDMA/NFE (tirants apparents)	20
Vérins rotatifs	6	Exécution "industrie lourde"	20
Vérins à faible course	7	Fixations	21
Vérins à soufflet	7	Fixations rigides	21
Choix d'un vérin en fonction de la force de poussée	8	Fixations articulées	21
Force de poussée utile	8	Installation	22
Applications statiques de serrage	9	Règles de base pour le montage et la fixation	22
Applications dynamiques	9	Synchronisation de deux vérins pneumatiques	22
Réglage de la vitesse d'un vérin	9	Guidage anti-rotation	23
Comment déterminer la vitesse de déplacement d'un vérin	11	Blocage	24
Temps de cycle	11	Vérins sans tige	24
Augmentation de la vitesse	12	Vérins sans tige avec frein	25
Consommation d'air comprimé d'un vérin	12	Distributeurs intégrés	25
Flambage de la tige	13	Fixations	25
Joints	14	Vérins sans tige, fortes charges	25
Joints O-ring de piston	14	Variantes pour vérins	26
Joints à lèvres	15	Double tige	26
Joints "Z"	15	Vérins à positions multiples	26
Joints O-ring de tube	15	Tandem	26
Joints d'amortisseur	15	Duplex	26
Joints de tige	15	Extrémités de tige à la demande du client	26
Soufflets sur tige	15	Températures d'utilisation extrêmes	26
Températures d'utilisation extrêmes	16	Vérins spéciaux	27
Bague de guidage	16	Vérins à course doublée	27
Amortissement pneumatique	16	Positionneurs et servo-vérins	27
Amortisseurs industriels	17	Applications en boucle ouverte	27
Normes	18	Applications en boucle fermée	27
Dimensions non-standard	18	Positionneurs en ligne	28
Types de constructions	19	Servo-vérins	28
Vérins indémontables	19	Positionneur universel	29
Micro-vérins	19	Vérins à tige creuse	30
Vérins cylindriques	19	Impacteurs	31
Micro-vérins ISO	19	Principe de fonctionnement	31
Vérins compacts, alésage 20 à 125 mm	19	Installation	32

LISTE DES ILLUSTRATIONS

Amortisseur autocompensé	41	Raccord banjo limiteur de débit	22
Amortisseur réglable	42	Schéma de raccordement de base	20
Boucle ouverte	84	Section de la bande d'étanchéité	69
Calcul de la masse effective	43	Section d'un joint à lèvres	33
Circuit d'amortissement externe	40	Section d'un joint O-ring de piston	32
Circuit de pré-échappement	26	Section d'un joint O-ring de tube	35
Commande en boucle fermée	85	Section d'un joint "Z"	34
Composants principaux d'un vérin	1	Série ISO miniature	46
Coupe d'un vérin Lintra	68	Soufflets sur tige	38
Coupe d'une valve d'échappement rapide	25	Support à 4 colonnes	97
Course doublée (un chariot fixe)	82	Synchronisation par crémaillères	61
Désalignement de la douille-guide	58	Tableau des forces en poussée et en traction des vérins à double effet	17
Deux vérins à positions multiples	78	Tableau des forces en poussée et en traction du ressort, des vérins à simple effet	16
Diamètres du piston et de la tige	15	Temps de cycle	25
Distributeur intégré	74	Trois types de filetage	81
Double tige	77	Types de joints	31
Double unité rotative	11	Types de montage d'un vérin	29
Ensemble pour le vide monté sur vérin à tige creuse	92	Unité de blocage	67
Exemple d'une application de rivetage	98	Unité de freinage	73
Exemple de montage sur un vérin d'un positionneur avec came (latte) conique	87	Unité de guidage ISO	64
Fixations pour vérins ISO	52	Unité de guidage ISO avec cartouches de blocage	65
Fixations pour vérins ISO/VDMA/NFE	53	Unité de translation	66
Fixations pour vérins sans tige	75	Unité rotative avec pignon et crémaillère	10
Graphique de la bande proportionnelle	90	Vérin à double effet sans amortissement	4
Graphique de mise à zéro	89	Vérin à faible course, double effet	13
Graphique d'énergie	95	Vérin à faible course, simple effet	12
Graphique de vitesse/pression	19	Vérin à soufflet	14
Guidage de précision à galets	72	Vérin à tige creuse	91
Guidage externe	71	Vérin ISO, VDMA, NFE à tirants apparents	50
Guidage interne	70	Vérin avec amortissement élastique	5
Influence de la charge sur la vitesse	24	Vérin avec amortissement réglable	6
Impacteur et distributeur	94	Vérin avec piston magnétique	7
Joint d'amortisseur	36	Vérin compact	47
Joints de tige et racleur	37	Vérin compact facile à utiliser	48
Les 3 étapes de l'opération	96	Vérin compact guidé	63
Limiteur pour grand débit, à clapet en ligne	23	Vérin cylindrique	45
Limiteurs de débit conventionnels	21	Vérin de construction "lourde"	51
Longue course	57	Vérin duplex	80
Longueur de course maximum	30	Vérin profilé ISO, VDMA, NFE	49
Longueur réelle, vérin avec fixation à l'arrière	27	Vérin rotatif à palette	9
Longueur réelle, vérin avec fixation centrale	28	Vérin sans tige	8
Micro-vérin	44	Vérin sans tige "fortes charges"	76
Modèles de fixations oscillantes	55	Vérin tandem	79
Modèles de fixations rigides	54	Vérin VDMA avec tige anti-rotation	62
Moment de flexion provoqué par une charge désaxée	59	Vérins à simple effet	2
Orifices de raccordement, sans et avec restriction	18	Vérins à simple effet sans ressort, poussée et traction	3
Plage d'énergie	93		
Poids du vérin	60		
Poids sur l'extrémité de la tige	56		
Positionneur à plage fixe	86		
Positionneur universel	88		
Principe de déplacements opposés synchronisés	83		
Principe de fonctionnement de l'amortissement	39		

INTRODUCTION

Les actuators pneumatiques, parmi lesquels les vérins linéaires sont les plus courants, sont des composants qui développent la force pendant les mouvements dans les systèmes d'automatismes. Un vérin pneumatique est un moyen simple, économique et facile à installer, idéal pour la réalisation d'un mouvement linéaire de puissance, dans une large gamme de vitesses. Une surcharge axiale ne causera pas de dommages internes. Des conditions défavorables peuvent être facilement tolérées telles que l'humidité, la sécheresse, des environnements poussiéreux et un nettoyage sous pression de manière répétée.

Le diamètre ou alésage d'un vérin lié à la pression détermine la force maximum qu'il peut développer et la course détermine la longueur maximum du déplacement linéaire qu'il effectue. Les vérins sont conçus pour travailler sous différentes pressions allant jusqu'à 16 bar. La pression de travail alimentant un vérin est normalement réglée par un régulateur de pression qui contrôle la force dans des limites acceptables. Comme exemple de force d'un vérin, un vérin de 40 mm d'alésage, travaillant à 6 bar de pression, peut aisément soulever un homme de 80 kg.

La figure 1 nous montre tous les éléments de construction d'un vérin à double effet, avec simple tige.

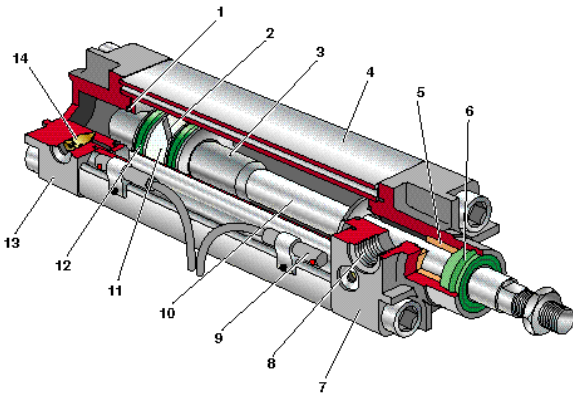


Figure 1: Composants principaux d'un vérin

Composants:

- | | |
|----------------------------|---------------------------------|
| 1 Joint d'amortisseur | 8 Orifice côté tige |
| 2 Aimant | 9 Capteur magnétique |
| 3 Douille d'amortisseur | 10 Tige |
| 4 Tube | 11 Bague de guidage |
| 5 Douille-guide | 12 Joint de piston |
| 6 Joint de tige et racleur | 13 Flasque arrière |
| 7 Flasque avant | 14 Vis de réglage d'amortisseur |

Les vérins pneumatiques sont réalisés en une large variété de dimensions, de modèles et types y compris ceux développant un mouvement rotatif. Chacun de ces modèles fait partie de notre gamme.

VERSIONS DE BASE

VERINS A SIMPLE EFFET

Les vérins à simple effet utilisent l'air comprimé comme force dans un seul sens de la course. La course de rappel est effectuée par l'action d'un ressort mécanique incorporé dans le vérin. Pour les vérins à simple effet sans ressort, le rappel est effectué par l'action de forces externes agissant sur la tige. La plupart des applications requièrent l'utilisation d'un vérin à simple effet avec ressort côté tige, maintenant la tige, en position rentrée au repos. Pour d'autres applications, il faut utiliser la version avec ressort côté fond. La figure 2 nous montre les deux modèles de vérins à simple effet.

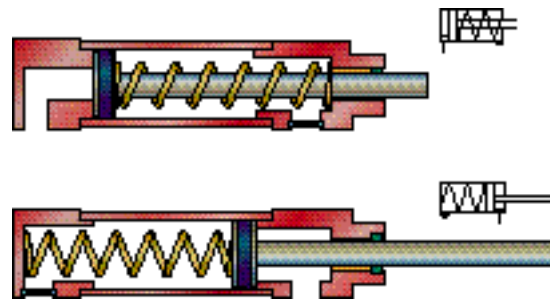


Figure 2: Vérins à simple effet

Le ressort d'un vérin à simple effet est calculé pour développer une force suffisante destinée à rappeler la tige dans sa position de repos. Ceci permet d'optimiser la face active du vérin sous l'effet de la pression. La plupart des vérins à simple effet se rencontrent dans les séries de modèles de petit alésage et de construction légère. Il n'est pas pratique d'utiliser des vérins à simple effet de longue course et de grand alésage, à cause de l'encombrement et du coût des ressorts nécessaires.

Les vérins à simple effet sans ressort de rappel développent une force totale en poussée ou en traction pour un travail performant. Ce sont souvent des vérins à double effet avec un filtre anti-poussière monté dans l'orifice de raccordement mis à l'atmosphère. Le vérin peut être conçu pour une course de travail tige sortante ou tige rentrante (figure 3).

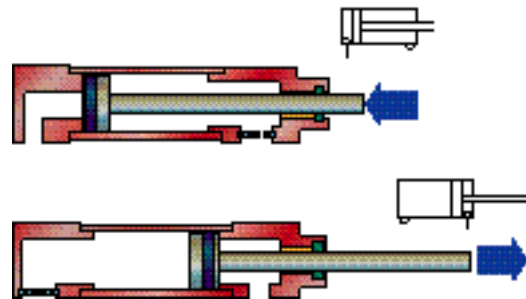


Figure 3: Vérins à simple effet sans ressort, poussée et traction

VERINS A DOUBLE EFFET

Les vérins à double effet utilisent l'air comprimé pour effectuer leurs courses sortantes et rentrantes. Ils effectuent parfaitement le mouvement en poussée et en traction dans la même application. Le réglage optimal de la vitesse avec un vérin à double effet se fait en contrôlant l'air d'échappement. Les vérins sans amortissement ont en fin de course un contact direct du piston contre chaque flasque (métal contre métal). Ils sont indiqués pour un travail avec une course entièrement accomplie à vitesse lente (figure 4). Pour des vitesses plus élevées, des butées externes équipées d'amortisseurs sont requises. Elles doivent être positionnées pour éviter un contact interne entre le piston et les flasques.



Figure 4: Verin à double effet sans amortissement

Les vérins avec amortisseurs possèdent dans leur construction un système d'absorption des chocs. Les vérins de petit alésage possèdent des amortisseurs non-réglables sous forme de disques élastiques fixés sur les deux flasques côté tige et côté fond (figure 5).

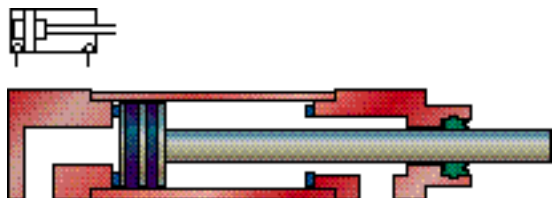


Figure 5: Verin avec amortissement élastique

Les autres vérins sont équipés d'amortisseurs réglables. Ceux-ci ralentissent progressivement la tige dans la dernière partie de la course par contrôle de l'échappement de l'air (figure 6). Le fonctionnement de l'amortisseur est montré en détail à la figure 39.

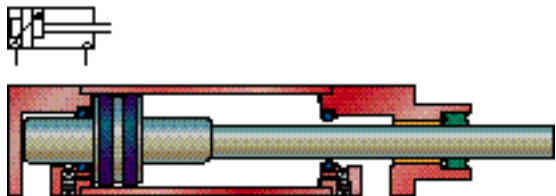


Figure 6: Verin avec amortissement réglable

VERINS AVEC PISTON MAGNETIQUE

Les vérins magnétiques possèdent un piston garni d'une bande magnétique sur son pourtour et ont un tube en matière non-magnétique. Le champ magnétique peut s'imaginer comme une plage circulaire entourant le tube. Ce champ se déplace avec le piston lorsque la tige accomplit sa course aller et retour.

En plaçant des capteurs magnétiques sur la face extérieure du tube, un à chaque extrémité par exemple, ceux-ci détectent chaque fin de course complète de la tige (figure 7).

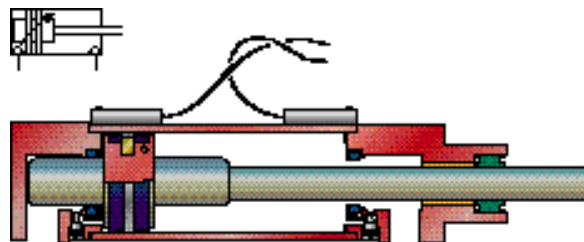


Figure 7: Verin avec piston magnétique

VERINS SANS TIGE

Pour certaines applications, on désire que le mouvement effectué par un vérin soit accompli le long du corps du vérin. Par exemple, un mouvement transversal au-dessous d'une bande de convoyeur, ou un mouvement d'élévation dans un espace restreint. Le nouveau concept du vérin sans tige est idéal pour ces réalisations. Le mouvement est obtenu par le déplacement d'un chariot le long d'un côté du tube profilé. Une fente sur toute la longueur du tube permet au chariot d'être relié constamment au piston. De longs rubans d'étanchéité et de protection à l'intérieur et à l'extérieur du tube empêchent une fuite d'air et l'introduction de poussières. La fente n'est dégagée que sur la partie située entre les joints à lèvres sur les extrémités du piston, lorsque celui-ci se déplace dans un sens puis dans l'autre (figure 8). Le contrôle du sens et de la vitesse est semblable à celui des vérins conventionnels.

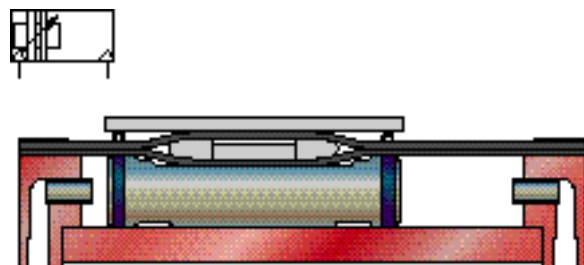


Figure 8: Verin sans tige

VERINS ROTATIFS

De nombreuses applications demandent des mouvements de rotation ou de torsion comme les pièces rotatives d'un gabarit de forage ou le mouvement de rotation d'un appareil de manipulation. Les vérins rotatifs effectuent des rotations allant jusqu'à 360°. Un module de rotation est représenté à la figure 9.

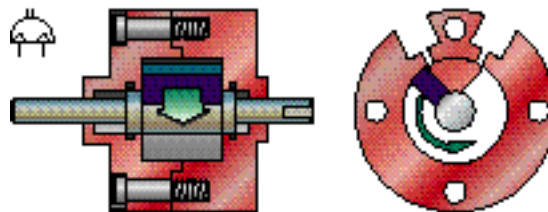


Figure 9: Verin rotatif à palette

Les unités rotatives avec pignon et crémaillère sont un autre genre de vérins rotatifs.

La construction à double effet avec pignon et crémaillère est montrée à la figure 10. Ces unités rotatives sont souvent utilisées dans les circuits de régulation des fluides pour la commande de vannes à quart de tour.

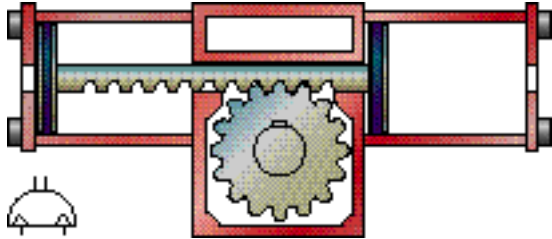


Figure 10: Unité rotative avec pignon et crémaillère

Le couple peut être doublé par l'adaptation d'une seconde unité rotative actionnant le même pignon (figure 11).

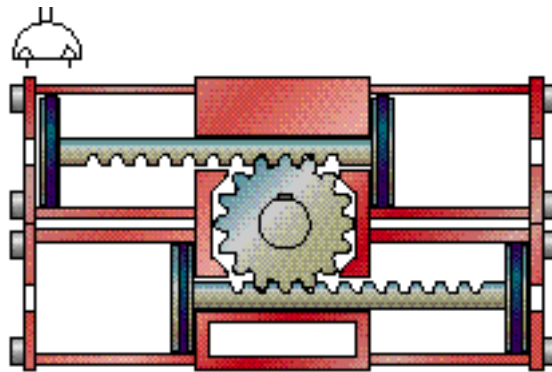


Figure 11: Double unité rotative

VERINS A FAIBLE COURSE

Dans des espaces restreints où une courte longueur de course est requise, on utilise ces vérins de faible encombrement par rapport à leur alésage. La plupart sont utilisés en version à simple effet (figure 12), mais ils sont également disponibles en version à double effet avec double tige de piston (figure 13). Ils sont généralement utilisés dans des applications légères.

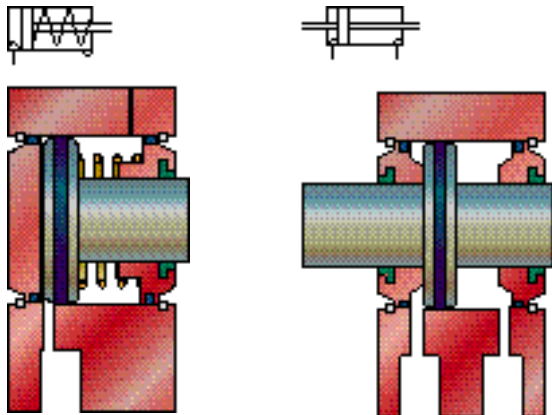


Figure 12:
Vérin à faible course, simple effet

Figure 13:
Vérin à faible course, double effet

VERINS A SOUFFLET

Les vérins à soufflet sont comparables à des accordéons simple effet s'allongeant lorsqu'on y insuffle de l'air. Ils sont semblables aux unités de suspension pneumatiques utilisées sur les gros camions. Ils réalisent de petites courses à grande puissance et acceptent aisément d'être courbés dans toute direction (figure 14). Les modèles à simple, double et triple circonvolutions développent une variété

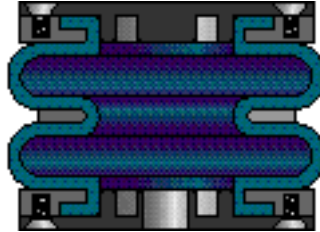


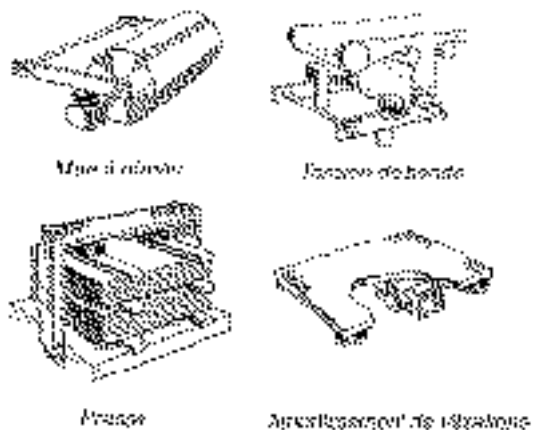
Figure 14: Vérin à soufflet

de courses de travail et sont disponibles en diamètres nominaux de 70 à 546 mm. Ils acceptent une déviation angulaire de 5° à 25° entre les deux plateaux de montage, suivant le modèle.

Ces vérins peuvent être utilisés comme ressorts pneumatiques et sont parfaits comme isolateurs de vibrations de masses. Pour éviter l'accumulation d'eau lorsqu'on utilise de l'air humide, les vérins à soufflet doivent être installés avec leur orifice de raccordement vers le bas, pour aider l'expulsion de l'humidité à chaque échappement au cours de chaque cycle.

Attention: L'extension et la compression des vérins à soufflet doivent être limitées mécaniquement. Les vérins à soufflet ne doivent jamais être mis en pression à vide sans charge ou sans butées de limitation de course, car ils subiraient alors une surextension et pourraient causer de sérieux dommages.

Exemples d'applications:



CHOIX D'UN VERIN EN FONCTION DE LA FORCE DE POUSSEE

La force théorique en poussée (course sortante) ou en traction (course rentrante) d'un vérin est calculée par la multiplication de la surface effective du piston par la pression de service. La surface effective en poussée est égale à la surface complète de l'alésage du vérin. La surface effective en traction est diminuée par la surface de la section de la tige (figure 15).

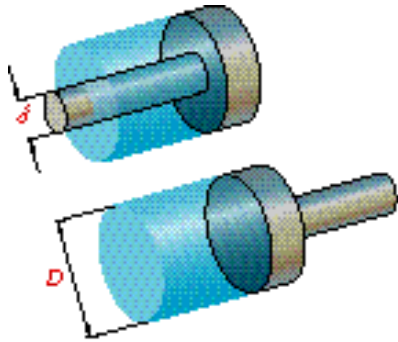


Figure 15: Diamètres du piston et de la tige

En pratique, on spécifie l'alésage (D) et le diamètre de la tige (d) en millimètres et la pression de service (P) en bar. Dans la formule, P est divisé par 10 pour exprimer la pression en Newtons par millimètre carré (1 bar = 0.1 N/mm²)

La force théorique (F) est donnée par la formule

$$\text{Poussée } F = \frac{\pi D^2 P}{40} \text{ Newtons}$$

$$\text{Traction } F = \frac{\pi(D^2 - d^2)P}{40} \text{ Newtons}$$

Dans laquelle

- D = Alésage du vérin en millimètres
- d = Diamètre de la tige de piston en millimètres
- P = Pression en bar
- F = Force en poussée ou en traction en Newtons

Exemple:

Pour calculer la force en poussée et en traction d'un vérin de 50 mm d'alésage, alimenté par une pression de service de 8 bar

$$\text{Poussée } F = \frac{\pi 50^2 \cdot 8}{40} = 1571 \text{ Newtons}$$

$$\text{Traction } F = \frac{\pi(50^2 - 20^2) \cdot 8}{40} = 1319 \text{ Newtons}$$

Le calcul de la force en poussée et en traction des vérins à simple effet équipés d'un ressort est plus compliqué. La force du ressort, en opposition soit à la force en poussée soit à la force en traction, augmente progressivement au fur et à mesure que la course s'achève. Elle doit être soustraite pour obtenir la force théorique. En pratique, les valeurs en poussée et en traction pour les vérins à double effet et à simple effet sont obtenues à partir des tableaux des forces des vérins se trouvant sur les pages de catalogue de chaque gamme de vérins. Ces valeurs sont données pour une pression de service de 6 bar. Les valeurs pour une autre pression de service peuvent être facilement calculées en multipliant les valeurs connues par la nouvelle pression puis divisée par 6.

Quand on estime les forces relatives en poussée pour des vérins de différents alésages, il est utile de se rappeler que la force en poussée augmente avec le carré du diamètre. En d'autres termes, si vous doublez le diamètre, vous quadruplez alors la force en poussée (figures 16 & 17).

Alésage mm	Poussée N à 6 bar	Traction min. du ressort N
10	37	3
12	59	4
16	105	7
20	165	14
25	258	23
32	438	27
40	699	39
50	1102	48
63	1760	67
80	2892	86
100	4583	99

Figure 16: Tableau des forces en poussée et en traction du ressort, des vérins à simple effet

Alésage mm (")	Ø de tige mm (")	Poussée N à 6 bar	Traction N à 6 bar
8	3	30	25
10	4	47	39
12	6	67	50
16	6	120	103
20	8	188	158
25	10	294	246
32	12	482	414
40	16	753	633
44.45 (1.75)	16	931	810
50	20	1178	989
63	20	1870	1681
76.2 (3)	25	2736	2441
80	25	3015	2721
100	25	4712	4418
125	32	7363	6881
152.4 (6)	(1 1/4)	10944	10260
160	40	12063	11309
200	40	18849	18095
250	50	29452	28274
304.8 (12)	(2 1/4)	43779	42240
320	63	48254	46384
355.6 (14)	(2 1/4)	59588	58049

Figure 17: Tableau des forces en poussée et en traction des vérins à double effet

FORCE DE POUSSEE UTILE

Lorsque l'on veut faire la sélection de l'alésage d'un vérin et de la pression d'utilisation adéquates dans une application, il faut d'abord estimer la force de poussée utile réellement nécessaire. Cette force utile sera considérée comme un pourcentage (inférieur à 100) de la force théorique du vérin à déterminer. Ce pourcentage variera en fonction de l'application: force statique à la fin du mouvement ou force dynamique pendant le mouvement comme un élévateur par exemple.

APPLICATIONS STATIQUES DE SERRAGE

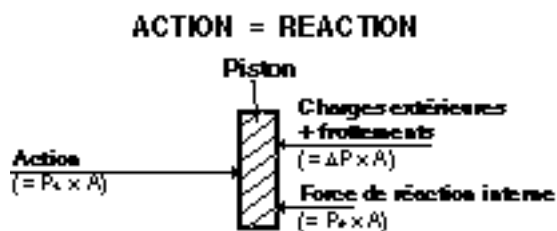
Dans une application de serrage, la force s'applique à l'arrêt du vérin. Cette force s'obtient lorsque la pression différentielle entre les deux chambres de part et d'autre du piston du vérin atteint une valeur maximum. Les seules pertes en force théorique sont dues à la friction. Ces pertes sont supposées encore agir après l'arrêt du vérin. De manière générale, il faut réduire la force de 10% pour la friction. Ce pourcentage augmente pour les vérins de petit alésage et diminue pour les très gros vérins.

Lorsque le vérin travaille verticalement, au-dessus ou au-dessous de l'objet à serrer, la masse des plaques de serrage diminue ou augmente la force de travail.

APPLICATIONS DYNAMIQUES

Pendant le mouvement, le vérin exercera une force (= la charge) et continue son déplacement à une vitesse déterminée. Ce mouvement uniformément rectiligne se déroule suivant les règles de physique en situation d'équilibre.

Une force d'Action est exercée sur le piston et les forces de Réaction veillent à l'équilibre.



La charge, le frottement compris, est ici convertie en un $P \times A$ (surface du piston).

La pression d'entrée (P_e) sera égale à la contre-pression dans la chambre de sortie (P_s) plus la différence de pression (ΔP). En pratique, on chargera un vérin pneumatique jusqu'à 50 à 70% de sa force théorique. En cas d'une forte charge, la contre-pression P_s devient très faible et le ΔP très grand. Pour chaque variation de charge, pendant le mouvement, la contre-pression P_s s'adaptera et modifiera la vitesse.

De façon simplifiée, on peut établir que le piston se déplace entre 2 coussins d'air avec une pression P_e et P_s .

Toutefois, afin d'obtenir un mouvement stable, la contre-pression doit maintenir une valeur suffisante et le vérin ne peut être chargé qu'à 75%.

Remarque: Pour des vitesses inférieures à 10 à 15 mm/s, il est difficile d'obtenir dans un vérin classique une situation d'équilibre à cause de l'effet "stick & slip" des joints.

REGLAGE DE LA VITESSE D'UN VERIN

On laisse parfois fonctionner un vérin à sa vitesse maximum, mais le plus souvent on voudra régler la vitesse en fonction des pièces en mouvement de la machine, de la charge d'amortissement, du bruit, etc.

La vitesse maximale d'un vérin est déterminée par:

- l'alésage du vérin
- les débits d'amenée et d'échappement, qui à leur tour sont déterminés par:
 - ★ la taille et le débit possibles dans les orifices de raccordement
 - ★ la taille et la longueur des tuyaux
 - ★ le débit (valeur K_v) du distributeur
- le pourcentage de charge par rapport à la force maximum. Ce pourcentage est toutefois influencé par la pression d'air comprimé appliquée.

La figure 18 montre que l'orifice de raccordement dans le vérin peut déjà être déterminant pour la vitesse maximum.

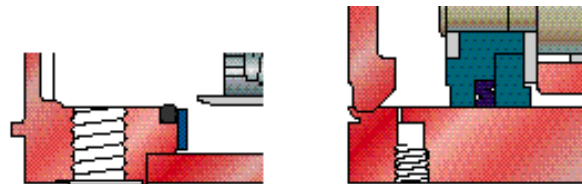


Figure 18: Orifices de raccordement, sans et avec restriction

Le petit passage dans la figure de droite donnera lieu à une petite vitesse, même si on choisit un distributeur avec un grand débit. Les vérins robustes avec un plein passage dans l'orifice de raccordement permettront une vitesse élevée.

Les vérins de construction légère auront de préférence un orifice de raccordement qui limite la vitesse maximum afin d'éviter les dommages en fin de course. Avec des vérins robustes ayant un plein passage dans l'orifice de raccordement, une vitesse quasi maximale sera atteinte si les raccords, les tuyaux et le distributeur correspondent au plein passage de l'orifice du vérin. Toutefois, pour beaucoup d'applications cette vitesse maximale n'est pas souhaitée et un distributeur plus petit peut être choisi. On voudra presque toujours régler la vitesse du mouvement d'un vérin en fonction de l'application et de la machine. Cela se fait par des limiteurs de débit; pour un vérin pneumatique ceux-ci étrangleront l'échappement de l'air comprimé. Une contre-pression élevée est donc obtenue et pendant le mouvement, le piston est bien pris entre 2 coussins d'air (pression P_e et P_s).

Plus haute est la contre-pression P_s , plus stable sera la vitesse du vérin, si une variation de charge ou un changement de friction survient, en d'autres mots pour une faible charge une contre-pression importante P_s en résulte un mouvement stable.

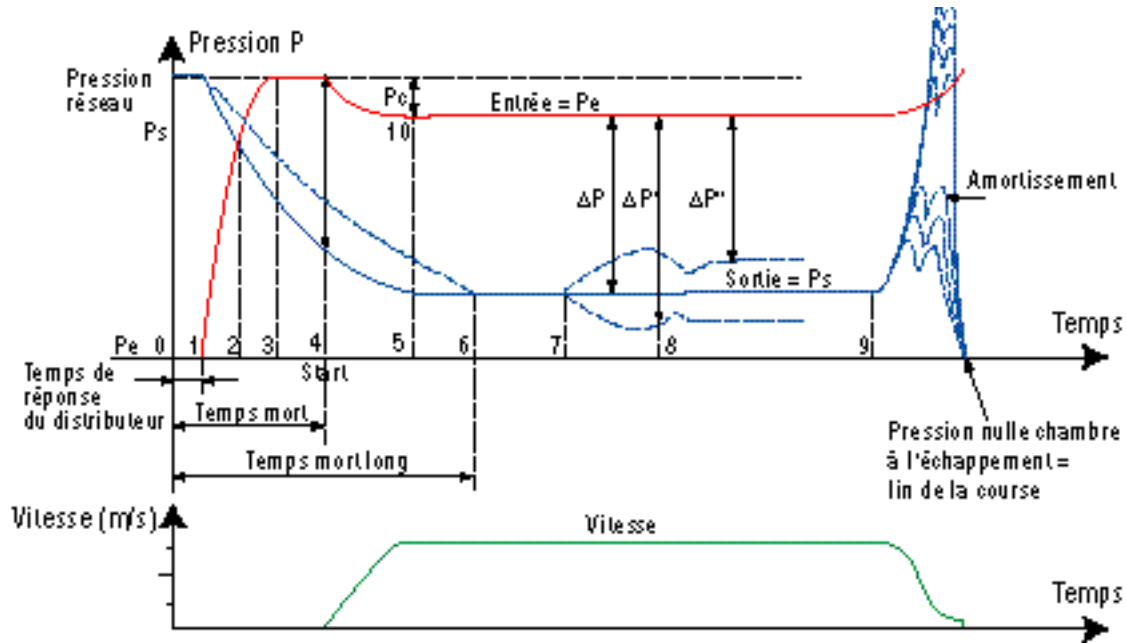


Figure 19: Graphique de vitesse/pression

La figure 19 illustre le déroulement de la pression et de la vitesse durant le mouvement d'un vérin avec un limiteur de débit à l'échappement.

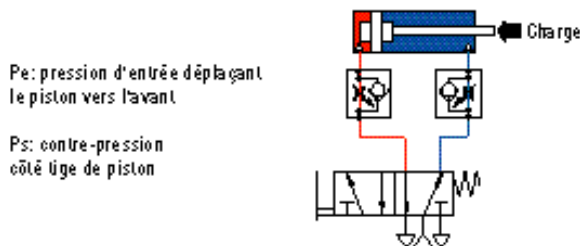


Figure 20: Schéma de raccordement de base

Que nous apprend ce graphique?

- 1) Chute de pression dans le tuyau d'alimentation
Dès qu'un débit d'air comprimé passe par un tuyau, une chute de pression se produit. Ceci se vérifie à la pression P_e ; dès que le piston entre en mouvement (à partir du point 4) une perte de charge est créée dans les canalisations (= P_c). Cette perte de charge P_c est proportionnelle à la vitesse. A vitesse maximum du piston, cette perte de charge peut atteindre 30% de la pression du réseau pour un vérin non chargé. Le débit d'alimentation devient également déterminant pour de grandes vitesses.
- 2) Temps mort (point 4)
Le temps mort ou temps d'attente avant le démarrage du vérin dépendra de la charge (= P) et de l'allure de la courbe d'échappement. Cette courbe dépendra de la vitesse souhaitée (réglage du limiteur de débit) et de la course (le volume) du vérin.
Une petite vitesse, une longue course et une grande charge engendrent un temps mort plus long (ex.: point 6).
- 3) Influence de la variation de la charge sur le mouvement
En pratique, la charge peut varier (par ex. variation des frictions).
Supposons d'abord que la charge augmente au point 7 de la figure 19. L'équilibre du mouvement uniforme sera rompu

par cette augmentation de charge. Il ne peut être rétabli que par une réduction correspondante de la force de réaction interne. La contre-pression doit donc d'abord diminuer ce qui se traduit par un ralentissement du vérin. Au point 8, la nouvelle différence de pression (P') a atteint sa bonne valeur; l'équilibre se rétablit et le mouvement sera à nouveau uniforme.

Si la charge diminue au point 7, le piston accélère, la pression P_s augmente jusqu'à une nouvelle valeur de P'' qui correspond à la nouvelle charge.

- 4) Fonctionnement de l'amortissement (voir également plus loin page 16)

Lorsque le piston pénètre dans l'amortisseur (point 9), on assiste à un brusque accroissement de la pression (P_s) dans la chambre d'amortissement. La valeur de cette pression dépend de l'énergie à amortir (masse et vitesse), du réglage du pointeau, de la construction du vérin, mais surtout de la contre-pression P_s présente au début de l'amortissement.

Remarque: Nous attirons à nouveau l'attention sur l'importance de la contre-pression. La capacité d'amortissement d'un vérin est exprimée en Nm/bar de contre-pression. Donc si la charge augmente, la contre-pression (avant l'amortissement) diminue et donc aussi la capacité d'amortissement.

Réglage de la vitesse à l'alimentation:

- Si les limiteurs de débit sont montés pour régler les débits d'entrée de l'air comprimé, le mouvement du vérin ne sera pas régulier, voire même saccadé. En effet, la contre-pression P_s tombe rapidement à zéro, car le débit d'échappement est libre. La pression d'alimentation P_e par contre va croître lentement dû au limiteur de débit; dès que sa valeur sera assez grande pour vaincre la charge, le vérin démarrera. Un tel montage, à faible vitesse, donnera lieu à un mouvement saccadé.
- Il peut toutefois y avoir des applications où il faut freiner l'alimentation. Un exemple est le mouvement moteur d'un vérin à simple effet; il n'existe pas de contre-pression de l'autre côté du piston.
Un autre exemple est un vérin de petit alésage avec, en

proportion une grosse tige de piston, résultant en une grande différence de surface d'un côté à l'autre du piston. Dans ce cas il est parfois souhaitable de freiner l'air entrant vers la grande surface du piston.

Remarque: Si un vérin fonctionne par à-coups, vérifier d'abord si les limiteurs de débit sont placés correctement et vérifier ensuite la charge par mesure de la contre-pression P_s (voir figure 20).

Le limiteur de débit le plus courant est le type monté en ligne avec clapet anti-retour incorporé (figure 21).

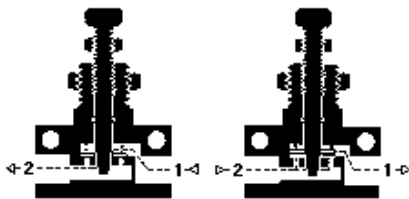


Figure 21: Limiteurs de débit conventionnels

Le limiteur de débit monté en ligne peut être monté dans n'importe quelle position entre le distributeur et les orifices du vérin, indépendamment de l'application. Il peut toujours être utilisé de façon habituelle sur l'échappement ou de façon spéciale pour le réglage sur l'entrée. Il consiste en une aiguille de réglage conique. En serrant la vis de réglage, le débit de 1 à 2 est progressivement étranglé. Si le flux de l'air comprimé est inversé, le joint qui fait office de clapet anti-retour est alors soulevé et il y a plein débit de 2 vers 1.

Un autre modèle courant est le raccord banjo avec limiteur de débit incorporé (figure 22). Celui-ci est conçu pour être vissé directement dans les orifices de raccordement du vérin, permettant ainsi que le réglage se fasse aussi près que possible du vérin.

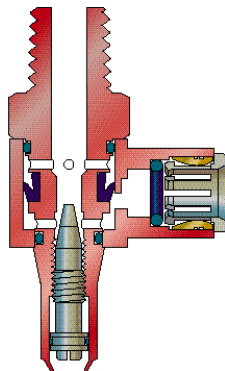


Figure 22: Raccord banjo limiteur de débit

Le limiteur de débit à vis de réglage en oblique (figure 23) est plus performant au point de vue débit, ce qui est essentiel pour le réglage de vitesse des gros vérins.

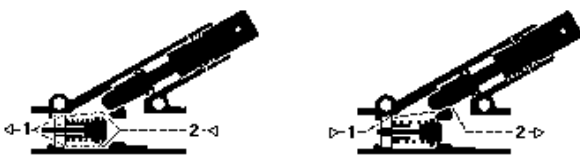


Figure 23: Limiteur pour grand débit, à clapet en ligne

COMMENT DÉTERMINER LA VITESSE DE DÉPLACEMENT D'UN VÉRIN

Il n'existe pas de formule simple nous permettant de calculer la vitesse de déplacement exacte d'un vérin, ceci parce que beaucoup de facteurs influenceront cette vitesse, tels que:

- la grandeur des orifices du vérin
- le passage, le nombre et les types de raccords utilisés (coudes, droits, etc.)
- le passage et la longueur des canalisations
- le débit du distributeur en l/min
- les limiteurs de débit éventuels
- la charge

Nous mentionnons ci-après une formule approximative:

$$v_{max} = 2 \cdot \frac{Q}{A}$$

Dans laquelle v_{max} = vitesse hors charge en cm/s

A = surface du piston en cm^2

Q = débit du distributeur en l/min mesuré avec une pression d'entrée = 6 bar, une perte de charge dans le distributeur = 1 bar et une température = +20°C

- Les canalisations et les orifices de raccordement du vérin sont supposés avoir un passage au moins égal à celui du distributeur.
- Pour de petits vérins et distributeurs M5, il y a lieu de réduire la vitesse calculée de 10%.
- Pour de grands vérins et distributeurs, augmenter la vitesse calculée de 10 à 20%.
- Dans son catalogue, le fabricant mentionnera souvent un diagramme ou un tableau avec les vitesses en fonction de ses types de distributeurs.

Une augmentation de la charge résulte en une diminution de la vitesse. Comme le P augmente dans ce cas, la pression diminue dans la chambre d'échappement, donc également le débit d'échappement et ainsi la vitesse de mouvement du piston. Le graphique ci-dessous (figure 24) donne une indication de la réduction de vitesse réelle en fonction du pourcentage de charge.

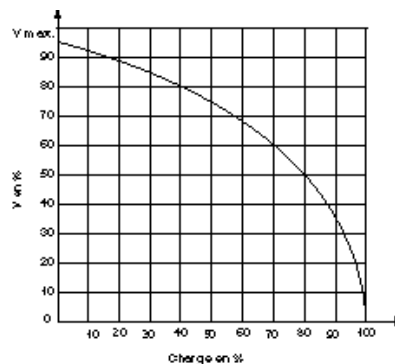


Figure 24: Influence de la charge sur la vitesse

TEMPS DE CYCLE

Pour estimer un temps de cycle d'un vérin il faut tenir compte du temps de réponse du distributeur, de la vitesse du vérin et de son pourcentage de charge.

AUGMENTATION DE LA VITESSE

Dans certaines applications, la vitesse du vérin peut être augmentée en utilisant un échappement rapide. Celui-ci est mis entre le vérin et le distributeur, le plus proche possible du vérin. L'orifice 1 est connecté au distributeur, l'orifice 2 au vérin (figure 25). Lorsque l'air comprimé le traverse venant du distributeur, le passage se fait autour du joint à lèvres à clapet. Lorsque le distributeur est inversé, la pression diminue alors dans les tuyaux du distributeur, le clapet s'inverse et l'air comprimé de la chambre du vérin s'échappe par le grand orifice d'échappement et le silencieux. Comme l'air comprimé s'échappe directement, il ne passe donc pas par le tuyau et le distributeur, la pression chute soudainement, ce qui entraîne un mouvement beaucoup plus rapide du vérin. En fonction du vérin et de la charge, l'accroissement de la vitesse peut atteindre jusqu'à 50%. Un échappement rapide est toujours vissé dans l'orifice du vérin, cela peut se faire dans les 2 orifices du vérin pour un mouvement d'entrée et de sortie rapide.

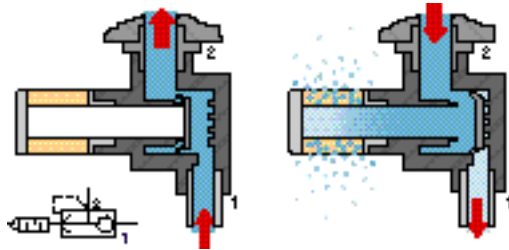


Figure 25: Coupe d'une valve d'échappement rapide

Pour certaines applications, une autre méthode peut être utilisée pour augmenter la vitesse du vérin: il s'agit du pré-échappement de la chambre du vérin. Ceci s'obtient en utilisant deux distributeurs 3/2.A la figure 26, le côté de la tige serait d'abord mis à l'échappement, à la suite de quoi le distributeur côté fond alimente le vérin en air. Comme il n'y a pas de contre-pression, on peut obtenir de très grandes vitesses.

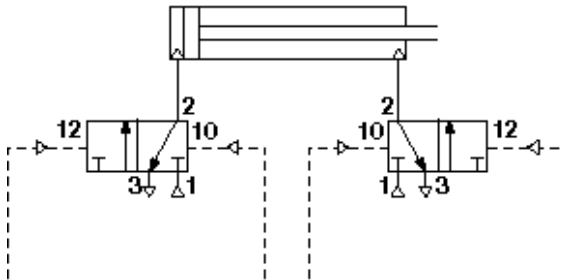


Figure 26: Circuit de pré-échappement

Cette méthode est utilisée pour atteindre des vitesses jusqu'à 20 m/s avec des vérins sans tige.

Attention: En utilisant un échappement rapide, la fonction d'amortissement sera fortement affaiblie parce que la contre-pression a diminué et la vitesse a augmenté. Un amortisseur extérieur peut être souhaitable.

CONSOMMATION D'AIR COMPRIME D'UN VERIN

Il y a d'une part la consommation d'air du vérin lui-même et d'autre part la consommation des tuyaux et des espaces morts dans le vérin et le distributeur. En règle générale, pour la dernière partie, 5% sont ajoutés à la consommation du vérin. Consommation d'air pour un vérin à double effet.

Course sortante
$$V = \frac{\pi D^2 \cdot S \cdot (P+I)}{4}$$

Course rentrante
$$V = \frac{\pi (D^2 - d^2) \cdot S \cdot (P+I)}{4}$$

Dans lesquelles V = volume en dm^3 d'air libre

D = alésage du vérin en dm

d = diamètre de la tige de piston en dm

S = course du vérin en dm

P = pression de service (lue au manomètre) en bar

I = la pression atmosphérique (± 1 bar)

Si le vérin fait partie d'une machine automatique, il sera alors souhaitable de procéder à 2 types de calculs:

- La consommation moyenne de toute l'installation:

Pour cela on calcule d'abord la consommation par mouvement du vérin, qui est ensuite multipliée par le nombre de mouvements par cycle total pour la machine.

La consommation totale ainsi obtenue est augmentée de 5% et divisée par le temps de cycle en secondes de la machine, résultant en une consommation en dm^3/s .

- La consommation de pointe d'installation:

L'alimentation en air comprimé doit pouvoir satisfaire à cette consommation de pointe.

Comme exemple, citons une installation avec un temps de cycle de 2 minutes, fonctionnant à 8 bar, avec un vérin robuste d'alésage de 200 mm et 1000 mm de course. Le vérin effectue un aller-retour pendant le cycle et consomme donc $554 \text{ dm}^3/\text{s}$ d'air libre, ce qui donne une consommation moyenne de $4.6 \text{ dm}^3/\text{s}$ d'air libre.

Si toutefois le vérin effectuait des allers-retours rapides en 6 secondes, cela résulterait en une consommation de pointe de $92.4 \text{ dm}^3/\text{s}$ d'air libre. Si le vérin n'effectuait que la moitié de la vitesse, la consommation de pointe en serait également réduite de moitié.

Naturellement, avec plusieurs vérins sur une machine, on déterminera les moments où apparaîtront la plus grande consommation et les mouvements simultanés des vérins. Lors du développement d'une machine, il est important de déterminer la consommation de pointe, celle-ci déterminant le choix des tuyaux, du conditionnement d'air et des distributeurs en fonction de cette consommation de pointe.

En général, on peut donc dire que l'alimentation de l'installation d'air comprimé doit être suffisamment grande. Si on choisit une alimentation trop petite, les performances de la machine ne seront pas atteintes; la vitesse maximum des vérins ne sera pas obtenue et une forte chute de pression pourra provoquer une diminution des forces de serrage, ce qui peut être dangereux.

Il est donc souhaitable de toujours contrôler la chute de pression lors de la mise en marche d'une nouvelle machine! Dans les catalogues des constructeurs on trouve des tableaux reprenant la consommation d'air comprimé des vérins.

FLAMBAGE DE LA TIGE

Certaines applications exigent l'utilisation de vérins à très longue course. S'il y a une charge axiale qui s'applique sur la tige, il faut veiller à ce que les paramètres longueur, diamètre et charge soient situés dans les limites autorisées pour éviter le flambage.

On a longtemps pensé que les longueurs de course étaient limitées à un maximum de 15 fois le diamètre du vérin. Cependant, cela donnait généralement une indication de la longueur de course maximum, sans tenir compte des fixations. Dans plusieurs exemples, le type d'application et le genre de fixation utilisés permettent des longueurs de course plus grandes, tandis que dans d'autres cas, la course est considérablement diminuée.

Pour calculer la longueur de course maximum, la formule suivante doit être utilisée:

$$F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L^2 \cdot S}$$

Dans laquelle

F_k = force de flambage autorisée en Newtons

E = module d'élasticité

J = moment d'inertie

L = longueur réelle en millimètres

S = coefficient de sécurité, normalement 5

Un de ces éléments dans la formule, la longueur réelle, nécessite une explication.

Longueur réelle x facteur de fixation = LONGUEUR DE COURSE MAX.

La figure 27 montre un vérin tige sortie avec une chape sur l'extrémité de la tige et charnière à l'arrière. La charge à déplacer est guidée de façon rigide. La distance L est la longueur totale sur laquelle la force de flambage agit. Le montage du vérin correspond à un facteur de fixation de 0.6.

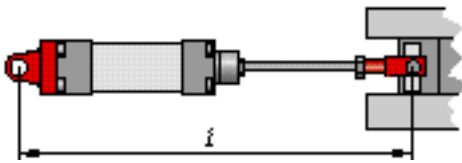


Figure 27: Longueur réelle, vérin avec fixation à l'arrière

La figure 28 montre un montage différent. La tige est directement fixée à la charge et le vérin est équipé d'un tourillon placé au centre du tube. La charge appliquée est guidée de façon rigide. Ce montage correspond à un facteur de fixation de 1.3.

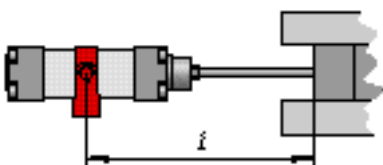


Figure 28: Longueur réelle, vérin avec fixation centrale

La longueur réelle et le facteur de fixation ont un effet direct sur la longueur de course permise. Un tableau complet des facteurs de fixation est repris ci-dessous à la figure 29.

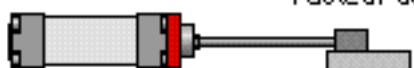
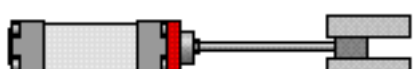
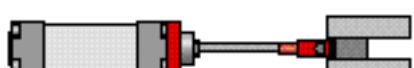












Facteur de fixation	
	0.5
	1.2
	1.2
	0.5
	1.2
	1.2
	0.5
	2.0
	1.4
	0.8
	0.7
	0.6
	0.7
	1.1
	1.3

Figure 29: Types de montage d'un vérin

Le graphique (figure 30) est établi d'après la formule mentionnée ci-dessus. Il permet le calcul de la longueur réelle (et ainsi la longueur de course maximum), le diamètre de la tige ou la force de flambage autorisée lorsque deux des trois facteurs sont connus.

Le tableau des facteurs de fixation DOIT être utilisé en combinaison avec le graphique.

Exemple:

L'exigence détermine un vérin dont le diamètre de la tige est de 16 mm, et la longueur de course de 1100 mm. La force

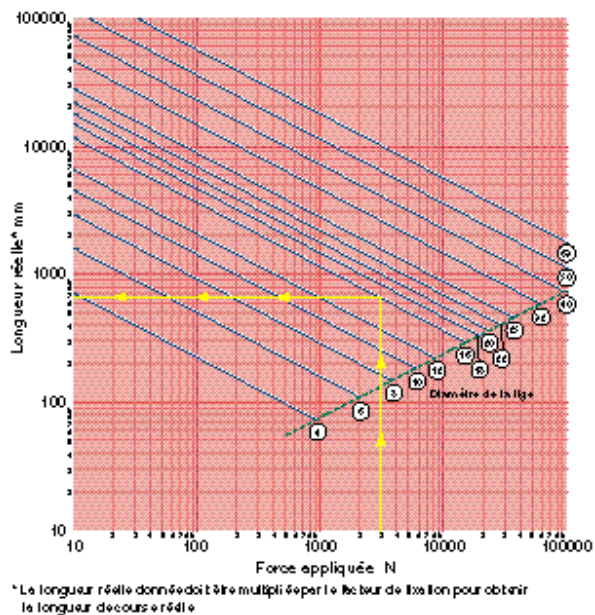


Figure 30: Longueur de course maximum

exercée sur la tige est de 3000 N et le type de montage correspond à un facteur de fixation de 2.0.

A partir de l'axe horizontal, $F = 3000$ N, lire à la verticale jusqu'au point d'intersection avec la ligne de diamètre de la tige correspondant à 16 mm. A partir du point d'intersection, lire horizontalement vers la gauche jusqu'à la longueur réelle L . Multiplier cette longueur réelle par le facteur de fixation 2.0 pour obtenir la longueur de course maximum du vérin.

$$650 \times 2.0 = 1300 \text{ mm de longueur maximum de course}$$

Donc, un vérin avec une course de 1100 mm est acceptable pour cette application.

Une autre demande concerne un vérin de 1200 mm de course avec un diamètre de piston de 12 mm. La force appliquée sur la tige est de 290 N et le montage du vérin correspond à un facteur de fixation de 0.6.

En utilisant la même méthode que précédemment, nous obtenons une longueur réelle $L = 1180$.

$$1180 \times 0.6 = 708 \text{ mm de longueur maximum de course}$$

Donc, ce vérin ne convient pas pour cette application.

Il y a deux solutions:

1. Améliorer le facteur de fixation en changeant le montage, ou
2. Utiliser un vérin avec un alésage supérieur qui possède un diamètre de piston de 16 mm ou plus.

Pour éviter des vibrations ou des chocs indésirables de la charge pendant l'amortissement, il est recommandé que la vitesse de déplacement soit bien réglée et que le réglage de l'amortisseur soit le plus doux possible. En principe, la limite maximum des courses des vérins est dictée par les longueurs disponibles des matières premières pour tubes de vérins.

JOINTS

Différents types de joints se rencontrent dans un vérin. Les vérins à simple effet sans amortissement ont le moins de joints, les vérins à double effet avec amortisseurs réglables en ont le plus (figure 31).

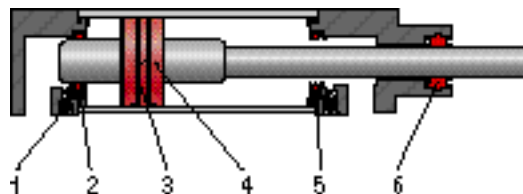


Figure 31: Types de joints

- | | |
|--------------------------------------|--------------------------------|
| 1) Joint de vis d'amortisseur (deux) | 4) Joint de piston (deux) |
| 2) Joint d'amortisseur (deux) | 5) Joint de tube (deux) |
| 3) Bague de guidage | 6) Joint de tige/joint racleur |

Un joint dynamique comme un joint de piston est pressé contre la surface interne du tube du vérin. Cette force d'application doit être suffisante pour éviter les fuites d'air comprimé tout en maintenant les frictions les plus faibles possibles. En plus, cet équilibre doit être garanti de 0 à la pression maximale.

De plus, il y a lieu de tenir compte de la différence entre la friction statique et la friction dynamique. La friction statique - parfois appelée le collage - est celle qui intervient lorsque l'on passe de l'état d'arrêt à l'état de mouvement. Elle est plus grande que la friction dynamique, c'est-à-dire celle qui intervient pendant le mouvement. Pourquoi? Les forces radiales appliquées à l'arrêt par les joints afin d'assurer l'étanchéité, écrasent davantage le film d'huile entre les joints et la surface interne du tube, ce qui provoque un tassement entre les textures du joint et du tube. Un arrêt prolongé s'accompagnera donc d'une friction statique plus élevée par rapport à la friction statique après un arrêt momentané. Pour minimiser cet effet, les joints doivent avoir une faible force radiale et une grande souplesse. Une grande souplesse permet une étanchéité qui s'accommode aux différences de tolérance du moulage du joint et des pièces usinées sans influencer la force radiale.

Les vérins non-lubrifiés sont assemblés avec le tube et les joints graissés. Lorsque l'air comprimé est propre et sec, il procure une grande longévité aux joints sans ajouter de l'huile à l'aide d'un lubrificateur. Cependant, si l'alimentation en air comprimé contient des gouttelettes d'eau, celles-ci peuvent progressivement délayer le lubrifiant d'origine et diminuer la vie des joints. Un lubrificateur micro-brouillard est alors recommandé pour lubrifier continuellement les pièces en mouvement.

JOINTS O-RING DE PISTON

Un simple joint O-ring de piston doit être placé avec un certain jeu dans sa rainure, avec seulement le diamètre extérieur en contact avec l'alésage du vérin (figure 32). Lorsque la pression est appliquée d'un côté du piston, le joint O-ring est poussé latéralement et à l'extérieur pour obturer l'espace entre le

diamètre extérieur du piston et la paroi du vérin. Le joint O-ring n'est pas étanche lorsque la différence de pression entre les deux chambres est faible; cette différence doit être au moins de 0.5 bar. Si le joint était serré dans la rainure et l'alésage, la friction augmenterait considérablement.

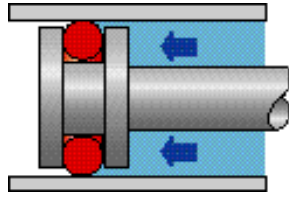


Figure 32: Section d'un joint O-ring de piston

JOINTS A LEVRE

Les joints à lèvres s'utilisent comme joints de piston sur les vérins de moyen et grand alésage. Ils ne réalisent l'étanchéité que dans un seul sens, donc dans un vérin à simple effet, un seul joint est suffisant mais dans un vérin à double effet, deux joints sont obligatoires (figure 33). Les lèvres plus largement ouvertes exercent un effort radial plus faible pour réduire la friction statique. Les lèvres du joint ont une grande souplesse et permettent des charges latérales sur la bague de guidage.

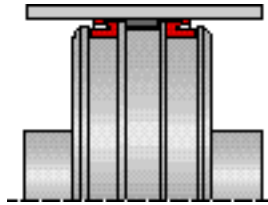


Figure 33: Section d'un joint à lèvres

Elles compensent également les tolérances de concentricité et d'ovalisation du tube. Les plus gros vérins peuvent même continuer à fonctionner avec une griffe dans le tube.

JOINTS "Z"

Les joints "Z" sont utilisés comme joints de piston sur les plus petits vérins. Ils assurent l'étanchéité entre les deux côtés du piston et prennent considérablement moins de place que les joints à lèvres (figure 34). La forme en Z agit comme un léger ressort procurant un effort radial et une grande souplesse.

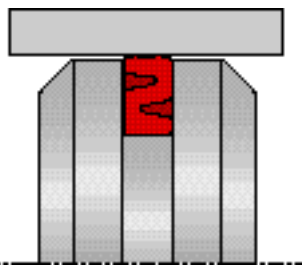


Figure 34: Section d'un joint "Z"

JOINTS O-RING DE TUBE

Ce sont des joints statiques ajustés dans leur rainure (figure 35).



Figure 35: Section d'un joint O-ring de tube

JOINTS D'AMORTISSEUR

Ces joints, placés dans un logement avec beaucoup d'aisance latérale, accomplissent deux fonctions: l'étanchéité et un rôle de clapet anti-retour, l'étanchéité se faisant sur le diamètre intérieur et dans un seul sens (de droite vers la gauche). Dans l'autre sens, l'air passe librement par le diamètre extérieur du joint. Voir figure 36. Le fonctionnement de l'amortisseur vous est expliqué en détail à la page 16.

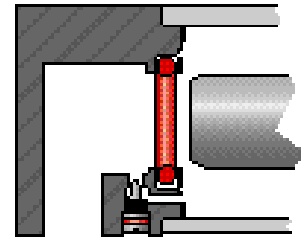


Figure 36: Joint d'amortisseur

JOINTS DE TIGE

Le joint de tige de piston joue un double rôle: joint d'étanchéité et joint racleur (figure 37). La partie extérieure du joint est pressée dans la douille-guide. La lèvre intérieure empêche l'échappement de l'air comprimé logé entre la tige et douille-guide. La lèvre extérieure nettoie la tige à chaque fois qu'elle rentre dans le vérin. L'action de nettoyage est très importante car les particules abrasives peuvent se coller sur le film de lubrifiant se trouvant sur la tige au moment où celle-ci est sortie. Si les joints peuvent se retourner vers l'intérieur du vérin, ils diminuent considérablement la longévité de la douille-guide et des joints internes. Dans des environnements particulièrement ardues, un joint spécial peut être monté. Il est pré-chargé et plus serrant sur la tige et convient pour les vérins qui sont montés à l'extérieur sur les véhicules utilitaires, dans les cimenteries et sur les lignes de soudure. Un tel joint aura une grande longévité là où du sable ou du ciment ont adhéré à la tige. Ce joint permet même de racler du plâtre et du givre. Sur les vérins pour industrie lourde, le joint racleur et le joint de tige sont séparés.

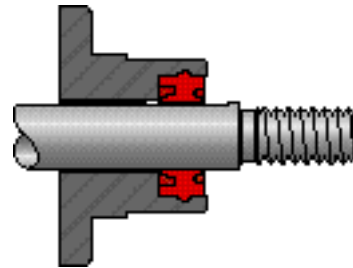


Figure 37: Joints de tige et racleur

Sur les vérins pour industrie lourde, le joint racleur et le joint de tige sont séparés.

SOUFFLETS SUR TIGE

En variante à un joint racleur spécial, la tige peut être protégée par des soufflets. Ils sont fabriqués en plusieurs modèles et matériaux (figure 38).

Le montage des soufflets doit être spécifié à l'origine, puisque la tige doit normalement être légèrement plus longue. C'est une solution idéale pour des applications où la surface de la tige sortie pourrait être griffée par des poussières abrasives ou des débris. Les soufflets fonctionnent comme un accordéon, donc ils sont munis d'un trou de respiration et d'un filtre anti-poussière. Une inspection régulière des soufflets de tige est très importante. Si une déchirure apparaît, le soufflet peut aspirer de la poussière et de légères particules qui augmentent l'usure de la tige et du joint racleur et peut arriver à réduire la course du vérin.

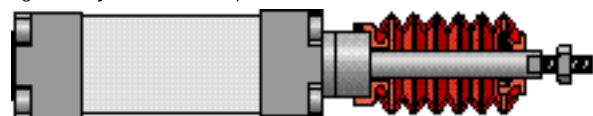


Figure 38: Soufflets sur tige

TEMPERATURES D'UTILISATION EXTREMES

Les joints standard sont généralement recommandés pour un fonctionnement en continu à une température de +2°C à +80°C. Une température plus élevée va ramollir les joints. Ceux-ci vont s'user plus et les frictions vont augmenter. Une température en dessous du minimum permis va durcir les joints qui vont devenir fragiles et vont se déchirer et se casser. Pour des applications à haute température, en fonctionnement continu, à une température ambiante atteignant +150°C, il faut spécifier que les vérins soient équipés de joints "Viton". Pour un fonctionnement continu à basse température, en-dessous de -20°C, il faut mentionner que les joints soient en nitrile souple pour basse température ou en PTFE. Les joints en PTFE ne peuvent pas être étirés et doivent donc être montés sur un piston spécial. Lorsqu'on travaille à basse température, il est important que l'air comprimé soit séché jusqu'à un point de rosée plus bas que la température ambiante. Si ce n'est pas le cas, l'eau dans l'air comprimé se condense et gèle. De la glace dans le vérin abîme les joints et bloque ou réduit le passage de l'air.

BAGUE DE GUIDAGE

Une bague de guidage est une bande circulaire fendue placée autour du piston. Elle est en matériau composite chargé de graphite. Dans le cas d'une charge latérale élevée, elle se comporte comme un support empêchant la distorsion des joints et le contact piston/tube qui pourrait endommager ceux-ci.

AMORTISSEMENT PNEUMATIQUE

Dans un vérin sans amortisseur, le piston s'arrête en heurtant le flasque. Celui-ci doit dissiper l'énergie cinétique du piston et de la tige, plus la charge si celle-ci y est fixée. C'est bruyant et abîme la matière du piston et du flasque, éventuellement on en arrive à casser ces deux pièces. Pour éviter cela, le piston doit être amorti sur une certaine distance durant la fin de la course. Les petits vérins d'exécution légère auront une masse plus petite en composants et en charge, donc un amortissement élastique est suffisant pour résoudre le problème.

Pour des vérins de plus gros alésage, qui accomplissent un travail plus important, le piston doit progressivement ralentir au-delà des 20 derniers millimètres de la course. Cela s'obtient par un vérin avec amortissement réglable.

Il y a une variété d'exécutions d'amortisseurs mais le principe de fonctionnement est le même. La séquence présentée à la figure 39 est celle d'un type d'amortisseur avec joints d'amortisseur captifs dans les flasques du vérin.

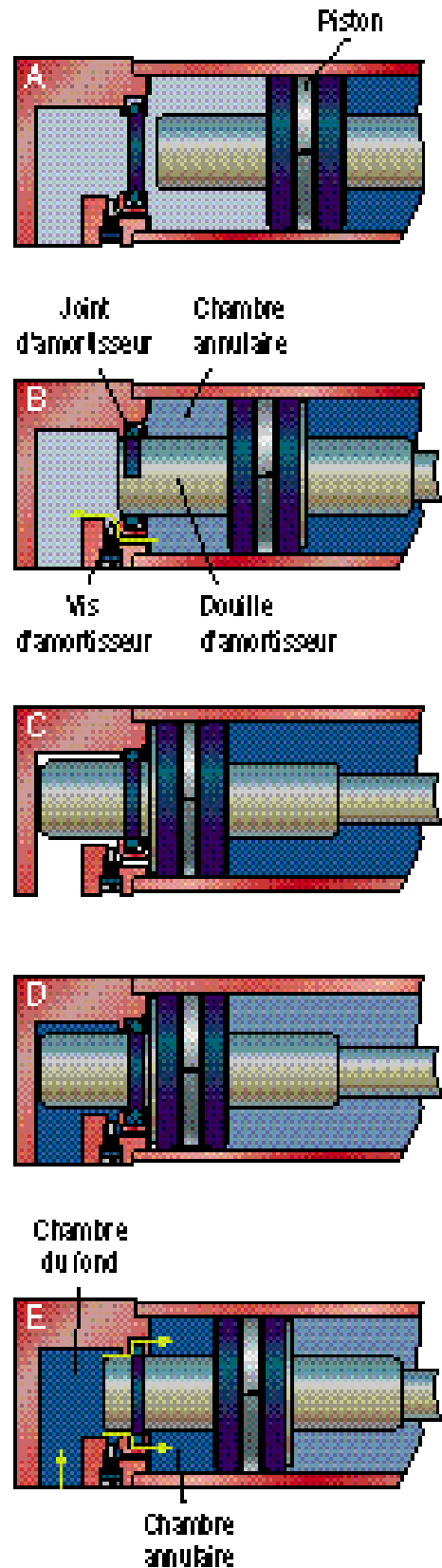


Figure 39: Principe de fonctionnement de l'amortissement

Phase A: Le piston se déplace de droite à gauche vers le fond du vérin à sa vitesse normale. La contre-pression s'échappe librement.

Phase B: La douille d'amortisseur pénètre dans le joint d'amortisseur et l'applique contre la face gauche du logement. Le passage libre de l'air est brusquement interrompu et l'échappement de l'air ne peut se faire qu'au travers de la vis d'amortisseur réglable, à restriction calibrée. Le mouvement rapide du piston déplace un plus grand volume d'air que celui que la vis d'amortisseur peut évacuer. De ce fait, la pression augmente dans la chambre annulaire et ralentit le piston. La vis d'amortisseur est réglée pour amener le piston, la tige et la charge en douceur contre le fond.

Phase C: Si la vis d'amortisseur est trop serrée, le piston peut rebondir légèrement avant l'accomplissement total de la course ou même ne pas arriver totalement en fin de sa course.

Phase D: Le distributeur de commande inverse le mouvement du vérin.

Phase E: L'air comprimé entre dans la chambre du fond et pousse le joint d'amortisseur contre la face droite de son logement. Comme le joint a beaucoup d'aisance dans ce logement, il n'assure plus d'étanchéité dans la situation actuelle; il permet le passage de l'air de la chambre du fond vers la chambre annulaire au travers des ouvertures prévues à cet effet. L'air peut dès alors s'appliquer sur la pleine surface du piston. Le piston se déplace sous pleine pression dans l'autre sens et la course en poussée du vérin démarre. En somme, le joint d'amortisseur se comporte comme un clapet anti-retour: étanche dans un sens (phase B) mais ouvert dans l'autre (phase E).

Les très lourdes charges, actionnées à grande vitesse et avec des vérins à longue course, peuvent nécessiter d'autres mesures sous formes de circuits d'amortissement additionnels. Voir figure 40. Ces circuits s'enclenchent par un jeu de limiteurs de débit pour faire freiner lentement le vérin avant que l'amortissement normal n'agisse. Parfois, il est nécessaire de commander un vérin à plusieurs vitesses sélectionnées à différents points de la course. Pour cela, les circuits du distributeur vers les limiteurs de débit peuvent être enclenchés individuellement ou en combinaison pour obtenir la vitesse exigée.

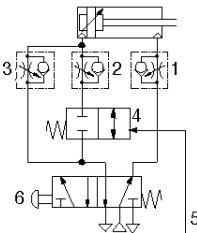


Figure 40: Circuit d'amortissement externe

AMORTISSEURS INDUSTRIELS

Pour des applications plus ardues, entraînant de très fortes charges à grande vitesse, là où une décélération douce est particulièrement souhaitée, les amortisseurs industriels peuvent être utilisés en complément ou en remplacement de l'amortissement d'un vérin. Il y a deux types d'exécutions. La première, dont la gamme de modèles autocompensés, ont une plage de masses allant de 0.9 à 1130 kg, en exécutions courantes. Des versions particulières atteignent des masses jusqu'à 326.150 kg. La deuxième exécution comprend une gamme de modèles réglables couvrant une plage de masses de 5 à 810 kg en exécutions courantes. D'autres modèles atteignent des masses plus élevées jusqu'à 500.000 kg. Un amortisseur industriel a l'aspect d'un petit vérin avec tige sortie au repos. Il est monté en ligne, opposé à la masse en mouvement, avec sa tige dépassant de la position de contact contre la butée fixe. La masse doit entrer en contact avec l'extrémité de la tige du piston de l'amortisseur et doit être ralentie jusqu'à atteindre une vitesse suffisamment faible avant d'entrer en contact avec la butée fixe. L'amortisseur doit être positionné de façon qu'il ait approximativement encore une course de 1 mm à parcourir après avoir été en contact avec la butée fixe.

Le principe de fonctionnement des amortisseurs autocompensés est basé sur une diminution progressive des orifices de laminage du passage de l'huile (figure 41). Lorsqu'une masse en mouvement entre en contact avec la tige, une pression se crée à l'arrière du piston, mais la résistance initiale est très faible. Le piston est donc enfoncé aisément au début parce que l'huile est refoulée de l'arrière du piston vers l'avant au travers d'un grand nombre d'orifices calibrés. Pendant la progression de la course, petit à petit le nombre d'orifices de laminage diminue. Il en résulte un ralentissement linéaire doux à pression constante, pour autant que la masse soit comprise dans la plage de service recommandée. Une fuite d'huile côté tige est rendue impossible par une membrane roulante interne qui sert également d'accumulateur de déplacement d'huile. Lorsque la masse est ôtée, la tige revient rapidement en position sortie à l'aide d'un ressort interne et d'un clapet anti-retour dans le piston.

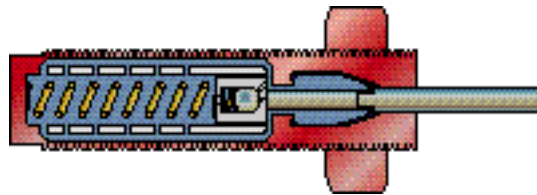


Figure 41: Amortisseur autocompensé

Les modèles réglables de plus grande dimension ralentissent une masse en mouvement de la même manière que les amortisseurs autocompensés (figure 42). Il y a un réservoir intégré dans lequel se trouve une mousse d'absorption pour le déplacement de l'huile. Le ressort de rappel est externe. L'ouverture des orifices de laminage peut être réglée par la bague de réglage. Celle-ci permet un ralentissement précis. On obtient ainsi une large gamme de caractéristiques de masse et de vitesse.

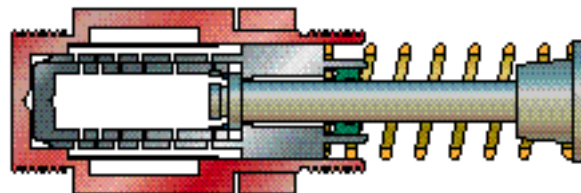


Figure 42: Amortisseur réglable

Les amortisseurs industriels sont sélectionnés en fonction de la masse effective (en kg) à freiner sur toute la longueur de la course de l'amortisseur.

Autocompensé	Réglable
0.9 à 10 kg	5 à 450 kg
2.3 à 25 kg	10 à 810 kg
9 à 136 kg	
105 à 1130 kg	

Pour déterminer la masse effective, il faut utiliser la formule

$$me = \frac{2W3}{v^2}$$

Dans laquelle

- me = masse effective (kg)
- $W3$ = énergie totale par cycle $W1 + W2$ (Nm)
- $W1$ = énergie cinétique par coup = $\frac{1}{2}m.v^2$ (Nm)
- $W2$ = énergie motrice = $F.s$ (Nm)
- m = masse à amortir (kg)
- v = vitesse de la masse (m/s)
- F = force motrice (N)
- s = course de l'amortisseur (m)

Exemple:

Un vérin déplace une masse de 10 kg horizontalement avec une force de 100 N et à une vitesse d'impact sur l'amortisseur de 1 m/s (figure 43). La course de l'amortisseur autocompensé est de 0.025 m nominal.

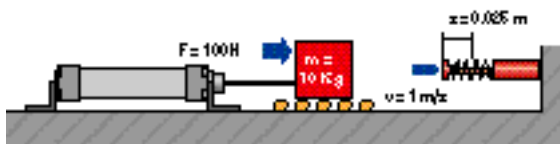


Figure 43: Calcul de la masse effective

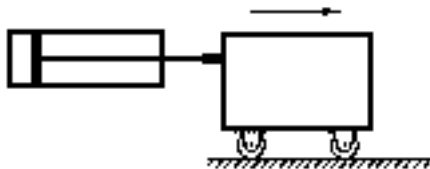
$$W1 = 10 \times 1^2 \div 2 = 5 \text{ Nm}$$

$$W2 = 100 \times 0.025 = 2.5 \text{ Nm}$$

$$W3 = 2.5 + 5 = 7.5 \text{ Nm}$$

$$me = 2 \times 7.5 \div 1^2 = 15 \text{ kg}$$

Choisir un amortisseur autocompensé ayant une plage de masse effective de 2.3 à 25 kg ou un amortisseur réglable avec une plage de masse effective de 5 à 450 kg.



NORMES

Les normes ISO 6431 et 6432 standardisent les dimensions de l'encombrement de vérins pneumatiques équipés de leurs fixations. Cela procure des facilités d'approvisionnement et de remplacement de vérins d'alésage, course et fixations semblables provenant d'une vaste gamme de fabricants. Ces normes ne standardisent pas les fixations individuellement, ce qui a pour conséquence que les fixations d'un fabricant ne peuvent pas se combiner avec un vérin d'un autre fabricant.

Les normes VDMA 24562 et NFE 49003-1 sont une amélioration de la norme ISO 6431, concernant les alésages de $\varnothing 32$ à 320 mm, avec davantage de définition de dimensions, particulièrement le centrage des tirants et le montage des fixations sur le vérin. Un vérin correspondant à ces normes est donc interchangeable, avec ou sans fixations.

ISO 6009 concerne les codes dimensionnels utilisés sur les plans de fabrication de vérins et fixations spécifiques. Les codes concernent les principales dimensions de montage, d'encombrement et de raccordement.

DIMENSIONS NON-STANDARD

Beaucoup de séries de vérins sont conçues sans correspondre aux restrictions d'un standard. Cela permet aux utilisateurs d'avoir l'avantage de vérins comportant les dernières innovations en matière d'esthétique et de réduction d'encombrement résultant de dimensions générales réduites.

TYPES DE CONSTRUCTION

VERINS INDEMONTEBLES

Les gammes de ces vérins économiques et légers, partent d'un petit alésage jusqu'à un alésage moyen. Le piston est pré-graissé à vie lors de la fabrication et peut fonctionner avec de l'air comprimé lubrifié ou non.

MICRO-VERINS

De très petits alésages, diamètre 2.5 à 6 mm, principalement à simple effet, tige rentrée par ressort (figure 44). Pour utilisation dans des installations d'assemblage ou de production de produits miniatures, comme éjecteurs, verrous ou palpeurs de contrôle. Ils sont particulièrement utilisés dans des applications nécessitant des points de contrôle, placés dans un gabarit de contrôle compact (circuits imprimés). Pression d'utilisation de 2.5 à 7 bar.

Habituellement fabriqués avec des flasques et un tube en laiton, une tige de piston en acier inoxydable et des joints en caoutchouc nitrile.

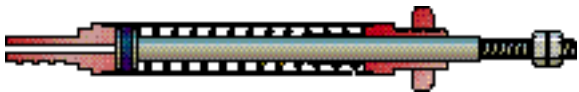


Figure 44: Micro-vérin

VERINS CYLINDRIQUES

Vérins de petit à moyen alésage, économiques et légers, dans la série \varnothing 8 à 63 mm (figure 45). Les vérins sont assemblés par sertissage des extrémités du tube sur les flasques. Pression d'utilisation de 1 à 10 bar.

Tige de piston en acier inoxydable (Martensitique), flasques en aluminium, tube en acier inoxydable non-magnétique (Austénitique), joint racleur en polyuréthane, joints de piston et O-rings en nitrile.

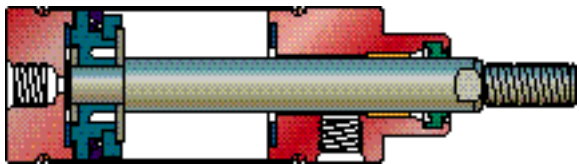


Figure 45: Vérin cylindrique

MICRO-VERINS ISO

Vérins ISO d'alésage \varnothing 10 à 25 mm, à simple et double effet (figure 46). Un fond et un nez filetés permettent un choix de montage par écrou de fixation ou par articulation à l'arrière. Pour utilisation avec air comprimé lubrifié ou non. Pression d'utilisation de 1 à 10 bar.

Tige de piston en acier inoxydable (Martensitique).

Choix entre un amortissement élastique ou réglable. Ils sont équipés pour la détection magnétique.

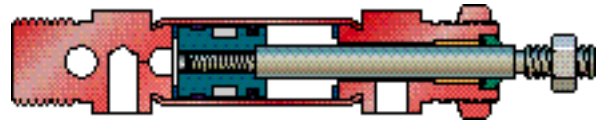
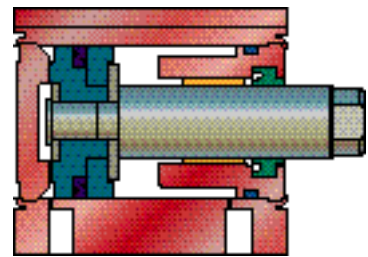


Figure 46: Série ISO miniature

VERINS COMPACTS, ALESAGE 20 A 125 MM

Cette construction permet d'atteindre une longueur égale à environ 1/3 de celle d'un vérin ISO correspondant. Un piston magnétique est prévu en version standard, sur les vérins à simple et double effet (figure 47). Le profil extrudé possède des rainures intégrées pour le montage de capteurs magnétiques.

Alésage de 20 à 125 mm. Ces vérins fonctionnent à l'air comprimé lubrifié ou non, avec une pression d'utilisation de 1 à 10 bar.



Tige de piston en acier inoxydable (Martensitique), tube en alliage d'aluminium anodisé, flasques en laiton nickelé ou en aluminium anodisé, joints en polyuréthane, joint de tige en acétal.

Dans la nouvelle version avec flasques vissés, l'écartement des trous taraudés de fixation correspond à la norme VDMA 24562 (\varnothing 32 à 125 mm) et UNITOP (\varnothing 20 et 25 mm), ce qui permet de les intégrer dans l'équipement sur base des fixations selon la norme.

VERINS DEMONTABLES

UTILISATION ET ENTRETIEN FACILES

EXECUTIONS LEGERES ET MOYENNES

Ces modèles peuvent être démontés et remontés par l'utilisateur. Cela permet un entretien économique et accroît la longévité par le remplacement des joints usagés et un nouveau graissage. Si une pièce du vérin est endommagée, le remplacement peut être effectué. Des modèles typiques de construction sont:

- avec flasques vissés sur le tube
- avec flasques maintenus par des circlips
- avec flasques maintenus par tirants

VERINS COMPACTS, ALESAGE 50 A 100 MM

Pareils à la série plus petite, mais les flasques sont démontables parce qu'ils sont fixés par circlips. Cela permet le remplacement des joints (figure 48).

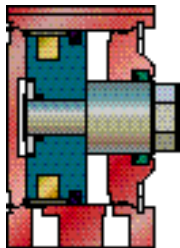


Figure 48: Vérin compact facile à utiliser

PROFIL ISO/VDMA/NFE

Profil léger, vérins à simple et double effet avec tirants intégrés dans le tube profilé, en exécutions magnétiques ou non-magnétiques. Dimensions conformément aux normes ISO, VDMA et NFE, et large gamme de fixations (figure 49). Amortissement réglable en fin de course. Alésage de 32 à 125 mm. Fonctionnement à l'air comprimé lubrifié ou non, avec une gamme de pressions de 1 à 16 bar.

Tige de piston en acier inoxydable ou acier chromé dur, tube profilé en aluminium, flasques en alliage d'aluminium, joints de piston et de tige en polyuréthane et O-rings en nitrile.

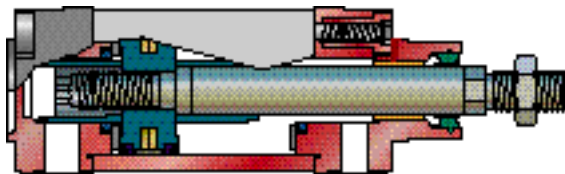


Figure 49: Vérin profilé ISO, VDMA, NFE

ISO/VDMA/NFE (TIRANTS APPARENTS)

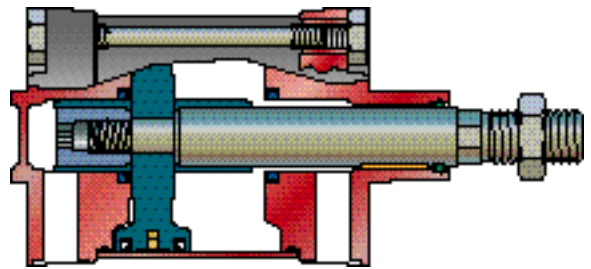


Figure 50: Vérin ISO, VDMA, NFE à tirants apparents

Série à double effet, d'alésage 32 à 320 mm, construction avec tirants externes (figure 50). Ces vérins fonctionnent à l'air comprimé lubrifié ou non, avec une gamme de pressions de 1 à 16 bar (alésage de 32 à 200 mm) et de 1 à 10 bar (alésage de 250 à 320 mm).

Tige de piston en acier inoxydable ou acier chromé dur, tube en aluminium, flasques en alliage d'aluminium, joints de piston et de tige en polyuréthane et O-rings en nitrile. Egalement disponibles en version à simple effet.

EXECUTION "INDUSTRIE LOURDE"

Extrêmement robustes, composants renforcés, construction lourde avec tirants. Equipés d'une tige de piston de gros diamètre et d'un amortissement prolongé réglable. Alésages de 2" à 12" (figure 51). Fonctionnent à l'air comprimé lubrifié ou non, avec une gamme de pressions de 2 à 17 bar.

Tige de piston en acier chromé dur. Tube, tirants et piston (jusqu'au Ø 3") en acier. A partir du Ø 4", les flasques et le piston sont en fonte, le piston étant composé de 3 pièces. Douille-guide et flasque avant en une seule pièce (Ø 2" à 8") ou douille-guide séparée en laiton avec fourrure en bronze (Ø 10" et 12"). Le tube est en acier étiré à froid avec surface intérieure revêtue par électrolyse d'une couche de chrome dur. Ce type de vérin est destiné aux travaux lourds dans les mines, les carrières, les aciéries, les fonderies et autres applications spéciales sur demande.

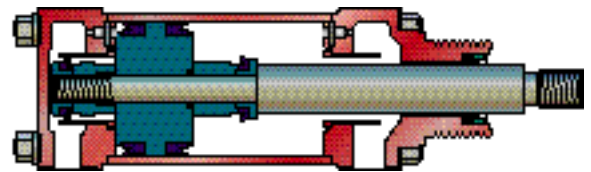
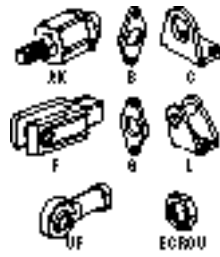


Figure 51: Vérin de construction "lourde"

FIXATIONS

Selon l'application, un vérin sera fixé de manière rigide sur le bâti d'une machine ou avec articulation pour entraîner un élément rotatif. Les points de fixation sont le corps et la tige du vérin. Dans beaucoup d'applications, le mécanisme relié à l'extrémité de la tige permet une articulation dans un ou plusieurs plans.



Dans un certain nombre d'applications, la tige est libre et travaille simplement en poussée. Les figures 52 et 53 montrent les séries standard de fixations et leurs types pour des micro-vérins et des vérins à tirants.

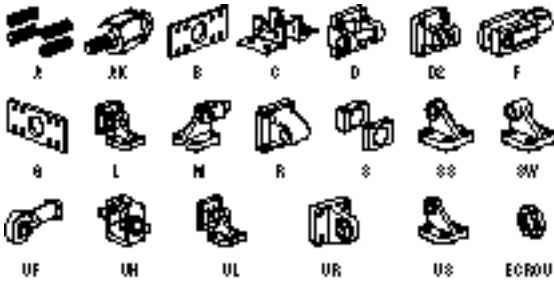


Figure 53: Fixations pour vérins ISO/VDMA/NFE

FIXATIONS RIGIDES

Un vérin peut être monté de façon rigide à l'aide de fixations latérales ou par brides à l'avant ou à l'arrière (figure 54). Eventuellement, si le vérin possède un filetage sur le flasque avant ou le flasque arrière, il peut être fixé à une structure à l'aide d'un écrou.

Les vérins à tirants peuvent être fixés par prolongation des tirants pour un montage au travers d'une plaque, à l'avant ou à l'arrière.

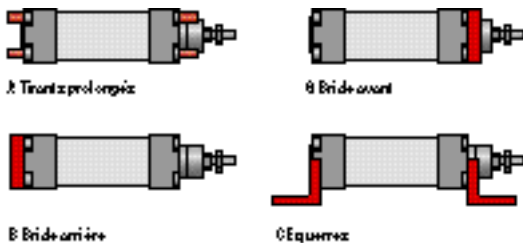


Figure 54: Modèles de fixations rigides

FIXATIONS ARTICULEES

Si le vérin entraîne un bras de levier, il doit pouvoir s'articuler dans un ou plusieurs plans à l'endroit du point de fixation. Différents montages peuvent être réalisés en ce qui concerne le vérin et la charge en choisissant entre une charnière à l'arrière, une chape sur la tige ou un tourillon central. Une charnière à l'avant, chape femelle ou chape mâle à rotule universelle permet des articulations à l'extrémité de la tige de piston (figure 55).

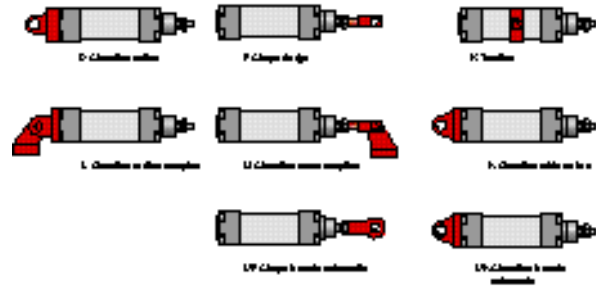


Figure 55: Modèles de fixations oscillantes

INSTALLATION

REGLES DE BASE POUR LE MONTAGE ET LA FIXATION

Le type d'installation de vérins varie considérablement suivant l'application. Un vérin doit être installé de telle façon que les charges latérales sur la douille-guide soient réduites à un minimum absolu ou complètement éliminées. Une charge latérale est une composante de force agissant latéralement d'un côté ou de l'autre de l'axe de la douille-guide. Les illustrations montrent cinq situations typiques où se produit une charge latérale sur la douille-guide et leurs solutions possibles.

1. Eviter de fixer une trop lourde charge sur la tige (figure 56A). Partout où cela est possible, faire supporter la charge par guidages coulissants ou à galets (figure 56B).

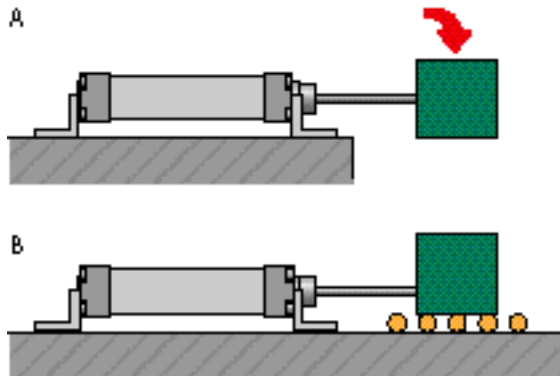


Figure 56: Poids sur l'extrémité de la tige

2. Le poids d'une tige de piston se trouvant en position sortie, peut créer un moment de flambage important (figure 57A). Il est possible de suspendre la tige à un guidage linéaire (figure 57B).

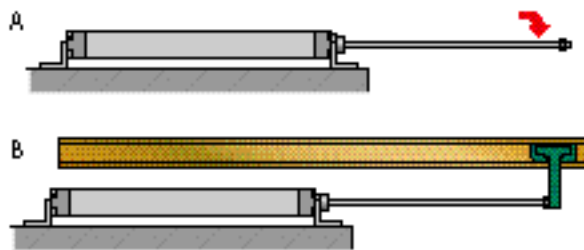


Figure 57: Longue course

3. Un désalignement du vérin et une charge guidée peuvent facilement bloquer complètement le vérin (figure 58A). Une charge montée à l'extrémité de la tige par une fourche dont l'axe coulisse dans une boutonnière, élimine ce genre de charge latérale (figure 58B).

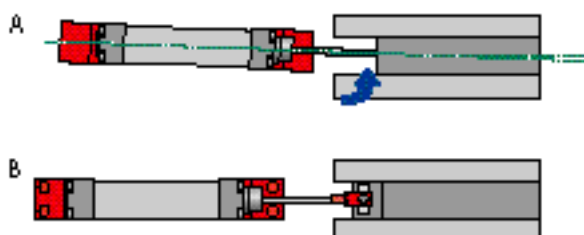


Figure 58: Désalignement de la douille-guide

4. Une charge désaxée est une source courante de flexion de la tige (figure 59A). Installer un guidage solide pour diminuer la force latérale subie par la douille-guide du vérin (figure 59B).

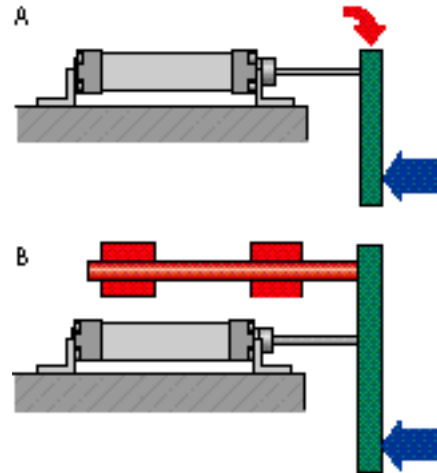


Figure 59: Moment de flexion provoqué par une charge désaxée

5. Un vérin monté horizontalement avec une charnière à l'arrière subit un moment de flexion par son propre poids (figure 60A). Il est préférable d'utiliser une fixation par tourillon placé sur le tube du vérin au centre de gravité (figure 60B). Les sollicitations latérales sont difficiles à éliminer complètement, mais par une bonne conception et un bon emploi, elles peuvent être réduites de manière acceptable, sans dépasser les limites d'utilisation du vérin. Cela assure au vérin une grande longévité.

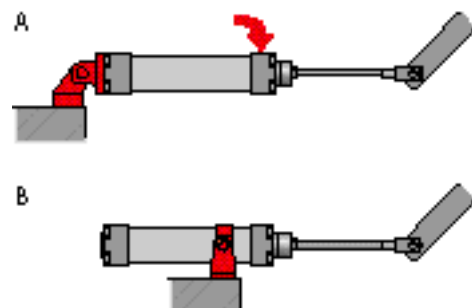


Figure 60: Poids du vérin

SYNCHRONISATION DE DEUX VÉRINS PNEUMATIQUES

Il est impossible d'obtenir la synchronisation du déplacement de deux pistons en réglant la vitesse au moyen de limiteurs de débit. En effet, nous avons vu que la moindre variation de charge provoque une variation de vitesse. C'est la raison pour laquelle il est indispensable d'utiliser des moyens mécaniques de liaison entre les deux tiges de piston. La figure 61 montre une synchronisation par crémaillères.

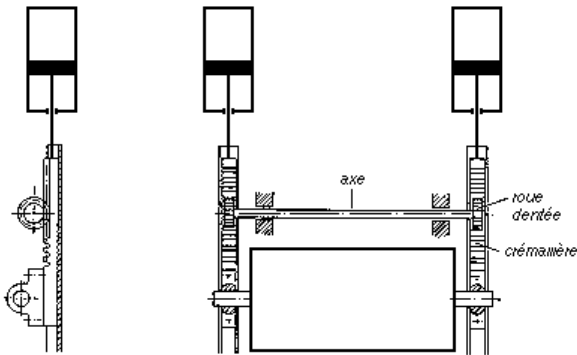


Figure 61: Synchronisation par crémaillères

GUIDAGE ANTI-ROTATION

Il existe plusieurs applications où les charges fixées à l'extrémité de la tige nécessitent un guidage simple pour maintenir l'orientation. Comme exemple, considérons une pince fixée à l'extrémité de la tige non-guidée pour la prise d'une pièce rectangulaire. La pince pivotera partiellement. Ainsi, les doigts de la pince seront mal orientés pour enlever la pièce correctement. Pour résoudre ce problème, diverses conceptions intégrées ou additionnelles offrent le guidage nécessaire. Pour les vérins de petit alésage $\varnothing 32$ à 100 mm, ISO 6431, ISO/VDMA et NFE, il existe un modèle avec tige anti-rotation. Celle-ci possède deux plats sur toute sa longueur et se déplace dans une douille-guide à la forme usinée avec deux plats (figure 62). Cette conception est conçue pour recevoir seulement de légères torsions. Une plus forte torsion causera rapidement des dégâts à la douille-guide. Dans la gamme des vérins compacts, il existe également un modèle

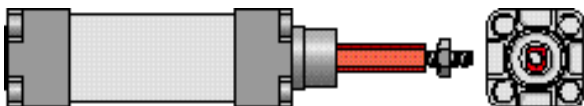


Figure 62: Vérin VDMA avec tige anti-rotation

guidé avec deux colonnes de guidage incorporées se déplaçant chacune dans une douille-guide intégrée dans le profil extrudé du vérin (figure 63). Pour des charges plus élevées, il y a un choix d'unités de guidage additionnelles avec douilles lisses ou douilles à billes. Elles procurent un guidage anti-rotation et un plus grand support contre les moments de torsion (figure 64).

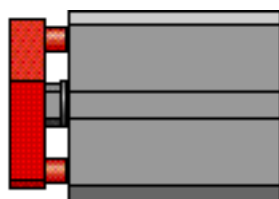


Figure 63: Vérin compact guidé

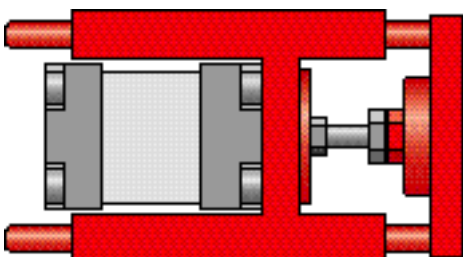


Figure 64: Unité de guidage ISO

Pour un déplacement à faible friction et le meilleur support contre les flexions et les torsions, la version avec deux douilles à billes est recommandée (figure 65). Ces unités peuvent être équipées de deux types de cartouches de blocage différents passif ou actif.

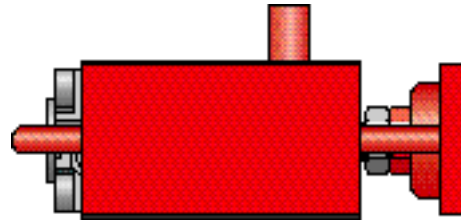


Figure 65: Unité de guidage ISO avec cartouches de blocage

Pour un déplacement précis, les unités de translation possèdent des douilles lisses de très grande qualité avec une fonction anti-rotation exceptionnellement rigide, et deux tiges traversantes (figure 66). Ces unités sont également équipées d'un piston magnétique et permettent des alternatives de raccordement d'air.



Figure 66: Unité de translation

BLOPAGE

Pour une sécurité en cas de coupure éventuelle de l'air comprimé ou comme fonction de blocage dans une séquence de fonctionnement d'une machine, un vérin est susceptible de devoir s'arrêter et de supporter une charge dans n'importe quelle position de sa course. Pour satisfaire à cette demande, une unité de blocage passif ou actif de la tige peut être utilisée (figure 67). Une gamme de ces unités est prévue pour les vérins ISO/VDMA de \varnothing 12 à 125 mm.

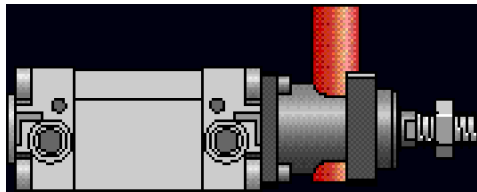


Figure 67: Unité de blocage

Les unités de blocage passif sont munis d'un ressort actionnant un frein de blocage de la tige du vérin en l'absence d'air comprimé. Les unités de blocage actif par contre ont un frein qui est actionné par l'air comprimé. Hors pression, le frein est libéré dans ce cas. Pour les deux types d'unités de blocage, la force de blocage est supérieure à la force de poussée ou de traction nominale du vérin.

L'unité de blocage passif peut être raccordée à une alimentation permanente d'air comprimé. La pression maintient le frein en position libre et le vérin accomplit sa course normalement. En cas de coupure d'air d'alimentation, le frein se met en position de sécurité. La tige est bloquée dans n'importe quelle position intermédiaire et supporte la charge. Cette unité de blocage peut également être utilisée dans un cycle de fonctionnement d'une machine, où un vérin avec une longue course, par exemple, doit déplacer une pièce successivement à divers postes d'assemblage. A chaque endroit, la position de la tige doit être bloquée pour l'empêcher de se déplacer lors de variations de conditions de charge. L'air d'alimentation peut être appliqué à l'unité de blocage par un distributeur adéquat et la tige de piston peut être bloquée.

Les deux cartouches de blocage, actives ou passives, peuvent s'ajouter aux unités de guidage par douilles à billes, où le blocage se fait sur les tiges de guidage (figure 65).

Note: Ces unités ne peuvent pas être utilisées pour freiner le mouvement de la tige. Elles ne sont conçues que pour une fonction de blocage.

VERINS SANS TIGE

Cette conception se distingue d'un vérin conventionnel par le fait que l'entraînement est réalisé par un chariot se déplaçant le long d'un côté du tube profilé. Cela représente pour plusieurs applications un énorme avantage, du fait que le mouvement doit se faire dans les limites de la longueur du corps du vérin. Par exemple, un mouvement d'élévation dans un espace peu élevé. Un autre exemple, la découpe d'un matériau en bande sur un dérouleur, se réalisant par un vérin découpeur qui chevauche la bande.

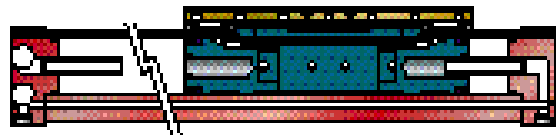


Figure 68: Coupe d'un vérin Lintra

Le tube profilé est fendu sur toute sa longueur pour permettre au piston d'être relié à un chariot extérieur (figure 68). La fente est recouverte d'un ruban d'étanchéité et d'un ruban de protection pressés l'un dans l'autre (figure 69). Ils sont continuellement séparés et réunis par le piston sur sa course interne, lorsqu'il se déplace dans les deux sens. La fente n'est dégagée que sur la partie qui n'est pas sous pression d'air, située entre les joints aux extrémités du piston.

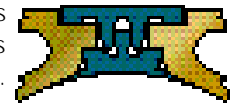


Figure 69: Section de la bande d'étanchéité

Alésages de 16 à 80 mm avec une course maximum de 8.5 m suivant l'alésage. Amortissement réglable en standard, comprenant des douilles d'amortisseurs intégrés dans les flasques et des joints d'amortissement sur le piston. Un des deux flasques est équipé à partir de \varnothing 25 mm d'un orifice supplémentaire de raccordement. Cela offre une alternative au raccordement sur les deux flasques, permettant les deux alimentations du même côté, sur un seul flasque.

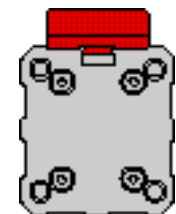


Figure 70: Guidage interne

Les modèles magnétiques peuvent être équipés de capteurs montés n'importe où dans les rainures sur toute la longueur du tube profilé. La commande et la régulation de la vitesse sont semblables aux vérins conventionnels. Le tube profilé léger extrudé est solide et rigide et peut être utilisé comme portique. Les modèles à guidage interne conviennent pour des applications avec faible charge (figure 70).



Figure 71: Guidage externe

Pour de plus grandes charges, les modèles à guidage externe assurent une grande longueur de guidage grâce aux rainures en 'V' du tube (figure 71). Cette option permet de fortes charges axiales et radiales. Les guides sont garnis de lardons en matière plastique résistante et sont réglables. Des racleurs intégrés enlèvent les impuretés sur la surface des guides. Pour une grande précision, le guidage par galets est indiqué (figure 72).

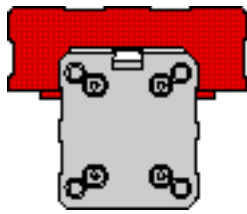


Figure 72: Guidage de précision à galets

VERINS SANS TIGE AVEC FREIN

Pour maintenir le chariot fermement à n'importe quel endroit, vis-à-vis d'une charge fixe ou variable, des modèles avec frein passif ou actif sont utilisés. Dans le système à blocage passif, des ressorts bloquent le chariot en l'absence d'air comprimé. La pression d'air libère le chariot. Dans le système à blocage actif, la pression d'air bloque le chariot. Hors pression, le frein est relâché et le chariot se déplace librement (figure 73). Le blocage est réalisé par un frein sans amiante agissant sur une bande d'acier fixée sur le profil du vérin. Il peut également être utilisé pour bloquer le chariot de transport en diverses positions.

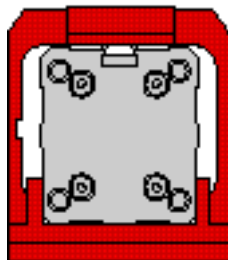


Figure 73: Unité de freinage

DISTRIBUTEURS INTEGRES

Pour plus de facilité et un ensemble compact, une exécution avec distributeurs 3/2 électropneumatiques montés sur les flasques peut être utilisée (figure 74). Cette version est employée lorsqu'un temps de réponse rapide est requis sur une unité éloignée.

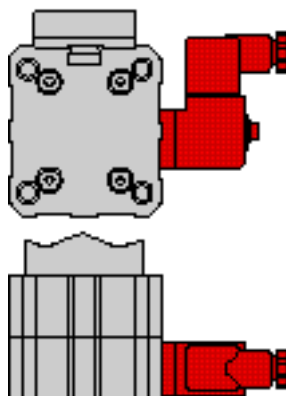


Figure 74: Distributeur intégré

FIXATIONS

Différents types de fixations pour le corps du vérin et pour la charge sont représentés à la figure 75. Les fixations par équerres type 'C' pour monter le vérin par les flasques. Un chariot auxiliaire opposé, type 'UV' pour fixer la charge au-dessous du vérin ou pour monter le chariot sur une

construction statique, permettant au corps du vérin de se déplacer.

Des supports intermédiaires, type 'V' pour fixer le corps du vérin à un endroit intermédiaire, assurant à l'ensemble une plus grande rigidité. Plusieurs paires de ces supports peuvent être utilisées, espacées à intervalles adéquats.

Une fixation oscillante type 'S' est prévue pour le montage de charges sur le chariot avec liberté angulaire. Un angle de 8° de part et d'autre de l'axe vertical peut être accepté dans l'axe du vérin.

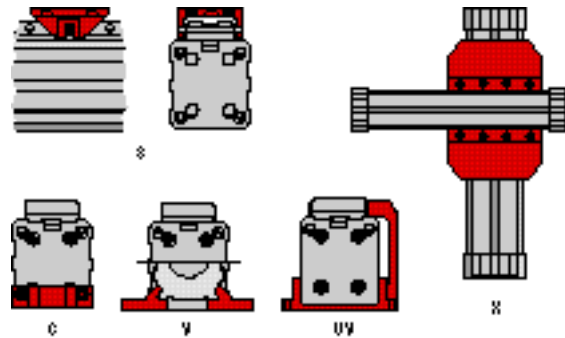


Figure 75: Fixations pour vérins sans tige

Un montage en croix de deux vérins sans tige permet des déplacements dans deux plans différents.

D'autres types de montage, non-illustrés, comprennent un chariot auxiliaire libre, type 'W' qui peut être fixé sur le côté du vérin. Il est relié au chariot principal par une plaque de liaison latérale type 'UW'. Un jeu de plaques d'extrémité pour le montage d'amortisseurs hydrauliques externes est également disponible.

VERINS SANS TIGE, FORTES CHARGES

Pour des applications requérant une grande précision dans le déplacement de fortes charges. Cette gamme de vérins utilise un profilé d'aluminium très rigide, équipé d'un guidage de précision par douilles à billes sur rails renforcés. Amortissement réglable et butées en exécution standard, avec en option un montage possible d'amortisseurs hydrauliques externes sur le chariot (figure 76). Des conduites internes permettent le câblage intégré des capteurs magnétiques. Des rainures en T sur toute la longueur du profil facilitent le montage d'accessoires. Une variété d'installations est possible, notamment des applications de portique et de levage.

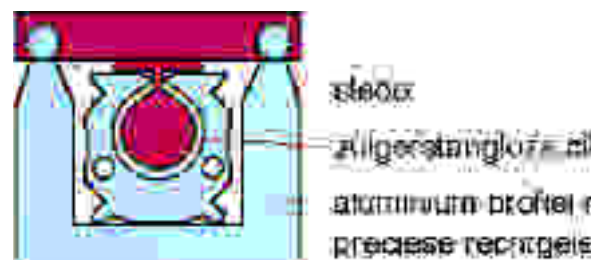


Figure 76: Vérin sans tige "fortes charges"

VARIANTES POUR VERINS

Un nombre important de variantes qui sont disponibles pour certaines séries de vérins peuvent être choisies pour des applications particulières.

DOUBLE TIGE

Cette exécution possède une tige traversante, sortant des deux côtés du vérin (figure 77). Deux douilles-guides largement dimensionnées, permettent une plus grande rigidité de construction et une meilleure stabilité contre les charges latérales. Une double tige est intéressante pour certaines applications. Une extrémité de la tige accomplit un travail tandis que l'autre actionne des cames commandant des capteurs ou un autre mécanisme. La surface du piston est identique des deux côtés. Ceci peut être exploité dans des applications où l'égalité de pression crée un équilibre de forces de part et d'autre du piston.



Figure 77: Double tige

VERINS A POSITIONS MULTIPLES

Deux ou plusieurs vérins de même course ou de courses différentes, montés ensemble, dont les tiges combinent respectivement leurs positions complètement rentrées ou sorties, permettent de déplacer une charge suivant un certain nombre de positions fixes et fiables (figure 78).

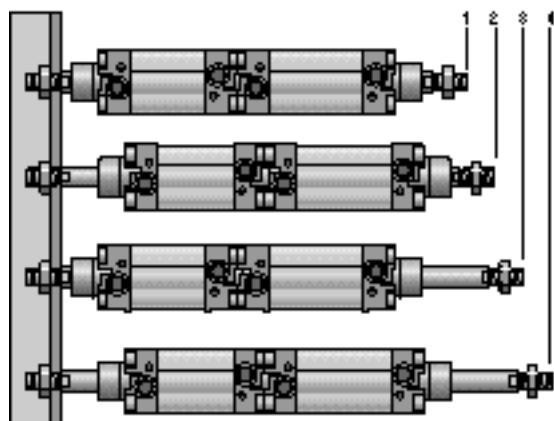


Figure 78: Deux vérins à positions multiples

TANDEM

Cette exécution est utilisée pour doubler la traction et presque doubler la force en poussée d'un vérin avec un alésage déterminé. Ce montage convient comme alternative à un vérin de plus grand alésage, lorsqu'il y a beaucoup d'espace disponible en longueur, mais une largeur et une hauteur

restreintes. La construction consiste à monter deux vérins l'un à la suite de l'autre ayant un flasque central et une tige en commun (figure 79). L'air comprimé devant actionner ensemble les deux vérins provient d'un distributeur de commande ou de deux distributeurs quand le débit d'un seul est insuffisant. S'assurer que la force maximum développée soit en deçà des limites de flambage de la tige.

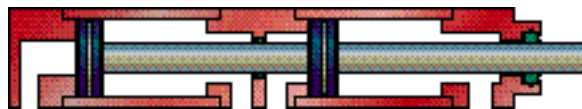


Figure 79: Vérin tandem

DUPLEX

Cette exécution est similaire au tandem pour la construction, excepté que les tiges ne sont pas reliées et que le vérin à l'arrière a une course plus courte. La force au démarrage est presque doublée durant la course du vérin le plus court; une force normale se développe ensuite durant la course restante (figure 80).

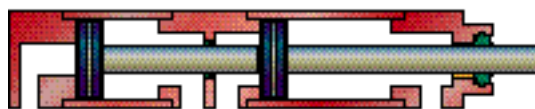


Figure 80: Vérin duplex

EXTREMITES DE TIGE A LA DEMANDE DU CLIENT

Occasionnellement, le dispositif ou le mécanisme qui est raccordé à la tige d'un vérin ne peut pas s'adapter à l'extrémité d'une tige standard. Dans ces cas-là, la tige sur mesure doit être spécifiée. Des adaptations typiques consistent à fabriquer des filetages spéciaux, des filetages internes (femelles) et des longueurs de filetage spéciales (figure 81).

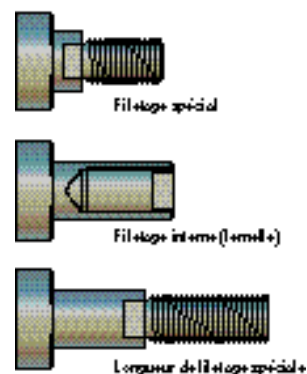


Figure 81: Trois types de filetage

TEMPERATURES D'UTILISATION EXTREMES

Les joints sont les composants les plus influencés par les températures ambiantes extrêmes. Des températures élevées provoquent un ramollissement et une usure rapide, de basses températures sont la cause d'un durcissement et d'une rupture. Des vérins spécialement équipés de joints résistant à de hautes ou basses températures doivent être spécifiés. Voir le chapitre précédent sur les joints, page 16.

VERINS SPECIAUX

Pour des applications spécifiques, il existe des types de vérins spéciaux. Ils comprennent notamment les vérins à course doublée, les vérins positionneurs, les vérins à tige ovale et les impacteurs.

VERINS A COURSE DOUBLEE

Pour des applications à longue portée, des vérins à course doublée sont disponibles en exécution sans tige. Les vérins à course doublée ont une longueur de course égale à deux fois celle des vérins conventionnels de même longueur totale. La double course est effectuée par une courroie crantée sur des poulies placées à chaque extrémité du vérin. Cette courroie entraîne une paire de chariots, l'un étant le chariot moteur, l'autre étant entraîné (celui-ci n'est pas directement fixé au piston).

Deux méthodes de fonctionnement se réalisent avec ce système.

Lorsqu'on fixe le vérin par le chariot moteur, le chariot libre se déplace et par la courroie déplace le tube du vérin. Cela donne une course deux fois plus longue qu'un vérin sans tige standard, sur la même longueur. Il faut se rappeler qu'à cause de l'avantage mécanique du doublement de la course, la poussée est réduite de moitié (figure 82). L'autre méthode est de fixer le tube du vérin en position statique. Lors de la commande, les deux chariots se déplacent en mouvements opposés synchronisés, chacun effectuant une course simple (figure 83).

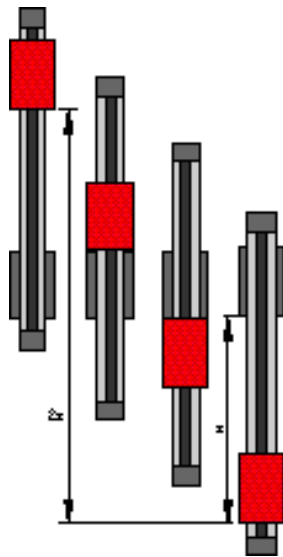


Figure 82: Course doublée
(un chariot fixe)



Figure 83: Principe de déplacements opposés synchronisés

POSITIONNEURS ET SERVO-VERINS

Un vérin positionneur est contrôlé à partir d'une servo-vanne et peut prendre n'importe quelle position durant sa course. Cette position est maintenue même par variation des conditions de charge. La servo-vanne reçoit un signal analogique d'un appareil de régulation par pression de 0.2 à 1 bar ou de 0.2 à 2 bar, ou électroniquement de 4 à 20 mA, signal qui détermine le pourcentage de la course de la tige de piston, proportionnellement par rapport au signal. Si la charge appliquée sur la tige change, la servo-vanne change les conditions de pression dans le vérin pour garantir le maintien de la position. Aussitôt que le signal de régulation varie, la servo-vanne règle les pressions pour amener la tige à la nouvelle position proportionnelle.

APPLICATIONS EN BOUCLE OUVERTE

On parle de régulateur en boucle ouverte lorsque la consigne commande seule la régulation sans signal de contre-réaction (feedback). Comme exemple, un servo-vérin commande une vanne papillon (figure 84). Le signal de commande est réglé manuellement à l'aide du régulateur de pression de précision. La tige du positionneur se déplace et ouvre la vanne papillon d'un certain angle d'ouverture et maintient cet angle proportionnellement au signal de commande. Dans ce type d'application, le manomètre indiquant le signal de commande est souvent doublé d'une échelle affichant l'angle d'ouverture de la vanne papillon. Cela permet à l'opérateur de régler n'importe quelle ouverture de vanne et de savoir que la position de cette ouverture est maintenue de façon fiable.

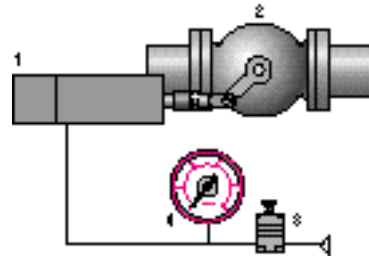


Figure 84: Boucle ouverte

- | | |
|------------------|---------------------------------------|
| 1 Positionneur | 3 Régulateur de pression de précision |
| 2 Vanne papillon | 4 Manomètre |

APPLICATIONS EN BOUCLE FERMEE

On parle de régulation en boucle fermée lorsqu'un signal de contre-réaction (feedback) est renvoyé au régulateur. Ce signal agit de manière à corriger le signal de sortie du régulateur. Dans cet exemple également, le positionneur contrôle une vanne papillon (figure 85). La vanne débite de l'eau froide vers un échangeur de chaleur d'un produit liquide. La température du produit doit être maintenue constante et non l'angle d'ouverture de la vanne. Si la température du produit commence à s'élever, la sonde de température varie le signal de commande. Cette variation provoque une augmentation

correspondante de l'angle d'ouverture de la vanne, qui débite une plus grande quantité d'eau froide pour faire chuter la température. Inversement, si la température du produit commence à descendre, la sonde de température corrige le signal de commande pour réduire l'angle du clapet. La vanne papillon débite ainsi moins d'eau froide. Dans cette commande, le positionneur réalise continuellement un réglage fin de l'angle d'ouverture de la vanne pour maintenir une température constante très précise du produit.

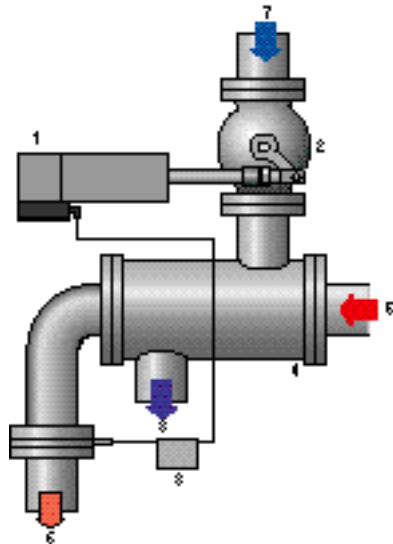


Figure 85: Commande en boucle fermée

- | | |
|------------------------|----------------------------|
| 1 Positionneur | 5 Arrivée de liquide chaud |
| 2 Vanne papillon | 6 Sortie de liquide froid |
| 3 Sonde de température | 7 Entrée d'eau froide |
| 4 Echangeur de chaleur | 8 Sortie d'eau chaude |

POSITIONNEURS EN LIGNE

Ces positionneurs directement proportionnels à un signal d'entrée sont disponibles en deux alésages 2 1/2" et 4", chacun en six longueurs de course de 75 à 320 mm.

Des applications types sont le positionnement à distance de clapets, de variateurs de vitesse, de brûleurs, de vitesse de moteur et contrôle de puissance, de quarts de tour tels que vannes papillons. Dans ce type de positionneur, est intégré un vérin à double effet à faible friction, commandé par servovanne à 5 orifices. Le mécanisme de contre-réaction (feedback) est le ressort intégré dans la tige creuse (figure 86). Le signal d'entrée peut être réglé manuellement ou automatiquement. Il peut être stable ou varier continuellement, dans la plage de réponse du système du positionneur. La position de la tige est située dans sa course toujours proportionnelle à la valeur de ce signal d'entrée.

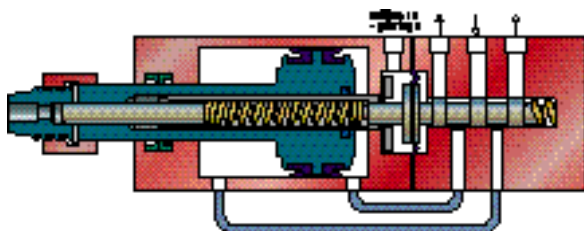


Figure 86: Positionneur à plage fixe

Dans le cas du modèle à commande pneumatique, une augmentation du signal de pilotage (orifice 12) provoque un déplacement vers la droite de la membrane et du tiroir du distributeur intégré. Ce déplacement du tiroir amène plus d'air comprimé sur la face arrière du piston, tandis que la face avant du piston est davantage mise à l'échappement. Le piston se déplace vers la gauche, le ressort de contre-réaction est étiré et entraîne la membrane également vers la gauche. Le tiroir du distributeur se déplace dès lors vers sa position médiane. Ainsi, la fermeture progressive diminue les débits d'entrée et d'échappement du vérin. Lorsque le piston et la tige ont pris une position proportionnelle à la valeur du signal de pilotage, la force exercée par le ressort équilibre exactement la force créée par ce signal de pilotage. Dans cette situation d'équilibre, le tiroir se met en position centrale et stoppe les débits d'entrée et d'échappement du vérin, établissant ainsi les conditions de stabilité de position. Au moindre changement du signal de pilotage, plus élevé ou plus faible, le déséquilibre de force agit sur le tiroir. Cela provoque le déplacement de celui-ci vers la droite ou vers la gauche, augmentant ou réduisant la course du vérin jusqu'à ce qu'une nouvelle position soit trouvée pour restituer l'équilibre de force et le centrage du tiroir. Le résultat de la nouvelle position est proportionnelle au nouveau signal de pilotage. Pour chaque signal de pilotage transmis, la moindre fluctuation causée par des changements de charge, entraîne un changement correspondant de la force du ressort et de la position du tiroir. Cela permet au débit d'air de passer au travers du distributeur jusqu'à ce que la nouvelle position soit trouvée. La position du vérin peut continuellement être modifiée par variation continue du signal de pilotage. Dans les limites du temps de réponse du système, la position de la tige suit les caractéristiques temps/signal du signal de pilotage. Le temps de réponse est de 10 secondes pour un changement de course complet de 200 mm ou 50 ms/mm.

Dans le cas du modèle contrôlé électroniquement, le vérin positionneur est raccordé à un convertisseur I/P (électrique ➔ pneumatique). Ce dispositif convertit le signal de pilotage entrant de 4 à 20 mA en un signal de pilotage de 0.2 à 1 bar directement raccordé à l'orifice 12.

Pour les deux types, si le signal tombe à zéro en pression ou en courant, le vérin revient automatiquement à sa position rentrée.

SERVO-VERINS

Il y a plusieurs applications qui requièrent l'emploi d'un vérin positionneur d'alésage important et de course dépassant la gamme des modèles en ligne. Pour répondre à ces applications, on utilise les servo-vérins. Ils sont disponibles en plusieurs modèles de 50 à 350 mm et des courses allant de 50 à 1000 mm. Les applications comprennent les circuits à boucle ouverte et boucle fermée dans les centrales électriques, usines chimiques, traitement de gaz, raffineries de sucre, fabriques de papier, industries textiles, aciéries, conditionnement d'air et épuration de l'eau.

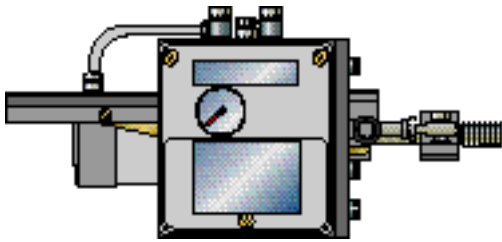


Figure 87: Exemple de montage sur un vérin d'un positionneur avec came (latte) conique

Un ensemble servo-vérin est composé d'un boîtier positionneur universel monté sur un vérin à double effet à faible friction, connectés l'un à l'autre pneumatiquement. Un mécanisme de rappel de position relie la tige au positionneur. Le signal de pilotage de 3 à 15 psi est le plus courant. D'autres plages de signal de pilotage sont disponibles. Quel que soit le type choisi, la plage totale du signal correspond à la course complète du vérin. Pour des applications en boucle ouverte, le signal de pilotage peut être réglé manuellement à l'aide d'un régulateur de précision ou appliqué automatiquement avec des valeurs pré-réglées ou suivant une valeur particulière. La plupart des applications sont en boucle fermée. Elles sont commandées par un transmetteur générant un signal de pilotage proportionnel à un paramètre comme la température, le poids ou le déplacement.

POSITIONNEUR UNIVERSEL

Le positionneur universel est le boîtier de contrôle monté sur le vérin. Il est composé d'une servo-vanne (h) à débit proportionnel, d'une membrane (g) pour le signal de pilotage, de deux manomètres de contrôle de pression et d'un mécanisme de rappel. Les réglages sont possibles pour la position zéro et la bande proportionnelle. Le boîtier positionneur avec son mécanisme de rappel peuvent être soit montés à gauche, soit montés à droite. Cela permet une facilité de lecture des manomètres.

Le principe de fonctionnement du positionneur et du servo-vérin est illustré à la figure 88.

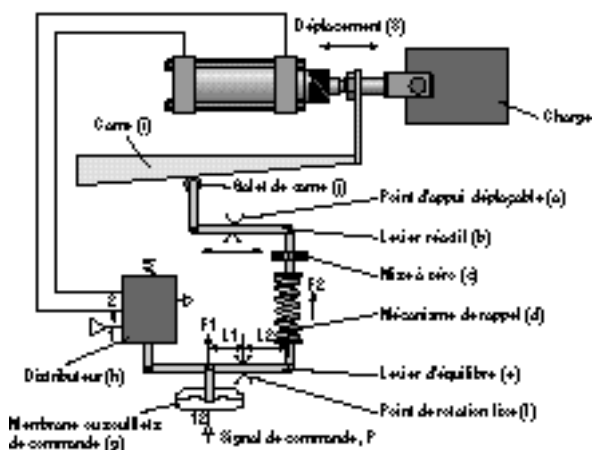


Figure 88: Positionneur universel

Considérons que le piston est maintenu à une position donnée de sa course. Cela signifie que le tiroir du distributeur (h) est centré pour bloquer les 2 orifices du vérin. La position centrale du tiroir est obtenue par un équilibre des forces au niveau du levier d'équilibre (e). D'un côté du point de rotation fixe (f) est appliquée la force de poussée venant du signal de pilotage à travers la membrane (g). De l'autre côté, nous avons l'effet de la force de traction provenant du ressort du mécanisme de rappel (d). Le ressort est tendu par le levier réactif (b). Cet ensemble réactif est actionné par la came oblique (i) fixée à la tige. Si la pression pilote augmente, le levier d'équilibre (e) pousse le tiroir du distributeur (h) vers le haut. Celui-ci laisse passer une plus grande quantité d'air vers la chambre côté fond du vérin et échappe une plus grande quantité d'air venant de la chambre côté tige. Il en résulte que la tige sort. Celle-ci entraîne la came (i) et pousse le galet de came (j) vers le bas. La tension du ressort (d) augmente. Le levier d'équilibre (e) est à nouveau repoussé vers sa position d'équilibre et le tiroir du distributeur (h) revient. Le mouvement du vérin ralentit. Au point où l'équilibre des forces sur le levier (e) est restitué, le tiroir du distributeur (h) revient se mettre en position centrale et le vérin s'arrête.

Si la pression pilote diminue, le levier d'équilibre (e) des forces entraîne le tiroir vers le bas. Plus d'air est envoyé du côté tige du vérin et la chambre côté fond est mise à l'échappement. Ceci oblige la tige du vérin de rentrer. A ce moment, la came relâche sa pression sur le galet (j) et le ressort (d) se détend progressivement. L'équilibre des forces se rétablit dans le levier d'équilibre (e). Le tiroir du distributeur (h) se déplace vers la position médiane lentement et le mouvement rentrant du vérin ralentit également. Au point où l'équilibre des forces est rétabli, le tiroir est en position médiane et le vérin s'arrête. A chaque valeur du signal d'entrée, correspond une position proportionnelle du vérin.

A partir d'une position stable du vérin, le plus petit changement dans le déplacement est transmis au tiroir du distributeur (h). Un déplacement peut se produire par augmentation ou diminution de la charge axiale sur la tige du vérin. La comparaison permanente entre le signal d'entrée d'une part et la position exacte d'autre part, effectuée par le levier d'équilibre (e), imprime au tiroir du distributeur (h) le mouvement nécessaire pour restaurer l'équilibre avec précision.

La conicité des cames obliques (i) est adaptée à chaque cas pour faire en sorte que le déplacement du galet de came (j) soit identique quelque soit la course du vérin. Les vérins de course inférieure à 125 mm ont un mécanisme réactif directement fixé à la tige du vérin. Les vérins de plus grande course sont équipés d'une rampe conique (i) qui traduit la course en un mouvement angulaire au niveau du levier réactif (b).

Le réglage du point zéro est possible en modifiant la tension du ressort (d) par l'intermédiaire du mécanisme (c). Cela permet d'avoir un point de départ différent de la position de tige complètement rentrée.

Le réglage du point zéro est possible dans la plage de -50% à +50% de la course, voir les lignes C et B dans le graphique (figure 89). La bande proportionnelle est le pourcentage de la course correspondant à la plage complète du signal d'entrée. Elle est réglable entre 25% et 150% comme montré sur le graphique (figure 90). Le réglage se fait en positionnant le point d'appui déplaçable (a) du levier réactif (b). Un servo-vérin peut être monté avec commande à action inverse, c'est-à-dire que la tige est complètement sortie pour le signal de pilotage minimum et est complètement rentrée pour un signal de pilotage maximum. Cela se réalise par inversion des canalisations raccordées sur l'avant et le fond du vérin et en retournant la came (i) du mécanisme réactif.

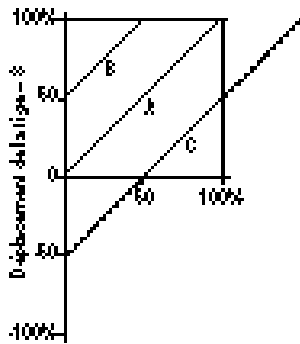


Figure 89: Graphique de mise à zéro

Pour des applications très spéciales, le réglage directement proportionnel doit être remplacé par une courbe particulière. Cela s'obtient par une forme personnalisée de la came (i) correspondant aux caractéristiques demandées.

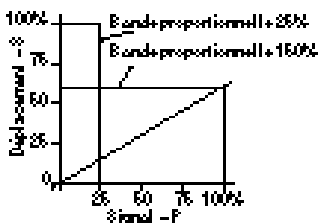


Figure 90: Graphique de la bande proportionnelle

VERINS A TIGE CREUSE

Dans des applications de manipulation mécanique qui comprennent des systèmes "pick and place" et des bras de robots, des ventouses pour le vide sont utilisées pour la préhension de produits. Une méthode d'avance et de retrait de la ventouse, aussi bien que son intégration dans le système de vide, consiste à fixer cette ventouse à l'extrémité de la tige d'un vérin pneumatique à tige creuse. Le flasque arrière du vérin est fileté pour le raccorder à une canalisation de vide. Le vide est amené par la tige télescopique interne jusqu'à la ventouse (figure 91). Ce vérin peut en variante être raccordé à une alimentation d'air comprimé et actionner une pince pneumatique à simple effet fixée à l'extrémité de la tige du vérin. Le vérin est équipé d'un système anti-rotation interne.

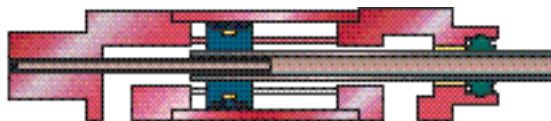


Figure 91: Vérin à tige creuse

Application pour le vide:

Ensemble composé d'un vérin, une pompe à vide miniature sur le fond et une ventouse montée sur la tige creuse du piston.



Figure 92: Ensemble pour le vide monté sur vérin à tige creuse

IMPACTEURS

L'impacteur est conçu pour obtenir une forte accélération du piston et de la tige, délivrant un choc comparable à un coup de marteau. En fixant un outil à l'extrémité de la tige de piston, l'impacteur peut effectuer certains types de travaux de presse. Les impacteurs développent une énergie indiquée en Nm dans le tableau (figure 93). L'énergie potentielle de l'impacteur est transformée en travail, soit une force exercée sur une certaine distance. Une force plus élevée ne pourra être appliquée que sur une course plus petite. Les applications à faible course sont innombrables, par exemple: le poinçonnage, le perçage, la frappe, le formage à froid, l'emboutissage, l'estampage, le marquage, le rivetage, le pliage, le clouage, le découpage, le formage à chaud, le cisailage.

Attention: Un impacteur marque toujours un temps mort fonctionnel entre le signal de commande et son démarrage réel. D'autre part, l'impacteur libère une énergie considérable pendant sa course active, comme une presse. Les normes de sécurité européennes pour la protection des presses doivent être appliquées. La visualisation de la présence ou de l'absence d'air comprimé dans la chambre arrière de l'impacteur à l'aide d'un manomètre fait partie des normes de sécurité.

La gamme d'alésages va de 2" à 6" qui fournit une force moyenne de 25 à 253 kN, pour traverser une tôle de travail de 1.0 mm d'épaisseur. L'impacteur est composé des matériaux suivants: le tube est en acier, les flasques en acier moulé, le piston et la tige en acier inoxydable. Le piston et la tige sont assemblés à chaud et maintenus par une vis de blocage afin de garantir un montage résistant aux chocs répétés.

La plage d'énergie pour chaque vérin est donnée à la figure 93. Les valeurs sont valables pour une pression d'air de 5.5 bar et un déplacement libre de la tige.

Vérin	Alésage (")	Plage d'énergie Nm
M/3020	2	25
M/3030	3	63
M/3040	4	126
M/3060	6	253

Figure 93: Plage d'énergie

Une masse supplémentaire sur la tige de piston ne réduit pas nécessairement l'énergie développée mais elle réduit la vitesse maximum. La transformation de l'énergie d'un impacteur peut être contrôlée par un réglage de la pression d'air.

PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Dans un impacteur, l'accélération du piston et de la tige est provoquée par deux facteurs.

Premièrement, le déplacement du piston n'est possible que si la chambre côté tige est presque complètement pré-échappée. Deuxièmement, une réserve d'air comprimé, donc d'énergie, est enmagasinée côté fond pour maintenir la pression pendant l'impact, en dépit des pertes de charge.

L'impacteur est équipé d'un anneau intermédiaire, avec un

diamètre réduit, placé approximativement à un tiers de la longueur de tube à partir du fond. Il agit comme une butée de fin de course du piston. L'ouverture centrale possède un siège circulaire qui est obturé par un clapet placé sur le piston. Cela consiste en une sorte de soupape circulaire dans laquelle le piston sert de clapet. Le vérin est commandé par un distributeur 5/2 de la même manière qu'un vérin standard. Lorsque l'impacteur est en position tige rentrée, l'arrivée d'air comprimé dans la chambre (b) maintient le piston en position de fermeture de la soupape (figure 94). Lorsque le distributeur de commande est actionné, la chambre (a) est mise sous pression et le volume d'air dans la chambre (b) est mis à l'atmosphère. Le rapport entre la section de l'orifice de la soupape et la surface du piston côté tige est d'environ 1 sur 9. Cela signifie que le rapport des pressions dans le vérin doit être supérieur à 9 au-dessus du piston, et de 1 au-dessous du piston, avant que l'impacteur ne puisse démarrer. Cela donne un léger temps mort après la commande du distributeur tant que les pressions ne correspondent pas à ce rapport.

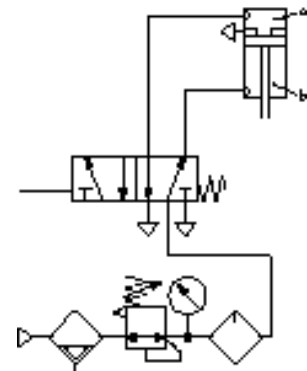


Figure 94: Impacteur et distributeur

La pression d'air comprimé de 5.5 bar dans la chambre (b) doit chuter en dessous de 0.6 bar avant que le piston ne puisse se déplacer. Lorsque le piston peut se déplacer, la soupape s'ouvre et la pression du volume d'air comprimé dans la chambre (a) agit instantanément sur toute la surface du piston. La force de propulsion qui en résulte est multipliée par 9. Cette propulsion se traduit en une accélération brutale. Si le vérin est actionné librement, il peut atteindre une vitesse maximum après 75 mm de course et s'amortit complètement après. L'amortissement lui-même est provoqué par la petite quantité d'air qui subsiste en-dessous du piston. Cet air est comprimé très rapidement. Il peut s'échapper par l'orifice du flasque avant. Cet effet d'amortissement est utile pour un vérin qui se déplace librement. Cependant, dans beaucoup d'applications, le piston et la tige seront arrêtés par la construction de l'outillage à la fin de la course de travail. Le graphique (figure 95) montre les caractéristiques de l'énergie cinétique du piston et de la tige par rapport à la course suivant différentes pressions de travail.

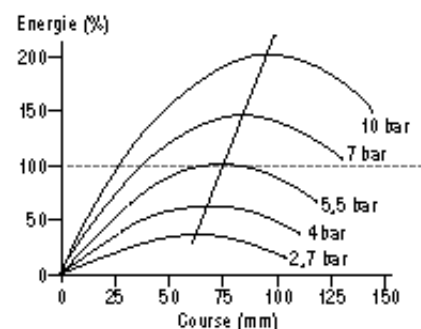


Figure 95: Graphique d'énergie

Le fonctionnement d'un impacteur est illustré en trois étapes, voir figure 96.

1ère étape: Le distributeur de commande est en position de repos, la pression est présente côté tige du vérin et maintient le piston et la tige rentrés. Le côté fond est à l'échappement. Le siège à l'arrière du piston est fermé. Le petit volume annulaire entre le siège de la soupape et le joint à lèvres supérieur du piston est mis à l'atmosphère par une petite restriction calibrée.

2ème étape: Le distributeur a été actionné et la chambre côté fond du vérin est mise sous pression. La chambre côté tige est mise à l'échappement. Le déplacement du piston ne se produit pas directement car la pression différentielle n'a pas dépassé le rapport 9 : 1.

3ème étape: Le changement progressif de la pression différentielle produit une force suffisante pour déplacer très légèrement le piston. De ce fait, la surface supérieure totale du piston est soudainement mise sous la pleine pression d'air contenu dans le réservoir supérieur. Comme la pression régnant dans la chambre côté tige est maintenant très faible, le piston et la tige de piston sont propulsés vers le bas, pour atteindre une vitesse de pointe et une énergie maximum entre 50 et 75 mm de course. A l'achèvement du travail, le distributeur de commande reprend sa position de repos et le vérin se retrouve dans les conditions de la 1ère étape.

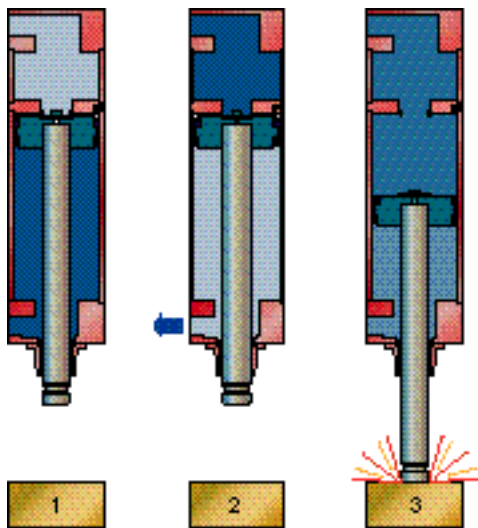


Figure 96: Les 3 étapes de l'opération

INSTALLATION

Bien qu'un impacteur puisse être utilisé dans n'importe quelle position, généralement il est conseillé de le placer verticalement. Cependant, le cadre doit être assez lourd et rigide pour prendre en charge les forces de recul générées par la propulsion et l'impact. Celles-ci peuvent être assez fortes pour soulever un cadre léger. Il est donc nécessaire de fabriquer un cadre solide fixé au bâti de la machine ou ancré dans le sol. Le support doit être mécanosoudé et conçu pour solliciter les assemblages bout-à-bout en compression et non au cisaillement. Des supports légers en profils extrudés sont déconseillés pour raison de résistance aux chocs.

Une construction à quatre colonnes emprisonnée entre deux

plaques d'acier (figure 97) est la plus économique et la plus simple.

La plaque supérieure sera épaisse car elle offre une meilleure résistance à la flexion et elle a l'avantage d'alourdir la masse du corps du vérin. Pour incorporer un poinçon de précision dans l'outillage à quatre colonnes, l'usage des colonnes de guidage de précision est recommandé. Un plateau intermédiaire équipé de paliers lisses ou à billes sera fixé à la tige de l'impacteur. A cause des accélérations élevées du mouvement, le plateau doit être équilibré dynamiquement pour éviter les balourds introduisant des sollicitations et frictions nuisibles. La construction par colonnes décentrées est proscrite pour les mêmes raisons.

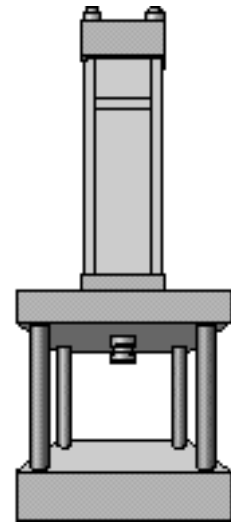


Figure 97: Support à 4 colonnes

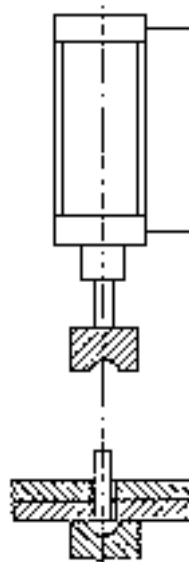
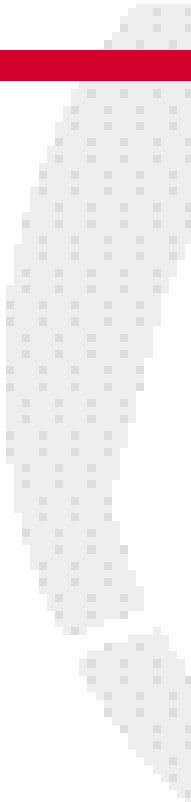


Figure 98: Exemple d'une application de rivetage



ISO 9002

AFAQ N° 1994/2519b



IMI Norgren S.A.
Z.I. de Noisiel 1 - BP 22
1 Rue de la Mare Blanche
77422 Marne la Vallée Cedex 2
Tél: 01 60 05 92 12 Fax: 01 60 17 36 55 - 01 60 06 08 52

Le logo 'Norgren' et 'IMI' sont des marques déposées. © IMI Norgren Limited 1998
Travaillant continuellement au perfectionnement de nos appareils, nous nous réservons le droit de modifier leurs

