

Critères de dimensionnement pour les vérins et les servo-vérins

1 CONFIGURATEUR EN LIGNE

Accessible directement depuis le site web d'Atos, le **configurator** guide les utilisateurs dans la définition du code du vérin souhaité, en sélectionnant pas à pas les caractéristiques et les options requises. Le configurateur garantit un accès libre à la documentation technique et à la vue 3D des vérins sélectionnés. Les utilisateurs enregistrés dans l'espace MyAtos ont un accès gratuit à l'exportation de modèles 3D, qui peuvent être utilisés pour compléter les plans d'assemblage mécanique des machines et des systèmes hydrauliques.

Principales caractéristiques du configurateur :

- Visualisation et exportation de modèles 3D au format STEP
- Documentation technique des produits et des pièces de rechange
- Résumé de la configuration au format PDF
- Stockage des configurations dans le panier pour créer des listes de pièces et des demandes de devis.

Inscrivez-vous dans l'espace [MyAtos](#) pour avoir un accès complet aux fonctionnalités et au contenu du configurateur.

DISCOVER THE ATOS CYLINDERS CONFIGURATOR



2 FORCES HYDRAULIQUES ET LIMITES DYNAMIQUES

2.1 Forces hydrauliques

Pour assurer le bon fonctionnement du vérin, il est nécessaire de vérifier que la force hydraulique F_p est supérieure à la somme algébrique de toutes les forces antagonistes agissant sur le vérin :

$$F_p \geq m \cdot a + F_f + m \cdot g$$

F_f sont les forces de frottement du système, $m \cdot a$ les forces d'inertie et $m \cdot g$ la force du poids (uniquement pour les charges verticales). Pour l'accélération de la pesanteur, on considère $g = 9,8 \text{ m/s}^2$.

Pour les valeurs F_p , voir la section [3], sinon F_p , A_1 , A_2 et la vitesse V peuvent être calculées comme suit :

Force hydraulique

$$F_p = |p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2| \cdot 10 \quad [\text{N}]$$

Surface de poussée

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100} \quad [\text{cm}^2]$$

Vitesse du vérin

$$V = \frac{10 \cdot Q}{A \cdot 60} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{sec}} \right]$$

Surface de traction

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4 \cdot 100} \quad [\text{cm}^2]$$

2.2 Limites dynamiques dues à l'élasticité de l'huile

Le calcul de la valeur de pulsation ω_0 du système vérin-masse permet de définir le temps d'accélération/décélération minimal t_{min} , la vitesse maximale V_{max} et l'espace d'accélération/décélération minimal S_{min} pour ne pas affecter la stabilité fonctionnelle du système. Calculez ω_0 , t_{min} , V_{max} et S_{min} à l'aide des formules suivantes. Une tuyauterie flexible ou de longues distances entre le distributeur et le vérin peuvent affecter la rigidité du système, de sorte que les valeurs calculées peuvent ne pas être fiables.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{40 \cdot E \cdot A_1}{c \cdot m}} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{A_2}{A_1}}}{2} \quad \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

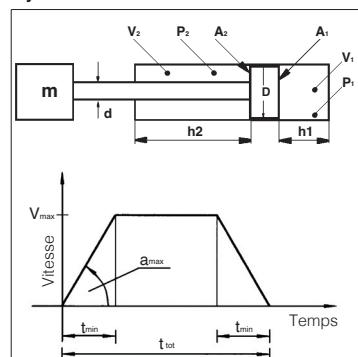
$$t_{min} = \frac{35}{\omega_0} \quad [\text{s}]$$

$$V_{max} = \frac{c}{t_{tot} - t_{min}} \quad [\text{mm/s}]$$

$$S_{min} = \frac{V_{max} \cdot t_{min}}{2} \quad [\text{mm}]$$

Note : pour l'huile minérale, considérer $E = 1,4 \cdot 10^7 \text{ kg/cm} \cdot \text{s}^2$

Symboles



Quantité	Unité	Symbol
Force	N	F_p
Pression	bar	p
Section	cm^2	A
Taille de l'alséage	mm	D
Diamètre tige	mm	d
Course du vérin	mm	c
Débit	l/min	Q
Vitesse	m/s	V
Accélération	m/s^2	a
Masse de la charge	kg	m
Module d'élasticité de l'huile	$\text{kg/cm} \cdot \text{s}^2$	E
Temps total à disposition	s	t_{tot}

3 DIMENSIONNEMENT

Le tableau ci-dessous indique les sections et les forces de poussée/traction pour trois pressions de travail différentes.

Une fois les forces de poussée/traction connues, la taille du vérin hydraulique peut être choisie dans le tableau ci-dessous. Les valeurs ont été déterminées à l'aide des formules de la section [2].

FORCE DE TRACTION [kN]

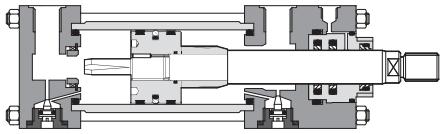
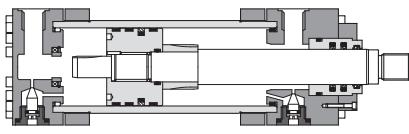
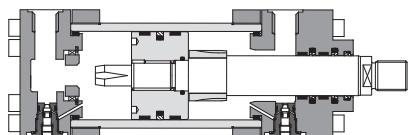
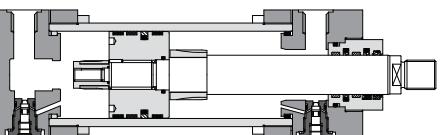
Alésage [mm]	25	32	40	50	63	80	100
Tige [mm]	12	18	14	22	18	22	28
A_2 Surface de traction [cm^2]	3,8	2,4	6,5	4,2	10,0	8,8	6,4
Force de traction [kN]	p=100 bar	3,8	2,4	6,5	4,2	10,0	8,8
	p=160 bar	6,0	3,8	10,4	6,8	16,0	14,0
	p=250 bar	9,4	5,9	16,3	10,6	25,1	21,9

Alésage [mm]	125	140	160	180	200	250	320	400
Tige [mm]	56	70	90	90	70	90	110	110
A_2 Surface de traction [cm^2]	98,1	84,2	59,1	90,3	162,6	137,4	106,0	159,4
Force de traction [kN]	p=100 bar	98,1	84,2	59,1	90,3	162,6	137,4	106,0
	p=160 bar	156,9	134,8	94,6	144,5	260,1	219,9	169,6
	p=250 bar	245,2	210,6	147,8	225,8	406,4	343,6	265,1

FORCE DE POUSSÉE [kN]

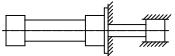
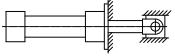
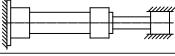
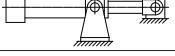
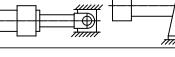
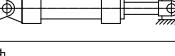
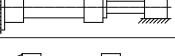
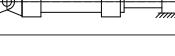
Alésage [mm]	25	32	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	250	320	400
Tige [mm]	4,9	8,0	12,6	19,6	31,2	50,3	78,5	122,7	153,9	201,1	254,5	314,2	490,9	804,2	1 256,6
A_1 Surface de poussée [cm^2]	4,9	8,0	12,6	19,6	31,2	50,3	78,5	122,7	153,9	201,1	254,5	314,2	490,9	804,2	1 256,6
Force de poussée [kN]	p=100 bar	4,9	8,0	12,6	19,6	31,2	50,3	78,5	122,7	153,9	201,1	254,5	314,2	490,9	804,2
	p=160 bar	7,9	12,9	20,1	31,4	49,9	80,4	125,7	196,3	246,3	321,7	407,2	502,7	785,4	1 286,8
	p=250 bar	12,3	20,1	31,4	49,1	77,9	125,7	196,3	306,8	384,8	502,7	636,2	785,4	1 227,2	2 010,6
															3 141,6

4 CHOIX DE LA SÉRIE DE VÉRINS

<p>SÉRIE CK/CH - tab. B137 - B140 à ISO 6020-2</p>  <p>- Pression nominale 16 MPa (160 bar) - max. 25 MPa (250 bar) - Tailles d'alésage de 25 à 200 mm - Diamètres de tige de 12 à 140 mm</p>	<p>SÉRIE CH GROS ALÉSAGE - tab. B160 à ISO 6020-3</p>  <p>- Pression nominale 16 MPa (160 bar) - max. 25 MPa (250 bar) - Tailles d'alésage de 250 à 400 mm - Diamètres de tige de 140 à 220 mm</p>
<p>SÉRIE CN - tab. B180 à ISO 6020-1</p>  <p>- Pression nominale 16 MPa (160 bar) - max. 25 MPa (250 bar) - Tailles d'alésage de 50 à 200 mm - Diamètres de tige de 28 à 140 mm</p>	<p>SÉRIE CC - tab. B241 à ISO 6022</p>  <p>- Pression nominale 25 MPa (250 bar) - max. 32 MPa (320 bar) - Tailles d'alésage de 50 à 320 mm - Diamètres de tige de 36 à 220 mm</p>

5 VÉRIFICATION DE LA CHARGE DE FLAMBAGE

5.1 Calcul de la longueur idéale

Type	Connexion de l'extrémité de la tige	Type de montage	F _c
A, E, K, N, T, W, Y, Z	Fixe et à guidage rigide		0,5
A, E, K, N, T, W, Y, Z	En rotation et à guidage rigide		0,7
B, P, V	Fixe et à guidage rigide		1,0
G	En rotation et à guidage rigide		1,0
B, P, V, L	En rotation et à guidage rigide		1,5
A, E, K, N, T, W, Y, Z	Avec support mais sans guidage rigide		2,0
C, D, H, S	En rotation et à guidage rigide		2,0
B, P, V	Avec support mais sans guidage rigide		4,0
C, D, H, S	Avec support mais sans guidage rigide		4,0

Pour les vérins travaillant avec des charges de poussée, la vérification de la charge de flambage doit être prise en compte avant de choisir la taille de la tige. Cette vérification est effectuée en considérant le vérin entièrement déployé comme une barre ayant le même diamètre que la tige du vérin (critère de sécurité) :

1. déterminer le facteur de course « F_c » en fonction du type de montage et de la connexion de l'extrémité de la tige, voir le tableau ci-contre

2. calculer la « longueur idéale » à l'aide de l'équation : longueur idéale = F_c x course [mm]

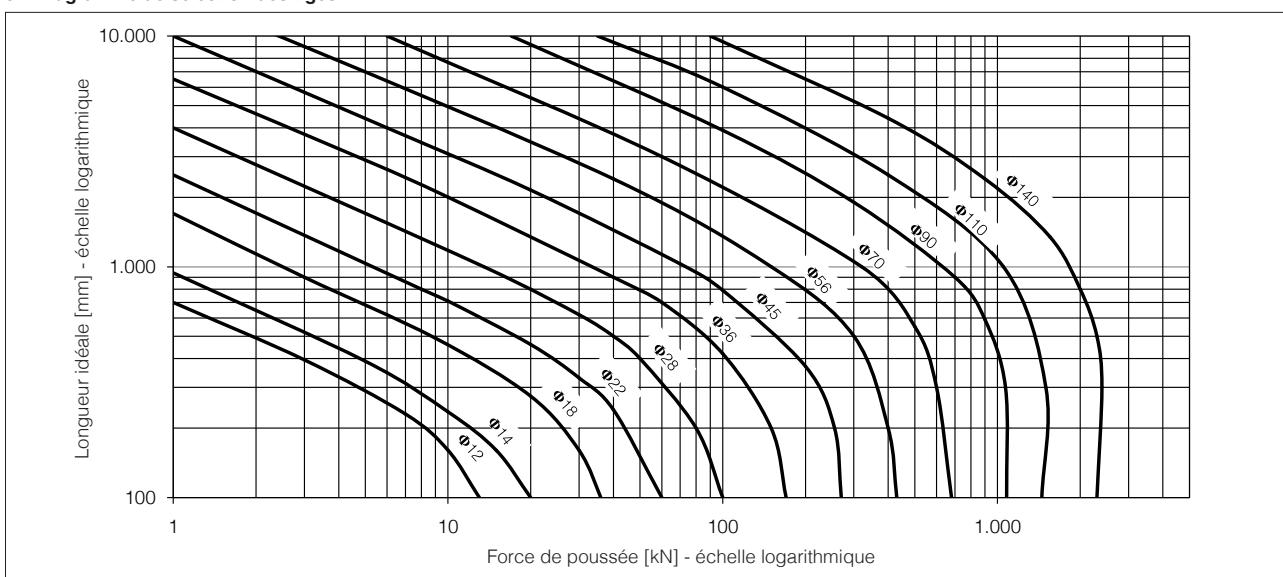
Si une entretoise a été choisie, la longueur de l'entretoise doit être ajoutée à la course

3. calculer la force de poussée F_p comme indiqué dans la section 3 ou à l'aide des formules indiquées dans la section 2

4. obtenir le point d'intersection entre la force de poussée et la longueur idéale à l'aide du diagramme de sélection des tiges 5.2

5. obtenir le diamètre minimal de la tige à partir de la ligne courbe au-dessus du point d'intersection

5.2 Diagramme de sélection des tiges



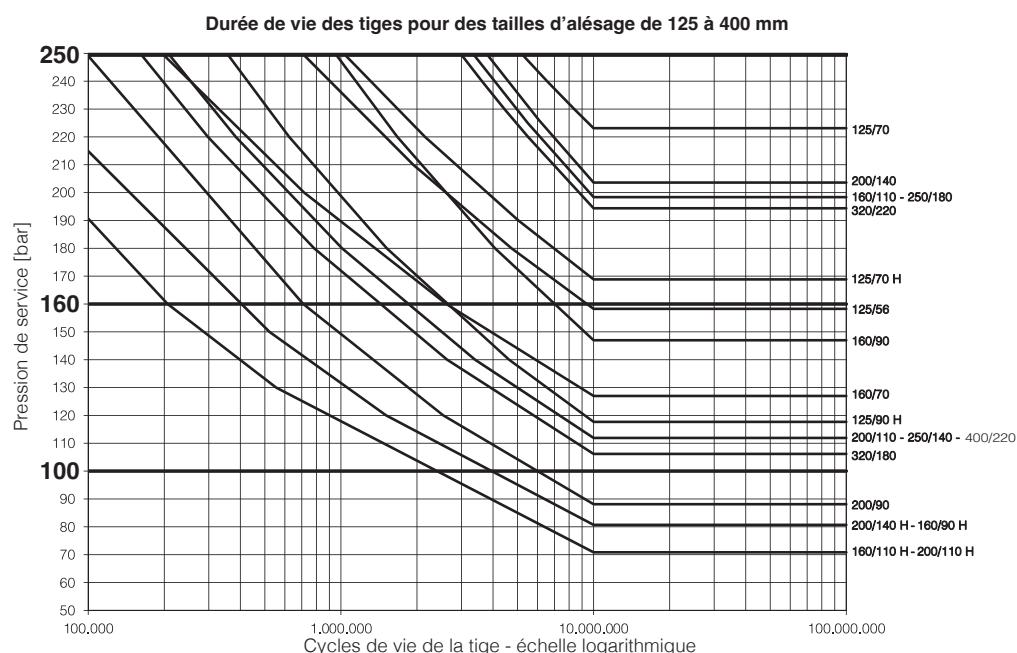
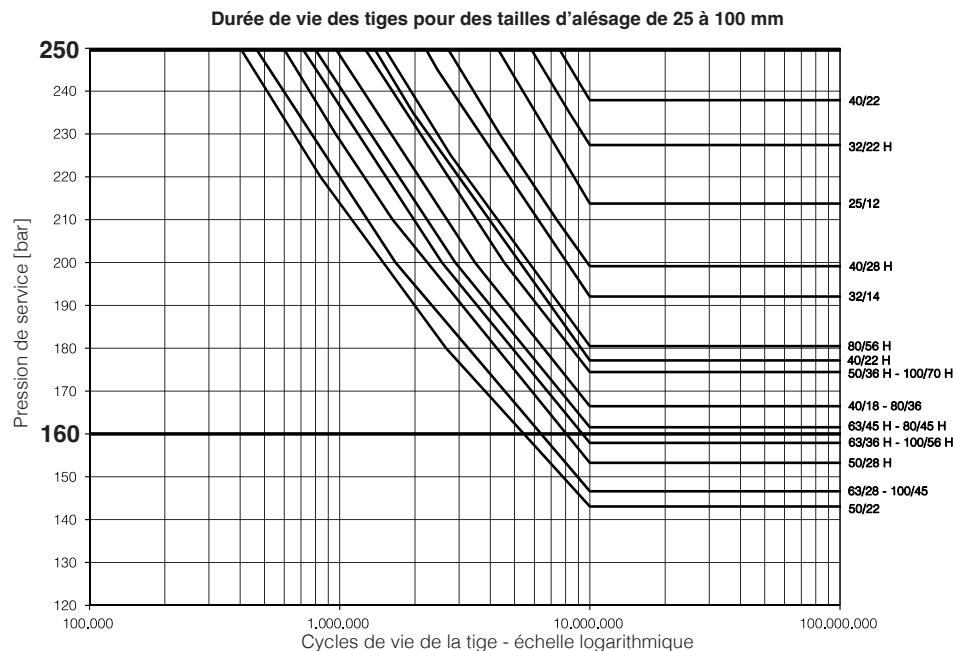
6 PRÉDICTION DE LA DURÉE DE VIE MÉCANIQUE ATTENDUE DU VÉRIN

Le filetage de la tige est la partie la plus critique du vérin, et la durée de vie prévue du vérin peut donc être évaluée par la prédition de la durée de vie en fatigue du filetage de la tige. Il est donc toujours recommandé de vérifier si la tige est soumise à des contraintes de fatigue (ce qui n'est pas nécessaire si le vérin fonctionne avec des charges de poussée) et si la durée de vie prévue du filetage de la tige peut devenir un problème par rapport à la durée de vie requise du vérin. Les diagrammes ci-dessous n'incluent pas les tiges qui sont exemptes de fatigue pour des pressions de travail supérieures à 250 bar. Les courbes se réfèrent à des conditions de travail idéales et ne tiennent pas compte des désalignements et des charges transversales qui pourraient réduire les cycles de vie prévus. Les diagrammes sont valables pour toutes les séries de vérins et de servo-vérins avec des matériaux et des tailles standard (section 6.2) ou l'option K « Nickelage et chromage » des tiges (section 6.3). Pour l'évaluation de la durée de vie attendue des tiges en acier inoxydable (série CNX), contactez notre service technique. Pour les exécutions à double tige, le calcul de la durée de vie mécanique ne s'applique pas aux tiges secondaires car le filetage est plus faible que celui des tiges primaires.

6.1 Procédure de calcul de la durée de vie mécanique

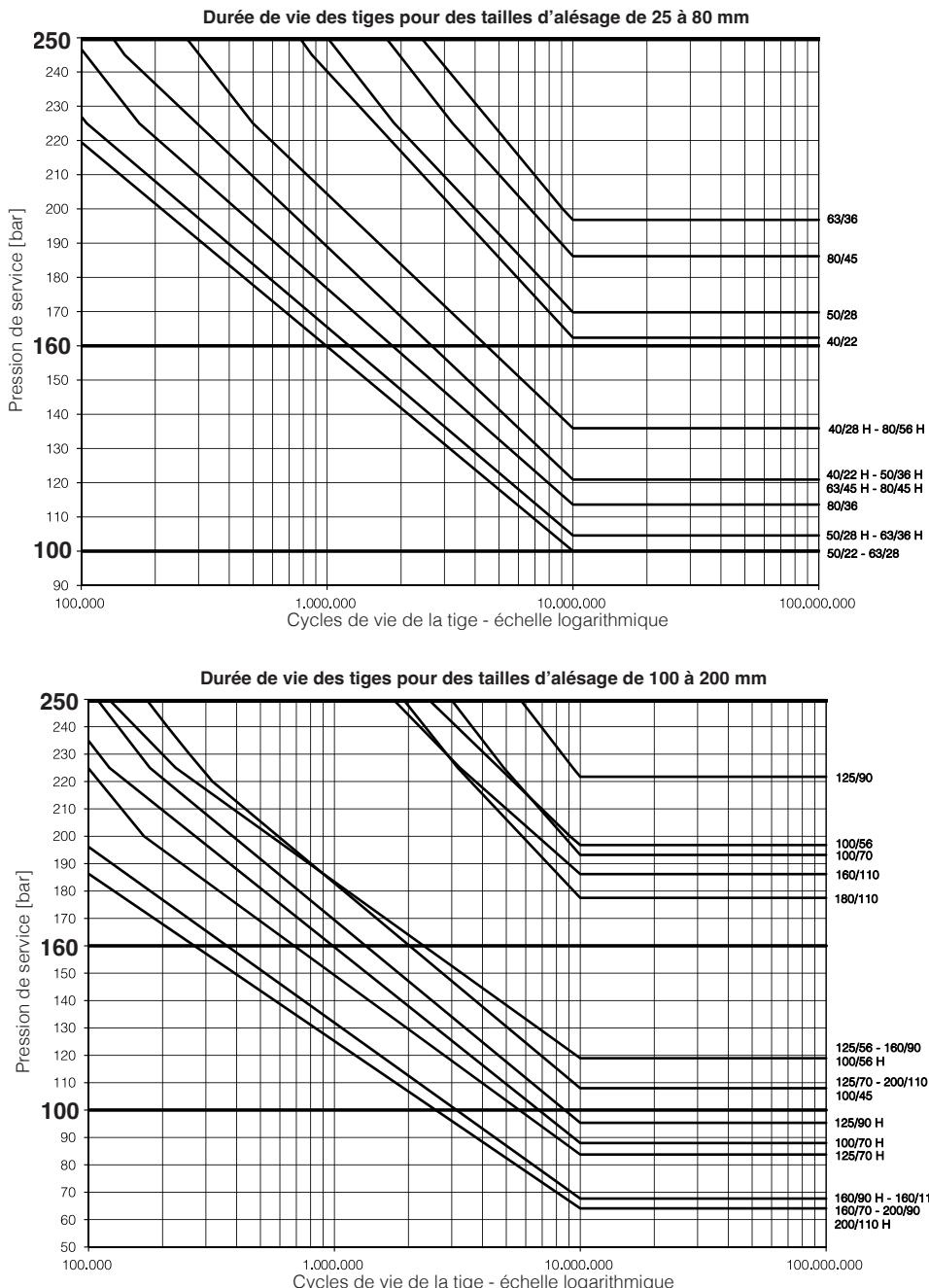
1. Identifier la courbe du graphique de la durée de vie en fatigue des tiges appropriées en fonction de taille de l'alésage/de la tige et du traitement de la tige sélectionnés. Les accouplements alésage/tige sans fatigue ne sont pas inclus dans les graphiques.
2. Intersector la pression de service avec la courbe correspondant à la tige étudiée et déterminer les cycles de vie prévus de la tige. Si la durée de vie calculée de la tige est inférieure à 500 000 cycles, une analyse minutieuse de la part de notre service technique est suggérée.

6.2 Diagrammes de résistance à la fatigue des tiges pour les tiges standard



Note : les courbes sont étiquetées en fonction de la taille de l'alésage/de la tige. Le filetage mâle réduit (option **H**) est indiqué par le « **H** » après la tige. Exemple : l'étiquette **125/90 H** signifie alésage = 125 mm, tige = 90 mm et tige avec option **H**

6.3 Diagrammes de résistance à la fatigue des tiges pour les tiges avec nickelage et chromage (option K)



Note : les courbes sont étiquetées en fonction de la taille de l'alésage/de la tige. Le filetage mâle réduit (option **H**) est indiqué par le « **H** » après la tige
Exemple : l'étiquette **125/90 H** signifie alésage = 125 mm, tige = 90 mm et tige avec option **H**

7 VÉRIFICATION DE L'AMORTISSEMENT HYDRAULIQUE

7.1 Caractéristiques de fonctionnement

L'amortissement hydraulique agit comme un « amortisseur » pour dissiper l'énergie d'une masse reliée à la tige et dirigée vers les extrémités de la course du vérin, en réduisant sa vitesse avant le contact mécanique, évitant ainsi les chocs mécaniques qui pourraient réduire la durée de vie moyenne du vérin et de l'ensemble du système.

L'amortissement s'avère efficace tant que la pression à l'intérieur de la chambre d'amortissement se rapproche du profil idéal décrit dans le diagramme ci-contre. Le diagramme compare le profil idéal avec le profil de pression réel d'un vérin typique.

7.2 Caractéristiques de l'application

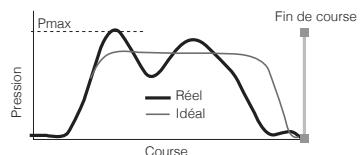
Les lignes directrices suivantes concernent les vérins CK, CH, CN et CC : pour les vérins CH à gros alésage, veuillez contacter notre service technique. Afin d'optimiser les performances de l'amortissement dans différentes applications, trois versions différentes d'amortissement ont été développées :

- version lente, avec réglage de l'amortissement, pour une vitesse $V \leq 0,5 \cdot V_{max}$
- version rapide, sans réglage, pour une vitesse $V > 0,5 \cdot V_{max}$
- version rapide, avec réglage de l'amortissement, pour une vitesse $V > 0,5 \cdot V_{max}$

Les amortissements réglables sont dotés d'une valve à aiguille pour optimiser les performances d'amortissement. La valeur de la vitesse maximale autorisée V_{max} dépend de la taille du vérin, voir le tableau ci-dessous.

ø Piston [mm]	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200
V_{max} [m/s]	1	1	1	1	0,8	0,8	0,6	0,6	0,5	0,5

Pression dans la chambre d'amortissement



Vitesse durant l'amortissement



7.3 Procédure de calcul de l'énergie maximale

Vérifier l'énergie maximale qui peut être absorbée par l'amortissement sélectionné comme suit :

1. calculer l'énergie à dissiper **E** par la somme algébrique de l'énergie cinétique **E_c** et de l'énergie potentielle **E_p** (pour les applications horizontales, l'énergie potentielle est : **E_p = 0**)

$$E = E_c + E_p$$

- **E_c** (énergie cinétique) due à la vitesse de la masse

$$E_c = 1/2 \cdot M \cdot V^2 \quad [\text{Joule}]$$

- **E_p** (énergie potentielle) due à la gravité et liée à l'angle d'inclinaison α du vérin, comme indiqué ci-contre

Pour l'amortissement avant :

$$E_p = -L_f \cdot M \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [\text{Joule}]$$

$$E_p = +L_f \cdot M \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [\text{Joule}]$$

Pour l'amortissement arrière :

$$E_p = -L_f \cdot M \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [\text{Joule}]$$

$$E_p = +L_f \cdot M \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [\text{Joule}]$$

2. identifier le diagramme d'amortissement approprié en fonction du type de tige, du côté d'amortissement (avant ou arrière) et de la série de vérins (section 7.4 pour les vérins CK, CH, CN ou section 7.5 pour les vérins CC).

3. intersecer la pression de service avec la courbe de la taille de l'alésage/de la tige et extraire la valeur **E_{max}** correspondante

4. comparer la valeur **E_{max}** avec l'énergie à dissiper **E** et vérifier que :

$$E \leq E_{\max}$$

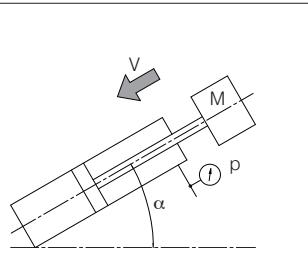
5. pour les applications critiques avec une vitesse élevée et des courses d'amortissement courtes, une évaluation précise de l'amortissement est vivement conseillée, contactez notre service technique.

7.4 Diagrammes d'amortissement pour les vérins CK - CH - CN

Notes :

- les graphiques d'amortissement avant sont étiquetés en fonction de la taille de l'alésage/de la tige, le graphique d'amortissement arrière est étiqueté en fonction de la taille de l'alésage
- les courbes sont valables pour une huile minérale ISO 46 et une température du fluide de 40-50 °C : l'utilisation d'eau ou de fluides à base d'eau et des températures plus élevées ou plus basses peuvent affecter les performances d'amortissement en raison des variations importantes de la viscosité par rapport à l'huile minérale standard
- pour les versions réglables, la valeur **E_{max}** se réfère à la cartouche d'amortissement complètement fermée, l'énergie maximale à dissiper peut être augmentée en ouvrant la cartouche d'amortissement, réduisant ainsi la pression maximale atteinte dans la chambre d'amortissement
- les diagrammes d'amortissement ont été déterminés avec une pression maximale de 250 bar admise dans la chambre d'amortissement

Symboles



E = énergie à dissiper

[J]

E_{max} = énergie max dissipable

[J]

M = masse

[kg]

V = vitesse de la tige

[m/s]

L_f = longueur d'amortissement

[mm]

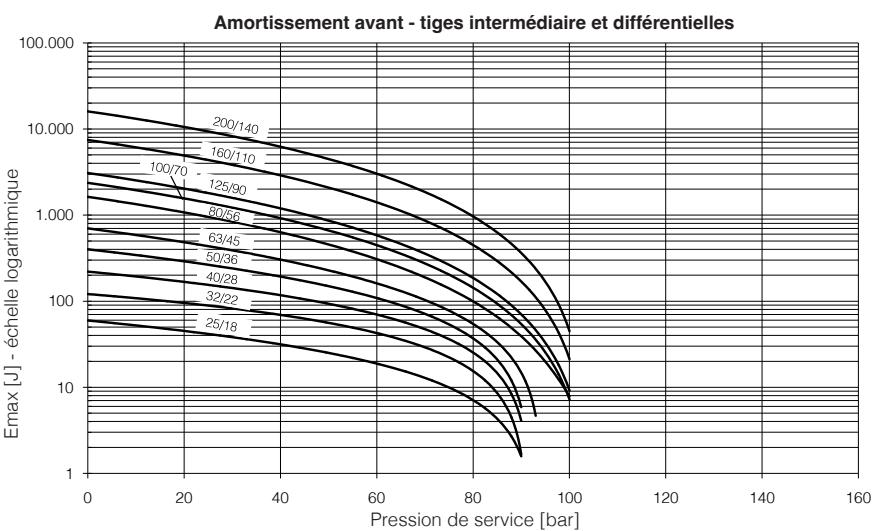
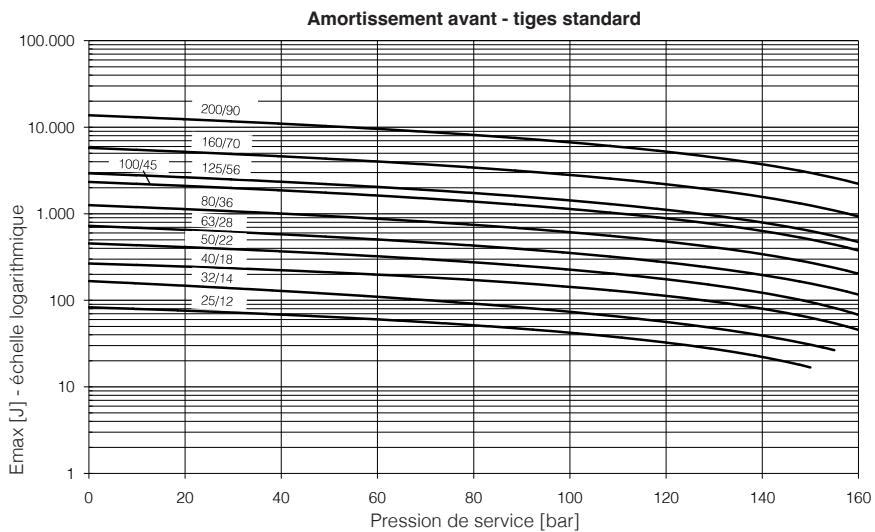
(voir section 12 des fiches B137, B140)

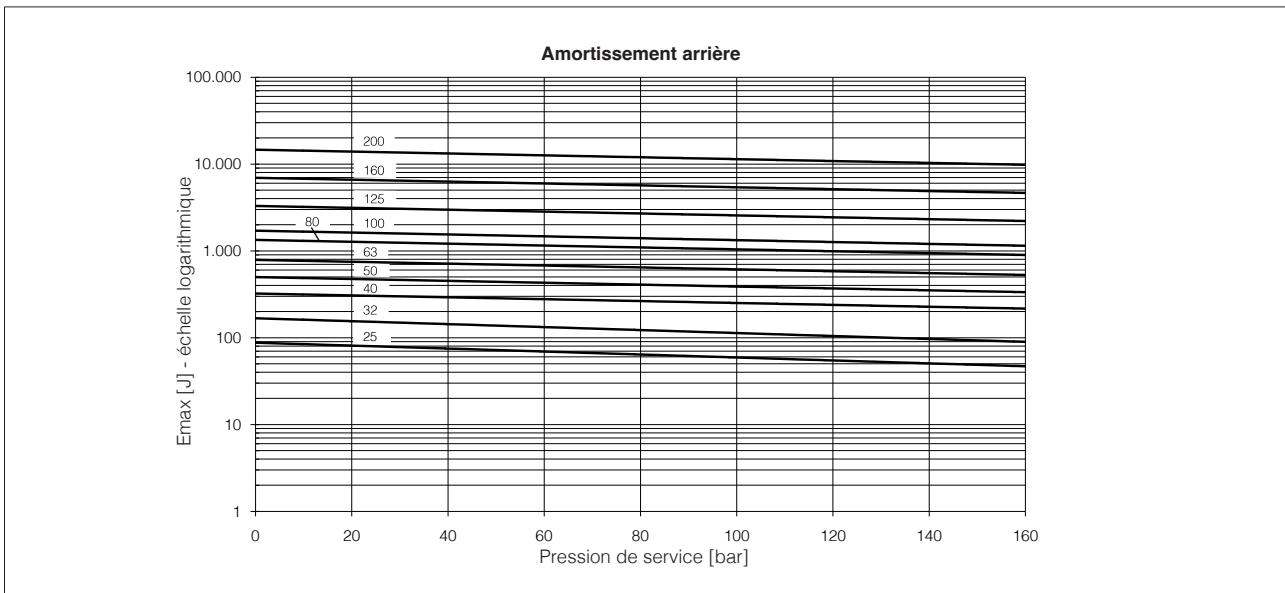
g = accélération de la pesanteur, considérée $g=9,81 \text{ m/s}^2$

[m/s²]

alpha = angle d'inclinaison

[°]

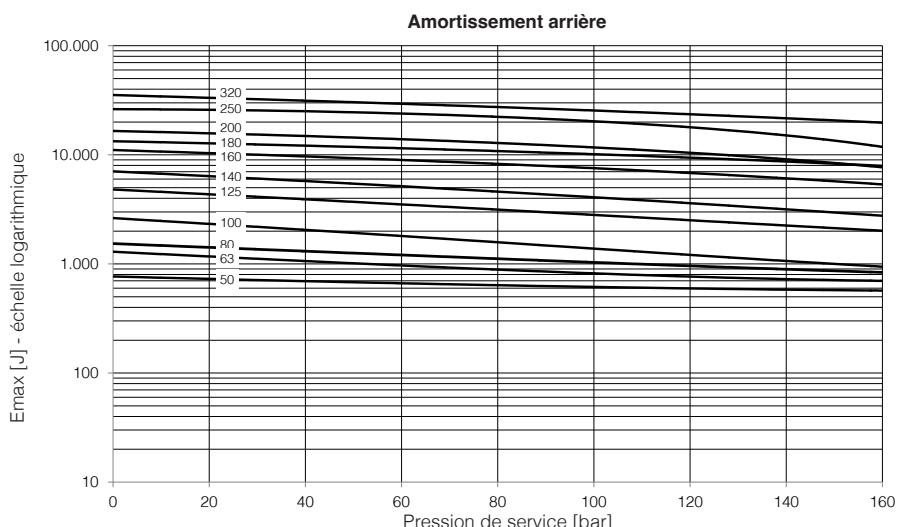
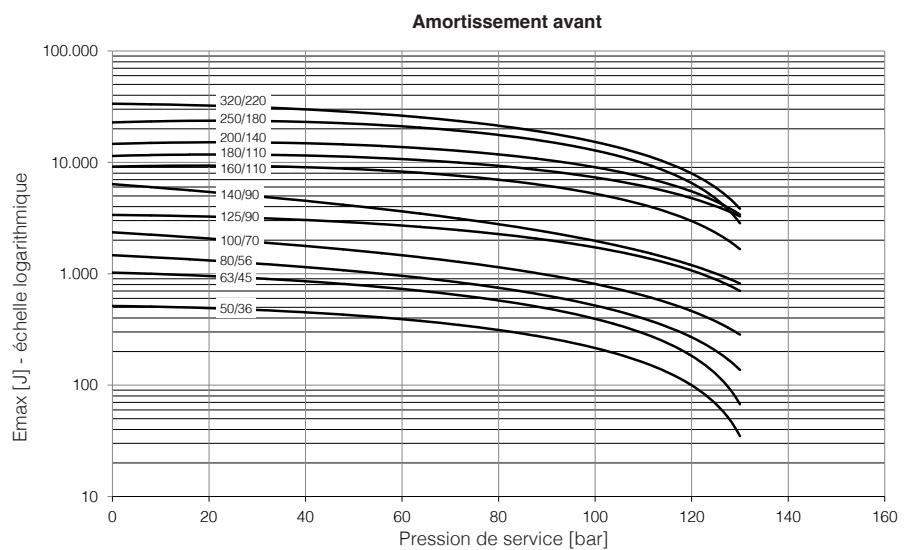




7.5 Diagrammes d'amortissement pour les vérins CC

Notes :

- les graphiques d'amortissement avant sont étiquetés en fonction de la taille de l'alésage/de la tige, le graphique d'amortissement arrière est étiqueté en fonction de la taille de l'alésage
- les courbes sont valables pour une huile minérale ISO 46 et une température du fluide de 40-50 °C : l'utilisation d'eau ou de fluides à base d'eau et des températures plus élevées ou plus basses peuvent affecter les performances d'amortissement en raison des variations importantes de la viscosité par rapport à l'huile minérale standard
- pour les versions réglables, la valeur E_{max} se réfère à la cartouche d'amortissement complètement fermée, l'énergie maximale à dissiper peut être augmentée en ouvrant la cartouche d'amortissement, réduisant ainsi la pression maximale atteinte dans la chambre d'amortissement
- les diagrammes d'amortissement ont été déterminés avec une pression maximale de 320 bar admise dans la chambre d'amortissement



8 FROTTEMENT D'ÉTANCHÉITÉ ET RAPPORT DE VITESSE ENTRÉE / SORTIE

Les performances d'étanchéité de base indiquées dans les tableaux techniques des vérins ne sont pas suffisantes pour une évaluation complète du système d'étanchéité. Les sections suivantes présentent des vérifications supplémentaires concernant le rapport de vitesse minimum entre l'entrée et la sortie de la tige, la frottement d'étanchéité statique et dynamique.

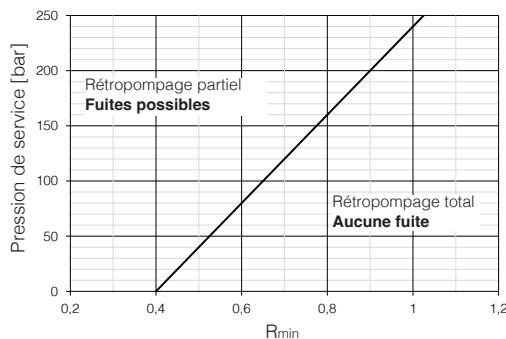
8.1 Rapport de vitesse entrée / sortie

Les applications avec un faible rapport de vitesse de la tige d'entrée/sortie peuvent présenter des fuites causées par un « rétropompage » partiel de l'huile piégée entre les joints de la tige, il est donc recommandé de vérifier le rétropompage correct à l'aide du diagramme ci-dessous.

1. Déterminez le rapport de vitesse entrée / sortie **R** du vérin

$$R = \frac{V_{in}}{V_{out}} = \frac{Q_2 \cdot A_1}{A_2 \cdot Q_1}$$

2. Intersector la pression de service avec la courbe ci-dessous et en extraire la valeur **R_{min}** correspondante admise



3. Vérifier que

$$R \geq R_{min}$$

Si l'équation ci-dessus n'est pas vérifiée, contactez notre service technique

8.2 Frottement d'étanchéité statique et dynamique

Les systèmes d'étanchéité peuvent affecter le mouvement régulier de la tige, c'est pourquoi l'évaluation des forces de frottement d'étanchéité est recommandée dans plusieurs applications telles que :

- Les servo-actionneurs avec contrôle en boucle fermée
- Les servo-vérins pour lesquels une grande précision dans le positionnement de la tige est requise
- Les vérins à faible vitesse (<0,05 m/s)
- Les systèmes hydrauliques à basse pression (<10 bar) où les forces de frottement d'étanchéité peuvent avoir une influence significative.

Les sections suivantes permettent de calculer le frottement d'étanchéité statique et dynamique en fonction du système d'étanchéité sélectionné pour les servo-vérins CK, CH et CK*.

8.3 Procédure de calcul du frottement d'étanchéité

Calculer le frottement d'étanchéité **dynamique** comme suit :

1. Intersector la vitesse avec la courbe appropriée en fonction du système d'étanchéité à partir du diagramme de la section 8.4.

2. Extraire la valeur **C** correspondante

3. Identifier le diagramme approprié en fonction du système d'étanchéité (section 8.5)

4. Intersector la pression de service avec la courbe dépendant de la taille de l'alésage.

5. Extraire la valeur **A** correspondante

$$F_{sf} = A \cdot (D + d) + C \text{ [N]}$$

en considérant D= Taille de l'alésage [mm] ; d= Taille de la tige [mm]

Calculer le frottement d'étanchéité **statique** comme suit :

1. Extraire la valeur **C** correspondant à la vitesse **V = 0 m/s** dans le diagramme de la section 8.4.

2. Identifier le diagramme approprié en fonction du système d'étanchéité (section 8.5)

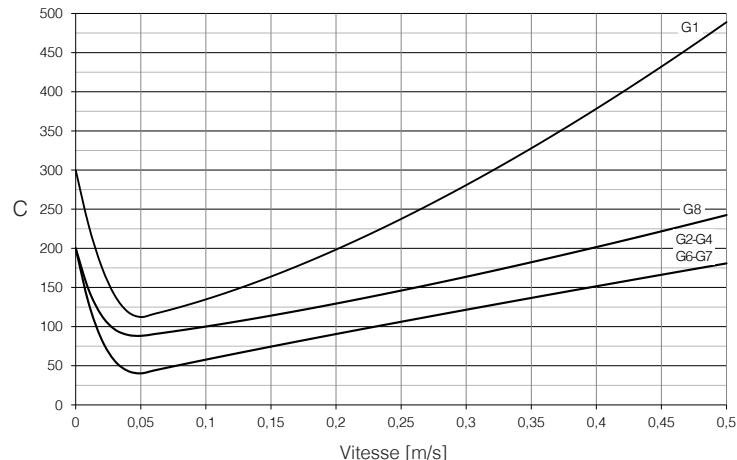
3. Intersector la pression de service avec la courbe dépendant de la taille de l'alésage.

4. Extraire la valeur **A** correspondante

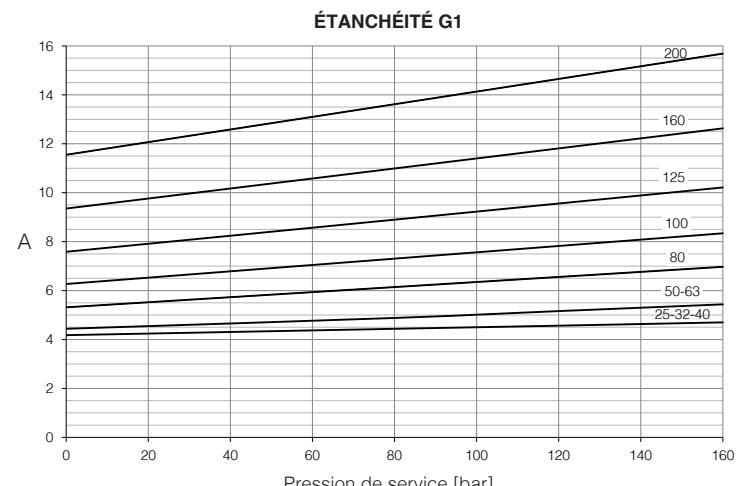
$$F_{sf} = A \cdot (D + d) + C \text{ [N]}$$

en considérant D= Taille de l'alésage [mm] ; d= Taille de la tige [mm]

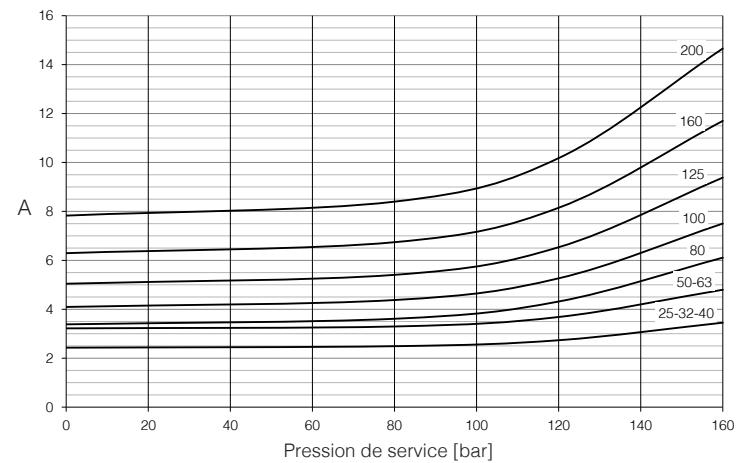
8.4 Diagrammes de frottement - paramètre **C** vs vitesse



8.5 Diagrammes de frottement - paramètre **A** vs pression



ÉTANCHÉITÉ G2 - G4 - G6 - G7



ÉTANCHÉITÉ G8

