

 **paul forrer** 
contributions de support

Nous transmettons volontiers notre savoir



Paul Forrer SA

Connaissance et pratique

contributions de support

Cher client

"Bienvenue dans le monde fascinant de la technique de Paul Forrer SA". Depuis nos 70 ans d'existence, l'une de nos principales préoccupations a toujours été, outre le conseil spécialisé et la vente de produits de haute qualité, la transmission et l'enseignement de notre savoir technique à nos clients.

Outre les formations clients et les congrès, nos "articles forrerSupport", rédigés par nos experts techniques eux-mêmes et publiés dans notre magazine, font également partie de ce transfert de connaissances. Ces publications portent notamment sur les thèmes suivants.

- Choix du produit souhaité en fonction de la conception technique.
- Quels sont les éléments à prendre en compte en matière de sécurité du produit.
- Analyse et détection précoce des défauts
- Formules techniques importantes pour la conception de systèmes ou de composants hydrauliques.
- Descriptions fonctionnelles de systèmes hydrauliques complexes

Nous avons regroupé ces articles dans cette brochure pratique, comme un ouvrage de référence, afin que vous puissiez trouver et lire rapidement et facilement l'article souhaité. Nous espérons que cette brochure vous aidera à répondre à certaines questions techniques dans les domaines de l'hydraulique, de la technique d'entraînement et des appareils à moteur et qu'elle vous offrira une plus-value.

Si vous avez des questions sur les différents articles ou si vous avez besoin d'informations complémentaires sur les différents thèmes, nos conseillers techniques se tiennent volontiers à votre disposition. Nous vous souhaitons une bonne lecture et nous réjouissons de vos éventuelles réactions.

Votre équipe Paul Forrer



Table des matières

COMPOSANTS HYDRAULIQUES

Mise en œuvre correcte des pompes hydrauliques à engrenages	06
Calculs de vérins hydrauliques	07
Utilisation de la valeur D dans la technique des attelages	08
La différence: soupape anti-retour et soupape d'équilibrage	09
Indications de montage pour les pompes à pistons axiales, radiales et moteurs	10
Quelques «tuyaux» relatifs à l'utilisation des treuils	11
Relais amplificateur proportionnel	12
Installation correcte du réservoir hydraulique	13
Mise en application correcte d'un entraînement d'essieu	14
Mode de fonctionnement des limiteurs de surcharge	15
L'importance de la pureté de l'huile hydraulique	16
Application et fonctionnement des accumulateurs de pression	17
Bien choisir un vérin télescopique	18
Purger correctement les systèmes hydrauliques	19
Flow-sharing – synchronisation même en cas de sous-alimentation.....	20
Dimensionnement d'un radiateur d'huile	21
Sélection d'une pompe pour mon véhicule utilitaire - qu'est-ce qui est important ?	22
Pompe à engrenages défectueuse ? pas de plaque signalétique?	24

HYDRAULIQUE / TECHNIQUE D'ENTRAÎNEMENT/ TECHNIQUE DE RACCORDEMENT

Montage correct de conduites hydrauliques	25
La norme ISO 18752 remplace les normes SAE et EN	26
La durée de vie des tuyaux hydrauliques.....	27

NOS CONSEILS EN FREINS

Freins hydrauliques ou freins pneumatiques ?	28
Relations entre freinage z et décélération maximum	30
Nouvelles exigences pour véhicules – le règlement UE 2015/68 & EU 167/2013	32
Nouvelles exigences pour les systèmes de freinage de remorques (P2L et H2L)	34
Travaux de maintenance sur le système d'air comprimé.....	36

APPAREILS À MOTEURS

Calculer la puissance et la capacité d'un accu.....	38
---	----

MISE EN OUVRE CORRECTE des pompes hydrauliques à engrenages

Le genre de pompe le plus utilisé pour les circuits hydrauliques fonctionnant avec de l'huile est la pompe à engrenages. De construction simple, elle est fiable tout en étant la solution la moins chère pour obtenir de la pression.

La pompe à engrenages travaille selon le principe du refoulement. Le volume refoulé durant une rotation est appelé volume de débit géométrique (Vu). Cette valeur est aussi utilisée comme identification de la dimension de la pompe ou comme débit par rotation (cm³/U) dans notre documentation technique. C'est uniquement lorsqu'une action due à un motif extérieur comme par exemple la hauteur de refoulement, la résistance due aux conduites ou à la sortie etc. qu'a lieu une « contre pression ». Cette résistance s'appelle pression de travail.

Calculer une pompe

Lors de l'utilisation d'une pompe, les valeurs suivantes sont calculées:

Vu (cm ³ /U)	volume refoulé
Q (L/min)	débit
P (bar)	pression
M (NM)	couple
N (U/min)	vitesse de rotation
P (KW)	puissance

A cette occasion les degrés d'efficacité suivants doivent être considérés:

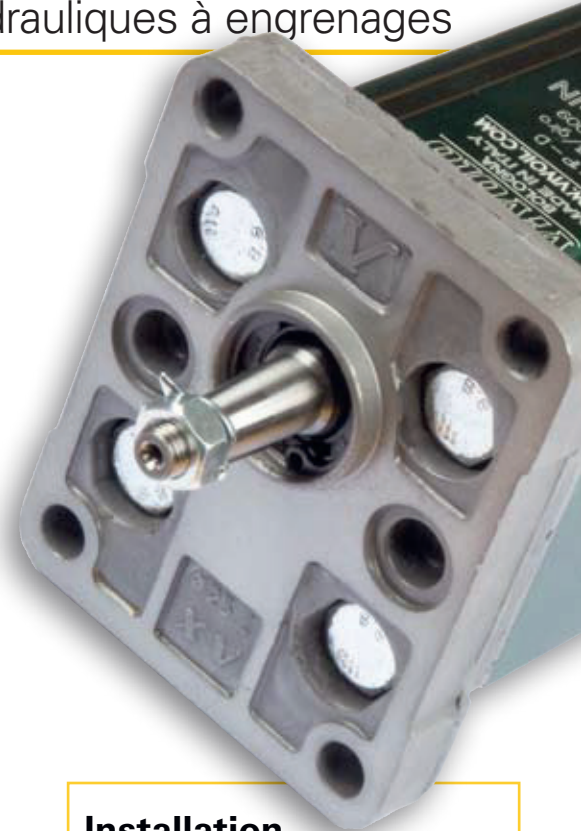
η_v	degré d'efficacité volumétrique (ca. 90 – 95%)
η_t	degré d'efficacité total (ca. 85 – 90%)

Le degré d'efficacité volumétrique décrit le débit effectif (débit absorbé ou restitué) en rapport au débit théorique en tenant compte de la cinématique de refoulement et de la vitesse de rotation.

Additionné au degré d'efficacité mécanique (frottement interne de la pompe) on obtient le degré d'efficacité total.

Les formules suivantes décrivent les relations. Les facteurs de correction permettant l'adaptation aux unités de mesures de la pratique sont pris en considération.

$Q = \frac{V \cdot N \cdot \eta_v}{100000}$	$Q = \frac{10.8 \cdot 1500 \cdot 95}{100000} = 15.39 \text{ L/min}$
$V = \frac{Q}{N \cdot \eta_v} \cdot 100000$	$V = \frac{15.39}{1500 \cdot 95} \cdot 100000 = 10.8 \text{ cm}^3$
$N = \frac{Q}{v \cdot \eta_v} \cdot 100000$	$N = \frac{15.39}{10.8 \cdot 95} \cdot 100000 = 1500 \text{ U/min}$
$P = \frac{p \cdot Q}{6 \cdot \eta_t}$	$P = \frac{200 \cdot 15.39}{6 \cdot 90} = 5.7 \text{ KW}$
$Q = \frac{6 \cdot p \cdot \eta_t}{p}$	$Q = \frac{6 \cdot 5.7 \cdot 90}{200} = 15.39 \text{ L/min}$
$p = \frac{6 \cdot p \cdot \eta_t}{Q}$	$p = \frac{6 \cdot 5.7 \cdot 90}{15.39} = 200 \text{ bar}$



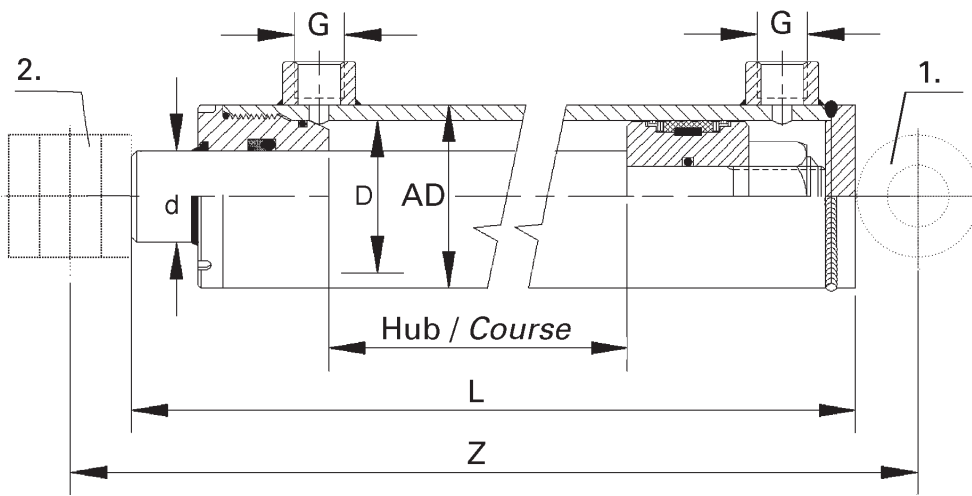
Installation et mise en service correcte d'une pompe hydraulique

1. Contrôler le sens de rotation
2. Remplir la pompe avant son installation.
3. Avant d'être installées, les conduites doivent être consciencieusement nettoyées et ne présenter aucune trace de saleté, copeaux, limaille etc. Une attention particulière doit être portée aux tuyaux soudés.
4. Le remplissage de toutes les conduites est conseillé.
5. Lors de la mise en service il est recommandé de purger le circuit en desserrant le raccord côté pression.
6. Avant de peindre l'installation il est nécessaire de protéger les joints d'arbre.
7. Avant la mise en service, il est impératif de contrôler si l'installation est sécurisée par un réducteur de pression. Durant l'utilisation, les valeurs nominales maximales de la pompe ne doivent pas être dépassées.

Pour vous permettre d'identifier correctement une pompe à engrenages, nous vous mettons volontiers notre **formulaire d'identification** à disposition.

Vous pouvez également le télécharger sur notre site internet : www.paul-forrer.ch

CALCULS DE VÉRINS hydrauliques



Vérin hydraulique double effet

D	= diamètre du piston	Ø en mm
d	= diamètre de la tige de piston	Ø en mm
A	= surface du piston	en cm ²
p	= pression	en bar
F	= puissance	dN (≙ kg)
h	= course	en mm
η_{hm}	= degré d'efficacité hydro-mécanique	0,85–0,95

Formules de base :

$$F = p \times A = dN \quad p = \frac{F}{A} = \text{bar} \quad A = \frac{F}{p} = \text{cm}^2$$

Calcul de la puissance de pression (F_d):

$$F_d = \frac{p \times D^2 \times 0,785 \times \eta_{hm}}{100} = dN \quad p = \frac{F_d \times 100}{0,785 \times D^2} = \text{bar} \quad D = \sqrt{\frac{F_d \times 100}{0,785 \times p}} = \text{Ø mm}$$

$$F_z = \text{Puissance de traction} = \frac{p \times (D^2 - d^2) \times 0,785 \times \eta_{hm}}{100} \quad dN$$

$$A = \text{Surface du piston} = \frac{D^2 \times 0,785}{100} \quad \text{cm}^2$$

$$A_r = \text{Surface de l'anneau du piston} = \frac{(D^2 - d^2) \times 0,785}{100} \quad \text{cm}^2$$

$$v = \text{Vitesse de course} = \frac{h}{t \times 100} \quad \text{oder} \quad \frac{h}{A \times 6} \quad \text{m/sec.}$$

$$t = \text{Durée de la course} = \frac{A \times h \times 6}{Q \times 1000} \quad \text{sec.}$$

$$V = \text{Volume de course} = \frac{A \times h}{10\,000} \quad \text{Ltr.}$$

$$Q = \text{Débit} = A \times v \times 6 \quad \text{oder} \quad \frac{V \times 60}{t} \quad \text{L/min.}$$

Peut-on encore, de nos jours, imaginer une installation hydraulique sans vérin? Que ce soit à la campagne, sur les chantiers ou pour les travaux communaux, ces composants indispensables transforment la force hydraulique en force mécanique linéaire soulageant ainsi grandement le travail de l'homme.

Vous trouverez dans cette rubrique les formules de calculs les plus courantes pour le dimensionnement lors du choix de vérins hydrauliques. Il nous paraît important de vous transmettre les formules en utilisant les valeurs utilisées dans la pratique comme les bar, dN(kg), mm, etc. Il est ainsi plus simple de définir les vérins qui correspondront le mieux à vos besoins.



UTILISATION DE LA VALEUR D dans la technique des attelages



Les valeurs correspondent au poids tractable techniquement possible des attelages et doivent être harmonisées au poids total autorisé de la remorque et du véhicule tracteur selon la législation du pays concerné. Par exemple, en Allemagne et en Autriche un poids total de 40t est autorisé voir admis dans la circulation routière. La valeur D d'un attelage décrit la force théorique

de l'attelage entre le véhicule tracteur et la remorque, il sert de base pour le calcul du poids tractable autorisé. Elle fait entre autre office de valeur arithmétique comparative des forces entre les masses en mouvement. Le calcul de la valeur D se fait sur la base du poids tractable de la remorque et du poids total autorisé en charge.

La valeur D (force active du timon) d'un attelage constitue la base de calcul de la charge tractable autorisée. Une fois une construction adéquate définie et testée, cette valeur reste inchangée. Le poids total du véhicule tracteur et la charge tractable sont des valeurs pouvant évoluer. Il convient à cet égard de veiller à ce que le constructeur du châssis et de ses périphériques limitent le poids total d'un train.

Détermination de: charge tractable maximum, valeur D, poids total admissible du véhicule tracteur

		Gesamtmasse Zugmaschine / Zugfahrzeug (t)																							
		5,0	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	15,5	16	
D-Wert (kN)																									
40		22,1	16	12,7																					
42		29,8	19,3	14,9	12,5																				
44		43,6	24,3	17,8	14,5	12,5																			
46			31,8	21,5	16,8	14,2	12,5																		
48			44,3	26,5	19,8	16,3	14,1	12,6																	
50			69,5	33,9	23,6	18,7	15,9	14,0	12,7																
52			146	45,4	28,7	21,8	18,1	15,7	14,1	12,9															
54				66,6	35,9	25,8	20,7	17,6	15,6	14,2	13,1	12,2													
56				46,8	30,9	23,9	19,9	17,4	15,6	14,3	13,3	12,5													
58					38,0	27,9	22,7	19,4	17,2	15,7	14,5	13,5	12,8	12,2											
60					48,4	33,1	26,0	21,8	19,1	17,2	15,7	14,6	13,8	13,1	12,5										
62					65,0	40,1	30,1	24,6	21,2	18,9	17,2	15,9	14,9	14,0	13,4	12,8									
64					95,0	50,1	35,3	26,1	23,7	20,8	18,8	17,2	16,0	15,1	14,3	13,6	13,1								
66					173	65,3	42,3	32,3	26,6	23,1	20,6	18,7	17,3	16,2	15,3	14,6	13,9	13,4							
68						91,4	51,9	37,5	30,2	25,6	22,6	20,4	18,7	17,4	16,4	15,6	14,8	14,2							
70						66,0	44,4	34,4	28,7	24,9	22,3	20,3	18,8	17,6	16,6	15,8	15,1	14,6							
72						88,8	53,7	39,7	32,3	27,6	24,4	22,1	20,3	18,9	17,8	16,9	16,1	15,4	14,9						
74							67,0	46,6	36,6	30,7	26,8	24,0	21,9	20,3	19,0	18,0	17,1	16,4	15,7	15,2					
76							87,4	55,6	41,9	34,3	29,6	26,2	23,7	21,9	20,4	19,2	18,2	17,3	16,6	16,0					
78							123	68,2	48,7	38,8	32,7	28,7	25,8	23,6	21,8	20,5	19,3	18,4	17,6	16,9					
80								86,8	57,6	44,2	36,5	31,5	28,0	25,5	23,5	21,9	20,6	19,5	18,6	17,9	17,2				
82								117	69,5	50,9	40,9	34,8	30,6	27,5	25,2	23,4	21,9	20,7	19,7	18,9	18,1				
84								86,7	59,5	46,4	38,6	33,5	29,9	27,2	25,1	23,4	22,0	20,9	20,0	19,1	18,4				
86									71,0	53,1	43,1	36,9	32,5	29,4	26,9	25,0	23,5	22,2	21,0	20,2	19,4				
88									87,1	61,5	48,6	40,8	35,5	31,8	28,9	26,7	25,0	23,5	22,3	21,3	20,4				
90										72,6	55,2	45,4	39,0	34,5	31,1	28,6	26,6	25,0	23,6	22,5	21,5				
92										87,7	63,6	50,8	42,9	37,6	33,7	30,7	28,4	26,6	25,0	23,7	22,7				
94											94,3	57,4	47,5	41,0	36,4	33,0	30,3	28,2	26,5	25,0	23,8				
96												65,6	53,0	45,0	39,5	35,5	32,5	30,1	28,1	26,5	25,2				
98												76,0	59,6	49,7	43,1	38,4	34,8	32,1	29,9	28,1	26,6				
100													67,7	55,2	47,2	41,6	37,4	34,3	31,8	29,7	28,0				
102															61,8	51,9	45,2	40,4	36,7	33,8	31,5	29,6			
104																57,4	49,3	43,6	39,4	36,1	33,5	31,4			
106																	54,1	47,3	42,4	38,6	35,6	33,2			
108																		51,5	45,7	41,3	37,9	35,2			
110																			49,4	44,4	40,5	37,4			
112																				47,7	43,3	39,8			

Charge tractable pour tracteurs agricoles ou forestiers (en tonnes) en relation avec la valeur D, le poids total autorisé et la valeur d'accélération de la pesanteur de 9,81 m/s²

Une autre valeur importante à prendre également en considération est la valeur S (charge verticale statique autorisée sur le point d'attelage). Celle-ci est définie en fonction du genre de construction et de la solidité du véhicule ou de la pièce et approuvée par son fabricant.

La valeur D qui est indiquée en kN (Kilonewton) est la force de traction maximale de l'attelage d'une remorque. On la calcule à partir du poids total du véhicule tracteur (T) et du poids total de la remorque (R). pour le calcul nous avons encore besoin de la valeur d'accélération de la pesanteur qui est de 9,81 m/s² (g). La valeur D calculée peut être égale ou plus basse que celle de l'attelage.

La formule de calcul est la suivante:

$$D = g \times ((T \times R) / (T + R))$$



LA DIFFÉRENCE: soupape anti-retour et soupape d'équilibrage

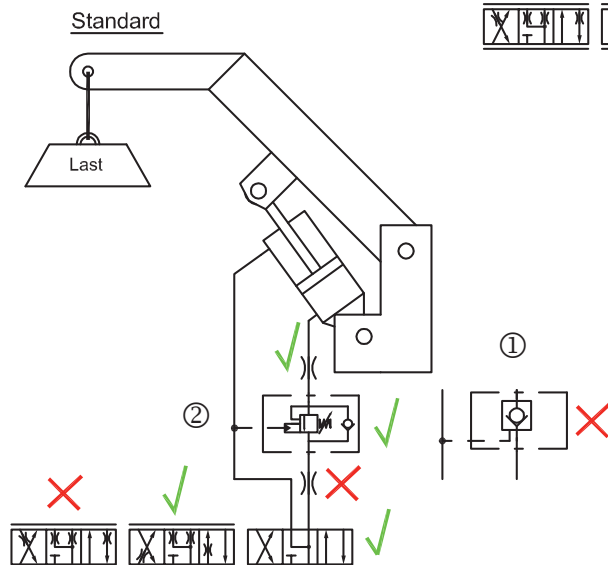
La société Paul Forrer SA propose un choix important et varié de soupapes concernant le levage, le maintien ou l'abaissement contrôlé de charges (soupapes de retenue). Il n'est pas toujours facile, vu le nombre important et les différentes caractéristiques des soupapes à disposition, de faire le bon choix. Nous apportons ci-contre quelques éclaircissements.

Les soupapes anti-retour peuvent être montées directement ou à proximité des cylindres ou des moteurs. Ils assurent une protection contre les ruptures de conduites et augmentent la rigidité de l'entraînement. Nous en distinguons deux sortes différentes:

Les soupapes anti-retour déblocables avec trois raccords ne sont pas des soupapes de réglage et de commande librement traversante de «raccord soupape» à «raccord charge».

En direction inverse les soupapes sont fermées jusqu'à ce qu'une pression de commande proportionnelle à la pression de charge sur le «raccord pilote» ouvre la soupape. (plus la pression de la charge est élevée, plus la pression de commande doit être élevée). Elles ferment sur un long laps de temps avec un taux de fuite qui est nul ou pratiquement nul et sont de ce fait adaptées à de nombreuses applications impliquant des charges. Elles ne sont pas adaptées à des charges négatives (flottantes) qui provoquent une baisse de la pression de commande.

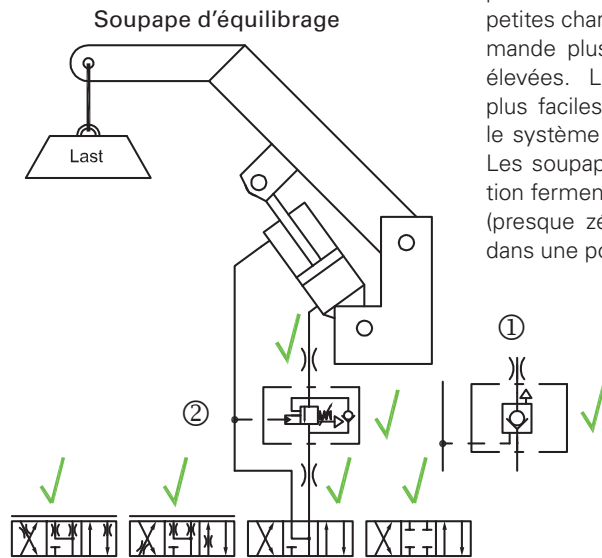
- ① Soupape anti-retour déblocable
- ② Soupapes d'équilibrage à la décélération



Sans pression de commande, la soupape ferme jusqu'à ce qu'une pression de commande est à nouveau constituée. Ceci provoque un mouvement saccadé. Une soupape anti-retour déblocable ne doit pas être utilisée avec deux vérins fonctionnant en parallèle. La pression de commande ouvre d'abord la soupape qui a la charge la plus basse ce qui provoque un déplacement de la charge totale sur l'autre vérin doublant la charge sur ce vérin. Ces soupapes ne sont pas adaptées à des moteurs hydrauliques possédant une perte interne.

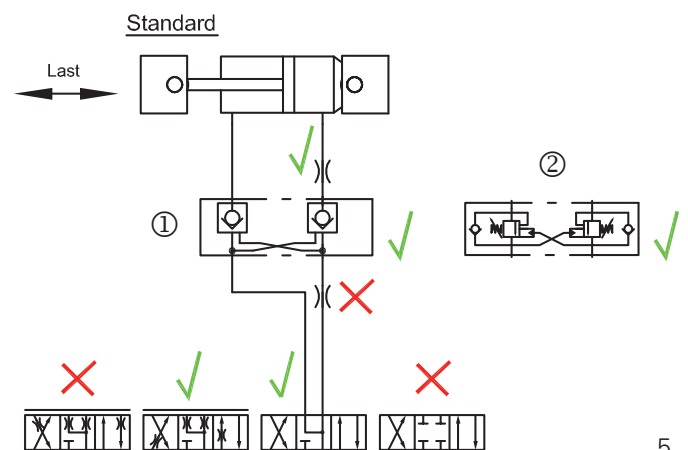
Les soupapes d'équilibrage à la décélération avec trois raccords sont des soupapes de régulation proportionnelles avec une traversée libre du «raccord soupape» à «raccord charge».

Dans la direction inverse, la soupape est fermée jusqu'à ce qu'une pression de



commande proportionnelle inverse à la pression de charge arrive au «raccord pilote» (plus la pression de charge est élevée et plus la pression de commande nécessaire pour ouvrir est basse). Les soupapes agissent comme une soupape anti-retour pour un passage libre dans une direction et comme une soupape limiteur de pression dans l'autre direction. Avec l'augmentation de la pression de commande qui se donne sur le troisième raccords, la valeur de réglage de la limite de pression baisse. Il est ainsi possible, avec un distributeur à position centrale ouverte de baisser et de freiner les charges en les maintenant sous contrôle.

Ainsi les soupapes d'équilibrage à la décélération permettent de mieux commander presque tous les entraînements car pour le distributeur la charge devient positive et ceci même quand la charge tire sur le cylindre (charge négative). Grâce au rapport de commande inversé on descend les petites charges avec une pression de commande plus basse que pour les charges élevées. Les charges deviennent ainsi plus faciles à gérer et la stabilité de tout le système d'entraînement est améliorée. Les soupapes d'équilibrage à la décélération ferment avec un taux de fuite très bas (presque zéro) et maintiennent la charge dans une position définie.



INDICATIONS DE MONTAGE pour les pompes à pistons axiales, radiales et moteurs

Généralité:

il faut s'assurer de façon générale que le carter d'une pompe ou d'un moteur hydraulique à pistons soit, avant la mise en service et durant l'utilisation, toujours complètement rempli d'huile. La mise en service doit se faire avec un régime de rotation bas et sans charge jusqu'à ce que le circuit soit purgé. Le raccord d'huile de fuite du carter doit selon sa position être situé dans la partie la plus élevée et être raccordé au réservoir (évent. Effet siphon). Le carter ne doit pas, même lors d'une longue inutilisation, pouvoir se vider par la conduite d'huile de fuite.

Position de montage:

Indication:

il faut absolument garantir que dans la position «arbre vers le haut» le graissage des roulements soit assuré.

Important:

- Remplir le carter d'huile avant la mise en service.



- Mettre en service avec un régime de rotation bas et sans charge jusqu'à ce que le circuit soit entièrement purgé.

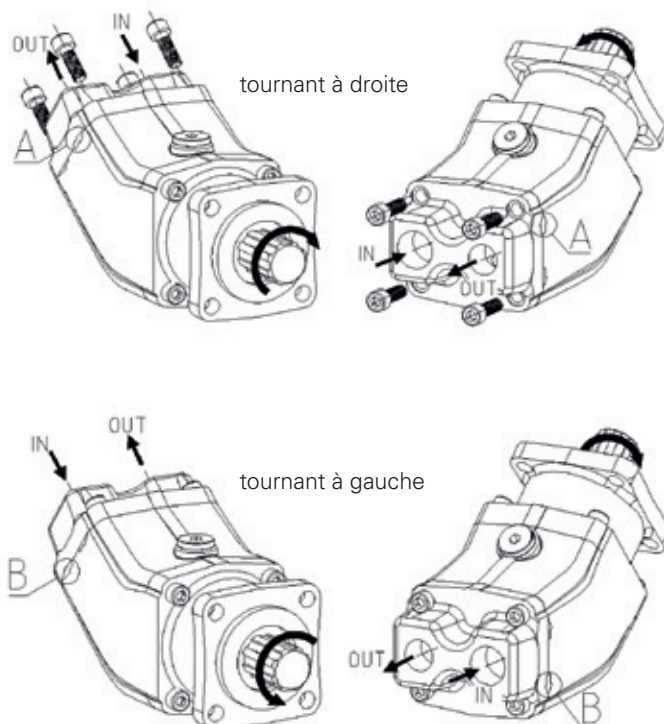
- Assurer voir garantir une pression maximale du carter, respectivement de la conduite d'huile de fuite pour toutes les conditions de fonctionnement.

- Les diamètres nominaux des conduites hydrauliques doivent être déterminés en fonction des débits et des pressions de travail.

- La dimension de la conduite d'huile de fuite doit correspondre aux données du fabricant (valeur indicative: unité constante DN8 / unité variable DN 12).

- Contrôler la viscosité de l'huile du circuit (en ce qui concerne les températures de départ et de travail, les données des fabricants de l'huile et de l'unité des pistons doivent correspondre entre elles).

- Le degré de propreté de l'huile hydraulique obtenu détermine la durée de vie des composants. Un principe de base: plus la pression est élevée et plus le système de filtration est important: valeurs minimales pour le système de filtration:
> 180 bar = 10µm ou encore mieux :
< 180bar = 25µm



QUELQUES «TUYAUX» relatifs à l'utilisation des treuils

Vous trouverez ci-après quelques indications pour l'utilisation des treuils WARN et autres afin de procéder de façon optimale et avec toute la sécurité requise. Vous trouverez également d'autres informations sur www.paul-forrer.ch.

1.1 Débrayer et fixer le câble:

Activez la roue libre du tambour du câble. Vous économisez ainsi le frein et la batterie.



1.2 Déroulez ensuite suffisamment de câble pour atteindre le point d'ancrage et le fixer.



2.1 Préparation au treuillage:

Posez quelque chose d'assez lourd sur le câble à mi-chemin entre le treuil et le point d'ancrage (branche, sac de montagne etc). Cet objet absorbera l'énergie si le câble venait à se détacher ou à se rompre.



2.2 Engagez maintenant le levier de roue libre et tendez soigneusement le câble. Vous pouvez ensuite commencer avec le treuillage. Pour les treuils électriques il est recommandé de laisser tourner le moteur du véhicule afin de ne pas décharger la batterie.

3. Treuillage:

Enroulez toujours le câble lorsqu'il est sous tension tout en le guidant. Vous avez ainsi la garantie que le câble est enroulé sans se chevaucher sur le tambour.



Conseils pour la batterie:

Utilisez une batterie bien chargée avec une capacité de minimum 650 CCA Ampère et veillez à ce que les bornes de contact soient propres. (les batteries au gel Optima ont fait leur preuve). Ainsi vous êtes prêt pour un bon travail.



Quel treuil choisir pour votre véhicule?

Nous vous transmettons une règle usuelle: Prenez le poids brut du véhicule qui doit être treuillé et multipliez-le par 1,5. Le résultat obtenu est la capacité de traction que votre treuil doit avoir.

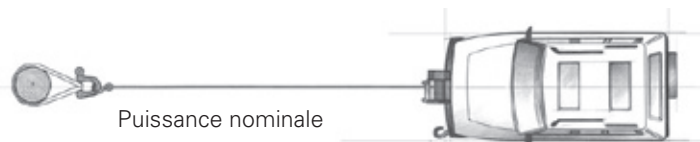
Exemple: poids du véhicule 2400 kg x 1,5 = treuil avec une force de traction de 3600 kg.

La capacité de traction maximale est obtenue avec la première rangée de câble sur le tambour. La force de traction diminue au fur et à mesure que les rangées de câble augmentent sur le tambour. Ceci est une réalité incontournable sur les treuils.

4. Augmenter la force de traction

Souvent la force de traction doit être augmentée. Les poulies de renvoi sont le meilleur moyen de multiplier la force de traction.

Traction directe



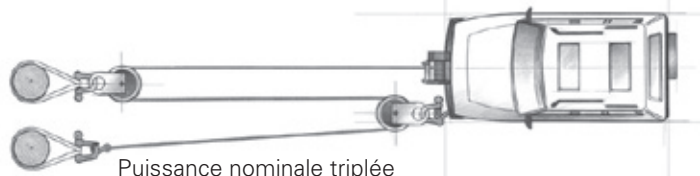
Puissance nominale

Avec 1 poulie de renvoi



Puissance nominale doublée

Avec 2 poulie de renvoi et 2 ancrages

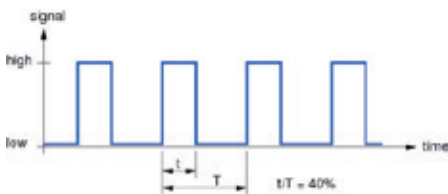


Puissance nominale triplée

RELAIS AMPLIFICATEUR proportionnel

Les relais amplificateurs proportionnels sont nécessaires à l'amorçage des vannes proportionnelles (régulateur de pression ou de débit). Les amplificateurs sont construits de façon à ce que les vannes soient amorcées par un aimant (vannes régulatrices de débit, vannes régulatrices de pression) ou avec deux aimants (vannes proportionnelles 4/3). Pour cela, les valeurs nominales (signaux de tension et de courant) sont transformés afin d'obtenir le courant magnétique nécessaire au fonctionnement des vannes proportionnelles.

L'amplificateur peut être comparé à un interrupteur qui est enclenché durant un certain temps puis déclenché un certain temps. La somme des deux temps (période) reste identique. Le rapport entre «on» et «off» est modifié en relation avec la valeur nominale. Il en résulte un déroulement du courant en forme de signal rectangulaire.



L'interrupteur peut rester enclenché du temps zéro jusqu'à la durée de la période entière. Plus le temps durant lequel l'interrupteur est sur «On» est élevé, (40% sur la figure), plus le niveau de tension grandit. Avec une résistance de bobine magnétique constante, le courant devient plus fort et par conséquent la force de l'aimant aussi. Le passage de la soupape augmente ou dans le cas d'une soupape de pression la pression augmente.

Possibilités de réglage

Les valeurs de l'amplificateur suivantes peuvent être réglées:

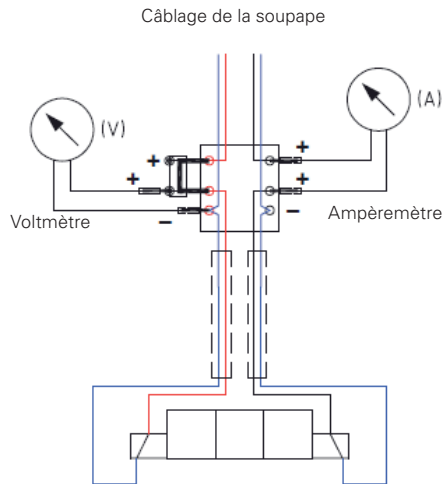
- I_{min} => valeur du courant minimale => vitesse de débit ou pression minimale
- I_{max} => valeur du courant maximale, vitesse de débit ou pression maximale.

Selon le genre d'amplificateur, d'autres possibilités de réglage existent:

- Entrée valeur doit, 0-5 V, 0-10 V ou 0-20 mA. D'autres variantes selon le fabricant
- Echelle vers le haut => démarrage lent de la fonction
- Echelle vers le bas => arrêt lent de la fonction
- Fréquence => la fréquence du signal PWM devrait être adaptée aux indications du fabricant.

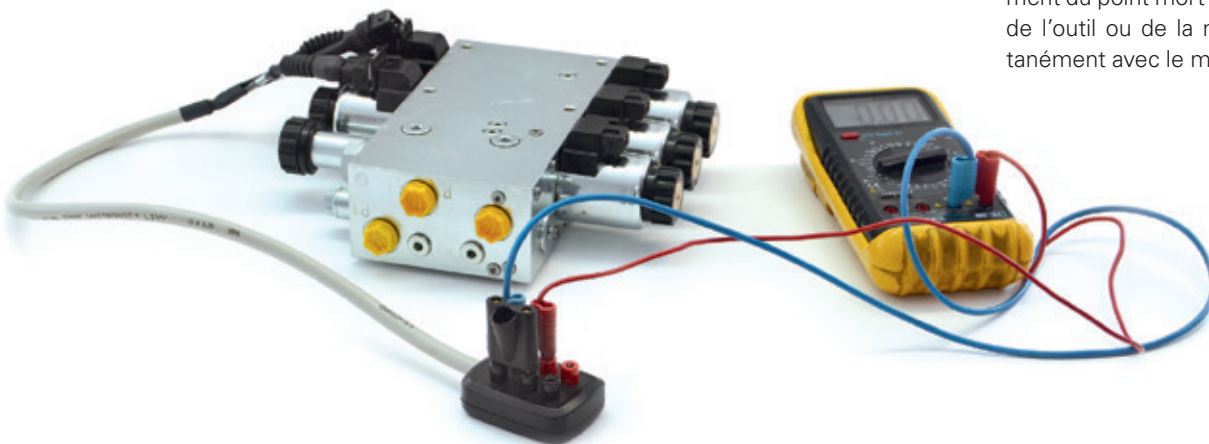
Réglage du courant

Les mallettes de tests de Paul Forrer SA se sont avérées être un moyen efficace de contrôle. Il suffit de brancher le testeur en série au câblage de la soupape. (Pour mesurer le courant une seule mesure en série est possible!). Un testeur supplémentaire ayant une plage de mesure 10 à 2500 mA est nécessaire pour mesurer le courant diffluent. Les valeurs exactes peuvent varier fortement raison pour laquelle elles devraient être préalablement clarifiées avec le fournisseur.



Il est important de commencer le réglage avec la valeur de courant minimale et de continuer avec la valeur maximale. Au final, il faut contrôler le réglage du fait que les deux valeurs peuvent s'influencer mutuellement. Si ce n'est pas possible, c'est la valeur supérieure qui doit être réglée en priorité du fait que celle-ci doit toujours être plus élevée que la valeur inférieure.

Afin d'obtenir un travail correcte et un certain confort, il est impératif de procéder à un réglage précis de l'amplificateur. La fonction doit être alimentée avec le courant minimal immédiatement après le dépassement du point mort afin que le mouvement de l'outil ou de la machine aie lieu simultanément avec le mouvement du joystick.



INSTALLATION CORRECTE du réservoir hydraulique

Le réservoir hydraulique est un composant du circuit hydraulique qui remplit des fonctions importantes. Il contient la réserve d'huile nécessaire au bon fonctionnement des divers composants du circuit hydraulique tout en jouant le rôle de vase d'expansion. Il permet, dans une certaine limite, le refroidissement de l'huile.



Ces diverses raisons nécessitent une installation correcte du réservoir afin de garantir un fonctionnement impeccable de l'installation hydraulique.

La grandeur optimale du réservoir:

La bonne grandeur du réservoir dépend de plusieurs facteurs. Spécialement important: le volume d'utilisation des composants (par ex: de grands vérins télescopiques) doit toujours être assuré. Il faut absolument éviter que la pompe ne soit plus alimentée. Pour que de l'air ou des impuretés ne puissent pas perturber le flux d'huile, les capacités du réservoir suivantes devraient être respectées:

Pour l'hydraulique mobile, une fois et demie à deux fois le débit volumétrique de la pompe hydraulique. Pour des installations fixes, trois à cinq fois le débit volumétrique de la pompe hydraulique.

La forme optimale du réservoir:

Pour de grands réservoirs, il est conseillé d'avoir une paroi interne qui permettra à l'huile de mieux se stabiliser. Les conduites d'aspiration et de retour doivent être éloignées le plus possible l'une de l'autre afin de permettre un flux optimal. Les manchons d'aspiration et de retour doivent dans tous les cas traverser la paroi du fond

du réservoir de quelques centimètres et avoir un biseau de 45° pour éviter d'aspirer les impuretés situées au fond du réservoir et éviter les turbulences. Les conduites de retour et d'huile de fuite doivent toujours être situées en-dessous du niveau d'huile afin d'éviter une éventuelle aspiration d'air. Les grands couvercles facilitent l'entretien et les robinets de vidange le remplacement de l'huile.

L'aération du réservoir:

Un filtre d'aération doit être installé dans le réservoir afin que l'échange de pression dû aux différences de niveau d'huile dans le réservoir (par ex. les mouvements de vérins) soit possible. Celui-ci doit être en mesure de laisser passer l'air qui permet de compenser le volume d'huile qui change en fonction de l'utilisation des différents consommateurs. L'air passant ainsi par l'aération doit remplir en tout temps les exigences minimales relatives au degré d'impureté correspondant au filtrage de l'huile.

La capacité de refroidissement des réservoirs d'huile:

La capacité d'un réservoir à refroidir l'huile dépend principalement de la différence de température (Δt) entre l'huile et l'environnement du réservoir ainsi que de la surface de celui-ci. Cette capacité est aussi influencée par la circulation d'air autour du réservoir, sa forme et son emplacement.

Pour les systèmes hydrauliques présentant une utilisation constante et durable de puis-

sance (par ex. les moteurs hydrauliques), le refroidissement par le réservoir est souvent insuffisant. Par exemple, un réservoir d'un volume de 100 litres avec une différence de température de 30°C peut présenter une perte de puissance de 0,75 kW.

Refroidissement supplémentaire:

Il est possible, pour une installation déjà en fonction et connaissant des problèmes de refroidissement de calculer la perte de performance, respectivement le niveau de refroidissement supplémentaire nécessaire à son bon fonctionnement. Il faut pour cela mesurer l'augmentation de la température et le laps de temps nécessaire à cette augmentation.

Exemple de calcul:

Sur une installation existante avec un réservoir d'une contenance de 100 litres, la température de l'huile monte de 20°C à 70°C en l'espace de 30 minutes.

Δt (°C) = augmentation de la température (70°-20° = 50°C)

t (min) = durée (30 min)

V (lt.) = volume du réservoir (100 l)

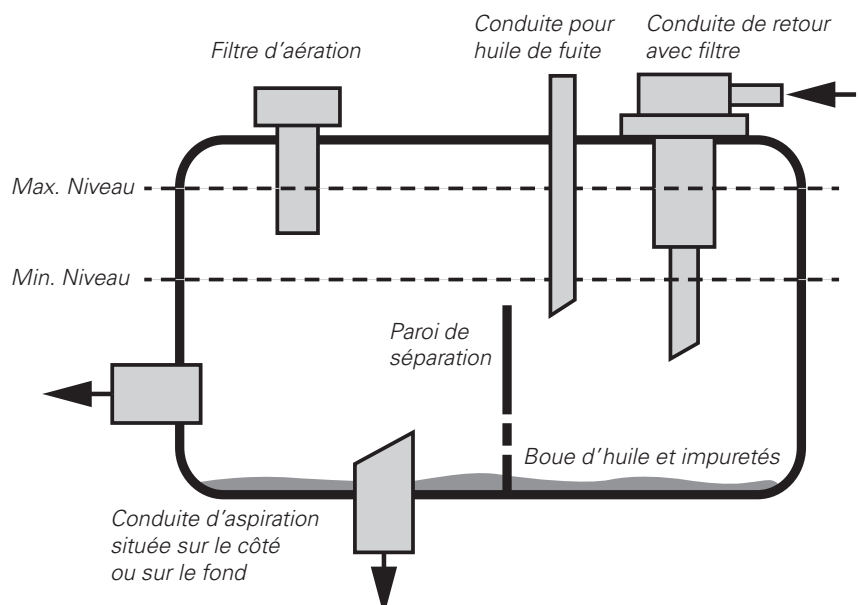
Cp = facteur pour la densité et la capacité thermique: 1,72

Formule de calcul:

$(\Delta t \times Cp \times V) : (t \times 60) = \text{kW}$

$(50 \times 1,72 \times 100) : (30 \times 60) = 4,77 \text{ kW}$

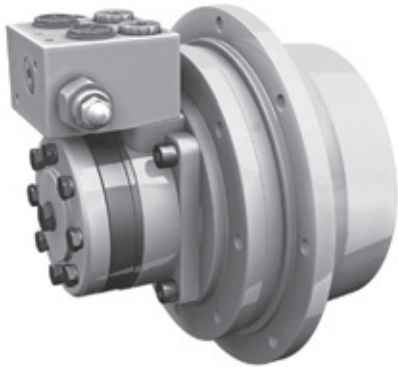
Le radiateur doit avoir, au minimum, une capacité de refroidissement de 4,77 kW.



MISE EN APPLICATION CORRECTE d'un entraînement d'essieu

La question de savoir quelle doit être la force d'entraînement d'un moteur est fondamentale pour de nombreux projets. Nous allons vous montrer ci-dessous comment calculer la force d'entraînement avec le plus de précision possible.

Si l'entraînement est trop faible, le véhicule ne démarre pas. Si il est trop puissant, on gaspille de l'énergie. De nombreux calculs approximatifs fournissent des résultats imprécis. L'exemple suivant montre comment calculer correctement la puissance requise.



Il faut tout d'abord connaître les différentes résistances afin de dimensionner l'entraînement apte à les surmonter.

La résistance au roulement

La résistance au roulement est provoquée par le frottement des roues ou des chenilles sur le sol. Il est influencé par différents paramètres comme par exemple la pression des pneus ou la nature du sol. La force de résistance au roulement est calculée à partir de la force de contact du véhicule et du coefficient de frottement de roulement. La résistance diminue avec la pente.

$$F_R = \mu_R \cdot F_N \cdot \cos(\alpha)$$

Résistance à la pente

La résistance à la pente est influencée par le degré d'inclinaison de la pente et par le poids du véhicule. Elle se calcule de la façon suivante:

$$F_\alpha = F_N \cdot \sin(\alpha)$$

La résistance à l'air

Cette résistance se calcule en tenant compte de la densité de l'air, du coefficient de débit, de la surface opposée et de la vitesse relative du vent. La résistance à l'air entre rarement dans les calculs de force d'entraînement. Ce calcul peut même être abandonné s'il s'agit de véhicules ayant une vitesse réduite.

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_W \cdot A \cdot v^2$$

La résistance à l'accélération

La résistance à l'accélération se produit toujours quand le véhicule modifie sa vitesse. Un ralentissement est considéré comme une accélération négative. La force d'accélération est calculée en tenant compte de la masse du véhicule et de l'accélération.

$$F_B = m \cdot a$$

La résistance totale

La résistance totale est l'addition de toutes les résistances.

$$F_{Ges} = F_R + F_\alpha + F_L + F_B$$

La puissance nécessaire

La puissance nécessaire dépend de la vitesse désirée. Pour calculer la puissance il faut multiplier la résistance totale par la vitesse à laquelle on roule.

$$P_{Rad} = F_{Ges} \cdot v$$

Pour calculer la puissance d'entraînement du moteur il faut diviser la puissance de la roue par le rendement global de la ligne de transmission.

$$P_{Mot} = \frac{P_{Rad}}{\eta}$$

Exemple de calcul

Un véhicule d'un poids total de 500 kg doit monter une pente de 10° à une vitesse de 3m/s. La vitesse maximale doit être atteinte en six secondes. La résistance à l'air n'est pas prise en considération.

Les paramètres suivants sont valables:

$$\mu_R = 0,1$$

$$\eta = 70\%$$

$$g = 10\text{m/s}^2$$

$$F_N = 500 \text{ kg} \cdot 10 \text{ m/s}^2 = 5 \text{ kN}$$

$$F_R = 0,1 \cdot 5 \text{ kN} \cdot \cos(10) = 492 \text{ N}$$

$$F_\alpha = 5 \text{ kN} \cdot \sin(10) = 868 \text{ N}$$

$$F_B = 500 \text{ kg} \cdot 0,5 \text{ m/s}^2 = 250 \text{ N}$$

Résistance totale:

$$F_{Ges} = 492 \text{ N} + 868 \text{ N} + 250 \text{ N} = 1610 \text{ N}$$

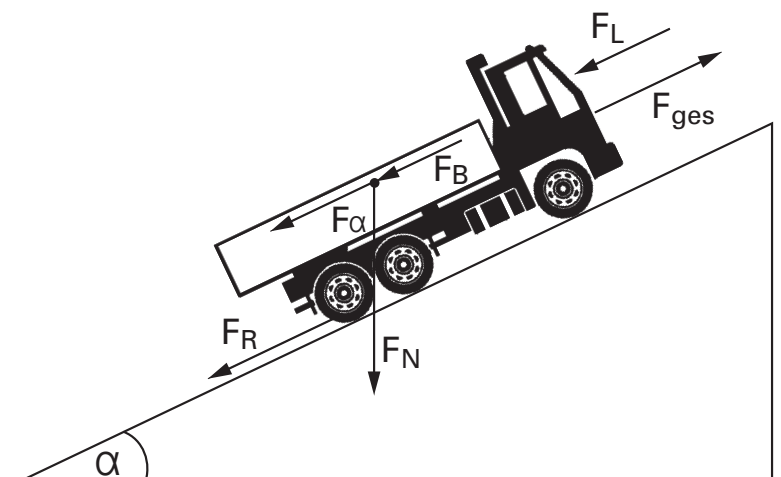
Puissance:

$$P_{Rad} = 1610 \text{ N} \cdot 3 \text{ m/s} = 4,83 \text{ kW}$$

$$P_{Mot} = \frac{4,83 \text{ kW}}{0,7} = 6,9 \text{ kW}$$

0,7

La puissance d'entraînement nécessaire à l'axe du moteur est de 6,9 kW.



MODE DE FONCTIONNEMENT des limiteurs de surcharge

Les systèmes d'entraînement des machines agricoles sont soumis à des charges élevées. Leur fonctionnement doit aussi être assuré lors d'exigences extrêmes. Afin de protéger les éléments d'entraînement de sollicitations et de couples excessifs, nous utilisons des limiteurs de surcharge. Ils protègent des dégâts que peuvent cau-

ser, par exemple, des blocages, des chocs ou des couples momentanés extrêmes. Les limiteurs de surcharge peuvent être utilisés directement sur l'entraînement principal entre le tracteur et la machine ou sur la machine elle-même.

Dans ce cas, ils ont la fonction de protéger une fonction spécifique de la machine qui

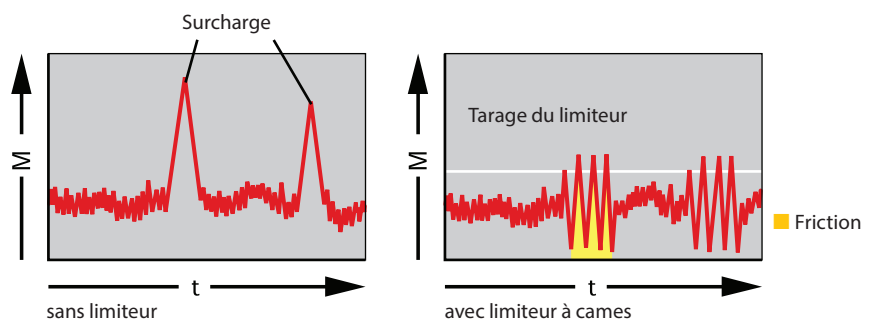
demande plus ou moins de puissance.

Les embrayages ou limiteurs utilisés sur la transmission principale doivent, en règle générale et selon les normes internationales, être montés du côté de la machine. Nous allons vous présenter ci-dessous les trois types de limiteurs les plus importants:

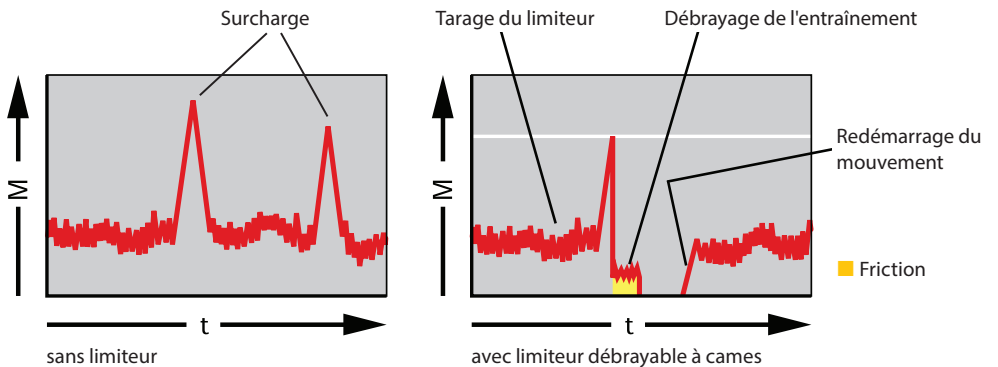
Limiteurs à cames en étoile sont des limiteurs à cames à effet radial. Lors d'une surcharge, le couple est limité et pendant le fonctionnement, il est transmis de manière pulsatoire. Le bruit ainsi créé sert d'avertisseur



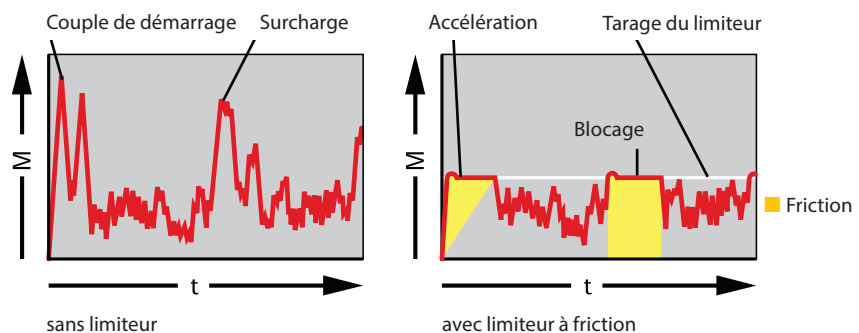
Les diagrammes montrent l'évolution du couple d'un arbre de transmission à charge constante avec blocage.



Limiteurs débrayables Lors d'une surcharge, les limiteurs débrayables interrompent la transmission de la puissance. Le couple résiduel est faible et empêche tout échauffement inutile du limiteur.



Limiteurs à friction supportent un couple élevé et prolongé par glissement. Ils sont utilisés comme limiteurs de démarrage pour les machines ayant des masses d'inertie importantes. Ils absorbent rapidement des pointes d'effort en cours de travail.

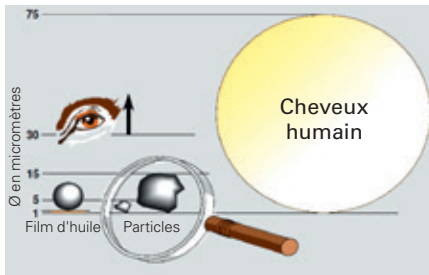


L'IMPORTANCE DE LA PURETÉ de l'huile hydraulique

Malgré le fait que l'huile hydraulique, en tant que moyen de pression dans un système hydraulique, est un élément central de son bon fonctionnement, on constate que cet élément est trop souvent négligé. Pourtant, l'attention et les analyses régulières que l'on devrait lui consacrer sont déterminants pour un fonctionnement sans problème. Une huile propre à 100% est la base du bon fonctionnement d'une machine.

Malgré cela, on constate dans la pratique qu'environ 80% des pannes d'installations hydrauliques ont pour cause une dégradation élevée de la qualité de l'huile hydraulique. Les systèmes sensibles réagissent à la plus petite impureté. C'est pour cette raison que le degré de pureté de l'huile requise se base sur les composants les plus sensibles aux impuretés.

Les systèmes hydrauliques fonctionnent sur un film d'huile d'une épaisseur inférieure à un micromètre. A titre de comparaison, un cheveu humain mesure environ 70 micromètres. Ce qui veut dire que les impuretés présentes dans une huile hydraulique ne peuvent pas être détectées par l'oeil humain. (l'oeil humain ne peut voir que des particules d'une dimension supérieure à 30 micromètres).



Les impuretés peuvent accéder au circuit hydraulique de plusieurs façons:

- lors du montage (des conduites et des réservoirs qui ne sont pas propres, des ouvertures non obturées)
- lors de l'utilisation, par des filtres d'aération, des tiges de vérin, par l'usure, etc.
- lors de travaux d'entretien ou de réparation (travaux ayant lieu dans des conditions difficiles, par le changements de tuyaux pas propres).

Il est important de savoir que, souvent, une nouvelle huile ne remplit pas la classe de pureté requise!

C'est pourquoi le circuit devrait, avant sa mise en service, être rempli et rincé avec un agrégat de filtration.

Finesse du filtre

Les données sont souvent contradictoires ou incomplètes comme par ex: 10 µm, β10, 10 µm nom. / abs.

L'indication correcte est: **β₁₀ (C) = 200**

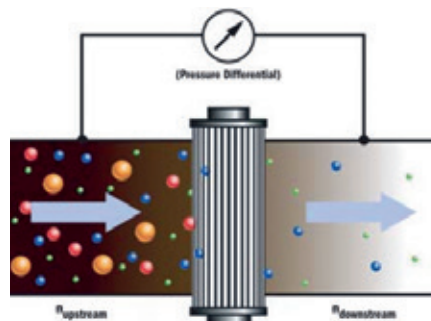
Explication:

Dans le test de performance de filtration selon la norme ISO 16889:1999 (avant: ISO 4572:1981) l'on se réfère à une grosseur de particule définie, par exemple 10 µm, qui indique le nombre de particules avant et après la filtration. On peut calculer de cette façon la valeur Beta β (quotient de filtration) comme quotient du nombre de particules avant le filtre et après le filtre.

$$\text{Valeur Beta } \beta = \frac{\text{Nombre de part. avant le filtre}}{\text{Nombre de part. après le filtre}} = \frac{20000}{100} = 200$$

Il est ainsi possible de calculer, de façon analogue, le degré de filtration. Dans notre exemple, 99,5 % des particules >10 µm sont retenues par le filtre.

Quelques valeurs peuvent être tirées de la table ci-dessous.



Les autres valeurs importantes sont:

- la perte de pression
- la capacité de rétention des impuretés
- l'affaissement de la stabilité de la pression
- la résistance au fléchissement du débit



Filtre de retour pour montage en ligne.

Les différents genres de filtres hydrauliques

Filtres de remplissage et d'aération

Aussi nommé filtre d'aération du réservoir, ils filtrent l'entrée et la sortie de l'air du circuit hydraulique provoquée par le changement du niveau d'huile. Ils peuvent aussi, selon les possibilités, absorber l'humidité.

Filtres d'aspiration

Les circuits hydrauliques doivent être dotés d'un filtre d'aspiration lorsque le risque de dommages à la pompe par de grosses impuretés est élevé.

Filtres de retour

Ils permettent une filtration efficace en prenant peu de place. Ils sont installés sur ou à l'intérieur du réservoir.

Filtres de pression

Ils garantissent la protection et le fonctionnement des composants qui leurs sont subordonnés.

Filtres combinés (filtres de retour et d'aspiration)

Ils remplacent, sur les machines avec entraînement hydrostatique et circuit hydraulique combinés, les filtres d'aspiration et de pression jusqu'ici nécessaires pour la pompe du circuit fermé de l'entraînement hydraulique. Ils remplacent également le filtre de retour du circuit hydraulique en circuit ouvert.

Filtres bypass

Ils filtrent une partie du débit et sont installés sur des systèmes hydrauliques particulièrement sollicités.

Valeur Beta:	1	1.5	2	5	10	20	50	75	100	200	1000	10000
Degré de filtration en %	0.00	33.33	50.00	80.00	90.00	95.00	98.00	98.67	99.00	99.50	99.90	99.99

Application et fonctionnement des ACCUMULATEURS DE PRESSION

Les fluides sont considérés comme incompressibles et ne permettent pas d'emmagasiner une énergie de pression. C'est pourtant exactement de cela que l'on a besoin dans un système hydraulique pour transmettre des forces importantes. Par contre, les gaz sont très compressibles et permettent l'accumulation de réserves d'énergie très importantes dans un volume restreint.

Un accumulateur de pression hydropneumatique permet de combiner les propriétés de ces deux substances.

Le principe de fonctionnement des accumulateurs de pression est basé sur la différence de compressibilité des substances liquides ou gazeuses et repose sur la formule

Boyle-Mariotte: $P \times V = \text{constant}$.

Types (voir table ci-dessous)

On distingue plusieurs types d'accumulateurs de pression hydrauliques:

- Accumulateur à membrane
- Accumulateur à bulle
- Accumulateur à piston
- Accumulateur à ressort

(Forme spéciale d'accumulateur à piston, le gaz est remplacé par un ressort sous tension)

La tâche principale d'un accumulateur hydraulique est d'emmagasiner un volume défini de fluide sous pression afin de le retourner au circuit lorsque c'est nécessaire.

Ces tâches sont remplies par l'accumulateur:

- *équilibre des forces*: atténue les chocs dans le circuit.
- *stockage d'énergie*: l'huile sous pression est emmagasinée.
- *fonction d'urgence*: fonctionnement assuré lors de manque de pression
- *vibrations*: les vibrations sont supprimées ou atténuées.
- *compensation de fuites*: la pression reste identique en cas de fuite.
- *compensation de débit*: répond à de courts besoins de débit supplémentaire.

Les accumulateurs hydrauliques sont également traités comme des récipients à pression car ils contiennent du liquide et parfois des gaz sous pression! C'est la raison pour laquelle ils sont soumis en Europe aux directives des appareils à pression et aux USA au code ASME. En général, il faut être attentif à la législation en vigueur dans chaque pays.

Bloc de sûreté

Pour des questions de sécurité un accumulateur devrait être utilisé avec un bloc de sûreté qui devrait avoir au minimum les fonctions suivantes:


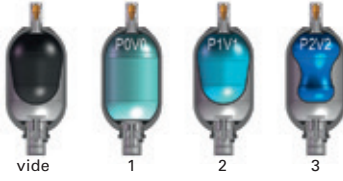

- robinet d'arrêt
- robinet de vidange
- limiteur de pression

Mode de fonctionnement (exemple d'un accumulateur à bulle, ci-dessous)

On remplit la bulle d'azote par le robinet de remplissage du gaz, la bulle prend la forme de l'accumulateur (1). Du fluide sous pression arrive dans la bulle ce qui comprime le gaz contenu dans la bulle (2). Le volume du gaz se réduit en même temps que la pression augmente et que le fluide est emmagasiné. A l'inverse, l'accumulateur se vide dès que la pression du côté du fluide est plus basse que la pression du gaz.

La déformation de la bulle ressemble, en règle générale, à la forme d'une feuille de trèfle. (3). La déformation qui a lieu pratiquement sans inertie et frottement approche un degré d'efficacité de presque 100%.

Le fonctionnement des accumulateurs à membrane et à piston est en principe identique.

Caractéristiques techniques	Types d'accumulateurs		
	Accumulateurs à membrane	Accumulateurs à bulle	Accumulateurs à piston
			
Rapport volumétrique (capacité d'emmagasiner un volume)	rapport dynamique 1:4	rapport dynamique 1:4	sans restriction (jusqu'à l'obtention de la pression de travail)
Positionnement	égal, de préférence vertical	vertical	toutes positions
Possibilité de vidage complet	oui, sous certaines conditions	non, sous certaines conditions	oui
Flow control	non	non	oui
Possibilité de contrôler le vidage	non	réduit	oui
Pour des températures élevées	moyen	réduit	simple (joints spéciaux)
Utilisation de fluides spéciaux	limité	limité	simple (joints spéciaux)
Durée de vie	élevée	élevée	très élevée

BIEN CHOISIR un vérin télescopique

Les vérins télescopiques sont des vérins à simple effet avec plusieurs étages. Par leur construction courte, les vérins télescopiques sont principalement utilisés dans la construction de véhicules avec pont et benne basculants.

En raison de sa courte construction, le vérin télescopique permet de transmettre sa force de façon optimale, c'est-à-dire verticalement, sur le pont basculant. Ceci est idéal car c'est au début de l'opération de basculement que la force nécessaire est la plus élevée. Fondamentalement, on distingue dans la construction de véhicules avec pont basculant 2 groupes de vérins télescopiques :

Vérin télescopique sous-exposé

aussi appelé vérin central (est disposé sous le pont ou la benne basculante).

Vérin frontal (est disposé sur le devant du pont ou de la benne basculante).

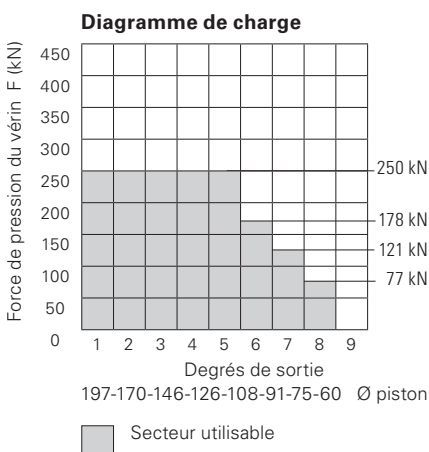
La première question que l'on se pose est celle du choix de vérin. Ce choix se fait en fonction des besoins. S'il s'agit uniquement de basculement vers l'arrière un vérin frontal suffira. La benne ou le pont sera un peu plus court mais plus stable. S'il s'agit d'un pont basculant sur 2 ou 3 côtés seul un vérin sous exposé remplira ces fonctions. Souvent ce sont les conditions et l'emplacement qui décideront du choix du vérin télescopique. Il existe naturellement aussi des exécutions spécifiques (par exemple vérins télescopiques jumelés) nous n'en parlerons pas ici. Il existe différentes exécutions de vérins frontaux, ce qui se stabilisent et ceux qui ne se stabilisent pas. Pour le moment nous n'entrerons pas en matière sur ces vérins là.

Dès que l'on a choisi une des 2 variantes, il s'agit ensuite de déterminer le bon modèle parmi la multitude de vérins télescopiques proposés. En principe, les paramètres suivants sont requis :

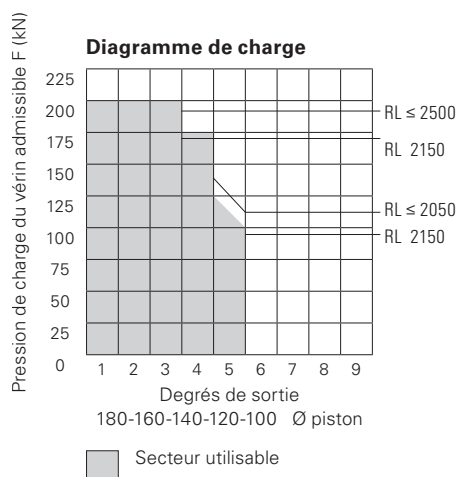
- 1. La charge maximale à soulever**
(charge utile + pont ou benne) [t ou kN]
- 2. La pression hydraulique disponible**
(pompe hydraulique)
- 3. L'angle d'inclinaison désiré.**
- 4. La distance du point de rotation jusqu'au milieu du vérin télescopique.**

Les fiches techniques des différents fabricants de vérins télescopiques fournissent des indications sur la charge maximale pouvant être soulevée et la pression hydraulique nécessaire. On suppose, en principe, que la charge totale jusqu'à un angle d'inclinaison de 35° (environ 2/3 de l'angle d'inclinaison nécessaire) pourrait être soulevée (voir le diagramme des charges) ainsi une première sélection est déjà réalisée. Avec l'angle d'inclinaison désiré (en Suisse, en général 55°) et la distance entre le point de rotation et le milieu du vérin, il est possible par un calcul ou un graphique de définir la course du vérin.

Une formule permet de calculer la course (voir l'illustration ci-contre). Des programmes de calculs permettent de définir la course et certains programmes permettent même d'établir graphiquement un diagramme d'inclinaison avec indication des pressions aux différents niveaux d'inclinaison.



Vérin télescopique sous-exposé
21,5 t de charge de basculement



Vérin frontal 40 t de charge de basculement
(seulement 1/2 de la charge de basculement nécessaire au levage)

Formule pour calculer la course :

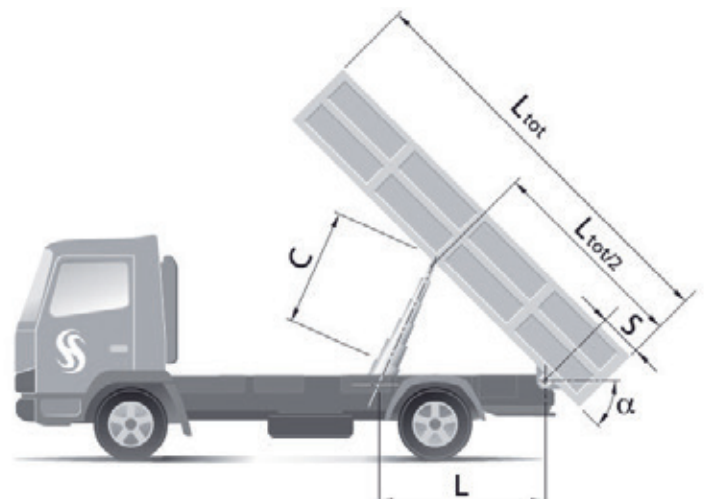
C : Course [mm]

L : Distance du point de rotation jusqu'au milieu du vérin télescopique [mm]

α : angle d'inclinaison [°]

$$C[\text{mm}] = 2L[\text{mm}] \sin\left(\frac{\alpha(\text{rad})}{2}\right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow C[\text{mm}] \approx \frac{3,1416}{180} \cdot \alpha[^\circ] \cdot L[\text{mm}] \cdot \left(1 - \frac{9,8696}{777600} \alpha^2[^\circ]\right)$$



PURGER CORRECTEMENT les systèmes hydrauliques

Les composants hydrauliques ont fait des progrès considérables au cours ces 30 dernières années : pompes à pistons axiaux avec des pressions allant jusqu'à 500 bar avec régulation de puissance, système Load-Sensing, technologie des soupapes proportionnelles combinées avec l'électronique – toutes ces réalisations ont propulsé l'hydraulique dans une autre sphère. Malgré tous ces progrès une chose est restée : purger un système hydraulique est toujours aussi important.

Lorsque de l'air est présente dans un système hydraulique, la durée de vie de tous les composants, comme les pompes, les vérins ou les distributeurs est considérablement réduite. L'air dans un système peut provoquer des bruits désagréables et endommager les pompes. Plus il y a de „ haute technologie“ dans une pompe et plus elle sera susceptible d'être endommagée par des poches d'air. En ce qui concerne les vérins hydrauliques „ l'explosion“ de l'air peut endommager la couche chrome ce qui peut entraîner la

formation de rouille aux parties endommagées de la tige du piston. Par conséquent, la purge du système hydraulique est très importante et devrait être réalisée avec toutes les précautions avant la mise en service. En plus, lors de la conception d'un système hydraulique, des points fondamentaux doivent être observés. Vous trouverez ci-contre une liste de recommandations permettant à votre système hydraulique de durer plus longtemps.

Quels points doivent être observés lors de l'installation de composants hydrauliques afin qu'un système ou des composants individuels puissent être purgés correctement ?

1. Les conduites doivent être posées de façon à ce que des poches d'air ne puissent pas se former, autrement il sera nécessaire d'installer une possibilité de purger à l'endroit le plus élevé.

2. Les vérins doivent être installés de façon à ce que les purgeurs des raccords „A“ et „B“ (côté piston et tige de piston) soit située à l'endroit le plus élevé. La vis de purge devrait être visible et facilement accessible.

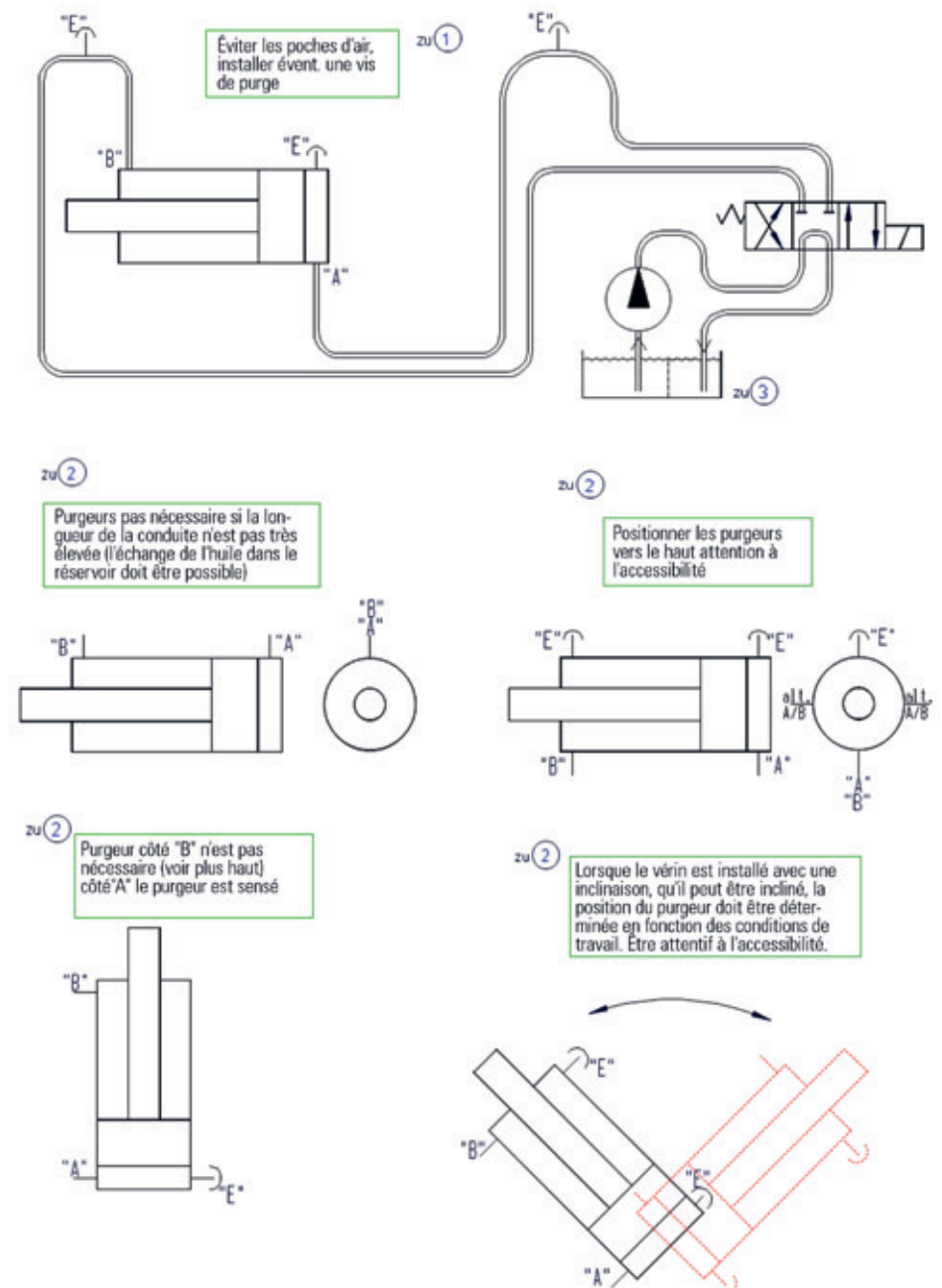
3. Toujours s'assurer lors de travaux de purge qu'il y a suffisamment d'huile dans le réservoir sinon de l'air pénétrera à nouveau dans le système. Veillez à ce que, lorsque la vitesse de retour de l'huile est élevée, un dispositif d'apaisement de l'huile soit mis en place dans le réservoir.

4. Veuillez utiliser dans la mesure du possible des vis de purge sur lesquelles un tuyau en plastique peut être branché et dirigé vers un récipient. (Solution propre !). Souvent, l'installation ne permet pas de procéder ainsi. Sur de petits vérins les possibilités de purge ne sont possibles qu'avec les bouchons de M5 – M8 ou M12x1,5.

5. La procédure de purgeage : avant la procédure les vérins doivent être positionnés juste avant la butée (50 – 80 mm). Ouvrir la vis de purge avec prudence (sans l'enlever !) et déplacer le vérin jusqu'à ce que plus aucune bulle d'air n'apparaisse dans l'huile. Répétez la procédure si nécessaire.

6. Un fonctionnement sans perturbation des systèmes hydrauliques et une plus longue durée de vie des pièces d'usure peuvent être obtenus par une bonne purge, dans la mesure du possible, de tous les composants hydrauliques. Le bon choix du liquide hydraulique est également important le bon fonctionnement du système.

7. Afin d'éviter, après la procédure de purge, une nouvelle accumulation d'air dans le système, la formation d'un vide par des effets mécaniques



FLOW-SHARING – synchronisation même en cas de sous-alimentation

Grâce au partage de flux, également connu sous les noms de systèmes LUDV, LSC ou système LS social, différents consommateurs peuvent être alimentés proportionnellement et de manière synchronisée les uns avec les autres mêmes en cas d'alimentation insuffisante (volume de refoulement de la pompe < consommation)

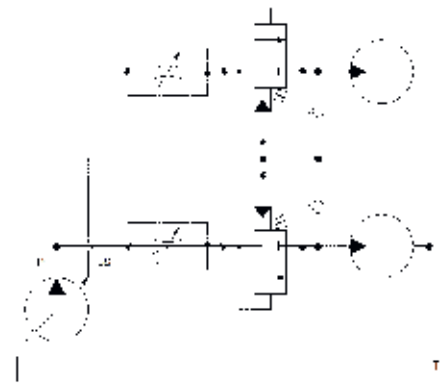
Avec de simples distributeurs manuels sans compensateur de pression l'huile s'écoule vers le consommateur avec la plus petite résistance (pression). L'opérateur contrôle intuitivement la vitesse du consommateur moyen de la commande du tiroir et ralenti la fonction qui fonctionne trop vite.

Dans le cas d'un distributeur proportionnel avec balance de pression individuelle primaire (par ex. HPV41) la balance de pression régule une différence de pression constante sur le tiroir, c'est-à-dire la vitesse du consommateur automatiquement et indépendamment de la pression. Cependant, si le débit de la pompe n'est pas suffisant pour alimenter en huile toutes les sections nécessaires, les fonctions avec la pression la plus élevée s'arrête. Cela rend le contrôle de la machine imprévisible.

Dans ce cas, le partage de flux peut vous aider. En installant la balance de pression individuelle après le point d'étranglement (tiroir) toutes les sections sont pré-chargées au même niveau de pression et les fonctions fonctionnent à vitesse réduite en cas d'alimentation insuffisante mais de façon synchronisée entre elles. Jusqu'à présent, le partage de flux a été

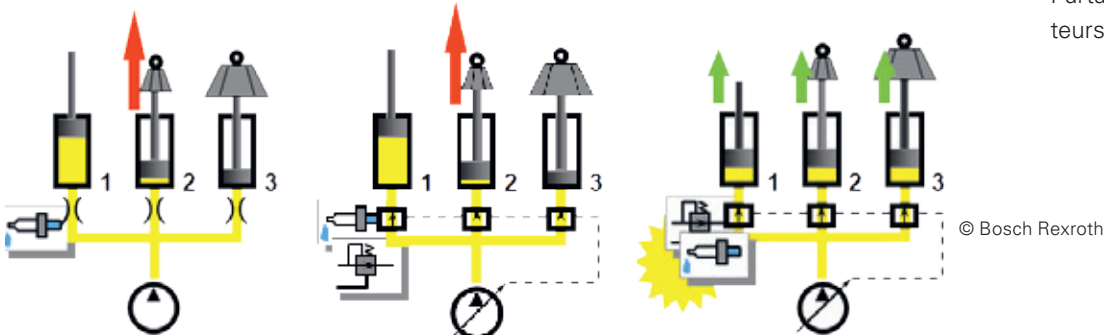
principalement utilisé sur les machines de chantier, il est aujourd'hui de plus en plus utilisé pour d'autres applications.

Vous pouvez lire en page 13 le témoignage d'un client sur l'utilisation de la série EDC sur une griffe à fourrage.



Partage de flux pour 2 consommateurs représentation simplifiée

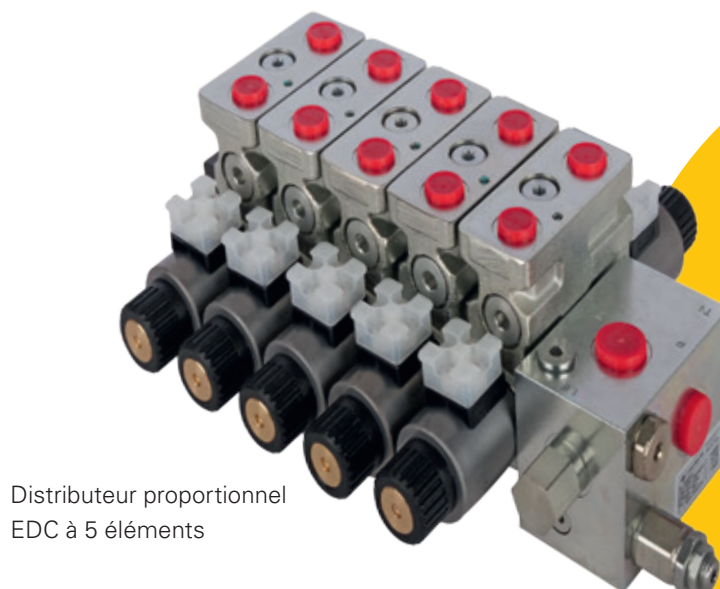
Types de contrôle :



Contrôle par étranglement simple OC

Load Sensing

Flow-Sharing



Distributeur proportionnel EDC à 5 éléments

Paul Forrer propose les distributeurs avec partage de flux suivants :

- EDC (nouveau) pour des utilisations diverses jusqu'à 310bar, 120 l/min à l'entrée, 50l/min par section
- ELS101 pour des applications agricoles jusqu'à 280bar, 80 l/min à l'entrée, 30l/min par section

DIMENSIONNEMENT d'un radiateur d'huile

Dans les systèmes hydrauliques qui fonctionnent en continu ou ne disposent que d'un petit réservoir d'huile, le refroidissement de l'huile est une nécessité.

Un radiateur d'huile peut, en principe, être installé lors de la conception ou de la mise en service d'un système hydraulique.

Si un système hydraulique est déjà en fonctionnement et que l'on constate que l'huile hydraulique devient trop chaude, il est, en principe, plus facile de déterminer le radiateur adapté, car toutes les mesures de température et de temps peuvent être effectués sans s'appuyer sur des hypothèses.

Cela devient beaucoup plus problématique lorsque aucune température et aucune indication quant à l'échauffement de l'huile hydraulique ne sont connues. Soit on se base sur des hypothèses ou on utilise une calcul simplifiée prenant en compte la pression du système et le débit d'huile. Ces 2 valeurs sont en principe connues.

Dimensionnement simplifiée

Lors de du dimensionnement simplifiée la performance nécessaire du radiateur est calculée selon la formule suivante :

$$P_K = P_M \times (1 - \eta)$$

soit

$$P_M = \frac{p \times Q}{600 \times \eta} \Rightarrow P_K = \frac{p \times Q}{600 \times \eta} \times (1 - \eta)$$

- P_K = puissance de refroidissement requise [kW]
- P_M = puissance moteur requise pour la pompe [kW]
- Q = débit de la pompe [l/min]
- p = pression du système [bar]
- η = rendement du système hydraulique

Systèmes hydrauliques **avec pompes constantes** ont un rendement d'environ:
70 - 75% => $\eta = 0,70 - 0,75$

Systèmes hydrauliques **avec pompes variables** ont un rendement d'environ:
75 - 80% => $\eta = 0,75 - 0,80$

Exemple :

système hydraulique avec pompe constante, $\eta = 0,70$
débit de la pompe, $Q = 80$ L/min
pression, $p = 280$ bars
recherche : capacité de refroidissement en kW

$$P_K = \frac{280 \times 80}{600 \times 0.70} \times (1 - 0.70) = \underline{16,0 \text{ kW}}$$

On peut ainsi définir le radiateur adapté en fonction de la capacité de refroidissement calculée et en tenant compte du débit d'huile.

Nous vous conseillons volontiers sur ce thème.



Certains l'aiment
un peu plus
FRAIS

SÉLECTION D'UNE POMPE POUR MON VÉHICULE UTILITAIRE

Divers points doivent être pris en compte afin de déterminer la bonne pompe pour mon application (véhicule utilitaire). Le premier point que je dois savoir est si l'application nécessite une pompe à débit constant ou une pompe à débit variable. La grandeur de la pompe se définit en fonction de la pression et du volumbasculément d'huile nécessaires. La possibilité d'utiliser la pompe sélectionnée est déterminée par les données de performances telles le rapport de transmission, le sens de rotation, le couple maximal, la puissance continue disponible et le couple de rupture de l'entraînement auxiliaire (ci-après nommé PDF). Il est aussi important de savoir si l'entraînement auxiliaire est enclenchable ou pas.

Tout d'abord quelques explications et définitions : Variantes de PDF :

Pour les camions on différencie les PDF moteur et boîte à vitesses. Les PDF montées sur la transmission sont plus rares (par ex. sur la boîte de transfert).

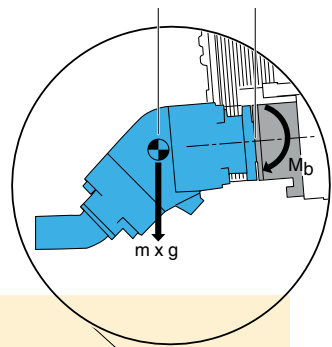
Les PDF venant du moteur sont indépendantes de l'embrayage et ne peuvent souvent pas être déclenchées. La pompe est toujours entraînée, attention à la vitesse de rotation maximale autorisée ! Idéalement, une pompe à débit variable est installée de façon à ce que seule la quantité d'huile nécessaire soit pompée. Lors de l'utilisation d'une pompe à débit constant une soupape bypass doit être installée. Un accouplement commutable peut être utilisé en option.

(Utilisation possible : multilift).

Les PDF venant de la transmission dépendent de l'embrayage et peuvent être déclenchées. Selon la disposition, deux démultiplications sont possibles, demi-rapport bas ou haut (utilisation possible : pont basculant)

Couple de basculement/point de flexion :

Centre de gravité de la pompe qui agit sur la flasque de montage. En cas de dépassement, un support supplémentaire doit être prévu pour la pompe.



Tailles/formules des calculs :

Couple :
$$M = \frac{1.59 \times p \times Vg}{100 \times \eta_{mh}} \text{ [Nm]}$$

Pression de service :
$$p = \frac{600 \times P \times \eta_t}{Q} \text{ [bar]}$$

ou
$$p = \frac{600 \times 20 \times \pi \times \eta_{mh}}{Vg} \text{ [bar]}$$

Vitesse de rotation :
$$n = \frac{Q \times 1000}{V \times \eta_{vol}} \text{ [tr/min]}$$

Cylindrée :
$$Vg = \frac{Q \times 1000}{n \times \eta_{vol}} \text{ [cm}^3\text{]}$$

ou
$$Vg = \frac{M \times 100 \times \eta_{mh}}{p \times 1.59} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Puissance :
$$P = \frac{p \times Q}{600 \times \eta_t} \text{ [kW]}$$

Débit :
$$Q = \frac{Vg \times n \times \eta_{vo}}{1000} \text{ [l/min]}$$

ou
$$Q = \frac{600 \times P \times \eta_t}{p} \text{ [l/min]}$$

Rendement volumétrique : η_{vo} 90-95%

Rendement hydromécanique : η_{mh} 90-95%

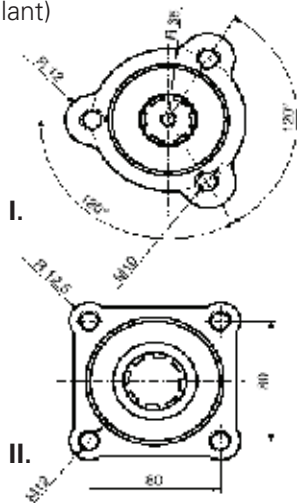
Rendement global: $\eta_t = \eta_{vol} \times \eta_{mh} \Rightarrow$ 80-90%

Flasque de montage/axe :

I. On trouve l'exécution «UNI» principalement sur les véhicules de livraison.

II. Sur les véhicules lourds on trouve principalement la variante DIN ISO 7653 (Ø 80 mm) avec arbre ISO14 DIN 5462 8-32-36»

III. On trouve moins souvent les variantes SAE sur les véhicules utilitaires.



Types de pompes

Les pompes à engrenages pour entraînements auxiliaires de camions sont particulièrement adaptées à de faibles débits et à des pressions allant jusqu'à 200 bar. Elles sont souvent utilisées pour la direction.

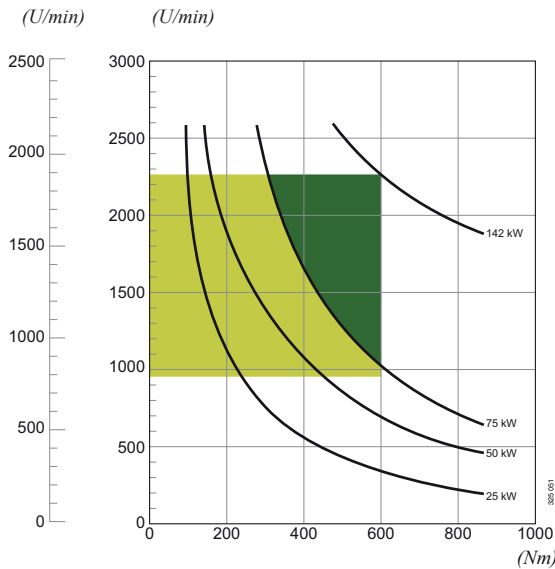
Pour les pompes à pistons axiaux, on distingue : tres pompes à débit constant (XPI) connues pour leur conception coudée, elles conviennent à de nombreuses applications jusqu'à une pression de service maximale de 380 bar (pointe à 420 bar). Elles sont disponibles en 12–130 cm³/U. Il existe, pour les entraînements auxiliaires qui ne peuvent être désactivés, une vanne bypass en option.

Pompes à débit variable (TXV) avec régulateur Load Sensing. Elles sont fréquemment utilisées en combinaison avec des camions grues et partout là où la quantité d'huile doit être régulée de manière variable. Elles sont livrables de 40–150 cm³/tr avec des pressions allant jusqu'à 400 bar (pointe à 420 bar). Un régulateur de couple est disponible en option. Ainsi un débit élevé peut être obtenu malgré une PDF plus faible.

- qu'est-ce qui est important ?

Exemple pratique :

Notre client désire un système avec une pompe à débit variable avec un débit de 125 l/min avec une pression de service maximale de 350 bar. Nous supposons une vitesse de rotation de la pompe de 1000 tr/min (correspond à une vitesse de rotation du moteur de 840 tr/min). Tout d'abord il faut déterminer la puissance d'entraînement, le sens de rotation, la démultiplication, le couple de basculement et connaître le couple maximal disponible. Ces données figurent dans les données techniques de la PDF, (voir illustration Scania ED160), il s'agit d'un entraînement auxiliaire venant du moteur.



Utilisation continue Utilisation
intermittente (15 minutes)

Rapport de transmission	Couple maximum admissible	Sens de rotation vu de derrière
1 : 1,19	600 Nm	↻

Attention :
le sens de rotation de la PDF est à droite cela signifie que la pompe doit tourner à gauche !

Nous calculons le débit requis et le couple de la pompe comme suit:

$$V_g = \frac{Q \times 1000}{N \times \eta_{vol}} = \frac{125 \text{ l/min} \times 1000}{1000 \text{ tr/min} \times 95\%} = 131.6 \text{ cm}^3$$

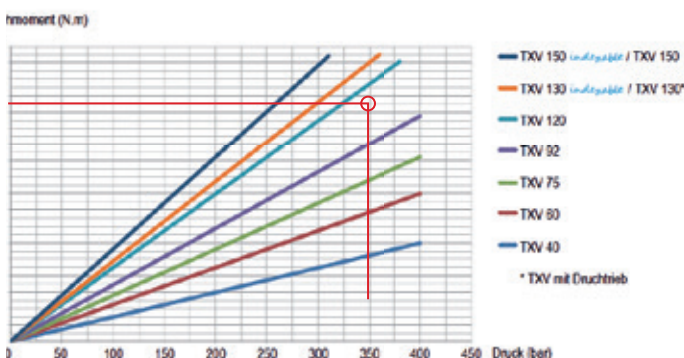
$$M = \frac{1.59 \times p \times V_g}{100 \times \eta_{mh}} = \frac{1.59 \times 350 \text{ bar} \times 131.6 \text{ cm}^3}{100 \times 95\%} = 772 \text{ Nm}$$

En raison du 2ème calcul le couple admissible est dépassé de 170 Nm.

On calcule la cylindrée possible de la pompe avec la pression et le couple possible de la PDF :

$$V_g = \frac{M \times 100 \times \eta_{mh}}{p \times 1.59} = \frac{600 \times 100 \times 95\%}{350 \text{ bar} \times 1.59} = 102.3 \text{ cm}^3$$

Il est possible, en alternative, de consulter le diagramme du fabricant de la pompe qui indique la cylindrée possible



Les 3 solutions suivantes sont possibles : (pas de performance continue, uniquement calculé à l'aide du couple).

Variante 1 TXV92 à 1430 tr/min (moteur 1200 tr/min)

$$n = \frac{Q \times 1000}{V \times \eta_{vol}} = \frac{125 \text{ l/min} \times 1000}{92 \text{ cm}^3 \times 95\%} = 1430 \text{ tr/min}$$

Variante 2 TXV120 avec limiteur de cylindrée 102 cm³ à 1286 tr/min (moteur 1081 tr/min)

$$n = \frac{Q \times 1000}{V \times \eta_{vol}} = \frac{125 \text{ l/min} \times 1000}{102.3 \text{ cm}^3 \times 95\%} = 1286 \text{ tr/min}$$

Variante 3 TXV130 avec régulation du couple 600 Nm à 1012 tr/min (moteur 850 tr/min)

$$n = \frac{Q \times 1000}{V \times \eta_{vol}} = \frac{125 \text{ l/min} \times 1000}{130 \text{ cm}^3 \times 95\%} = 1012 \text{ tr/min}$$

$$p = \frac{600 \times 20 \times \pi \times \eta_{mh}}{V_g} = \frac{600 \times 20 \times 3.14 \times 95\%}{130 \text{ cm}^3} = 275 \text{ bar}$$

$$Q = \frac{V_g \times n \times \eta_{vo}}{1000} = \frac{102.3 \text{ cm}^3 \times 1012 \text{ tr/min} \times 95\%}{1000} = 98.4 \text{ l/min}$$

Le débit souhaité de **125 l/min** peut être atteint et maintenu avec la variante 3 jusqu'à **275 bar**. Le régulateur de puissance réduit le volume à partir de cette valeur jusqu'à ce que le couple admissible de **600 Nm** ne soit plus dépassé. Avec une pression de service de maximum **350 bar**, **98 l/min** sont encore disponibles.

C'est avec plaisir que nous vous aiderons à choisir la bonne pompe hydraulique. Profitez de notre expérience et de notre vaste programme de livraison.

POMPE À ENGRENAGES DÉFECTUEUSE ? pas de plaque signalétique ?

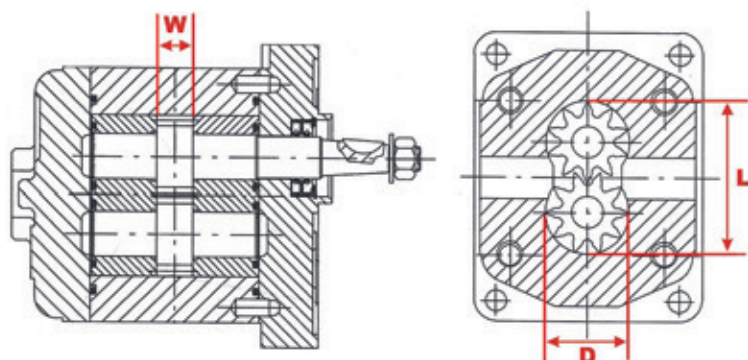
Presque tous les jours, des pompes à engrenages de tracteurs, d'agrégats hydrauliques ou d'autres machines nécessitant de l'énergie hydraulique sont démontées parce que la pompe n'a plus de puissance. Le désespoir s'installe dès que la plaque signalétique n'est plus lisible, voire manquante et qu'aucune autre mention n'indique la cylindrée. Il serait pourtant si simple d'utiliser le numéro du fabricant sur le web pour trouver la bonne pompe !

Avec un pied à coulisse, une calculatrice et la formule ci-dessous, vous déterminerez en un clin d'œil la cylindrée de la pompe défectueuse.

$$2\pi \times W \times (2D-L) \times (L-D) \times 0.5$$

Exemple pratique :

π nombre circulaire (Pi)	=	3.14159
W largeur d'une roue dentée	=	2.4 cm
D Diamètre d'une roue dentée	=	4.5 cm
L Largeur d'une paire de roues dentées	=	8.35 cm



$$2 \times 3.14159 \times 2.4 \text{ cm} \times (2 \times 4.5 \text{ cm} - 8.35 \text{ cm}) \times (8.35 \text{ cm} - 4.5 \text{ cm}) \times 0.5 = \mathbf{18.87 \text{ cm}^3/\text{U}}$$

Cet exemple pratique est une formule empirique, mais l'expérience montre qu'elle est suffisamment précise. Dans le cas présent, une pompe de 19,2 cm³/U convient. Choisissez à l'aide de la cylindrée calculée (dans le cas présent la pompe

adéquate a 19.2 cm³/U) ainsi que des autres paramètres tels que la flasque de fixation, le sens de rotation, l'arbre etc. Le plus simple est d'utiliser nos filtres dans notre boutique en ligne :

Catalogue > Produits > Composants hydrauliques > Pompes hydrauliques > Pompes à engrenage

< Retour

▼ Type d'arbre

▼ Cylindrée [A] (cm³/tr)

▼ Cylindrée [C] (cm³/tr)

<input type="checkbox"/> 4.2	14
<input type="checkbox"/> 6	15
<input type="checkbox"/> 8.4	15
<input type="checkbox"/> 10.8	16
<input type="checkbox"/> 14.4	14
<input type="checkbox"/> 16.8	14
<input type="checkbox"/> 17.37	2
<input type="checkbox"/> 19.2	12
<input type="checkbox"/> 21.1	2
<input type="checkbox"/> 22.8	10
<input type="checkbox"/> 26.97	2
<input type="checkbox"/> 32.27	2
<input type="checkbox"/> 38.47	2
<input type="checkbox"/> 43.44	2
<input type="checkbox"/> 47.16	2
<input type="checkbox"/> 50.88	2
<input type="checkbox"/> 54.6	2



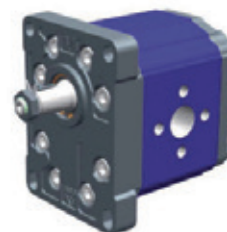
Pompes à engrenage groupe 0



Pompes à engrenage groupe 1



Pompes à engrenage groupe 2



Pompes à engrenage groupe 3

MONTAGE CORRECT de conduites hydrauliques

Le montage de conduites hydrauliques est un «défi» entre un transfert de puissance avec un minimum de perte et une optimisation des coûts. C'est ainsi qu'une conduite sous dimensionnée provoquera d'énormes pertes de puissance alors qu'une conduite surdimensionnée provoquera d'éventuels problèmes de place et des frais plus élevés.

Montage et pose de tuyaux flexibles

Pression de service:

En plus du milieu et de la température où l'on utilise le tuyau, le choix de celui-ci dépend principalement de la pression maximale de service et du mode de fonctionnement. (Pointes de pression,

pression statique ou dynamique etc.).

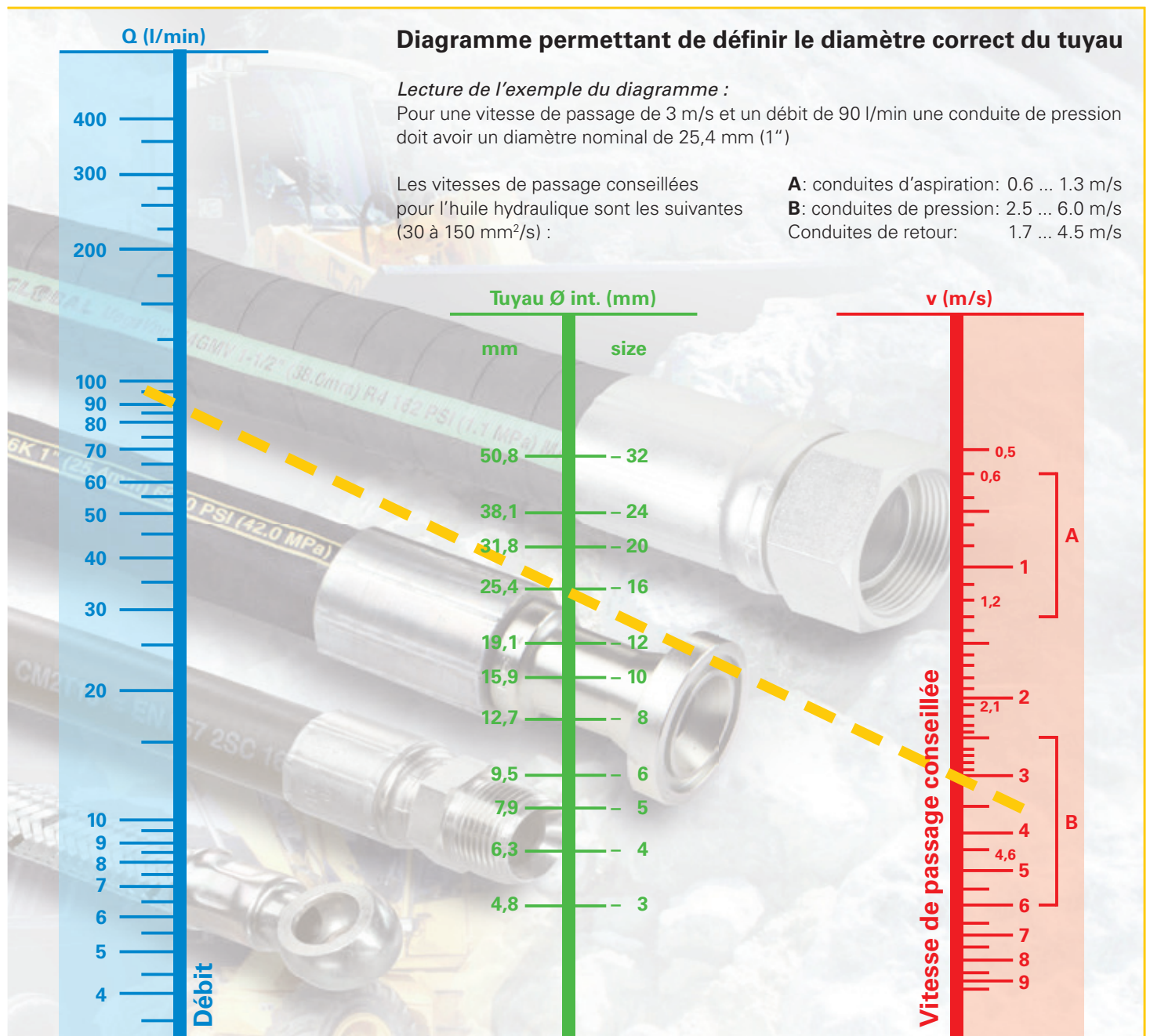
Définir le diamètre intérieur:

Le choix du diamètre nominal J (mm) dépend du débit Q (L/min.) et de la vitesse du passage de l'huile désiré v (m/sek.).

Formule:

$$J = \sqrt{\frac{Q}{v}} \cdot 4.61 = \varnothing \text{ mm}$$

$$v = \frac{Q}{J^2} \cdot 21.2 = \text{m/s}$$



LA NORME ISO 18752 remplace les normes SAE et EN

Depuis des décennies la normalisation des tuyaux hydrauliques se basait sur la norme américaine SAE et les normes européennes, essentiellement selon EN 853, 854 und 857, ceci afin de garantir que les exigences minimales de fabrication soient remplies.

En 2006, l'organisation internationale de normalisation (ISO) introduit la norme ISO 18752 afin de prendre en considération toutes les exigences. Elle régleme la classification de **7 types de tuyaux hydrauliques** avec renfort métallique ou textile en **10 catégories et 4 classes**.

Chaque catégorie a, dans toutes les dimensions, une seule pression de service maximale ! Ensuite, la résistance par rapport au fluide hydraulique et les plages de température est prise en considération.

La norme ne contient aucune exigence relative aux raccords. Elle se limite uniquement aux performances des tuyaux et conduites flexibles. La pression maximale de service d'un tuyau est toujours déterminée par la pression de service maximale la plus basse des composants et doit de ce fait être indiquée sur le tuyau lors de sa fabrication. (Par exemple : par estampage ou étiquetage).

La norme ISO 18752 en détail chez Gates

Les tuyaux hydrauliques avec classe de pression de service constante définis par la norme ISO 18752 peuvent être distingués dans un système de classification en fonction de leur performance et de leur résistance à long terme.

Classes: les tuyaux sont divisés dans 4 classes selon des conditions de test spécifiques fixées en tenant compte de la température et basés sur les cycles d'impulsion obtenus.

Type: chaque classe est divisée en 2 types, ...S = standard et...C = compact. Les types standards ont un diamètre extérieur et un rayon de courbure plus grand. Les types compacts ont un diamètre extérieur et un rayon de courbure plus petit. Par conséquent, les tuyaux de type compact doivent répondre à des sollicitations plus élevées.

Catégorie: répartition en 10 valeurs de pression entre 35 et 560 bar. Toutes les valeurs de pression n'ont pas forcément une application dans tous les classes et les types.

Norme américaine SAE

PSI / ID	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-16	-20	-24	-32
3000	SAE 100R1			SAE 100R2			SAE 100R12			
	M3K			M3K			EFG3K			
4000	SAE 100R1		SAE 100R2		SAE 100R12					
	M4K		M4K / EFG4K		M4K/EFG4K		EFG4K			
5000	SAE 100R2			SAE 100R13						
	M5K			M5K/EFG5K		EFG5K				
6000	SAE 100R2	SAE 100R15								
	M6K	EFG6K								

Norme européenne EN-Standard

bar / ID	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-16	-20	-24	-32
210	1SN / 1SC			2SN / 2SC			4SP			
	M3K			M3K			EFG3K			
280	1SN / 1SC		2SN / 2SC		4SP					
	M4K		M4K/EFG4K		M4K/EFG4K		EFG4K			
350	1SN/1SC	2SN / 2SC		4SP			4SH			
	M5K	M5K		M5K/EFG5K		EFG5K		EFG5K		
420	2SN/2SC		4SP			4SH				
	M6K		EFG6K			EFG6K				

La table ci-dessous indique dans quelle catégorie les tuyaux Gates Premium peuvent être classés.

Pour montrer l'équivalence des produits avec la norme ISO, Gates a adapté le marquage des tuyaux correspondants des types de catégories BC et CC de la famille Mega-Sys. Ceux-ci comprennent maintenant la norme de référence et de type correspondants : «ISO 18752 type-...C».

(Source : DIN EN ISO 18752: 2016)

Classe et type selon la norme ISO 18752

Classe	Type	Résistance aux impulsions de pression		
		Température °C	Impulsion de pression (% de MWP ^b)	Nombre minimum de cycles
A	AS	100	133 %	200'000
	AC			
B	BS	100	133 %	500'000
	BC			
C	CS	120	133 % und 120 %	500'000
	CC			
D	DC	120	133 %	1'000'000

Classification du système de tuyaux hydrauliques de

Catégories de pression		210	280	350	420
Pression de service maximale	(bar)	210 bar	280 bar	350 bar	420 bar
	(psi)	3000 psi	4000 psi	5000 psi	6000 psi
Classe	Type	Désignation du tuyau chez Gates			
A	AS	Standard			
	AC	Compact			IA5600
B	BS	Standard			
	BC	Compact	M3K	M4K	M5K
C	CS	Standard			
	CC	Compact	M3KH	M4KH	
D	DC	Compact		ID5K *	

La durée de vie **DES TUYAUX HYDRAULIQUES**

Règles pour une utilisation en toute sécurité

En principe, tous les flexibles hydrauliques et toutes les conduites flexibles hydrauliques sont soumis à un vieillissement naturel, même en cas de stockage approprié et de sollicitation admissible pendant l'utilisation. Celui-ci modifie les propriétés des matériaux et de l'assemblage et réduit les performances des conduites hydrauliques.

La durée d'utilisation d'une conduite flexible hydraulique est donc limitée. L'employeur doit veiller à ce qu'ils soient remplacés à intervalles raisonnables. Cette recommandation est basée sur des **exigences normales**. En cas d'**exigences accrues**, la durée d'utilisation des tuyaux flexibles passe de 6 à 2 ans. (S'applique en Suisse comme recommandation et non comme obligation légale).

Des exigences accrues sont par exemple données par :

- des durées d'utilisation accrues, par exemple le travail en plusieurs équipes ou des temps de cycle courts de la machine ou des impulsions de pression
- de fortes influences extérieures et intérieures (par ex. dues au fluide) qui réduisent fortement la durée d'utilisation du tuyau flexible
- outils hydrauliques manuels, par ex. cisailles mobiles sur les parcs à ferrailles
- rayons de courbure inférieurs aux valeurs prescrites

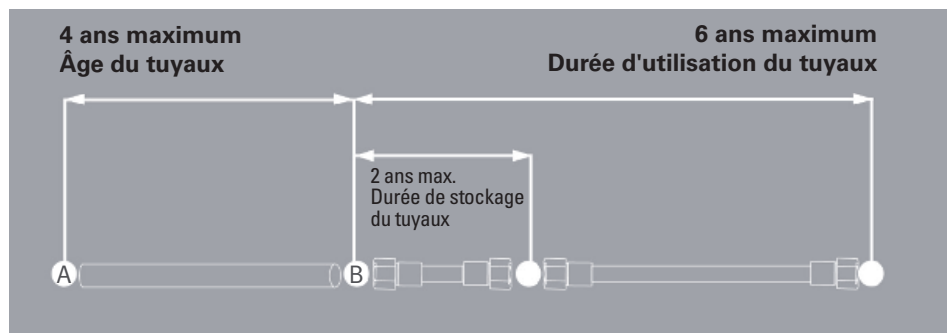
Evitez les arrêts de production et augmentez la sécurité en contrôlant les conditions d'utilisation individuelles de votre entreprise, comme par exemple :

- les influences environnementales, par exemple la température ambiante, le rayonnement solaire/lumineux, l'apparition d'ozone, les influences des UV
- charge chimique (intérieure et extérieure)
- charge de flexion/impulsion attendue



Recommandation de la norme DIN 2006

Quelle est la durée d'utilisation des conduits de fumée ?



Source: www.arbeitssicherheit.de

A = date de fabrication du tuyau B = date de fabrication du tuyaux

« Les flexibles hydrauliques de GATES dépassent les exigences prescrites »

NOS CONSEILS EN FREINS – freins hydrauliques ...

Combien de fois avez-vous, en tant que revendeur, entendu ces deux dernières années la question suivante : «avec quel système de freinage faut-il que je commande mon nouveau tracteur ou ma nouvelle remorque?» Probablement de nombreuses fois. La mise en œuvre du nouveau règlement CE 2015/68 et la conclusion de la consultation nationale sont toujours en cours. Du côté technique, des systèmes de freins hydrauliques et pneumatiques ont été, dans l'intervalle, mis en œuvre dans la pratique avec succès. La comparaison qui va suivre devrait vous aider, en tant que revendeur, à conseiller vos clients à faire le bon choix.

Principe de base

Le genre d'essieu, leur dimensionnement et l'état des freins sont responsables à 80% d'une bonne performance de freinage du véhicule. Le type de commande, respectivement le moyen de transmission (air/huile/mécanique/électrique), ne contribue que pour environ 20%.

Il est donc important, en première ligne, de porter une attention particulière à la dimension des essieux et du système de freinage lors de la vente de machines neuves.

Les systèmes pneumatiques comme les systèmes hydrauliques sont des systèmes de freinage de remorques à double circuit approuvés selon les dernières réglementations européennes et répondent pleinement et en permanence à leurs exigences de sécurité. Une fois la période de transition expirée, seuls les véhicules répondant à ces nouvelles réglementations pourront être mis en circulation. Les véhicules déjà en service ne sont pas concernés par ces nouvelles exigences.

Conclusion

Les deux systèmes ont leurs particularités et sont en mesure d'atteindre la puissance de freinage requise ainsi qu'une réactivité et un comportement de freinage optimal de la combinaison tracteur – remorque.

Le choix d'un système (pneumatique ou hydraulique) plutôt qu'un autre lors d'un nouvel investissement est entre les mains du client. Le bon choix d'un système dépend principalement de la compatibilité avec le parc de machines existant ainsi que les coûts associés à des éventuelles modifications liées à des préférences individuelles.

Notre recommandation :

1. Si vos clients possèdent actuellement des remorques avec freins hydrauliques et en sont satisfaits, il n'y a pas lieu de changer. La continuité sera assurée, lors de nouveaux achats, par le nouveau système de freinage hydraulique à double circuit. Les systèmes de freinage de remorques dans les secteurs agricoles et forestiers jusqu'à 40 km/h, sans hydraulique, ne sont pas imaginables.

2. Dans le cas où des clients sont déjà équipés de freins pneumatiques et que l'interchangeabilité avec la technologie poids-lourds et remorques de camions peut être importante, il est nécessaire que ces nouveaux investissements soient équipés de freins pneumatiques. Quand il s'agit d'un nouveau tracteur avec système de freinage pneumatique, nous conseillons, pour des raisons de compatibilité, de toujours investir en plus pour un système de freinage hydraulique à double circuit (air et huile).

Les systèmes de freinage font partie de nos compétences, que ce soient des systèmes pneumatiques ou hydrauliques. Nos conseillers techniques possèdent une longue expérience en la matière et sont à votre disposition pour toutes vos questions spécifiques.



... ou freins pneumatiques ?

Particularités du système

Freins de remorques H2L



Côté tracteur



- + construction simple et peu encombrante
- + peu de composants
- + pas de moyen ou source d'énergie supplémentaire, (un circuit hydraulique est toujours disponible)
- + prix très attractif
- + haute sécurité de fonctionnement, sans entretien
- + technique simple et éprouvée
- + compatible en amont avec les freins de remorques hydrauliques à un circuit (avec la soupape correspondante)

- pas de compatibilité avec les remorques à freins pneumatiques

Côté remorque



- + construction simple et peu encombrante
- + haute sécurité de fonctionnement avec très peu d'entretien
- + résistant aux dommages pouvant être provoqués par de longues durées d'immobilisation
- + compatible avec les tracteurs existants avec freins hydrauliques à un circuit z

- pas de compatibilité avec les véhicules tracteurs équipés uniquement d'un frein de remorques pneumatique

Particularités du système

Freins de remorques pneumatiques EG



- + une technologie coûteuse mais éprouvée comme dans le secteur poids-lourds (pièces de série)
- + options supplémentaires comme l'ABS et l'EBS déjà disponibles
- + alimentation en air comprimé pour des consommateurs supplémentaires disponible sur le véhicule
- + l'air est partout et toujours disponible
- + la compatibilité avec les remorques de camions est assurée

- pas de compatibilité avec les remorques existantes dotées de freins hydrauliques H2L / H1L. (Sauf si un circuit hydraulique de freins de remorques supplémentaire est installé sur le tracteur)

- + même technologie que pour les remorques de camions
- + composants peu coûteux
- + évolutions des systèmes comme l'ABS ou l'EBS disponibles en standard
- + sécurité supplémentaire pour les installations avec cylindres de freins à ressort Tristop

- par de compatibilité avec les tracteurs équipés de freins hydrauliques de remorques

Test pratique réussi avec succès

Au printemps 2018, notre système de freins hydrauliques à double circuits H2L nouvellement développé a été mis à l'épreuve lors d'un test pratique très relevé par des fabricants de remorques réputés ainsi que par le TÜV Nord Mobility sous la direction de la haute école spécialisée bernoise (HES).

Notre système de freinage a pleinement convaincu les participants et a été taxé de très bon par les experts. Vous obtiendrez beaucoup plus d'informations sur ce thème complexe et important en consultant notre site internet.



Film Youtube
Test de freinage à Vauffelin

RELATIONS ENTRE ...

Introduction

Un véhicule en mouvement possède une énergie cinétique (E_{kin}), dont la taille dépend de la masse du véhicule (m) et du carré de sa vitesse (v).

$$E_{kin} = \frac{m \times v^2}{2}$$

Cette énergie doit être partiellement ou entièrement convertie lorsque le véhicule ralentit ou s'arrête. Ceci est la tâche des freins qui transforment, par friction, cette énergie cinétique en chaleur.

Accélération respectivement décélération (a) en m/s²

On appelle accélération l'augmentation de la vitesse par rapport à une valeur de vitesse en mètres chaque seconde par seconde (= m/s²). Par décélération on appelle la diminution de vitesse par rapport à une valeur de vitesse en mètres chaque seconde par seconde (= m/s²). Si cette valeur est égale à chaque seconde, on parle d'accélération ou de décélération uniforme.

La vitesse est calculée avec la formule:

Vitesse = chemin / temps

$$v = \frac{s}{t} \quad \text{in} = \frac{m}{s}$$

L'accélération et également la décélération sont calculées avec la formule:

Décélération = vitesse / temps

$$a = \frac{v}{t} \quad \text{in} = \frac{m}{s^2}$$

La décélération maximale

La décélération ou le freinage ne peuvent pas être augmentés à volonté avec les freins de véhicules. La décélération théoriquement atteignable représente une limite par l'accélération gravitationnelle (g) avec $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ (valeur arrondie 10 m/s^2). Même le meilleur système de freinage ne pourra atteindre cette valeur, on ne parle même pas de la dépasser.

Une autre limite est le coefficient de frottement entre les pneus et la route qui est exprimée par le coefficient d'adhérence (k). La décélération est, en règle générale, (il y a des exceptions) la plus élevée lorsque les

roues ne se bloquent pas lors du freinage, mais tournent encore un peu. Une augmentation de la puissance de freinage ne signifie pas forcément un effet de freinage plus élevé, car dans la plupart des cas le blocage des roues a pour conséquence des risques de dérapage et de perte de maîtrise du véhicule.

Coefficient d'adhérence (k)

En fonction de la chaussée et de son état momentané (sèche, mouillée) on obtient un coefficient d'adhérence (k) qui détermine la décélération maximale que l'on peut obtenir. Elle est calculée de la façon suivante :

Décélération maximale pouvant être atteinte (a_{max}) = accélération gravitationnelle (g) × coefficient d'adhérence (k)

$$a_{max} = g \times k \quad \text{in} = \frac{m}{s^2}$$

Un aperçu du coefficient d'adhérence « k » en fonction des conditions de la chaussée se trouve sur le tableau ci-dessous :

Chaussée	sèche	mouillée
béton, asphalte	0,7	0,25 à 0,6
chaussée naturelle	0,4	0,2 à 0,4
neige (tassée)	0,2	0,1

En prenant, par exemple, une valeur k supposée de 0,6 (béton propre) nous obtenons une valeur réalisable de maximum 6 m/s^2 .

Freinage en % (z)

Il existe, en plus de la décélération de freinage, une autre mesure du comportement de freinage : le freinage z .

Nous entendons par cela le rapport en pourcentage de la force de freinage, respectivement, la force de freinage transmise par le banc d'essai à rouleaux en rapport poids actuel du véhicule.

Freinage en % =

$$\frac{\text{(Somme des forces de freinage du véhicule)}}{\text{(poids de contrôle du véhicule)}}$$

Relation entre le freinage z et la décélération max. a_{max}

Une relation entre la décélération max. a_{max} et le freinage z est donné par la formule :

$$a_{max} = \frac{F \times g}{G_p} = z \times g$$

Cela signifie qu'il y a une relation directe entre (z) et (a_{max}), et qu'il est également possible d'exprimer la décélération obtenue (a_{max}) en pourcentage de freinage (z) et vice versa. Le tableau ci-dessous montre les valeurs comparatives correspondantes.

Freinage (z)	Décélération (a_{max})	
	Exact	Arrondi
10 %	0,981 m/s ²	1,0 m/s ²
20 %	1,962 m/s ²	2,0 m/s ²
30 %	2,943 m/s ²	3,0 m/s ²
40 %	3,924 m/s ²	4,0 m/s ²
50 %	4,905 m/s ²	5,0 m/s ²
60 %	5,886 m/s ²	6,0 m/s ²
70 %	6,867 m/s ²	7,0 m/s ²
80 %	7,848 m/s ²	8,0 m/s ²

Mesure de la décélération resp. du freinage

il y a deux possibilités :

- déterminer le freinage z en % à l'aide d'un banc d'essai de freins (à rouleaux ou plaque)
- déterminer la décélération en roulant avec un appareil de mesure de décélération (avec ou sans impression). Alors qu'un appareil sans impression n'indique que la décélération maximale, un appareil avec impression indique en plus la durée d'anticipation et du freinage.

... freinage z et décélération maximum a max.

Détermination de la décélération sur le banc d'essai

sur un banc d'essai à rouleaux, les puissances de freinage maximales sont mesurées sur chaque roue. Si l'on additionne ces puissances de freinage et que l'on compare la somme en pourcentage du poids du véhicule respectif, on obtient selon l'équation connue pourcentage de la décélération du véhicule :

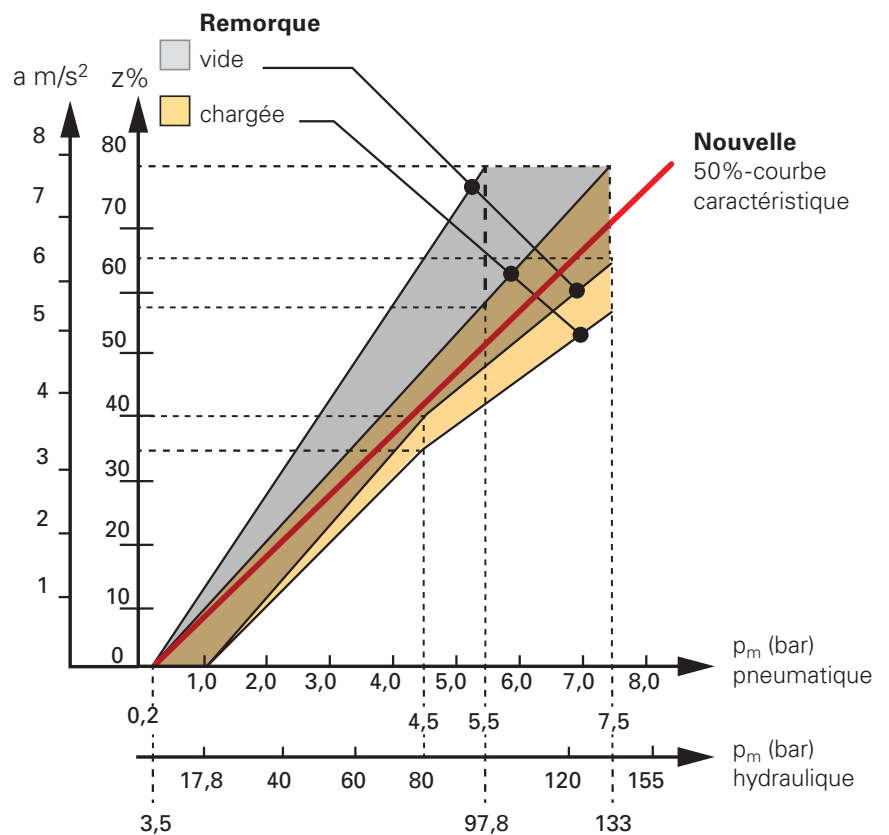
$$z = \frac{F}{G_p} = \times 100\%$$

Exigences selon le nouveau règlement (EU) 2015/68

La décélération minimum des freins de service des véhicules agricoles et forestiers ont été, selon leur nouveau règlement (EU) 2015/68 fixés comme suit :

Nouveaux véhicules	freinage en %	décélération freins de service
Jusqu'à 30 km/h	35% à 6,5 bar pneumatique 115 bar hydraulique	minimum 3.5 m/s
Au-dessus de 30 km/h	50% à 6,5 bar pneumatique 115 bar hydraulique	minimum 5.0 m/s

Courbe de conception du diagramme de la remorque



Centre de compétences « freins »

Depuis de nombreuses années, nos cours qui traitent de divers sujets techniques, sont très appréciés par nos clients. Durant une journée, nos spécialistes transmettent avec plaisir leurs connaissances à l'aide d'exemples théoriques et pratiques. Suite à de nombreuses demandes nous avons dé-

cidé d'organiser, durant le premier trimestre 2019, des cours sur le sujet très actuel des systèmes de freinage. Deux cours seront organisés pour transmettre le savoir actuel sur les « freins pneumatiques » (en collaboration avec WABCO) et sur les « freins hydrauliques ».

Si vous êtes intéressés par ses cours, veuillez contacter notre collaborateur du service externe ou, par téléphone au 044 439 19 19.

GUIDE SUR LES FREINS : nouvelles exigences pour véhicules

Nouvelles catégories de véhicules pour tracteurs et remorques



En vertu du règlement (UE) 167/2013 (dit «Mother Regulation») concernant le processus d'homologation et d'expertise type, les exigences pour les tracteurs ont été modifiées et de nouvelles exigences ont été créées pour les remorques.

Celles-ci ont été reprises en date du 1 mai 2019 dans l'ordonnance concernant les exigences techniques pour les véhicules routiers. (OETV 741.41)

Afin que les exigences techniques spécifiques correspondent aux catégories de



véhicules et à leur utilisation, les véhicules tracteurs et les remorques ont été différenciés dans des « catégories de véhicules » et enregistré dans l'OETV sous les articles 12⁸⁴ et art. 21¹¹⁵.

Véhicules tracteurs et véhicules à moteur (selon OETV 741.41 art. 12⁸⁴ paragr. 3-4)

Tracteurs avec roues	Classe	Description	Voie	Poids à vide	Garde au sol	Index de vitesse	
	T1	tracteur	>1150 mm	> 600 kg	< 1000 mm	Chaque classe de tracteur est marquée de la lettre «a» ou «b» en fonction de la vitesse pour laquelle le véhicule a été conçu	
	T2*	tracteur voie étr.	<1150 mm	> 600 kg	< 600 mm		
	T3	Petit tracteur	-	< 600 kg	-		
	T4	Véhicules spéciaux à utilisations spécifiques					
	T4.1*	Tracteurs enjambeurs					> 1000 mm
	T4.2	Tracteurs extra larges					
	T4.3	Tracteurs avec garde au sol restreinte et 4 roues motrices					
Véhicules tracteurs à chenilles						«a» pour véhicules tracteur V _{max} ≤ 40 km/h (≤ 30 km/h)	
	C1	Les véhicules à moteur de la classe C sont des tracteurs à chenilles selon l'ordonnance (EU) Nr. 167/2013, qui sont conçus pour une utilisation agricole ou forestière. Ils sont classés dans le même sous-groupe que les tracteurs de la classe T.				«b» pour véhicules tracteur V _{max} > 40 km/h	
	C2*						
	C3						
	C4						
	C4.1*						
	C4.2						
	C4.3						

*Si le quotient de la distance entre le centre de gravité et le sol ainsi que l'écartement est supérieur à 0,9, c'est une vitesse de max. 30 km/h qui est appliquée.

Remorques de transport et remorques de travail (selon OETV 741.41 art. 21¹¹⁵ paragr. 2-4)

Remorques de transport	Classe	Description	Poids garanti	Index de vitesse
	R1	Remorque de transport avec un poids garanti de maximum	< 1,50 t	Chaque classe de remorques est marquée de la lettre «a» ou «b» en fonction de la vitesse pour laquelle le véhicule a été conçu
	R2	Remorque de transport avec un poids garanti de maximum	1,50 t bis 3,50 t	
	R3	Remorque de transport avec un poids garanti de maximum	3,50 t bis 21,0 t	
	R4	Remorque de transport avec un poids garanti supérieur à	> 21,00 t	
Remorques de travail et appareils tractés				«a» pour remorques V _{max} ≤ 40 km/h (≤ 30 km/h)
	S1	Remorque de travail avec un poids garanti de maximum	< 3,50 t	«b» pour véhicules tracteurs V _{max} > 40 km/h
	S2	Remorque de transport avec un poids garanti supérieur à	> 3,50 t	

LE RÈGLEMENT UE 2015/68 & EU 167/2013



Qu'est-ce qui est considéré comme une remorque de travail?

(selon OETV 741.41 art. 22)

1. «Les remorques de travail» sont des remorques avec lesquels aucun transport de matières et de choses n'est effectué, mais qui sont utilisées comme outil de travail et qui possède tout au plus un faible espace pour des outils et du matériel d'exploitation.

2. Au même niveau sont les remorques:

- avec une capacité de chargement permettant de charger les matières ou marchandises nécessaires au processus de travail et dont le rapport entre le poids garanti et le poids à vide est inférieur à 3,0 t

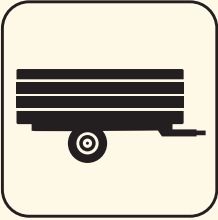

- pour le transport de composants, d'outils et de fournitures des véhicules automobiles auxquels ils sont tractés
- avec des outils transportant des matériaux sur une courte distance qu'ils chargent ou déchargent pour l'entretien des routes par exemple.
- qui sont construites de manière à ne pouvoir accueillir qu'un outil spécifique et pas d'autres possibilités d'être chargées
- du service du feu et de la protection civile (par ex. un chariot à tuyau)

3. Les remorques de travail peuvent être immatriculées comme remorques de transport si elles sont conformes à la réglementation en vigueur et que les outils utilisés ne gênent pas la circulation.

Dans notre prochain «Magazine» (édition no. 48) nous vous montrerons comment les principales exigences techniques selon la réglementation (UE) 2015/68 affectent les exigences relatives au système de freinage dans le contexte des classes de véhicules illustrés ci-dessus.

GUIDE SUR LE FREINAGE: nouvelles exigences pour les

Comme annoncé dans le dernier magazine, nous indiquons ci-dessous l'incidence des principales exigences techniques de la nouvelle réglementation (UE) 2015/68 sur les différentes catégories de véhicules.

Caractéristiques pour remorques selon UE 2015/68 et OETV 141.41 Version 05.2019 (jusqu'à max. 40km/h) Recommandation sans engagement, état 10.2019				Freins de service		
				Appendice I	Appendice II	App. II Dir. I
Classe de véhicules	Poids total sur essieu :	Différenciation	2.2.2.	3.2.1.	1.1.1.1.	
Remorques de transport 	R1a	< 1500 kg	< 750kg	Pas de frein de service requis		
			> 750kg	H2L / P2L / à inertie	Si les véhicules R1 sont équipés d'un système de freinage, la puissance doit correspondre aux véhicules R2 pour type H2L/P2L : z = 50% (>30 km/h) z = 35% (<30 km/h) (% charge de roues stat.)	doit être dans la nouvelle bande de freinage si >30km/h
	R2a	1500 — 3500 kg				
	R3a	3500 — 21000 kg	< 8000 kg	H2L / P2L		
			> 8000 kg			
R4a	> 21000 kg					
Remorques de travail et outils tractés 	S1a	< 3500 kg	< 750kg	Pas de frein de service requis		
			> 750kg	H2L / P2L / à inertie	Si les véhicules S1 sont équipés d'un système de freinage, la puissance doit correspondre aux véhicules S2 pour type H2L/P2L : z = 50% (>30 km/h) z = 35% (<30 km/h) (% charge de roues stat.)	doit être dans la nouvelle bande de freinage si >30km/h
	S2a	> 3500 kg	< 8000 kg			
			> 8000 kg	H2L / P2L		

z: taux de freinage en %

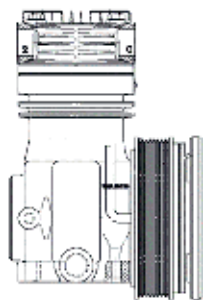
systemes de freinage de remorques (P2L et H2L)

Installation de freinage automatique	Freins de stationnement		Correction de l'usure	Défaillance des conduites de liaisons	Correction de freinage en fonction de la charge
Appendice II	Appendice II	Appendice I	Appendice I	Appendice I	Appendice I
3.2.3	3.2.2.1.	2.2.2.10.	2.2.2.8.1.	2.2.2.9.	2.1.1.5
Freinage automatique en cas de défaillance (2.2.1.17.1 et 2.2.1.18.5 app. I) min 13.5% au poids total sur les essieux	Doit maintenir le véhicule tracté en charge séparé du véhicule tracteur sur une déclivité de 18 %	Si la remorque dispose d'un frein de service, le frein de stationnement doit être garanti, même si ce dernier est séparé du véhicule tracteur.	Correcteur manuelle de l'usure requise; correcteur automatique en option	Doit automatiquement s'arrêter en cas de rupture de connexion	<p>Le véhicule doit être équipé d'un dispositif automatique dépendant de la charge</p> <p>1. Exception : manuelle à 3 positions autorisées Ra < 30 km/h et Sa si pas possible pour des raisons techniques (pas de suspension)</p> <p>2. Exception : manuelle à 2 positions autorisées Ra < 30 km/h et Sa si de par construction, seul un état vide et chargé sont possible</p> <p>3. Exception : aucun réglage catégorie S, qui ne contient aucune autre charge (jusqu'à 10 % de consommables)</p>
Correcteur automatique de l'usure					
Freinage automatique en cas de défaillance (2.2.1.17.1 et 2.2.1.18.5 app. I) min 13.5% au poids total sur les essieux			Correcteur manuelle de l'usure requise; correcteur automatique en option	Doit automatiquement s'arrêter en cas de rupture de connexion	

H2L: système de freinage hydraulique à 2 conduites

P2L: système de freinage pneumatique à 2 conduites

Travaux de maintenance sur le ...



1. le compresseur

- » Vérifier quotidiennement le niveau d'huile du circuit interne (Oldtimer)
- » Les prescriptions de lubrification du constructeur du moteur sont déterminantes
- » Vérifier l'étanchéité du compresseur :
 - » huile et liquide de refroidissement
- » Vérifier la tension des courroies, conformément aux prescriptions du constructeur
- » Vérifier le serrage des raccords
- » Vérifier que les conduites sont bien fixées et qu'elles ne sont pas endommagées.



2. le réservoir antigel

- » En cas de températures inférieures à + 5 °, l'appareil doit être mis en service en tournant le levier (B) dans la « position I ».
- » Le niveau de l'antigel doit être contrôlé quotidiennement.
- » En cas de températures supérieures à + 5°, l'appareil peut être mis hors service en tournant le levier (B) en « position O ».
- » Vérifier l'étanchéité de l'appareil.
- » Le récipient peut être remplacé séparément en cas de fissure.



6. la soupape de commande de la remorque

- » Vérifier l'étanchéité de la valve.
- » Vérifier la pression d'avance si elle existe (0,7-1,5 bar).

Un entretien particulier au-delà des prescriptions de la loi ne sont pas nécessaires.



3. le sécheur d'air

- » Vérifier l'étanchéité du sécheur d'air.
- » Vérifier les pressions d'enclenchement et de déclenchement (7.0–8.5 bar).
- » Lors du remplacement de la cartouche, vérifier qu'il n'y a pas trop d'huile dans le puisard. Les segments de piston du compresseur peuvent ne pas être étanches.

(Obligatoire lors de l'utilisation d'ABS + EBS E remorques)



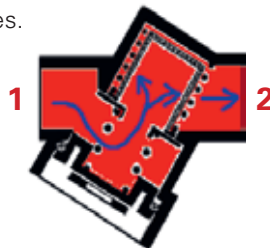
7. le filtre de conduite

- » Le filtre de conduite doit être nettoyé en fonction des conditions d'exploitation, normalement tous les 3-4 mois.
- » Pour ce faire, la cartouche filtrante doit être retirée et soufflée à l'air comprimé.
- » Les cartouches endommagées doivent être remplacées.
- » Remplacer le joint d'étanchéité.
- » Lors du montage, veuillez respecter les raccords
- » Attention aux numéros : 1 entrée / 2 sorties.

En cas de montage incorrect, le bypass ne fonctionne pas.

4. diverses cartouches

- » Cartouche blanche : Recyclable
- » Cartouche noire : Équipement d'origine
- » Intervalle : 2 ans ou annuel/automne
- » Cartouche argentée : Avec 1 filtre coalescent
- » Cartouche dorée : Avec 2 filtres coalescents. En cas d'utilisation d'huiles moteur hautes performances.



Kartuschentyp	WABCO Recycling Kartusche	WABCO Standard Kartusche	WABCO Air System Protector	WABCO Air System Protector ^{Plus}
FUNKTION				
Trocknungsphase				
EIGENSCHAFTEN				
Filter				
empfohlenes Service-Intervall				
Trocknungsleistung	+	++	++	++
Öl-Abscheidung			+	++
Aerosol-Abscheidung			+	++
Fahrzeug-Applikation				
Fahrzeug-Luftverbrauch	niedrig		mittel	
M 39*1,5 13 bar	432 410 222 7	432 410 020 2	432 901 223 2	432 410 244 2
M 39*1,5 13 bar			432 901 245 2	
M 41*1,5 13 bar			432 901 246 2	
M 42*1,5 20 bar		432 410 220 2		
G 112* 13 bar	432 415 220 7			
G 112* SW 30 13 bar		432 410 927 2	432 901 228 2	

... SYSTÈME D'AIR COMPRIMÉ

8. la tête d'accouplement

- » Lors de l'accouplement, les surfaces d'accouplement doivent être propres.
- » Les bagues d'étanchéité doivent être remplacées.
- » Vérifier que les tuyaux ne soient pas fissurés et que les spirales ne soient pas écrasées. Changer si nécessaire.

Un entretien particulier au-delà des prescriptions de la loi ne sont pas nécessaires.



9. la soupape de frein de la remorque

- » Vérifier l'étanchéité de la soupape.
- » Vérifier le réglage de l'avance si elle existe.

Un entretien particulier au-delà des prescriptions de la loi ne sont pas nécessaires.



13. l'ALB (régulateur automatique de la force de freinage en fonction de la charge)

- » Vérifier l'étanchéité et le fonctionnement de l'ALB.
- » Le régler si nécessaire.

Un entretien particulier au-delà des prescriptions de la loi ne sont pas nécessaires.

10. la soupape de frein de remorque avec régulateur manuel

- » Vérifier l'étanchéité de la soupape.
- » Contrôler et régler les pressions de sortie si nécessaire.

Un entretien particulier au-delà des prescriptions de la loi ne sont pas nécessaires.



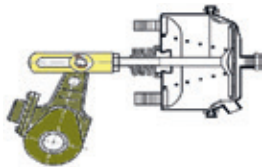
14. le modulateur EBS E

- » Vérifier l'étanchéité du modulateur. Celui-ci peut être diagnostiqué.

Un entretien particulier au-delà des prescriptions de la loi ne sont pas nécessaires.

11. le cylindre de frein

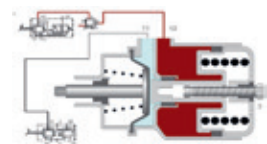
- » Vérifier l'étanchéité et le bon fonctionnement du cylindre de frein.



12. le cylindre à ressort

- » Vérifier l'étanchéité et le fonctionnement du cylindre de frein.
- » Les cylindres de frein doivent toujours être remplacés par essieu.
- » Vérifier que les flexibles de frein ne sont pas fissurés. Si nécessaire, les remplacer.

Un entretien particulier au-delà des prescriptions de la loi ne sont pas nécessaires.



Calculer la PUISSANCE ET LA CAPACITÉ d'un accu

En expliquant combien de puissance a besoin cet appareil électrique c'est un peu comme l'explication à la question : quelle est la différence entre un crocodile ? Réponse: plus il est vert, plus il nage. Cela signifie dans notre cas : plus il y a de volts, plus il y a de puissance. Cela paraît simple mais ce n'est pas le cas.

Car les informations des fabricants nous confrontent à une multitude de données : un fabricant définira la puissance de son accu avec une tension nominale, un autre avec une tension maximale. Un troisième indiquera des Watts/heure et un quatrième des Ampères/heure. un cinquième nous submergera d'informations marketing distinguant les appareils professionnels des appareils pour particuliers.

Pour apporter un peu de lumière dans toutes ces affirmations nous allons commencer par une brève explication des unités physiques les plus couramment utilisées :

A = ampère: est l'unité de mesure d'intensité du courant électrique. Il définit le flux électrique (= nombre d'électrons = coulomb) transporté durant un temps défini dans un conducteur.

1 A = 1 coulomb / seconde

Ah = ampère heure : est l'unité de mesure de quantité d'électricité, de charge électrique ou de flux électrique égale à la quantité d'électricité transportée 1 seconde par un courant de 1 ampère. La quantité d'ampères / heures est un indicateur sur la capacité d'une batterie à fournir le courant nécessaire lors d'une consommation de pointe.

V = volt: est l'unité de mesure pour la tension électrique, physique: résistance (Ohm) x intensité (Ampère). On différencie :

- La tension maximum (l'accu est entièrement chargé). Cela correspond à 1,11 fois la tension nominale.
- La tension nominale appelée aussi tension de service. C'est la valeur moyenne qui se situe pour les accus lithium ion de 3,6 à 3,7 V par cellule.
- La tension de décharge. C'est la tension résiduelle de l'accu déchargé.

Aperçu des indications de tension :

36 V tension nominale :
 $36 \times 1,11 = 39,6$ ou
 40 V tension maximale
 50,4 V tension nominale :
 $50,4 \times 1,11 = 55,95$ ou
 56 V tension maximale
 72 V tension nominale :
 $72 \times 1,11 = 79,92$ ou
 80 V tension maximale

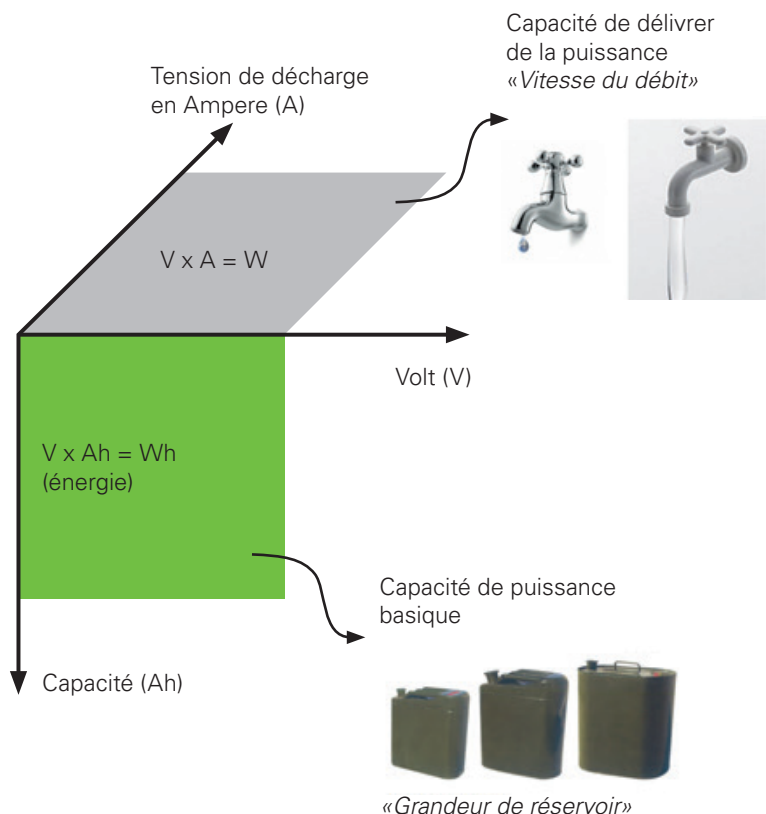
W = Watt: système d'unité international de mesure de puissance utilisé pour qualifier la puissance réelle. Capacité de libérer la puissance ou vitesse d'écoulement.

Wh = Watt heure : unité de mesure d'énergie égale à l'énergie absorbée ou fournie en une heure par une machine, un accu ou une lampe d'une puissance de un watt. «Principes fondamentaux de performance».

Structure d'un accu

Le composant principal d'un accu sont les cellules. Actuellement, les cellules ne sont fabriquées dans le monde que par quelques entreprises. Les fabricants de batteries achètent ces cellules et les rassemblent en unités formant les accus car la tension d'une cellule ne suffit pas pour une utilisation pratique.

Une cellule lithium ion a habituellement une tension nominale de 3,6 Volt. Un fabricant qui réuni 14 cellules dans un accu et les branche en série obtiendra un accu d'une tension nominale de 50,4 Volt ce qui correspond à une tension maximale de 56 Volt. Cette tension maximale est nécessaire pour le démarrage des outils qui ont besoin de beaucoup de puissance comme par exemple une tronçonneuse. La combinaison de l'accu et de l'électronique du moteur permet, selon les fabricants, de maintenir cette puissance jusqu'à la décharge de l'accu.



Cellule: la plus petite unité d'un accu, pour les accus lithium ion une cellule a généralement une tension nominale de 3,6 V et une puissance de 30 A.

Accu pack : ensemble de cellules connectées en série. Un pack avec 14 cellules aura une tension nominale de 50,4 V (14 x 3,6V = 50,4V), bzw. tension maximale de 56 V (14 x 3,6V x 1,11 = 55,94V) pour une puissance de 30 A et une capacité de 2 Ah. Pour une capacité de 4 Ah il faudra 2 accu pack de chacun 14 cellules connectés en parallèle, pour 6 Ah il faudra 3 accu pack de chacun 14 cellules.

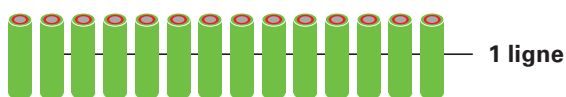
Exemple : 36 V (40V) comparée à 50,4 V (56V):

1. 2-Ah-accu 36 V x 30 A = 1080 W

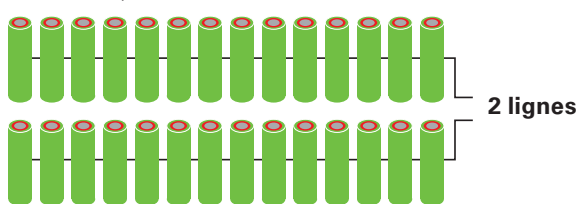
2. 2-Ah-accu 50,4 V x 30 A = 1512 W

Dans le cas où un moteur absorbe 1500 W, il ne pourra pas, selon l'exemple 1, donner sa pleine puissance. Dans l'exemple 2, (50,4 / 56V) le moteur donne sa pleine puissance de 1500 Watt et a encore une légère réserve pour son fonctionnement.

2 Ah accu pack = 1512 W



4 Ah accu pack = 3024 W



Comment peut-on comparer les différents accus entre eux ?

Pour les différents accus présents sur le marché, il est préférable de comparer la capacité de base, c'est-à-dire les Watt/heure (Wh).

Formule : Volt (V) x Ampere/heure (Ah) = Watt/heure (Wh)

Exemple d'un accu pack de 2Ah:

40 Volt x 2 Ah = 80 Wh

56 Volt x 2 Ah = 112 Wh

(+40% de capacité)

Exemple d'un accu pack de 6Ah:

40 Volt x 6Ah = 240 Wh

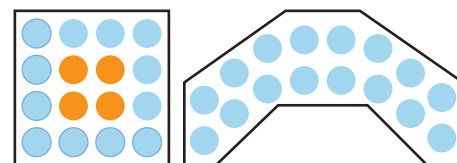
56 Volt x 6Ah = 336 Wh

(+40% de capacité)

Attention à la surchauffe

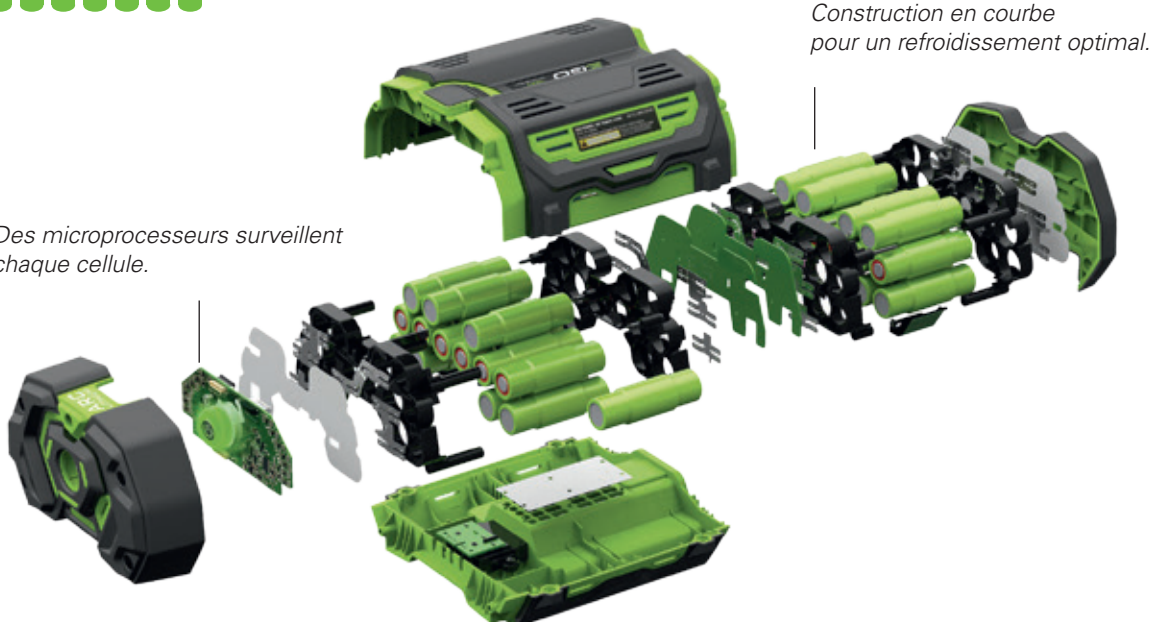
La charge et la décharge d'un accu-pack génère de la chaleur. Si un accu surchauffe lors de l'utilisation, la meilleure capacité ne sert à rien. Pour cette raison, il est nécessaire de s'assurer auprès de chaque fournisseur de quelle manière le refroidissement de l'accu est garanti. Souvent, une seule cellule est surveillée. Comme les cellules se modifient au fil de leur utilisation il est important que toutes les cellules d'un accu soient surveillées.

Les cellules situées au centre d'un accu chauffent plus vite, le risque d'être endommagées et de provoquer une mise hors service de l'accu est plus important. C'est la raison pour laquelle les cellules devraient être, si possibles, situées à l'extérieur de l'accu. Les appareils possédant un compartiment de batteries sur dimensionné ou à l'extérieur de l'appareil garantissent un meilleur refroidissement de l'accu. L'utilisation de matières isolantes entre les cellules réduisent les risques de surchauffe.



Les cellules situées sur les bords d'un pack sont mieux refroidies.

Des microprocesseurs surveillent chaque cellule.





 **paul forrer** 
contributions de support

 **paul forrer**

Nous vivons la technique