Systèmes Hydrauliques et Pneumatiques

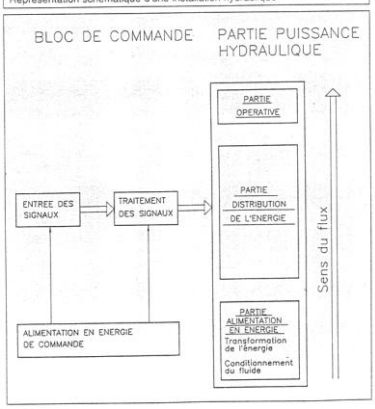
Plan du cours

- Introduction
- Composants hydrauliques
  - Pompes
  - Moteurs
  - Distributeurs et soupapes
  - Vérins
  - Accessoires
- Huiles hydrauliques
- Dimensionnement des composants
- Conception de schémas : études de cas
  - Système de relevage hydraulique du tracteur
  - Direction assistée hydrauliquement
  - Autre système hydraulique d'un engin agricole ou de génie civil
- Spécificités des systèmes pneumatiques

	Electrique	Hydraulique	Pneumatique
Fuites		Encrassement	Le seul inconvénient est la perte de charge
Résistance aux influences de l'environnement	Risque d'explosion en milieu exposé, insensible à la température	Sensible aux fluctuations de la température, risque d'incendie en cas de fuites	Antidéflagrant, sensible à la température
Accumulation de l'énergie	Difficile, possible par batterie en très faibles quantités	Limitée, à l'aide de gaz	Facile
Transport de l'énergie	Illimité, avec des pertes de charge	Sur 100 m maxi, vitesse d'écoulement v = 2-6 m/s, vitesse du signal 1000 m/s maxi	Sur 1000 m maxi, vitesse d'écoulement v = 20-40 m/s, vitesse du signal 20-40 m/s
Vitesse de travail		v = 0,5 m/s	v = 1,5 m/s
Coûts de l'énergie	Faibles	Elevés	Très élevés
	0,25	1	2,5
Mouvement linéaire	Difficile et cher, efforts peu importants, réglage de la vitesse seulement avec des moyens considérables	Facile à réaliser par des vérins, réglage aisé de la vitesse, forces importantes	Facile à réaliser par des vérins, forces limitées, la vitesse est fonction de la charge

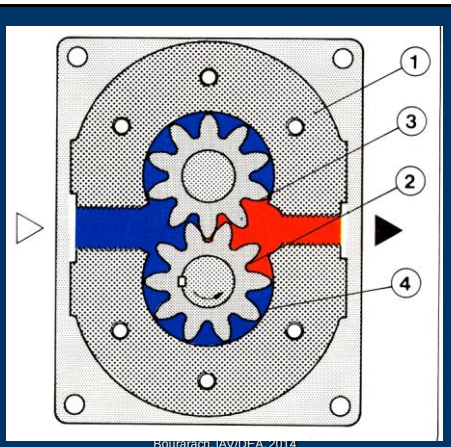
Mouvement rotatif	Facile à réaliser, très performant	Facile à réaliser, couples très performants, élevés à vitesse réduite	Facile à réaliser, couples peu élevés, nombre de tours élevé
Précision de positionnement	Précision jusqu'à ± 1 µm et mieux	En fonction des moyens mis en oeuvre, la précision peut atteindre jusqu'à ± 1 µm	Jusqu'à 1/10 mm sans changement de charge
Rigidité	Très bonne, à réaliser par des organes mécaniques intercalés	Bonne, puisque l'huile est pratiquement incompressible, et ceci a des pressions beaucoup plus fortes qu'en pneumatique	Mauvaise, l'air étant compressible
Efforts	Sensible aux surcharges, faible rendement dû à des appareils mécaniques en aval, réalisation d'efforts importants	Protégé contres les surcharges, génération d'efforts très importants en présence de pressions élevées jusqu'à 600 bar dans le réseau F < 3000 kN	Protégé contre les surcharges, efforts limités à 6 bar par la pression de l'air et le diamètre des vérins F < 30 kN

Représentation schématique d'une installation hydraulique



POMPES

- A débit constant
- A débit variable
  - A engrenage
  - A palettes
  - A pistons
  - A vis


1
3
2
4

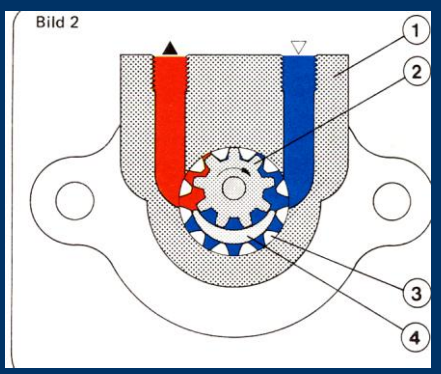
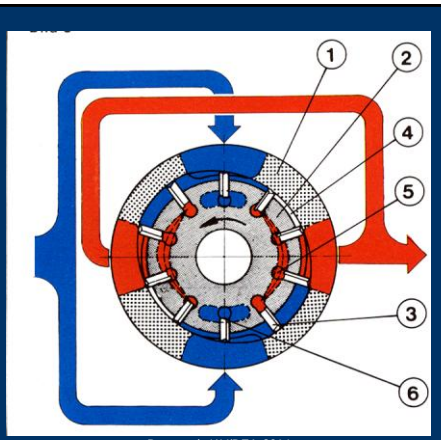
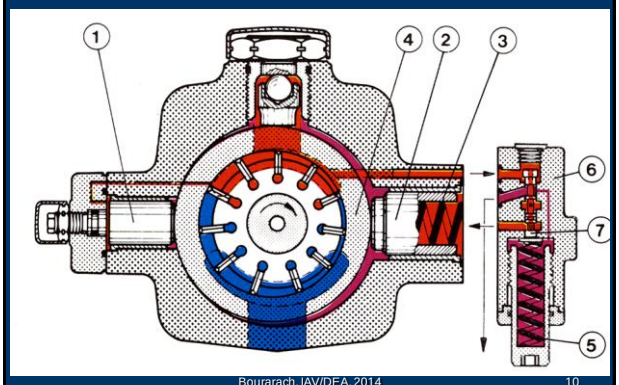
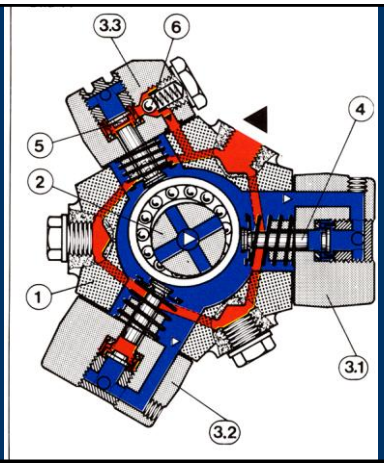
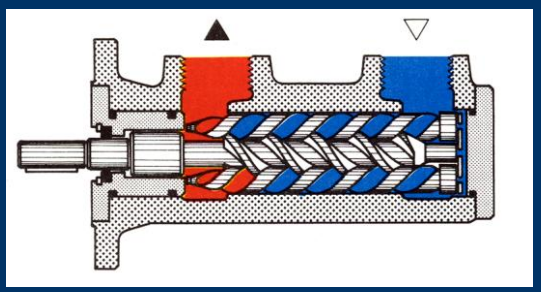


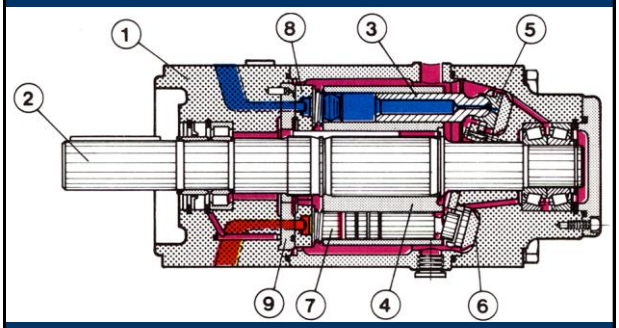
Bild 2
1
2
3
4

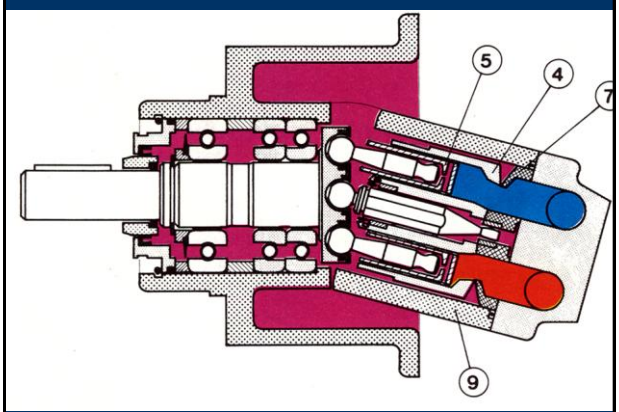

1
2
4
5
3
6

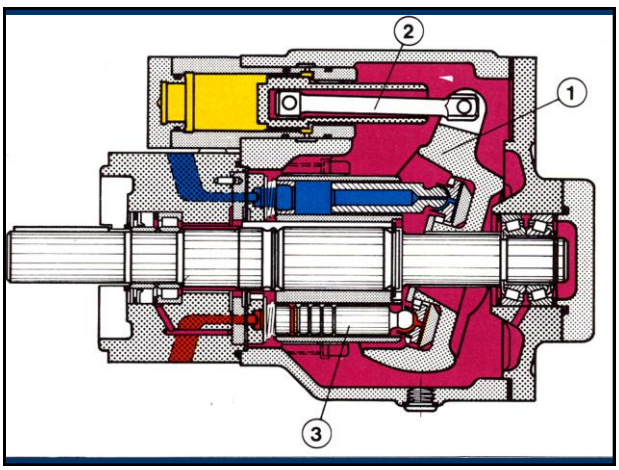

1
4
2
3
6
7
5


3.3
6
4
5
2
1
3.1
3.2

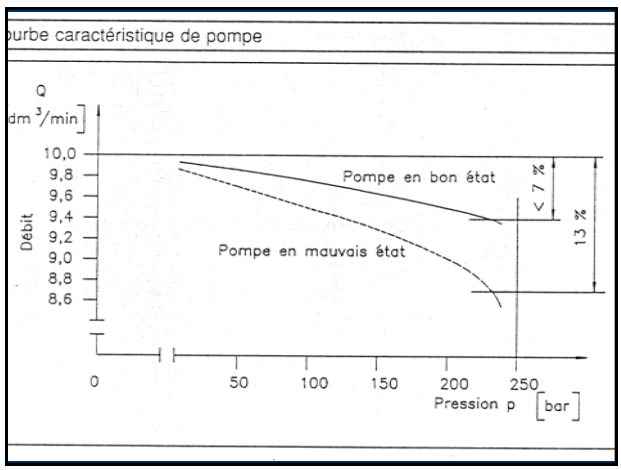



1
8
3
5
2
9
7
4
6

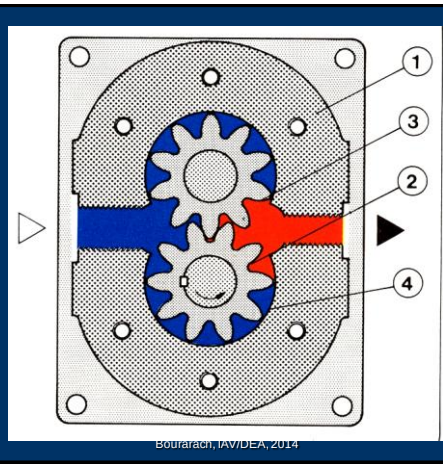

5
4
9

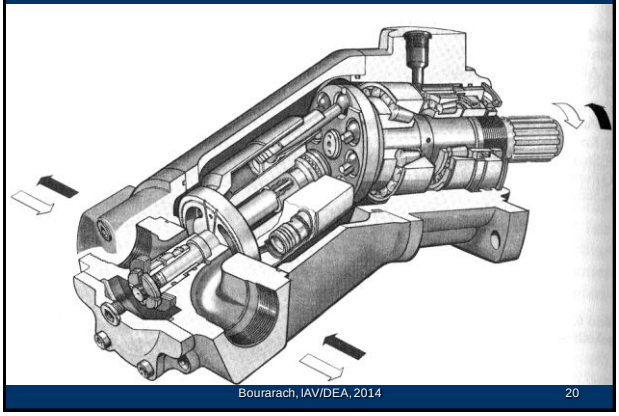

2
1
3

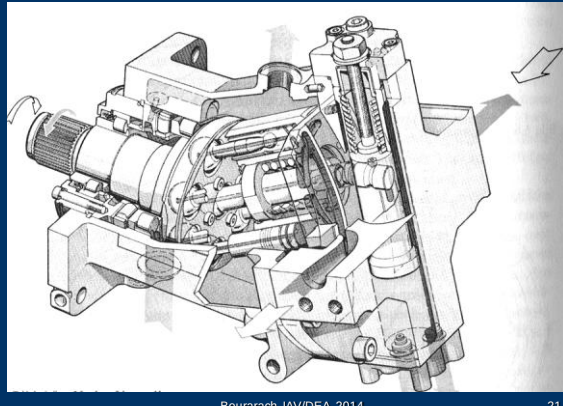
	Type de construction	Vitesses $\frac{1}{min}$	Cylindrée de refoulement (cm^3)	Pression nominale (bar)	Rendement total
	Pompe à engrenage à denture extérieure	500 - 3500	1,2 - 250	63 - 160	0,8 - 0,91
	Pompe à engrenage à denture intérieure	500 - 3500	4 - 250	160 - 250	0,8 - 0,91
	Pompe à vis	500 - 4000	4 - 630	25 - 160	0,7 - 0,84
	Pompe à palettes	960 - 3000	5 - 160	100 - 160	0,8 - 0,93
	Pompe à pistons axiaux	..... - 3000 750 - 3000 750 - 3000	100 25 - 800 25 - 800	200 160 - 250 160 - 320	0,82 - 0,92 0,82 - 0,92 0,8 - 0,92
	Pompe à pistons radiaux	960 - 3000	5 - 160	160 - 320	0,90



MOTEURS HYDRAULIQUES


1
3
2
4



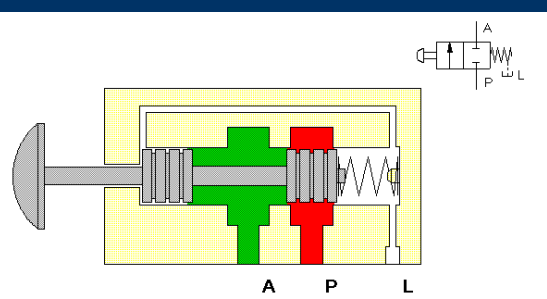


DISTRIBUTEURS DIRECTIONNELS

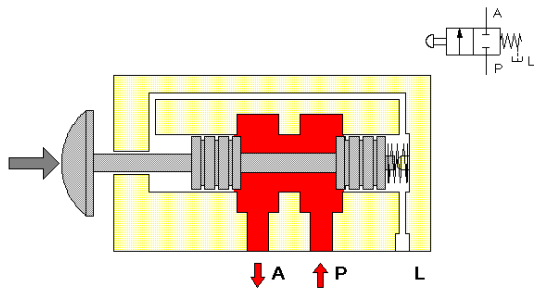
- Leurs rôles est de modifier, ouvrir ou fermer les voies d'écoulement de l'huile dans les circuits hydrauliques

DISTRIBUTEURS DIRECTIONNELS

- Distributeurs à fonctionnement analogique
  Une infinité de positions intermédiaires : distributeurs proportionnels et d'asservissement
- Distributeurs à fonctionnement numérique
  Un nombre déterminé de positions (2, 3, 4,…) : hydraulique "tout ou rien"



Distributeur 2/2 (1)

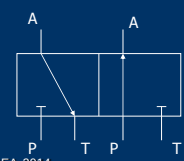


Distributeur 2/2 (2)

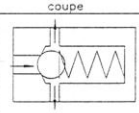
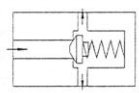
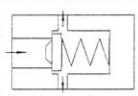
DISTRIBUTEURS DIRECTIONNELS

- Exemple: **distributeur 3/2**

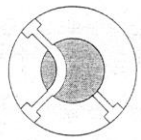
3 orifices 2 positions



Distributeurs à clapet

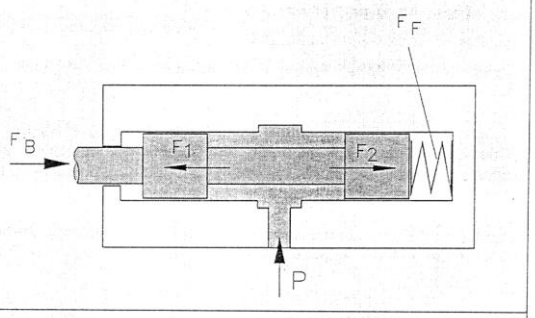
Type	Représentation en coupe	Avantages/Inconvénients/ Application
Distributeur à clapet sphérique		Facile à réaliser; sous pression la bille a tendance à produire un bruit dû aux vibrations; clapets antiretour
Distributeur à clapet conique		Requiert une grande précision de fabrication; bonne étanchéité; distributeurs à voies
Distributeur à clapet plat		Longueur de course réduite; valves d'arrêt

Distributeur à tiroir rotatif



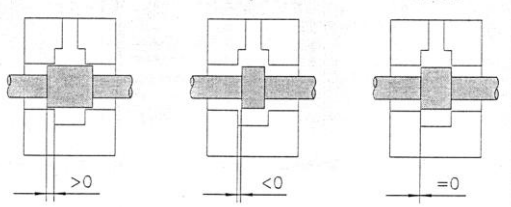
Utilisés comme distributeurs directionnels, ils sont normalement plus courts que les distributeurs à tiroir longitudinal

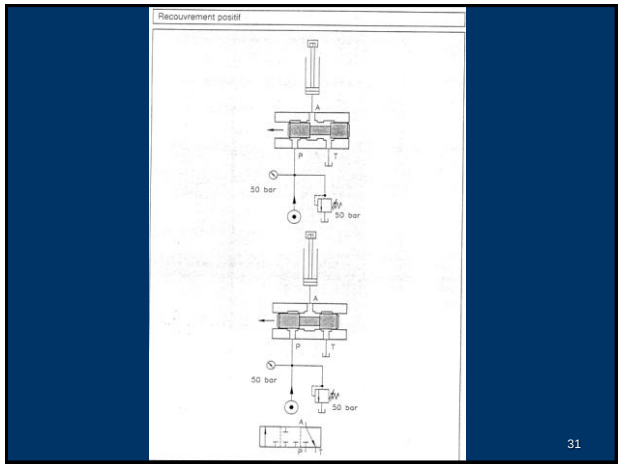
Effort d'actionnement

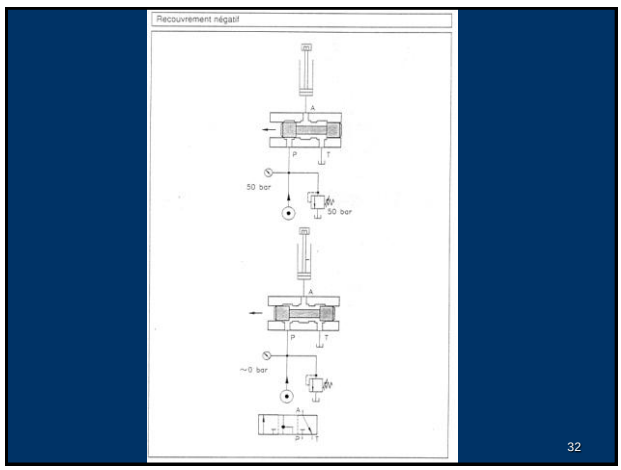


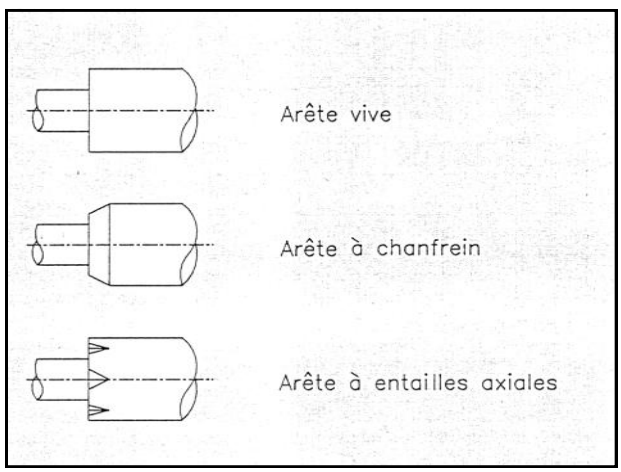
$F_1 = F_2$

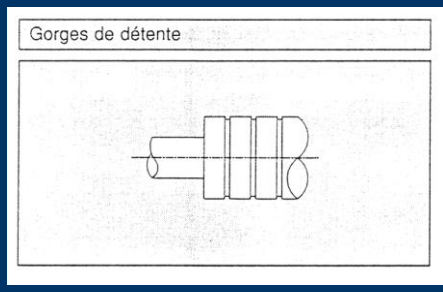
Recouvrement du tiroir

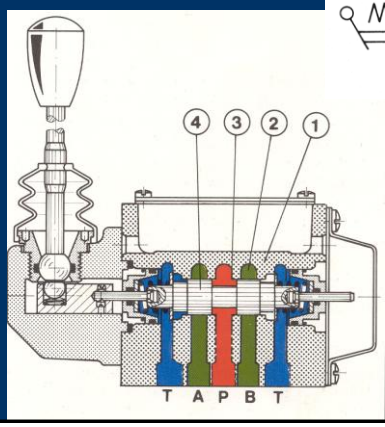


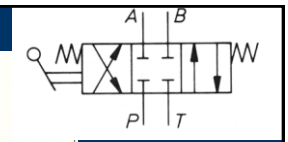

Recouvrement positif
A
P
T
50 bar
50 bar
A
P
T
50 bar
50 bar
31

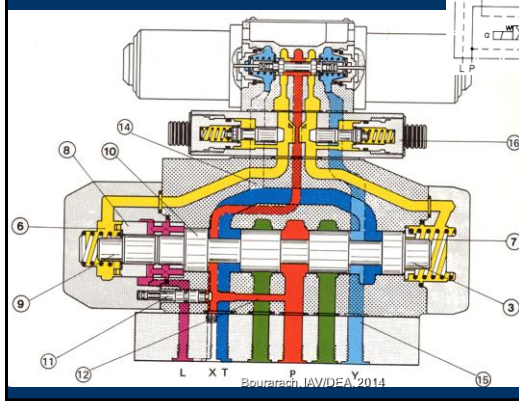

Recouvrement négatif
A
P
T
50 bar
50 bar
A
P
T
~0 bar
32

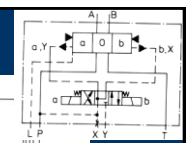

Arête vive
Arête à chanfrein
Arête à entailles axiales


Gorges de détente


4
3
2
1
T A P B T


A
B
P
T


14
8
10
16
6
7
9
3
11
12
L X T P Y
15


A B
a,Y
b,X
L P
X Y
T

DD 2/2

"fermé" en position de repos (P,A)

"ouvert" en position de repos (P–A)

DD 3/2

"fermé" en position de repos (P,T–A)

"ouvert" en position de repos (P–A,T)

DD 4/2

"ouvert" en position de repos (P–B,A–T)

DD 5/2

"ouvert" en position de repos (A–R,P–B,T)

DD 4/3

"fermé" en position neutre (P,A,B,T)

DD 4/3

"Pompe en circuit à vide" en position neutre (P–T,A,B)

DD 4/3

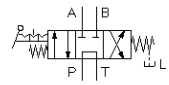
Position neutre en "H" (P–A–B–T)

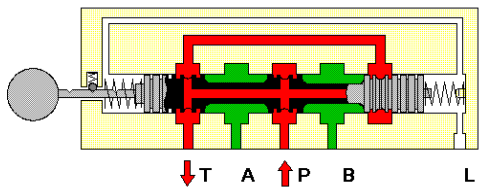
DD 4/3

"Conduites de travail déchargées" en position neutre (P,A–B–T)

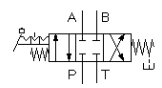
DD 4/3

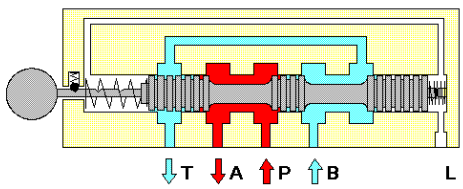
"Recyclage" en position neutre (P–A–B,T)





Distributeur 4/3 avec circulation au réservoir (2)



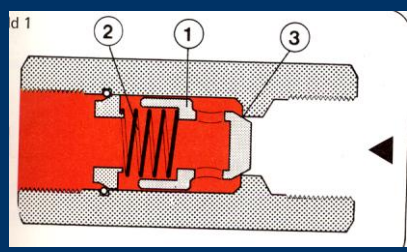


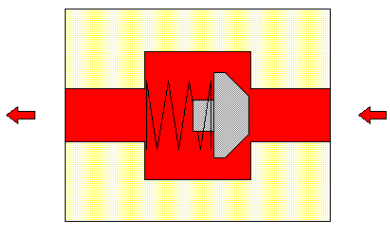
Distributeur 4/3 avec position médiane d'obturation (3)

VALVES

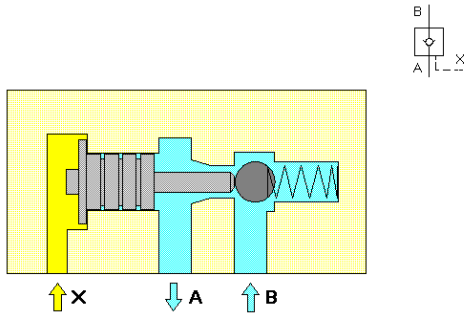
- Autoriser l'écoulement dans un sens et de l'arrêter dans l'autre sens:

  - anti-retour
  - anti-retour déverrouillable

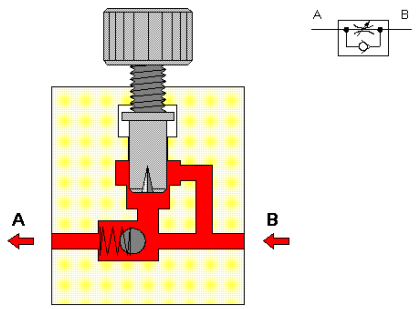




Clapet antiretour (2)

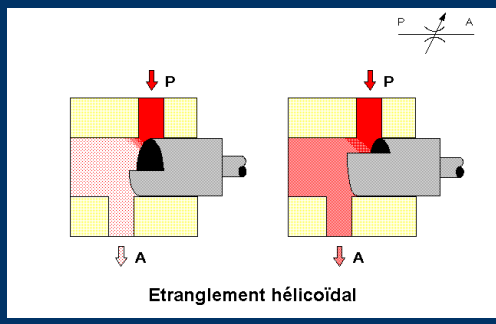


Clapet antiretour, à déverrouillage hydraulique (2)

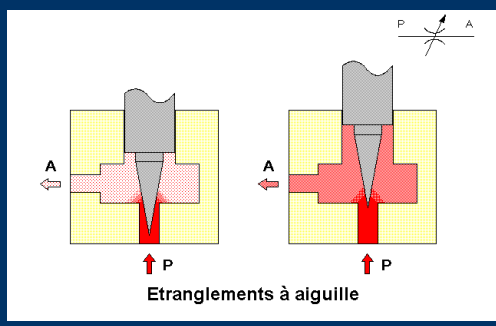


Clapet antiretour avec étranglement (2)

REGULATEURS



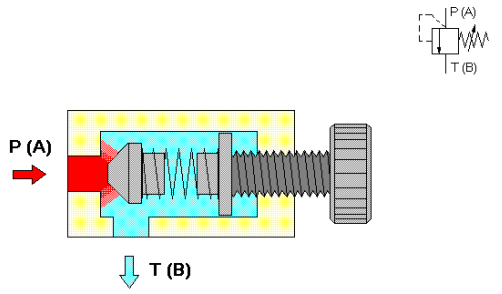
Etranglement hélicoïdal



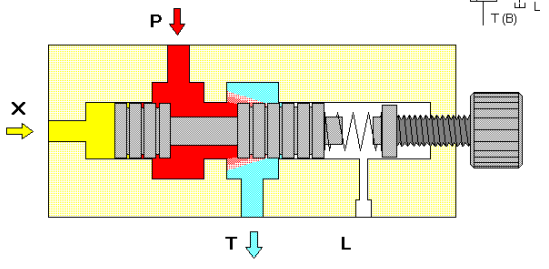
Etranglements à aiguille

Soupapes étranglement réglables

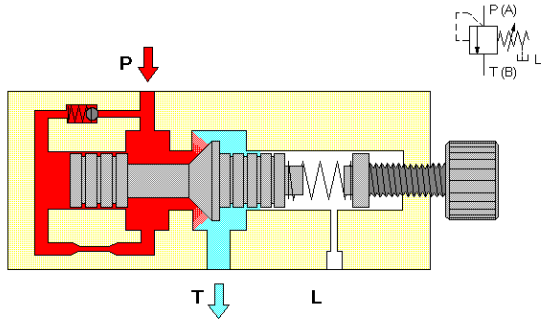
Principe de réalisation	Résistance	Dépendance de la viscosité	Possibilité de réglage	Coût
Etranglement à aiguille	L'accélération du flux provoque un frottement important dû à la longueur	Grande à cause du frottement important	Réduite, distance de réglage minimale fait augmenter la section hors du tronçon rétréci, mauvais rapport surface/ circonférence	Intéressant, construction simple
Etranglement circulaire excentré	Comme ci-dessus	Comme ci-dessus, mais moins que l'étranglement à aiguille	Elargissement de la section plus régulier, rapport équilibré surface/ circonférence, amplitude de réglage 90° seulement	Encore intéressant, construction assez simple
Etranglement longitudinal à rainure	Comme ci-dessus	Comme ci-dessus	Comme ci-dessus, mais réglage plus fin grâce à l'amplitude de réglage plus grande	Comme étranglement circulaire
Etranglement circulaire à pente	Partie principale: L'accélération du flux provoque un faible frottement étant donnée la longueur réduite de l'étranglement	Faible	Mauvaise, élargissement régulier de la section, amplitude de réglage 180°	Intéressant
Etranglement hélicoïdal	Accélération du flux provoque frottement maximal	Indépendant	Bonne, élargissement régulier de la section, amplitude de réglage 360°	Cher à cause de l'hélice



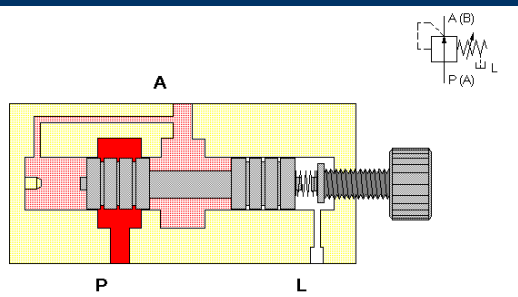
Limiteur de pression (2)



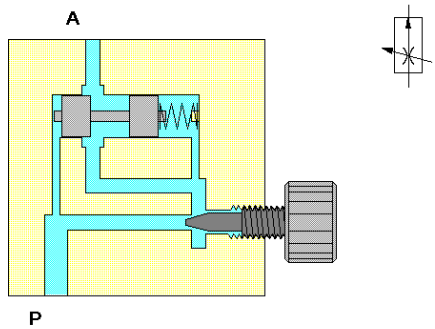
LP, à commande externe (2)



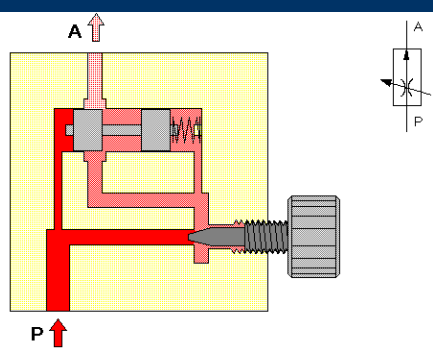
LP, à commande interne avec amortissement



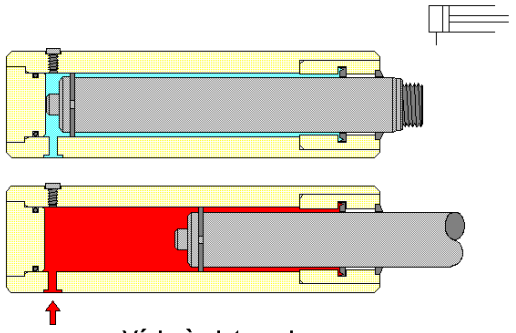
Réducteur à 2 voies (3)



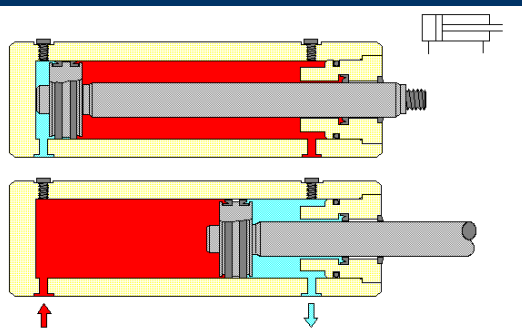
Régulateur de débit à 2 voies (1)



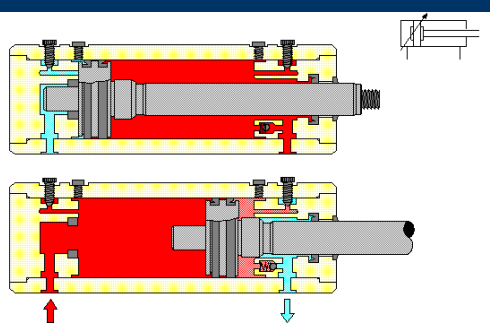
Régulateur de débit à 2 voies (2)



Vérin à piston plongeur



Vérin à double effet



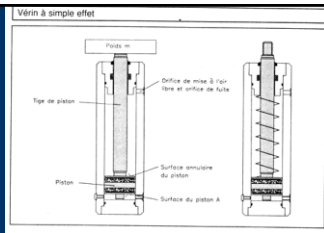
Vérin à double effet avec amortissement en fin de course

Types de vérin

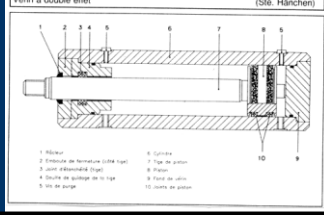
Vérin différentiel	Rapport des surfaces 2:1 (surface du piston: surface annulaire du piston); vitesse de retour deux fois plus grande que la vitesse de sortie	
Vérin à vitesse constante	Surfaces effectives de grandeur identique; vitesses d'avance et de retour identiques	
Vérin avec amortissement en fin de course	Freinage de la vitesse de masses importantes pour éviter l'impact en fin de course	
Vérin télescopique	Courses plus longues	
Multiplicateur de pression	Augmentation de la pression	
Vérin tandem	Pour engendrer des forces importantes avec des vérins de petite taille (encombrement)	

58

Vérin à simple effet

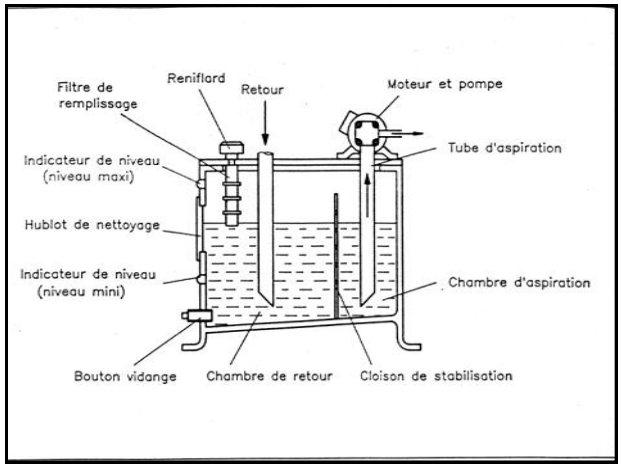


Vérin à double effet (Sté. Hänchen)



59

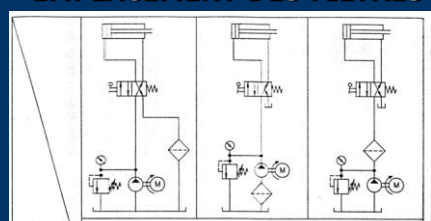
ACCESSOIRES



FILTRES

- Réduire la quantité d'impuretés dans le circuit hydraulique (poussières, coupeaux, cendres, peinture, morceaux de joints,…)
- Caractéristiques: porosité (µm), pression de service, débit maxi, pression différentielle)

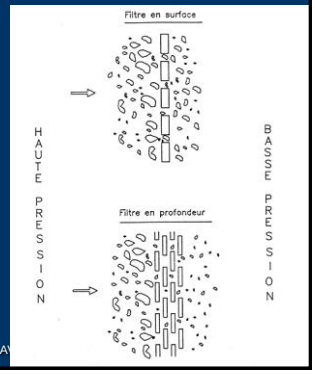
EMPLACEMENT DES FILTRES



	Filtration sur flux principal		
	Filtre sur retour	Filtre sur aspiration	Filtre sur refoulement
Avantages	Bon marché Entretien aisé	Protège la pompe d'impuretés	De porosité plus fine que les autres types de filtre si des distributeurs sensibles aux impuretés le requièrent
Inconvénients	Les impuretés sont retenues seulement à la sortie des appareils hydrauliques	D'un accès difficile, filtres très fins compliquent l'aspiration. Conséquence: Cavitation	Cher
Remarques	Fréquemment employé	Utilisé souvent comme filtrage grossier supplémentaire en amont de la pompe	Exige un corps résistant à la pression et un indicateur de colmatage

CONSTITUTION DES FILTRES

- Tissus fins en une couche ou multicouches de toile métallique, de cellulose, de matière synthétique ou de papier imprégné



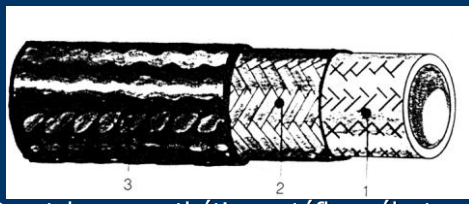
CARACTERISTIQUES

- Filtre sur retour:
  - P. service: 30b maxi
  - Débit: 1300 à 3900l/min
  - Porosité: 10 - 25µm
  - Δp= 70b maxi
- Filtre sur refoulement:
  - P. service: 420b maxi
  - Débit: 330l/min maxi
  - Porosité: 3-5µm
  - Δp= 200b maxi
- Filtre sur aspiration:
  - Porosité: 60 - 100µm

DOMAINES D'APPLICATION

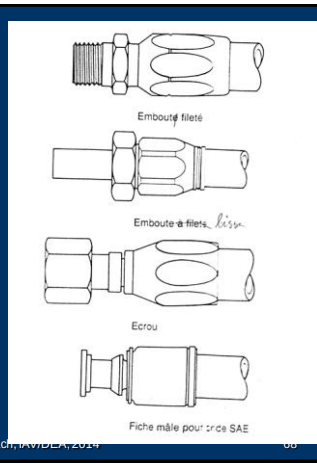
Porosité proposée en µm à $\beta_x = 100$	Type de l'installation hydraulique
1 - 2	Systèmes hautement sensibles aux impuretés très fines avec un haut degré de fiabilité; surtout en aéronautique et dans les laboratoires.
2 - 5	Systèmes de commande et de régulation sensibles, de haute capacité; aéronautique, robotique et machines-outils.
5 - 10	Systèmes hydrauliques industriels de haute qualité avec une haute fiabilité et avec longévité contrôlée des composants.
10 - 20	Hydraulique générale et hydraulique mobile, pressions moyennes, installations de taille moyenne.
15 - 25	Systèmes de l'industrie lourde travaillant sous basse pression ou systèmes de longévité limitée.
20 - 40	Systèmes à basse pression avec un nombre de cycles élevé.

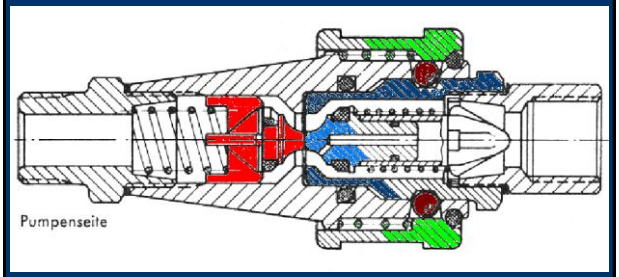
TUYAUTERIE



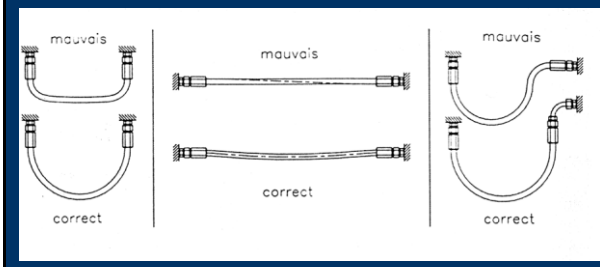
1. Caoutchouc synthétique, téflon, élastomère d'ester, perbunan
2. Nappe de fils tressés: acier ou polyester
3. Caoutchouc, élastomères d'ester ou polyuréthane

TUYAUTERIE

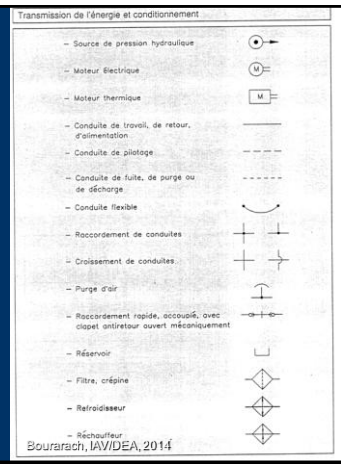


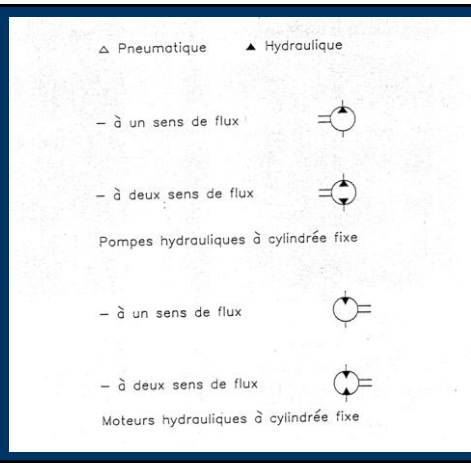


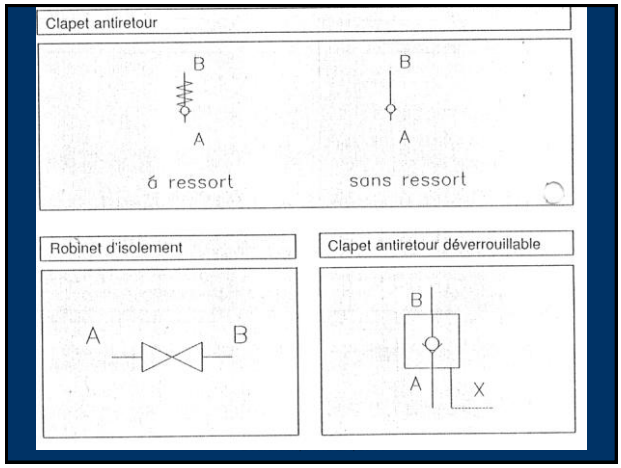
TUYAUTERIE

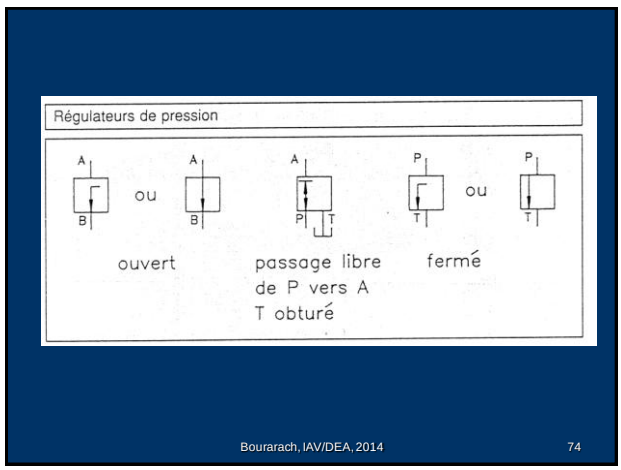


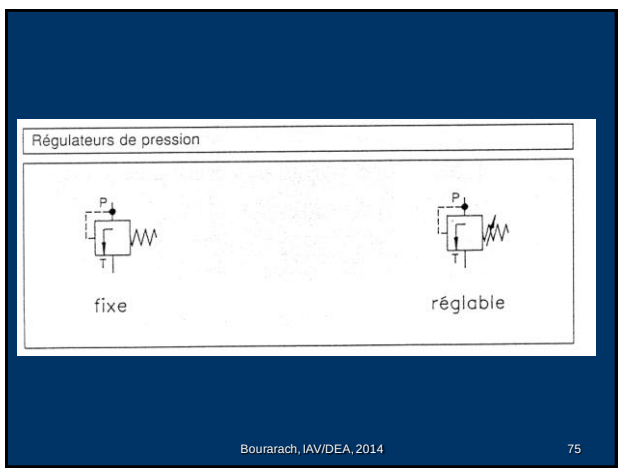
Symboles

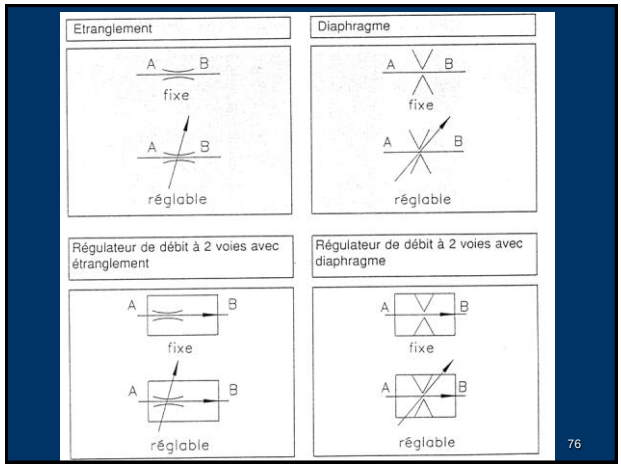


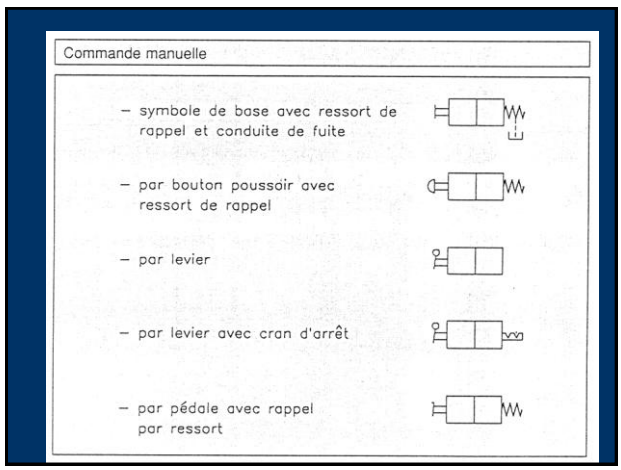


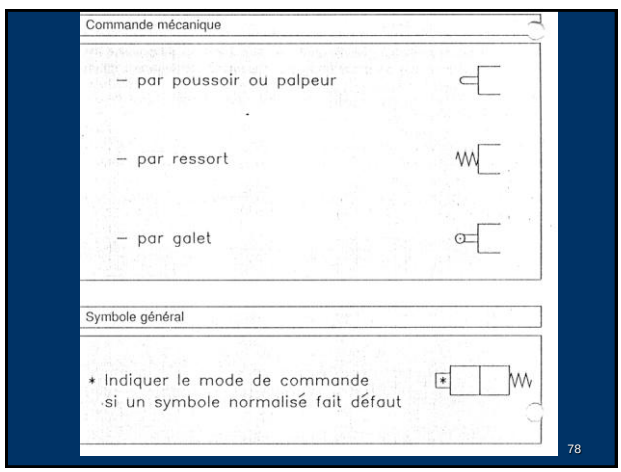

Clapet antiretour
B
A
ó ressort
B
A
sans ressort
Robinet d'isolement
A
B
Clapet antiretour déverrouillable
B
A
X


Régulateurs de pression
A
B
ou
A
B
A
P
T
P
T
ou
P
T
ouvert
passage libre
de P vers A
T obturé
fermé
Bourarach, IAV/DEA, 2014
74


Régulateurs de pression
P
T
fixe
P
T
réglable
Bourarach, IAV/DEA, 2014
75


Etranglement
A
B
fixe
A
B
réglable
Diaphragme
A
B
fixe
A
B
réglable
Régulateur de débit à 2 voies avec étranglement
A
B
fixe
A
B
réglable
Régulateur de débit à 2 voies avec diaphragme
A
B
fixe
A
B
réglable
76

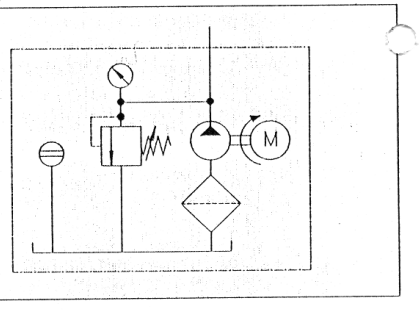

Commande manuelle
– symbole de base avec ressort de rappel et conduite de fuite
– par bouton poussoir avec ressort de rappel
– par levier
– par levier avec cran d'arrêt
– par pédale avec rappel par ressort


Commande mécanique
– par poussoir ou palpeur
– par ressort
– par galet
Symbole général
* Indiquer le mode de commande si un symbole normalisé fait défaut
78

Appareils de mesure

- Manomètre
- Thermomètre
- Débitmètre
- Indicateur de niveau

Groupe générateur

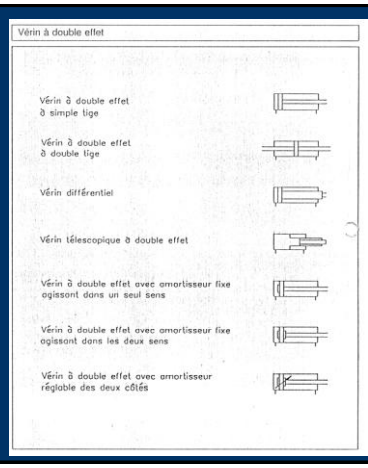


Vérin à simple effet

Vérin à simple effet,
à rappel par une force extérieure

Vérin à simple effet,
à rappel par ressort

Vérin télescopique à simple effet



HUILES HYDRAULIQUES

Pour remplir toutes les fonctions demandées, les fluides hydrauliques doivent répondre à certaines qualités liées aux conditions de fonctionnement. **Parmi ces qualités**, citons:

- une masse spécifique aussi faible que possible,
- une faible compressibilité,
- une certaine viscosité (film lubrifiant)
- le rapport viscosité/température requis
- le rapport viscosité/pression requis
- une bonne résistance au vieillissement
- un point d'inflammabilité élevé (ininflammabilité)
- une bonne compatibilité avec le matériau.

Les huiles hydrauliques

Selon les normes DIN 51524 et 51525, les fluides hydrauliques sont classés en trois catégories en fonction de leurs propriétés et de leur composition:

- Huile hydraulique HL
- Huile hydraulique HLP
- Huile hydraulique HV

H = huile hydraulique, la ou les lettres suivantes désignent les additifs. La désignation est complétée par un indice de **viscosité selon** DIN 51517 (Classes de viscosité ISO).

Fluides hydrauliques pour installations hydrauliques

Désignation	Propriétés spécifiques	Domaines d'utilisation
HL	Protection anticorrosive et amélioration de la résistance au vieillissement	Installations dans lesquelles les sollicitations thermiques sont importantes ou dans lesquelles il y a un risque de corrosion par pénétration d'eau.
HLP	Amélioration de la résistance à l'usure	Comme pour l'huile HL, ainsi que dans les installations dont le type de construction ou les conditions de fonctionnement provoquent un frottement mixte important.
HV	Amélioration de l'interdépendance viscosité/température	Comme pour l'huile HLP, surtout dans les milieux industriels caractérisés par de brusques changements de température et par des températures ambiantes basses.

Huile hydraulique HLP 68

HLP 68	H: Huile hydraulique L: Avec des additifs renforçant les propriétés anticorrosives et/ou la résistance au vieillissement P: Avec des additifs réduisant et/ou augmentant la résistance 68: Indice de viscosité selon DIN 51517

Une indication importante pour les huiles hydrauliques est la classe de viscosité à laquelle une huile appartient. Selon la norme ISO et le nouveau projet de la norme DIN 51524, les classes de viscosité déterminent les viscosités minimale et maximale à 40°C.

Classes de viscosité (DIN 51524)

Classes de viscosité ISO	Viscosité cinématique (mm^2/s) à 40° C	
	min.	max.
ISO VG 10	9,0	11,0
ISO VG 22	19,8	24,2
ISO VG 32	28,8	35,2
ISO VG 46	41,4	50,6
ISO VG 68	61,2	74,8
ISO VG 100	90,0	110,0

Tableau des viscosités SAE

Classes SAE	ISO-VG	Domaines d'application
30	100	Installations fixes dans des locaux clos où régnent des températures élevées
20,20 W	68	
10 W	46	A des températures normales
5 W	32	
	22	En plein air - hydraulique mobile
	(15)	Dans des zones plus froides
	10	

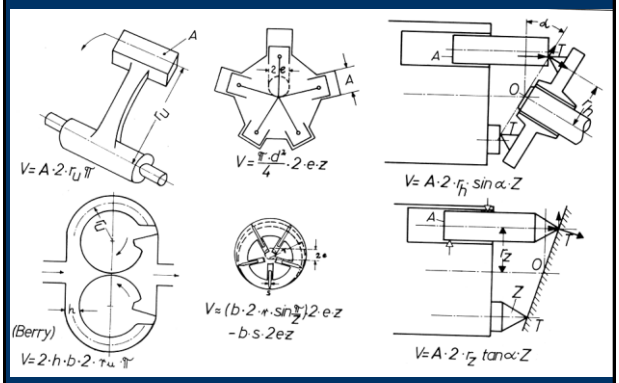
DIMENSIONNEMENT DES COMPOSANTS

Quelques notions

- Ps= h.ρ.g *(poussée hydrostatique; Pa; m; kg/m³; m/s²)*
- Principe de Pascal
- F= p.S *(N; Pa; m² ou N; bar (daN/cm²); cm²)*
- Q=S.v *(cm³/s; cm²; cm/s ou l/min; dm²; dm/min)*
- Re=v.d/ν *(Nbre de Reynolds; m/s; m; ν: viscosité cinématique: m²/s < 2300 (écoulement laminaire))*

QLQ ELEMENTS DE CALCULS

- Couple d'entraînement: C=Δp.V/2π
  (N.m; Pa; m³) ou daN.m; bar/10; cm³)
- Q=N.V *(l/min; tr/min; V cylindrée; dm³)*
- P=2π.N.C= 2π.N.Δp.V/2π = Q. Δp
  (W; m³/s; Pa ou 10².60. 10-5 kW; 60.l/min, bar)



FLAMBAGE

$$F_{Fadm} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_F^2 \cdot \nu}$$

E = module d'élasticité exprimé en $\frac{N}{cm^2}$

(pour l'acier $E = 21 \cdot 10^6 \frac{N}{cm^2}$)

I = Moment d'inertie en cm^4

(pour $\varnothing = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 0{,}0491 \cdot d^4$)

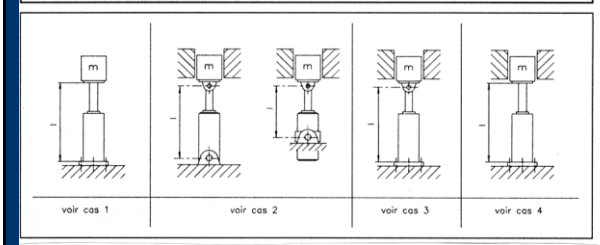
l_F = longueur de flambage dégagée en cm

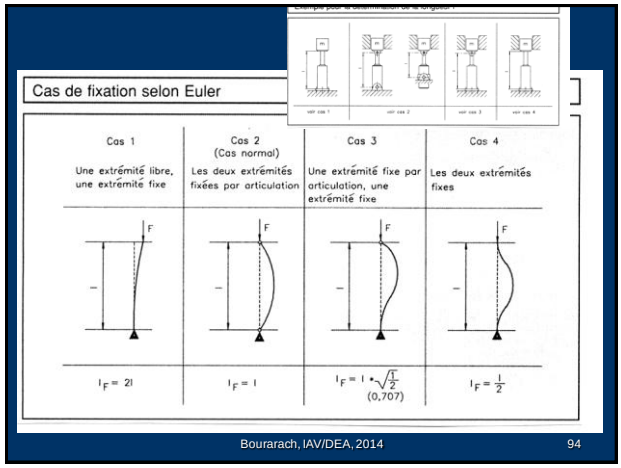
ν = coefficient de sécurité 2,5 - 3,5

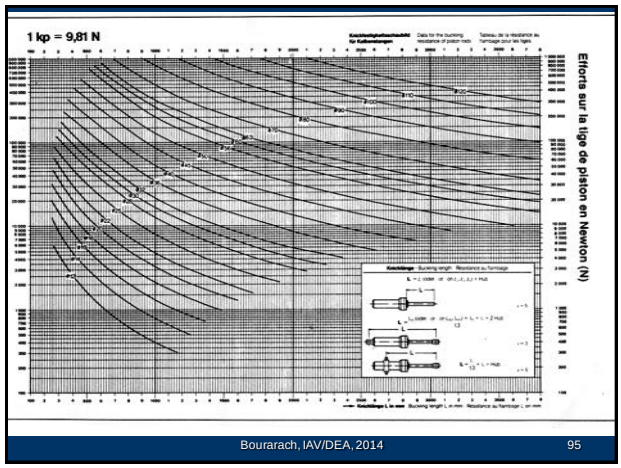
La longueur de flambage dégagée l_F dépend de la charge:

Le tableau ci-dessus donne les valeurs jusqu'au diamètre de piston de 125 mm. Le tableau complet figure dans la norme DIN 3320.

Exemple pour la détermination de la longueur l







A.N.

- Un vérin double effet doit développer en poussant une force de 2800 daN sous une pression de 160 bars.
  1) Quel doit être le diamètre de celui-ci (alésage), sachant que son rendement de 90%?
  2) Le même vérin doit développer 1750daN «en tirant». Quel est le diam? (même rendement et même pression).
  3) Quel est le débit requis par ce vérin? Course= 40cm, t=2s. Quel est le temps de rétraction?
  4) Quelle est la puissance absorbée par ce vérin en poussant?

- $F=S.p$
- $S= \pi.D^2/4 \Rightarrow F= \pi.D^2.p/4$
- $D=(4.F/\pi.p)^{1/2}$
- AN: $D=(4.2800/\pi.160.0,9)^{1/2}=4,9cm=50mm$
- Force hydr F2=1750/0,9=1944,4daN
- $S2=F2/p=1944,4/160=12,153cm^2$
- $S1= \pi.5^2/4=19,63cm^2$
- Tige:19,63-12,153=7,482
  $d=(4.7,482/\pi)^{1/2}=3,086cm$ (d=28 ou 32mm)

- $V= \pi.D^2.c/4$
- $V= \pi.5^2.40/4=785,4cm^3$
- Débit: Q=V/t
- $Q=785,4/2=392,7cm^3/s =0,3927.60\ dm^3/min$
  Q= 23,56 l/min
- Rétraction:
  $t=V/Q=(D^2-d^2).\pi.40/392,7.4=$
  $14,76.\pi.40/392,7.4=1,18s=1s,18/100$
- Puissance en poussant:
  $P=F.v = F.c/t=31110.0,4/2=6222Nm/s=6,2kW$

1. Si d=32
   $Fadm=\pi^2.21.10^6.0,0491.3,2^4/s.150^2$
   = 1355daN si s=3,5
   = 1897daN si s=2,5 (<3111daN)
2. Si d=45 (girafe actuelle)
   Fadm= 5299daN si s=3,5 (>3111daN)
   = 7419 daN si s=2,5

TUYAUTERIE

- Conduites sous pression <50bars: 4m/s
  100bars: 4,5m/s
  150bars: 5m/s
  200bars: 5,5m/s
  300bars: 6m/s
- Conduite d'aspiration: 1,5m/s
- Retour: 2m/s

PERTES DE CHARGE LINEAIRES

Un débit volumique s'écoule dans une tuyauterie d'un diamètre de 6 mm (NG6) à une vitesse v = 0,5 m/s.
La viscosité cinématique = 100 mm^2/s à 15° C.
La masse spécifique ρ = 850 kg/m^3.
Calculez la perte de charge Δp pour un mètre de longueur.

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

Le coefficient de frottement $\lambda = \frac{75}{Re}$
(Grandeur de la résistance)

PERTES DE CHARGES LINEAIRES

Pertes de charge par mètre de longueur de tuyauterie

Pour liquides hydrauliques avec ρ = 850 kg/m^3
K à env. 15° C (ν = 100 mm^2/s); W à env. 60° C (ν = 20 mm^2/s)

	v (m/s)	0,5		1		2		4		6	
d(mm)		K	W	K	W	K	W	K	W	K	W
6	Re	30	150	60	300	120	600	240	1200	360	1800
	λ	2,5	0,5	2,25	0,25	0,625	0,125	0,312	0,0625	0,21	0,04
	Δp bar/m	0,44	0,09	0,88	0,177	1,77	0,35	3,54	0,70	5,3	1,02
10	Re	50	250	100	500	200	1000	400	2000	600	300
	λ	1,5	0,3	0,75	0,15	0,375	0,075	0,187	0,037	0,125	0,043
	Δp bar/m	0,16	0,03	0,32	0,064	0,64	0,13	1,27	0,25	1,9	0,65
20	Re	100	500	200	1000	400	2000	800	4000	1200	6000
	λ	0,75	0,15	0,375	0,075	0,187	0,037	0,093	0,04	0,062	0,036
	Δp bar/m	0,04	0,008	0,08	0,016	0,16	0,03	0,32	0,136	0,47	0,275
30	Re	150	750	300	1500	600	3000	1200	6000	1800	9000
	λ	0,5	0,1	0,25	0,05	0,125	0,043	0,062	0,036	0,042	0,032
	Δp bar/m	0,017	0,003	0,035	0,007	0,07	0,024	0,14	0,082	0,214	0,163

Pertes de charge par mètre de longueur de tuyauterie (2)

v m/s		0,5		1		2		4		6	
d(mm)		K	W	K	W	K	W	K	W	K	W
40	Re	200	1000	400	2000	800	4000	1600	8000	2400	12000
	λ	0,375	0,075	0,187	0,037	0,093	0,04	0,047	0,033	0,045	0,03
	Δ p bar/m	0,01	0,002	0,02	0,004	0,04	0,017	0,08	0,056	0,172	0,114
50	Re	250	1250	500	2500	1000	5000	2000	10000	3000	15000
	λ	0,3	0,06	0,15	0,045	0,075	0,037	0,037	0,031	0,043	0,028
	Δ p bar/m	0,006	0,001	0,013	0,004	0,025	0,012	0,05	0,042	0,13	0,085
60	Re	300	1500	600	3000	1200	6000	2400	12000	3600	1800
	λ	0,25	0,05	0,125	0,043	0,062	0,036	0,045	0,03	0,04	0,027
	Δ p bar/m	0,004	0,0008	0,009	0,003	0,017	0,01	0,05	0,034	0,1	0,007

PERTES DE CHARGE SINGULIERES

Les pertes de charge sont déterminées par le coefficient expérimental ζ qui est donné pour un certain nombre de cas courants.

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Etant donné que le coefficient expérimental est dependant du nombre de Reynolds, il faut ajouter un facteur de correction b. Il vient en régime laminaire:

$$\Delta p = \zeta \cdot b \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

PERTES DE CHARGE SINGULIERES

Tableau du facteur de correction b

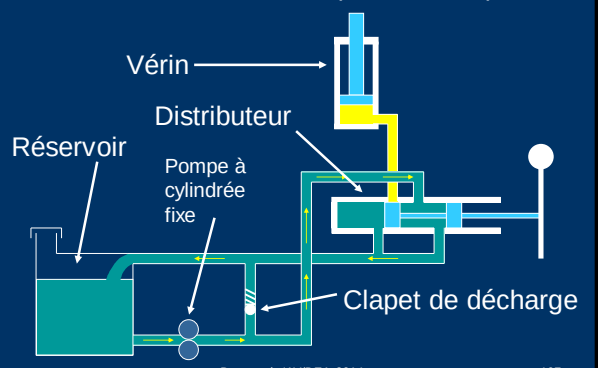
Re	25	50	100	250	500	1000	1500	2300
b	30	15	7,5	3	1,5	1,25	1,15	1,0

Tableau du coefficient expérimental

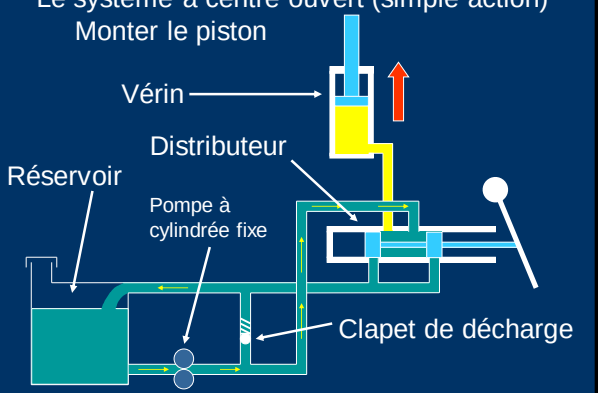
ζ	0,5	1,3	0,5-1	2	1,2	5 . . . 15

CONCEPTION DE SCHEMAS :
Etude de cas

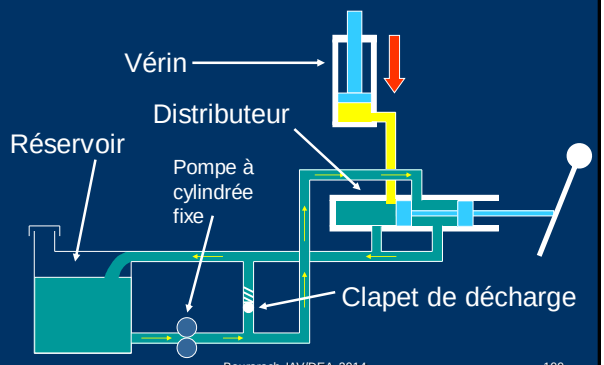
Le système à centre ouvert (simple action)
Position neutre (Denis, 2002)



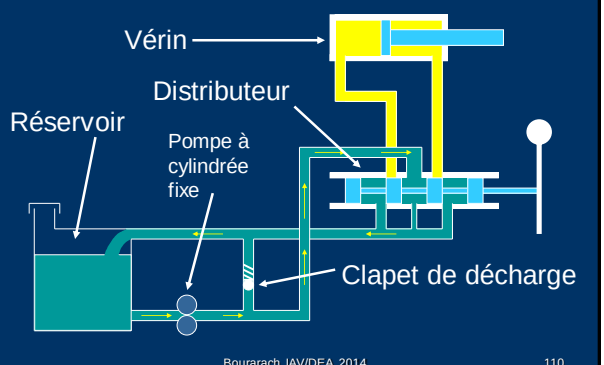
Le système à centre ouvert (simple action)
Monter le piston



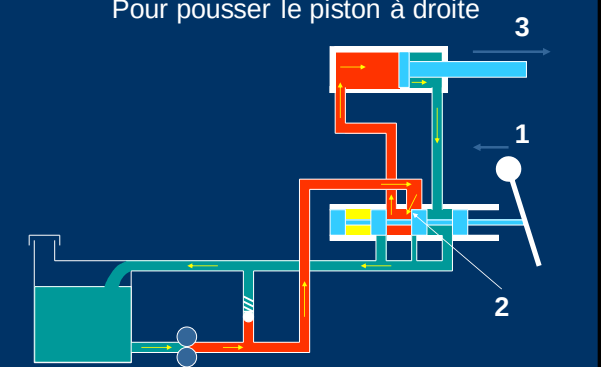
Le système à centre ouvert (simple action)
Descendre le piston



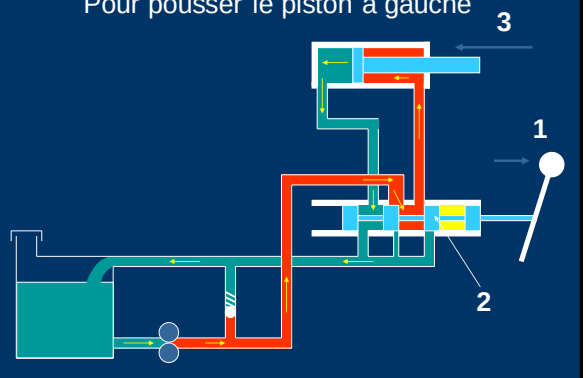
Le système à centre ouvert (double action)
Position neutre



Le système à centre ouvert (double action)
Pour pousser le piston à droite



Le système à centre ouvert (double action)
Pour pousser le piston à gauche

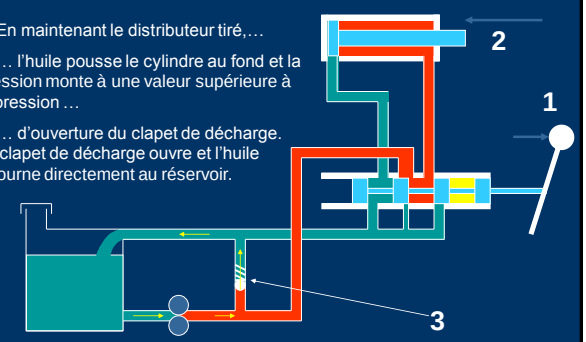


Le système à centre ouvert (double action)
En surcharge

1) En maintenant le distributeur tiré,…

2) … l'huile pousse le cylindre au fond et la pression monte à une valeur supérieure à la pression …

3) … d'ouverture du clapet de décharge. Le clapet de décharge ouvre et l'huile retourne directement au réservoir.



Le système à centre ouvert

Caractéristiques:

- Type de pompe: Cylindrée fixe (En m. agricole, généralement à engrenage)
- Est-ce que l'huile circule si le système n'est pas en demande ? Oui, avec retour au réservoir.
- Utilisation typique: Système de base (fendeuse à bois), vieux tracteurs et système hydraulique moderne en version économique.
- Débit d'huile dans le système: Toujours au maximum.

Le système à centre ouvert (suite):

Caractéristiques

- Pression d'huile dans le système: Variable, selon la résistance au débit.

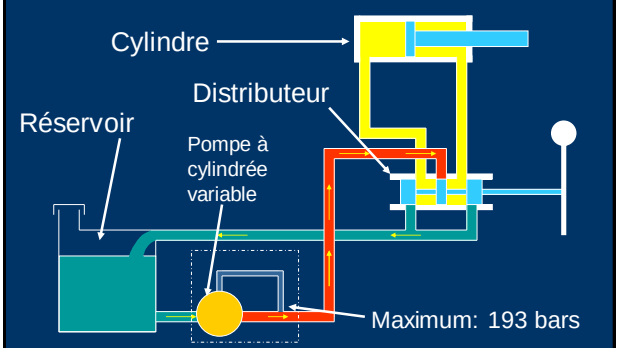
Avantages:

- Simple
- Peu coûteux
- Faible perte de puissance en attente
- Requiert peu d'entretien (peu d'usure, peu de fuites et peu de chocs).

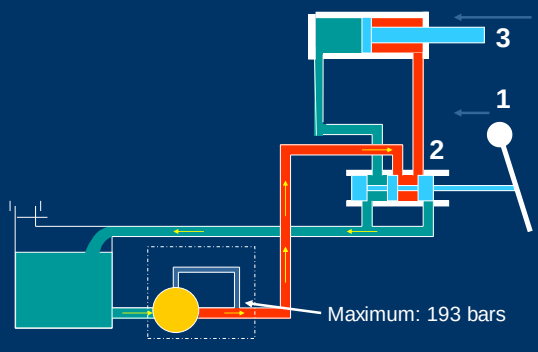
Le système à centre ouvert (suite)

- Inconvénients:
  - Réponse lente
  - Peut actionner un seul actionneur en même temps

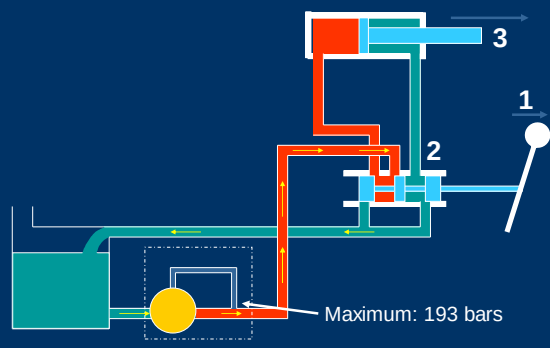
Le système à centre fermé Position neutre (Denis, 2002)



Le système à centre fermé
Pour pousser le piston à gauche



Le système à centre fermé
Pour pousser le piston à droite

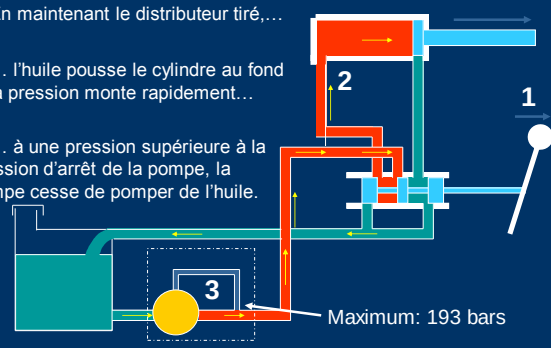


Le système à centre fermé
En surcharge

1) En maintenant le distributeur tiré,…

2) … l'huile pousse le cylindre au fond et la pression monte rapidement…

3) … à une pression supérieure à la pression d'arrêt de la pompe, la pompe cesse de pomper de l'huile.



Le système à centre fermé

Caractéristiques:

- Type de pompe: Cylindrée variable (En m. agricole, généralement à pistons radiaux)
- Est-ce que l'huile circule si le système n'est pas en demande ? Non, elle est bloquée au distributeur.
- Utilisation typique: Tracteurs des années 70 et 80
- Débit d'huile dans le système: Variable selon le besoin.

Le système à centre fermé

Caractéristiques (suite):

- Pression d'huile dans le système: Toujours au maximum pour contrôler la pompe.

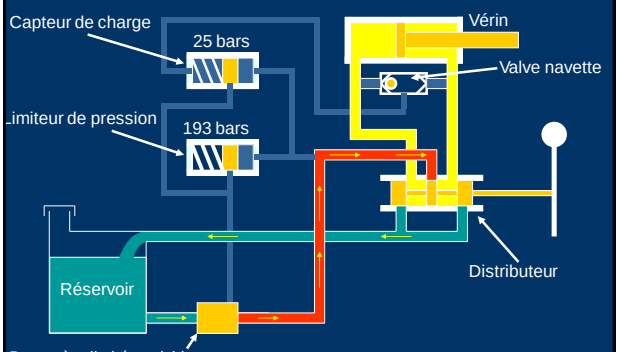
- Avantages:
  - Réponse rapide
  - Peut actionner plusieurs actionneurs en même temps et efficacement.

Le système à centre fermé

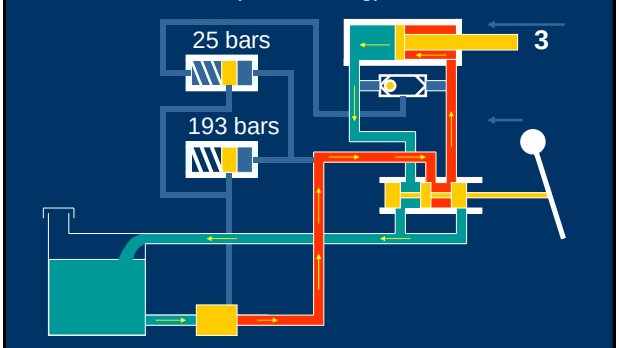
Inconvénients:

- Moyennement complexe
- Moyennement coûteux
- Forte perte de puissance si le système n'est pas en demande.
- Requiert beaucoup d'entretien (usure, fuites et chocs)

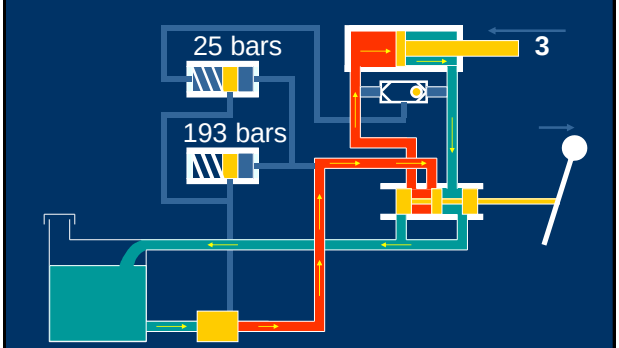
Le système à centre fermé avec capteur de charge: Position neutre (Denis, 2002)



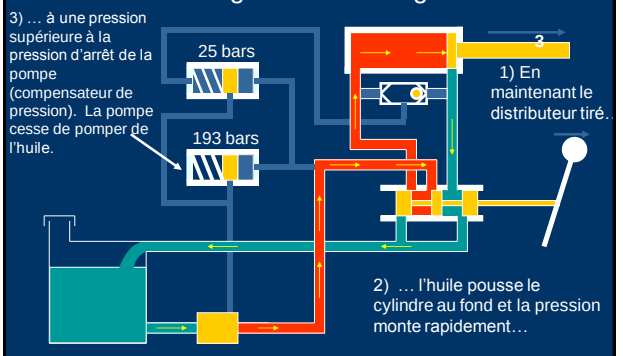
Le système à centre fermé avec capteur de charge (load sensing):



Le système à centre fermé avec capteur de charge



Le système à centre fermé avec capteur de charge: En surcharge



Le système à centre fermé avec capteur de charge

Caractéristiques:

- Type de pompe: Cylindrée variable (En m. agricole, généralement à pistons axiaux)
- Est-ce que l'huile circule si le système n'est pas en demande ? Non, elle est bloquée au distributeur.
- Utilisation typique: Tracteurs modernes.
- Débit d'huile dans le système: Variable selon le besoin.

Le système à centre fermé avec capteur de charge

Caractéristiques (suite):

- Pression d'huile dans le système: Selon la résistance au débit + le capteur de charge.

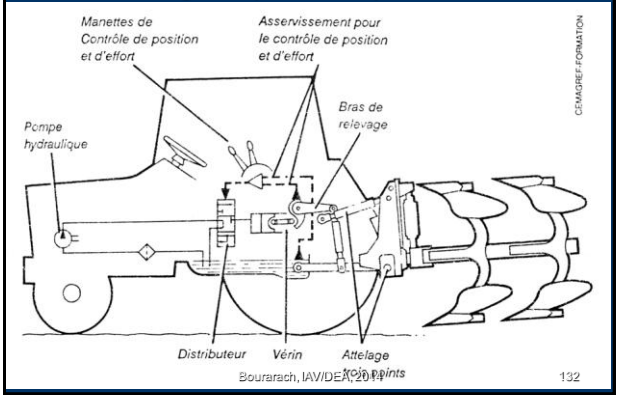
- Avantages:
  - Réponse rapide
  - Peut actionner plusieurs actionneurs en même temps et efficacement

Le système à centre fermé avec capteur de charge

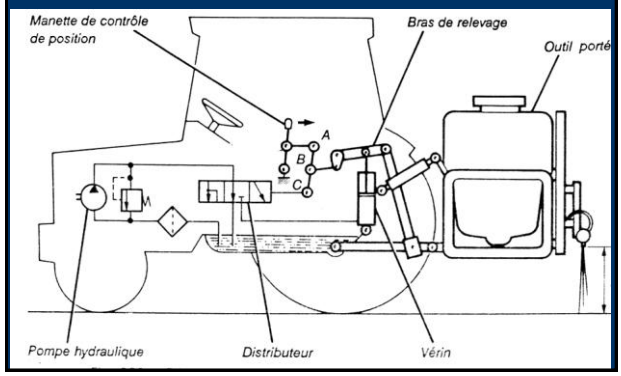
- Avantages (suite):
  - Faible perte de puissance si le système n'est pas en demande.
  - Requiert peu d'entretien (faible usure, peu de fuites et de chocs).
- Inconvénients:
  - Très complexe
  - Très coûteux

LES APPLICATIONS
(études de cas)

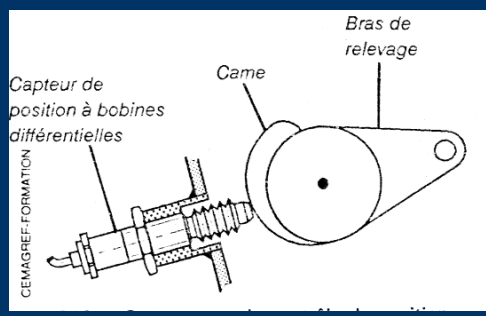
Relevage hydraulique du TRA



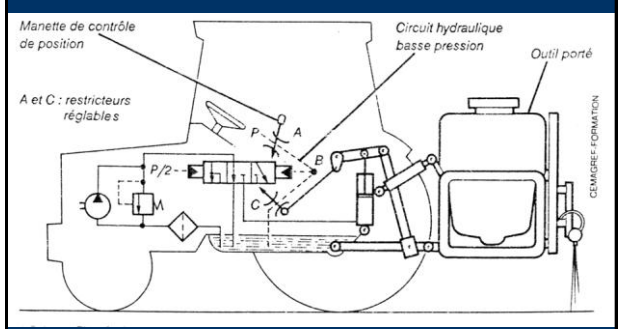
Contrôle de position



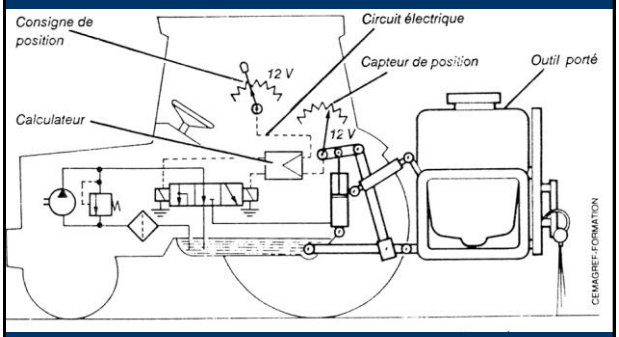
Mesure de la position



CP à asservissement hydraulique



CP à asservissement électronique



Contrôle d'effort

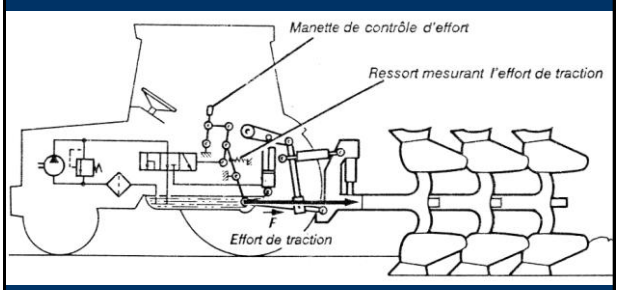
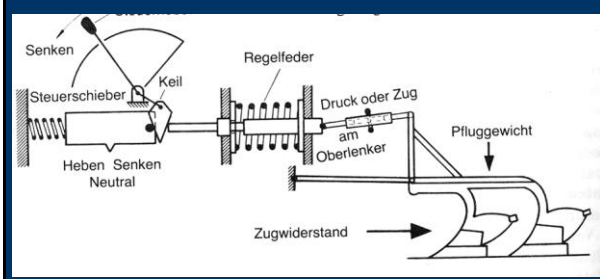
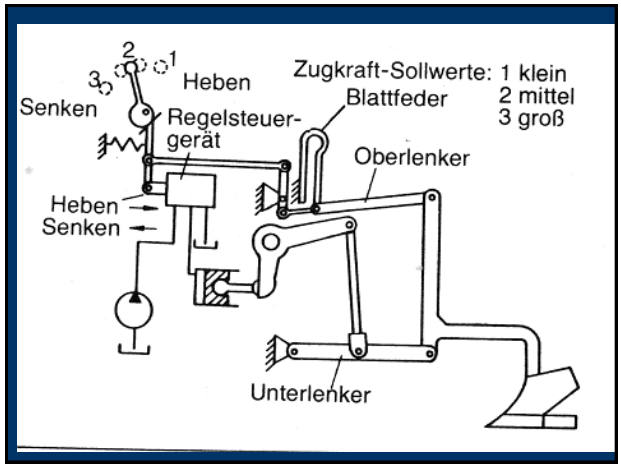
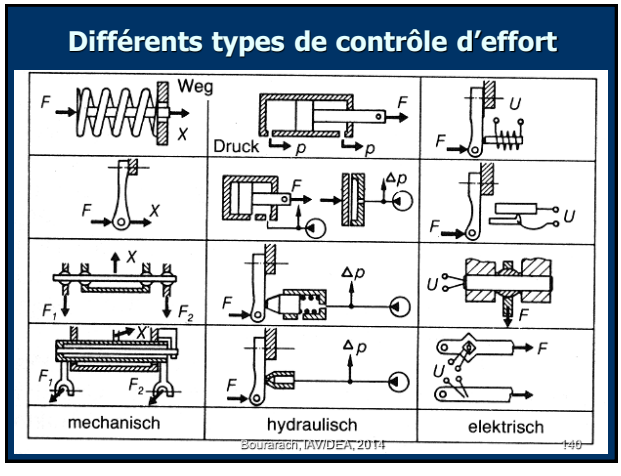


Schéma simplifié

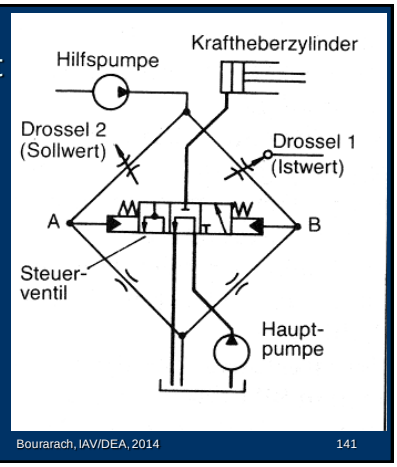




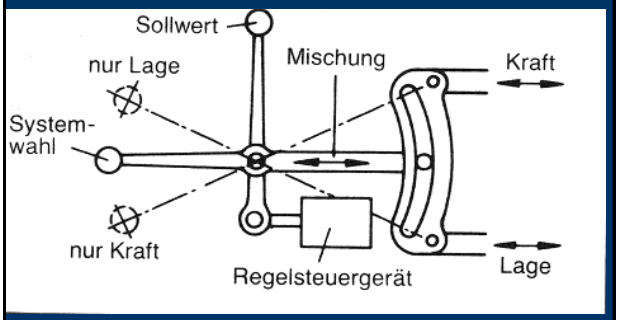
Différents types de contrôle d'effort



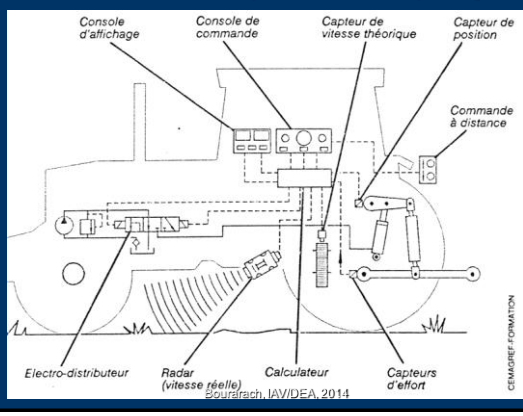
Asservissement hydraulique



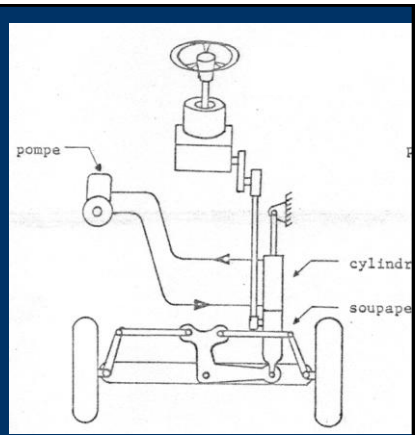
Contrôle mixte



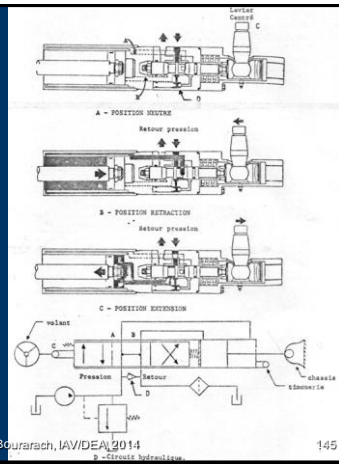
Commande électronique et contrôle de patinage



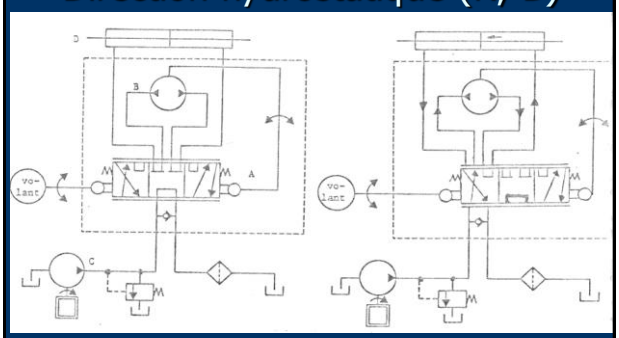
Direction assistée intégrale (d. hydro-mécanique)



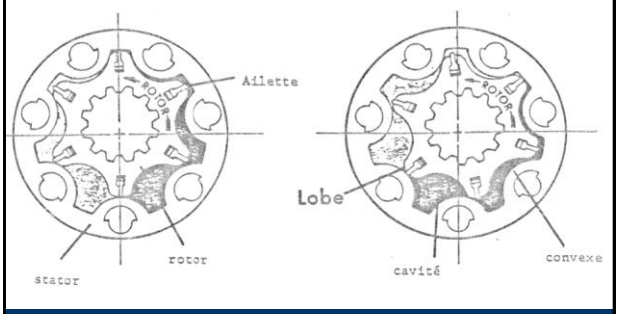
Direction assistée intégrale (d. hydro-mécanique)



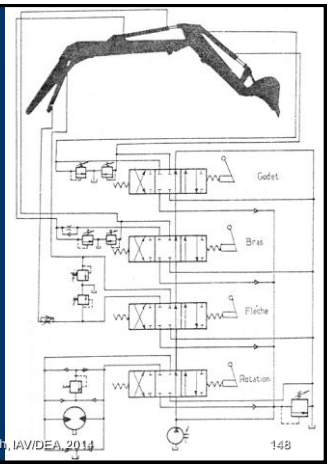
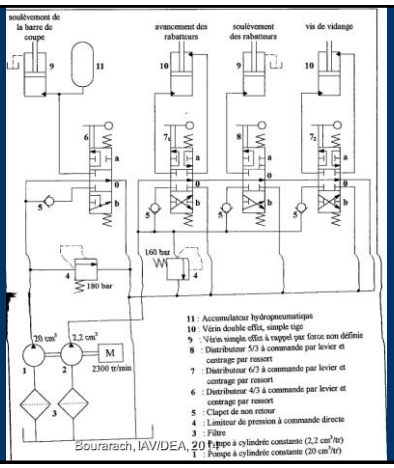
Direction hydrostatique (N, D)



Doseur de débit



Pelle rétro



MB