

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université 8Mai 1945 – Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Electrotechnique et Automatique

Réf:...../2021



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme de MASTER Académique**

Domaine: Sciences et Technologie

Filière: Electromécanique

Spécialité: Electromécanique

Par: MAIZIA Toufik

Thème

**Dimensionnement et simulation sous Fluidsim du circuit hydraulique lors
d'une opération de perçage**

Soutenu publiquement, le 14/07 /2021, devant le jury composé de:

M. Cherif OULD LAHOUCINE

Professeur

Univ.Guelma

Président

Mme. FRIOUI Nadia

MCB

Univ.Guelma

Encadreur

M. DJEBALA Abderrazek

Professeur

Univ.Guelma

Examineur

Année Universitaire: 2020/2021

Remerciements

Je remercie tout d'abord, Dieu le tout Puissant et le tout miséricordieux, de m'avoir donné le courage, la force et la patience d'achever cet humble travail.

*Un merci bien particulier adressé à Madame **FRIOUI Nadia**. Mon encadrante pour ses directives son suivi ainsi ses orientations qui m'ont été bénéfiques pour achever mon projet.*

Je tiens exprimer mes remerciements aux membres de jury pour avoir accepté d'examiner mon travail.

Je présente mes sincères remerciements à tous mes enseignants du département de Génie Électrotechnique et Automatique.

Dédicace

Je dédie ce travail à mes très chers parents pour leur sacrifice et leur soutien permanent.

Je leur dit merci de tous ce que vous avez faits et vous continuez de faire pour moi, que Allah vous Compense le paradis et vous garde une vie pleine de joie, et aussi à ma petite famille ma femme mes enfants.

Je dédie cet humble travail à ma famille avec tous mes sentiments de respect, d'amour, de gratitude et de reconnaissance pour leurs encouragements et leurs soutiens.

<i>Liste des abréviations :</i>	Désignation
Q	Débit volumétrique en (l/min), ou (m ³ /s)
t	Unité du temps (min) ou (s)
Cyl	Cylindrée, en litres/tour (l/tr)
N	vitesse de rotation, en tours /minute (tr/min)
ω	La vitesse angulaire de l'arbre d'entraînement de la pompe (rad/s)
Pa	La puissance absorbée par la pompe (ω)
η_v	Rendement Volumétrique
η_m	Rendement Mécanique
η_g	Rendement Global
F	Force (N)
P	Pression (Pa)
S	Section de piston (cm ²)
D	Diamètre de piston (cm)
Patm	Pression atmosphérique
C	Course (m)
L	longueur libre de flambage
Cth	couple théorique (N/m)
Δp	différence de pression (Pa)
Lmax	Longueur maximal (m)
Ft	Force réelle totale da.N
K	Coefficient du mode de fixation
Qab	Détermination du débit absorbé
Qmax	Débit maximale
QA	Débit vérin A
QB	Débit vérin B
Qmhyd	Débit moteur hydraulique
Re	Nombre de Reynolds
λ	Coefficient des pertes de charge

Liste des figures

Figure 1.1: Circuit hydraulique.....	3
Figure 1.2: une presse hydraulique de l'époque.....	5
Figure 1.3: Application de l'hydraulique.....	8
Figure 2.1 : Symbole des pompes.....	9
Figure 2.2 : organigramme des catégories des pompes.....	10
Figure 2.3 : Pompe à engrenages extérieures.....	11
Figure 2.4 : Pompe à engrenages intérieures.....	12
Figure 2.5 : Pompes à palettes à cylindrée fixe.....	13
Figure 2.6 : Pompes à palettes à cylindrée variables.....	14
Figure 2.7 : Pompe à pistons axiaux.....	16
Figure 2.8: Pompe à pistons radiaux.....	17
Figure 2.9 : Fonctionnement de la pompe centrifuge.....	18
Figure 2.10 : Vérin double effet.....	21
Figure 2.11 : Vérin simple effet.....	21
Figure 2.12 : Vérin A rappel par ressort.....	22
Figure 2.13 : Vérin A piston plongeur	22
Figure 2.14 : Vérin A double tige.....	22
Figure 2.15 : Vérin double effet.....	23
Figure 2.16 : Vérin Télescopique.....	23
Figure 2.17 : vérin a palettes.....	24
Figure 2.18: vérin a crémaillère.....	24
Figure 2.19 : Vérin a vis.....	25
Figure 2.20 : Vérin double effet à amortissement.....	25
Figure 2.21 : Vérin double effet à réglable amortissement non réglable.....	26
Figure 2.22 : Sortie du vérin.....	26
Figure 2.23 : Rentrée du vérin.....	27
Figure 2.24 : Vitesse en sortie du vérin.....	28
Figure 2.25 : Vitesse en retour du vérin.....	29
Figure 2.26 : moteur hydraulique.....	30
Figure 2.27 : Symboles des moteurs hydrauliques.....	30

Figure 2.28 : Distributeur	34
Figure 2.29 : Symboles du distributeur.....	35
Figure 2.30 : Le limiteur de pression.....	36
Figure 2.31 : Le réducteur de pression à action direct.....	36
Figure 2.32 : limiteur de débit	37
Figure 2.33 : La valve de séquence.....	37
Figure 2.34 : La valve d'équilibre.....	37
Figure 2.35 : Accumulateur à vessie.....	38
Figure 2.36 : Accumulateur Dilatation thermique.....	38
Figure 2.37 : Accumulateur amortissement de pulsations.....	39
Figure 2.38 : Accumulateur compensation de fuites.....	39
Figure 2.39 : Accumulateur transfert.....	40
Figure 2.40 : Accumulateur réserve d'énergie	40
Figure 3.1 : Mode de fixation.....	43
Figure 3.2 : Abaque de flambage Vérin A.....	44
Figure 3.3 : Abaque de flambage Vérin B.....	47
Figure 3.4 : Moteur hydraulique.....	48
Figure 3.5 : Moteur hydraulique HYDRODIS Danfoss.....	49
Figure 3.6 : Catalogue du constructeur HYDRO LEDUC.....	51
Figure 3.7 : Caractéristiques de la pompe à piston HYDRO LEDUC.....	52
Figure 3.8 : Pompe à piston HYDRO LEDUC.....	53
Figure 3.9 : Abaque du diamètre du tuyau Vérin A.....	55
Figure 3.10 : Abaque du diamètre du tuyau Vérin B.....	57
Figure 3.11 : Abaque du diamètre du tuyau (Moteur Hyd).....	59
Figure 4.1 : Poste de travail du perçage.....	62
Figure 4.2 : Circuit hydraulique sous Fluidsim.....	64
Figure 4.3 : Interface Fluidsim.....	65
Figure 4.4 : Pilotage Y1.....	66
Figure 4.5 : Pilotage Y1.....	67
Figure 4.6 : Pilotage Y2.....	68

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Avantages et inconvénients d'une pompe à engrenage extérieur

Tableau 2.2 : Avantages et inconvénients d'une pompe à palettes à cylindrée fixe

Tableau 2.3 : Avantages et inconvénients d'une pompe à piston

Tableau 2.4 : Principaux types de vérins

Tableau 2.5 : Caractéristiques des moteurs hydrauliques rapides

Tableau 3.1 : Diamètre du vérin A

Tableau 3.2 : Diamètre du vérin B

Tableau 3.3 : Diamètre des tubes (vérin A)

Tableau 3.4 : Diamètre des tubes (vérin B)

Tableau 3.5 : Diamètre des tubes (moteur hydraulique)

Tableau 3.6 : Diamètre des tubes (pompe)

Sommaire

Introduction générale	1
Chapitre 1 : Description et historique des systèmes hydrauliques	
1.1. Introduction	3
1.2. Exemple d'un système hydraulique	3
1.3. Historique et les progrès de l'hydraulique industrielle.....	4
1.4. Domaines d'application de l'hydraulique.....	7
4.1. Le secteur l'aéronautique.....	7
4.2. Le secteur maritime et militaire	7
4.3. Le secteur de l'industrie manufacturière	7
4.4. Le secteur des machines agricoles, véhicule de voiries et construction.....	7
4.5. Le secteur des engins lourds	7
1.5. Conclusion.....	8
CHAPITRE 2 : Éléments d'un circuit hydraulique et leurs dimensionnements	
2.1. La pompe hydraulique	9
1.1. Définition générale des pompes.....	9
1.2. Rôle de la pompe dans un système hydraulique.....	9
1.3. Symboles	9
1.4. Classification des pompes.....	10
1.4.1. Les pompes volumétriques	10
a) Principe	10
b) Description	10
1.4.1.1. Les pompes volumétriques rotatives	11
1- Les pompes à engrenages	11
a) Les pompes à engrenages extérieures	11
b) Les pompes à engrenages intérieures.....	12
2- Les pompes à palettes	12
a) Pompes à palettes à cylindrée fixe	12
b) Pompes à palettes à cylindrée variable (autorégulatrice).....	14
3- Les pompes volumétriques alternatives	15
a) Les pompes à piston	15

b) Pompe à pistons axiaux	16
c) Pompes à pistons radiaux	17
2.1.4.2. Les pompes centrifuges	17
2.1.5. Choix de la pompe hydraulique	18
2.2. Les récepteurs hydrauliques.....	20
2.1. Les vérins	20
2.1.1. Définition	20
2.1.2. Principaux types de vérins	21
2.1.2.1. Vérin linéaires.....	21
a) Vérin simple effet.....	22
b) A rappel par ressort.....	22
c) A piston plongeur.....	22
d) A double tige.....	22
e) Vérin double effet.....	23
f) Télescopique.....	23
2.1.2.2. Les vérins rotatifs.....	24
a) A palette.....	24
b) A crémaillère.....	24
c) A vis	25
2.1.3. Choix des vérins hydrauliques	26
2.2. Les moteurs hydrauliques	30
2.2.1. Définition	30
2.2.2. Symboles du moteur hydraulique	30
2.2.3. Principaux types de moteurs hydrauliques.....	31
a) Les moteurs rapides.....	31
2.2.4. Choix du moteur hydraulique	32
2.3. Les Distributeurs	34
3.1. Définition	34
3.2. Symboles	35
2.4. Les appareils de protection et de régulation	35
4.1. Régulation de pression.....	35

a) Fonction.....	37
4.2. Le contrôle de débit	37
4.2.1. Limiteur de débit	37
4.2.2. La valve de séquence	37
4.2.3. La valve d'équilibre.....	37
2.5. Les accumulateurs	37
5.1 Principe.....	38
5.2. Accumulateur a vessie.....	38
5.3. Les différentes fonctions d'un accumulateur	38
2.6. Conclusion.....	40
Chapitre 3 : Dimensionnement d'une installation hydraulique	
3.1. Introduction	41
3.2. Problème.....	41
3.3. Dimensionnement des éléments du circuit hydraulique	42
3. 1. Dimensionnement du vérin A	42
3. 2. Dimensionnement du vérin B	45
3. 3. Moteur hydraulique	48
a - Paramètres du moteur hydraulique	48
b - Calcul de la cylindrée	48
3.4. Détermination de la pompe hydraulique.....	50
a - Détermination du rendement volumétrique	52
b - Détermination du rendement totale	52
c - Détermination de la puissance du moteur électrique	52
3.5. Taille du réservoir.....	53
3.6. Détermination des tuyauteries	53
a- Tuyauteries du vérin A.....	53
b- Tuyauteries du vérin B.....	55
c - Tuyauteries du moteur hydraulique.....	57
d - Tuyauteries de conduite de la pompe.....	60
3.4. Conclusion.....	61

Chapitre 4 : Simulation d'un circuit hydraulique

4.1. Introduction	62
4.2. Schéma du circuit hydraulique	63
4.3. L'environnement de Fluidsim.....	63
4.4. Résultats de la simulation.....	66
4.5. Conclusion.....	68
Conclusion général.....	69

Introduction générale

L'utilisation des systèmes hydrauliques sont tellement variées qu'elles concernant presque tous les secteurs du monde industrialisé. Ils sont le plus souvent utilisés dans les applications exigeant des forces ou des couples élevés.

Ainsi un domaine d'application typique de l'hydraulique est la fabrication de machines-outils. Dans les machines-outils à commande numérique modernes, les outils et les pièces à usiner sont serrés par des moyens hydrauliques. Il en est de même pour les avances et entraînements de mandrin. Ces opérations d'usinage sont contrôlées par des circuits séquentiels, c'est-à-dire que chaque opération d'usinage se produise à un moment précis du cycle de travail, par exemple le cylindre de serrage doit toujours opérer en premier.

Les opérations d'usinage sont diverses, l'opération de perçage est l'une des opérations d'usinage les plus courante. Nombreux sont les usinages qui sont accomplies avec une perceuse attachée à un vérin hydraulique. Le perçage d'un trou, taraudage et filetage du trou et fraisage du bord du trou, sont toutes des opérations d'usinage qui impliquent un perçage.

Afin d'avoir la précision voulu de ces opérations en utilisant l'hydraulique, on doit déterminer les paramètres essentiels mise en jeu dans ce circuit. Le bon fonctionnement des circuits hydrauliques n'est pas le fruit du hasard. Si le circuit exécute bien le travail auquel il est destiné, c'est que l'étude des composants du système et leur dimensionnements ont été faites selon des critères très rigoureux.

L'objectif de ce travail est de réaliser le dimensionnement d'un circuit hydraulique lors de l'opération de perçage. Le serrage de la pièce et l'outil de perçage se font séquentiellement. Le système hydraulique est constitué de trois vérins. Deux vérins sont conçus pour permettre à chacun de faire déplacer des charges de masses différentes. Le troisième vérin assure la descente

et la montée de l'outil de perçage, ce dernier est monté sur un moteur hydraulique, lié mécaniquement au vérin.

De ce fait le travail a été structuré comme suit :

Le chapitre 1 est une présentation sur l'hydraulique, son développement au cours de l'histoire jusqu'à ce jour, suivi d'une présentation des différents domaines d'application.

Le chapitre 2 décrit les différents composants nécessaires dans un système hydraulique tel que : principe de fonctionnements, différents types, leurs caractéristiques et dimensionnements.

Le chapitre 3 illustre à partir d'une étude de l'opération de perçage, le dimensionnement et le choix des composants assurant le fonctionnement optimal du circuit.

Le chapitre 4 démontre grâce à Fluid-SIM, la simulation du circuit et l'association de composants hydraulique avec les composants électriques.

Chapitre 1

**Description et historique des systèmes
hydrauliques**

1.1. Introduction

L'hydraulique industrielle, c'est un domaine très vaste, alors on s'intéresse d'abord aux composants essentiels à la réalisation des circuits hydrauliques (pompes, distributeurs, vérins, appareils de contrôle et régulations).

Les industries traditionnelles sont passées au cours des dernières années d'une technique purement mécanique tout ou rien (TOR) à une utilisation des techniques électroniques, informatiques et automatiques qu'on appelle hydraulique proportionnelles. Ainsi grâce aux systèmes hydrauliques récents, on a pu réaliser de nombreuses installations automatisées dont les performances, la fiabilité, et la robustesse ont fait leur preuve. On assiste actuellement à une fusion, certes bénéfique entre l'hydraulique proprement dite et l'électronique. Cette association de l'hydraulique et de l'électronique se relève très intéressante, étant donné qu'elle débouche sur les deux propriétés recherchées. La puissance et la souplesse. Le recours à la commande proportionnelle des systèmes hydrauliques a entraîné donc une utilisation plus rationnelle des machines et une amélioration de leurs performances.

Dans ce chapitre, on présente dans une première partie les composants d'un système hydraulique dans l'industrie, et l'historique et les progrès de l'hydraulique industrielle, tout en citant les différents domaines d'utilisations.

1.2. Exemple d'un système hydraulique :

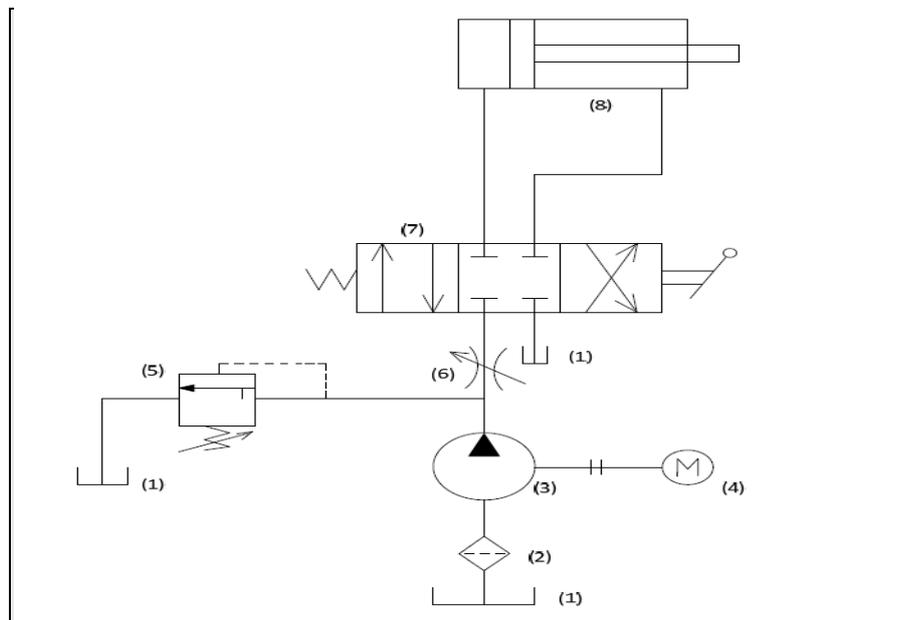


Figure 1.1: Circuit hydraulique

Les composants principaux d'un système hydraulique :

- 1- Réservoir hydraulique :** le stockage de l'huile hydraulique, évacuation de la chaleur de l'huile, et séparation de l'air et d'huile.
- 2- Filtre :** les filtres hydrauliques sont utilisés pour garder les huiles minérales et synthétiques, pures et propres.
- 3- Pompe hydraulique :** permet de faire circuler le fluide à travers le circuit hydraulique, la pompe va aspirer le fluide du réservoir puis va le transmettre aux autres composants du circuit hydraulique.
- 4- Moteur électrique :** machine électrique qui transforme l'énergie électrique en énergie mécanique, la pompe hydraulique est entraînée par le moteur électrique.
- 5- Régulateur de pression :** joue le rôle de limiter la pression de refoulement et de protéger la pompe dans un circuit hydraulique.
- 6- Régulateur de débit :** permet de limiter ou réduire la vitesse du débit dans un circuit hydraulique.
- 7- Distributeur hydraulique :** les distributeurs sont des robinets directionnels qui dirigent le fluide selon les besoins du circuit hydraulique.
- 8- Vérin hydraulique :** le rôle des vérins est de transformer l'énergie de pression du système hydraulique en force mécanique utile.

1.3. Historique et les progrès de l'hydraulique industrielle

L'origine des machines modernes comportant des systèmes hydrauliques est généralement associées à deux grands noms B. Pascal et J. Bramah

B. pascal (1623-1662). Physicien et mathématicien français. On lui doit le principe de l'égalité des pressions. Selon ce principe, sur lequel est fondée cette étude, la pression d'un fluide au repos dans un vas clos est intégralement transmise dans toutes les directions et exerce des forces égales du récipient.

J. Bramah (1749-1814). Mécanicien britannique. Grâce a sa découverte du cuire embouti il réalise en 1795 la première presse hydraulique, presse qu'avait imaginée B. Pascal cent cinquante ans plus tôt. (la figure (1.2) montre une presse hydraulique de l'époque).

Cependant, au cours des siècles, beaucoup d'autres inventeurs et scientifiques ont contribué de façon significative à la mise au point et au perfectionnement des systèmes hydrauliques nous citerons ici les principaux, regroupés selon les siècles.

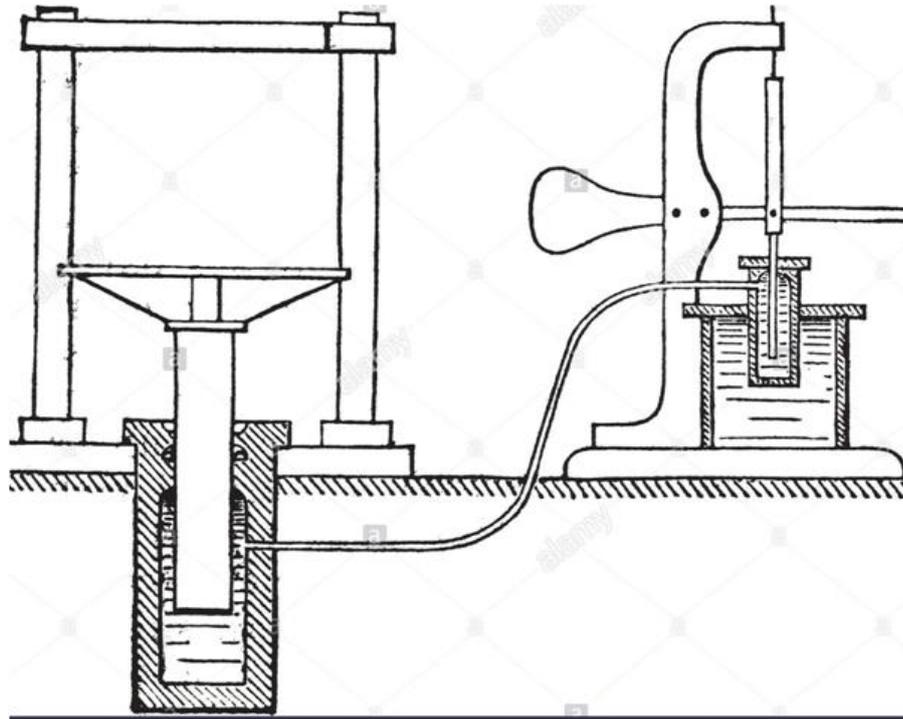


Figure 1.2: une presse hydraulique de l'époque.

XVIIe

S. Stevin (1548-1620). Mathématicien et physicien flamand. Le premier, il détermine la valeur de la pression qui s'exerce sur les parois d'un récipient contenant un liquide. En 1586 il publie trois livres de mécanique et prouve, notamment, que le mouvement perpétuel est une utopie.

Galilée (1564-1642). Physicien et astronome Italien. Il vérifie le principe d'Archimède relatif aux corps flottants et conçoit la première balance hydrostatique

XIXe

I. Newton (1642-1727). Physicien, mathématicien et astronome Anglais énonce les lois de l'attraction universelle et les lois relatives aux mouvements des corps rigides et des fluides

D. Bernoulli (1700-1782). Mathématicien suisse, un des fondateurs de l'hydrodynamique il développe une relation qui permet d'exprimer la conservation de l'énergie dans un écoulement liquide parfait.

J. Wilkinson (1728-1808). Industriel Britannique, considéré comme le père de l'industrie d'acier. En 1774 il invente une machine à forcer et à aléser qui permet d'usiner avec précision l'intérieur des cylindres de vérin. C'est cette invention qui utilisera l'Anglais J. Watts (1736-1819) pour mettre au point sa machine à vapeur.

XXe

C. Oersted (1777-1851). Physicien Danois. En 1822, il invente un piézomètre à l'aide duquel il fait la première mesure de la compressibilité des liquides et des solides.

H. Darcy (1803-1858). Ingénieur français. Il étudie les mouvements de l'eau dans les tuyaux et les canaux, ces études le conduisent à trouver des formules empiriques permettant de calculer les pertes de charge.

W.G. Armstrong (1810-1900). Ingénieur et homme d'affaires Britannique. Il invente plusieurs machines hydrauliques et hydro-électriques remarquables. En 1849 il construit et fait breveter le premier accumulateur à poids, dont l'ancêtre, le bélier hydraulique, avait été inventé en 1792 par les frères Montgolfier.

O. Reynolds (1842-1912). Ingénieur et physicien Anglais. Il étudie les écoulements turbulents des fluides visqueux et énonce les lois qui les régissent.

Fin du XIXe et du XXe

En 1884 en Angleterre un vaste réseau d'eau sous pression permet d'alimenter les vérins et les moteurs hydrauliques des industries. En 1961 london hydraulic power company estimait à plus de 5000 Kw et la puissance de son réseau d'environ 300Km de conduites d'eau sous pression.

En 1887 en France, G. Eiffel (1832-1923) construit la tour qui porte nom. Dont les ascenseurs sont mus par l'immense vérin à eau. Aujourd'hui encore. L'ascenseur du pilier ouest fonctionne grâce à son installation initiale (bien que la conversion soit en projet). Alors que le système à eau du pilier est, après avoir été converti en un système à huile en 1985 n'assure plus qu'un rôle passif d'équilibrage. Quant au pilier nord, il est doté d'un ascenseur électrique depuis 1965.

C'est au **XIXe** siècle qu'on assiste à la naissance et à l'utilisation massive des machines fonctionnant à l'huile. L'époque des pionniers de suite entre les années 1896 et 1914 parmi ces pionniers, citons Hall et Pittler, qui mirent au point une transmission hydrostatique, c'est-à-dire un ensemble formé d'une pompe et d'un moteur hydraulique. Par la suite, quatre autres transmissions hydrostatiques portant le nom de leurs auteurs virent le jour, Manly, Lentz, Williams et Jenney, Hele-shaw. Bien qu'ils aient conçu des machines fortes, toutes ces recherches avaient au départ le même but : mettre au point un variateur et qui soit d'application universelle. Ces premières transmissions ont bénéficié depuis lors de nombreuses améliorations qui rendent aujourd'hui très compétitives par rapport aux variateurs basés sur des systèmes mécaniques ou électriques.

1.4. Domaines d'application de l'hydraulique

Les utilisations des systèmes hydrauliques sont tellement variées qu'elles se retrouvent dans presque tous les secteurs du monde industrialisé, Nous les retrouvons notamment dans les secteurs tels que : l'aéronautique, le maritime, le militaire, le manufacturier, les engins de chantier etc...

1.4.1. Le secteur l'aéronautique

On utilise exclusivement des systèmes hydrauliques dans les commandes des avions. On a amélioré ces systèmes en cherchant à obtenir de plus hautes pressions de fonctionnement, une réduction de l'encombrement, du poids, ainsi qu'une très grande fiabilité.

1.4.2. Le secteur maritime et militaire

Ces secteurs ont contribué au développement d'un nombre croissant d'utilisations de toutes sortes des systèmes hydrauliques notamment les portes avions, les engins de combat, etc ...

1.4.3. Le secteur de l'industrie manufacturière

Il a profité des perfectionnements apportés par l'aéronautique pour réaliser l'automatisation de la production en série. Et a cause de la souplesse et des efforts que permettent les systèmes hydrauliques, on les utilise dans les machines-outils et plus récemment, dans les robots industriels.

1.4.4. Le secteur des machines agricoles, véhicule de voiries et construction

Dans ce secteur, les systèmes hydrauliques ont bénéficié d'une grande expansion au cours des trente dernières années. Il a pu mettre au point des équipements qu'il aurait été difficile voire impossible, de construire autrement. Tout récemment, l'utilisation des systèmes hydrauliques, alliée à celle de microprocesseur installés à bord des ces machines et de ces véhicules, à grandement contribué à en augmenter la production, la souplesse, la sécurité et la maniabilité.

1.4.5. Le secteur des engins lourds

Dans les véhicules à chenilles, des moteurs hydrauliques pouvant développé de très haut couple à de très basses vitesses de rotation sont directement couplés aux barbotins, ce qui permet d'éliminer le recours aux ponts et aux réducteurs de vitesse à engrenages.



Ouvrage d'art



Simulateur de vol



Machine-outil



Manutention

Figure 1.3: Application de l'hydraulique.

1.5. Conclusion

L'évolution de l'application l'hydraulique ne s'arrêt pas, on a vu que les besoins humaines s'accroissent chaque fois qu'il avance et fait des progrès dans la technologie. Les applications de l'hydraulique industrielle est partout, allant de l'hydraulique mobile qui englobe tous les engins mobiles tel que : grue, bulldozer, etc., les systèmes de manutention, les machines outils à commande numérique.

CHAPITRE 2

**Éléments d'un circuit hydraulique et leurs
dimensionnements**

2.1. La pompe hydraulique

2.1.1. Définition générale des pompes

Les pompes sont des machines hydrauliques qui servent à déplacer des liquides (ou les pompes sont destinées à faire circuler le liquide).

Au point de vue physique la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique.

Le rôle d'une pompe dans un système hydraulique est de transformer une énergie fournie par un moteur thermique ou électrique en énergie hydraulique.

2.1.2. Rôle de la pompe dans un système hydraulique

La pompe est destinée à transformer une énergie mécanique fournie par un moteur, en énergie hydraulique. Son rôle se limite à aspirer l'huile de réservoir et de la refouler. La pompe fournit un débit. Elle est donc un générateur de débit.

2.1.3. Symboles

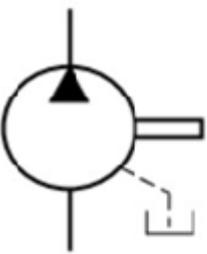
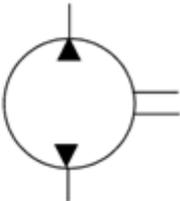
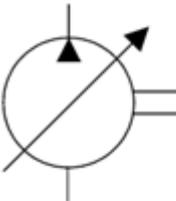
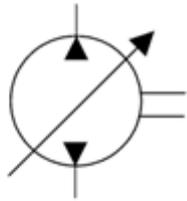
Pompes à débit constant		Pompes à débit variable	
à un sens de flux	à deux sens de flux	à un sens de flux	à deux sens de flux
			

Figure 2.1 : Symbole des pompes

Le trait interrompu court représente le drain (drainage externe). C'est une canalisation qui récupère le débit de fuite, inévitable à cause des jeux fonctionnels, et qui l'envoie au réservoir.

2.1.4. Classification des pompes

Toutes les pompes sont divisées en deux classes principales selon le mode de fonctionnement:
Les pompes volumétriques et les pompes centrifuges (turbopompes)

2.1.4.1. Les pompes volumétriques

a. Principe :

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos (*stator*) à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté participant à la circulation du fluide à l'intérieur de la pompe. Ce déplacement est cyclique. D'autres éléments mobiles destinés à mettre en mouvement les éléments précédents.

Pendant un cycle, un volume de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé.

b. Description :

Un volume de fluide V_0 (équivalent à la cylindrée) est emprisonné dans un espace donné et contraint à se déplacer, de l'entrée vers la sortie de la pompe à chaque cycle. Le volume V_0 est prélevé sur le fluide contenu dans la conduite d'aspiration, d'où une dépression qui fait avancer le fluide vers la pompe, assurant ainsi son amorçage (*autoamorçage*).

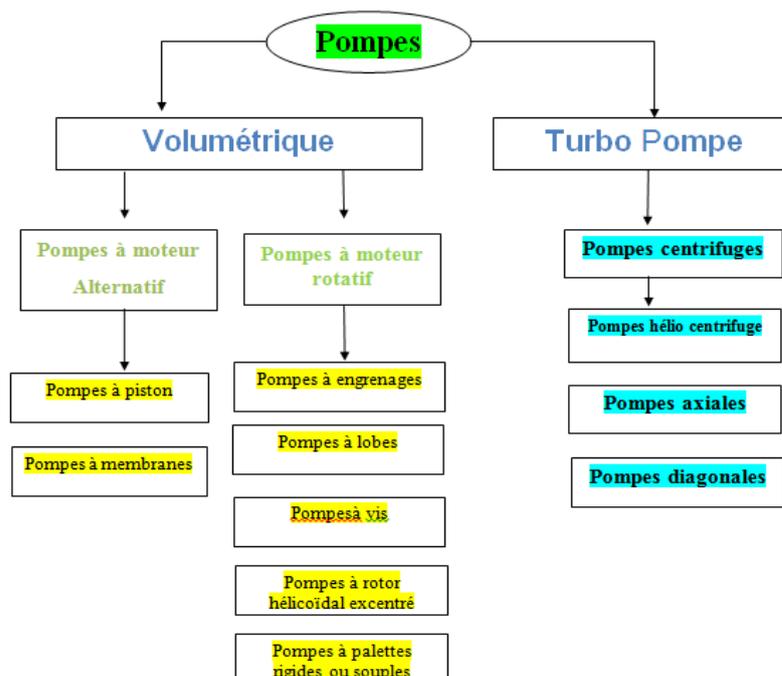


Figure 2.2 : Organigramme des catégories des pompes.

2.1.4.1.1. Les pompes volumétriques rotatives : Ce sont les pompes les plus utilisées.

1) Les pompes à engrenages :

a) Les pompes à engrenages extérieures

- **Fonctionnement :** Elle est constituée de deux engrenages tournant à l'intérieur du corps de pompe. Le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement (La rotation d'un pignon entraîne la rotation en sens inverse de l'autre, ainsi une chambre se trouve à l'aspiration, l'autre au refoulement).

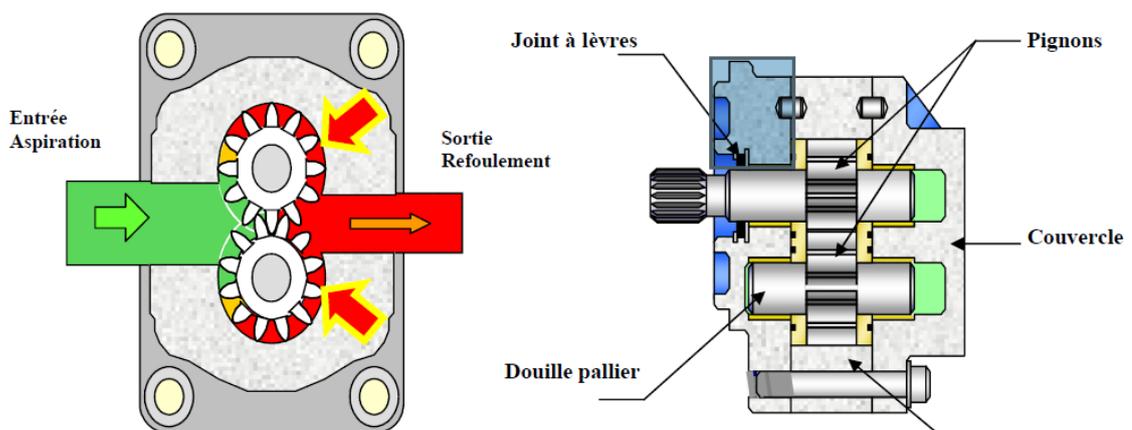


Figure 2.3 : Pompe à engrenages extérieures

Tableau 2.1 : Avantages et inconvénients d'une pompe à engrenage extérieur

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Débit régulier. - Pas de clapets nécessaires. - Marche de la pompe réversible. 	<ul style="list-style-type: none"> - Nombreuses pièces d'usure - Pas de particules solides dans cette pompe, ni de produits abrasifs ; la présence de traces de solide ayant pour effet d'accélérer l'usure mécanique des pignons et de diminuer l'étanchéité entre le corps de pompe et les dents.

b) Les pompes à engrenages intérieures

Présentation : Ces pompes existent aussi avec une roue à denture intérieure

(Couronne dentée) engrené à un pignon. Dans ce cas la pompe peut disposer d'une pièce intermédiaire en forme de croissant pour séparer entre l'entrée et la sortie permettant ainsi de diminuer les fuites internes et d'augmenter la pression de service.

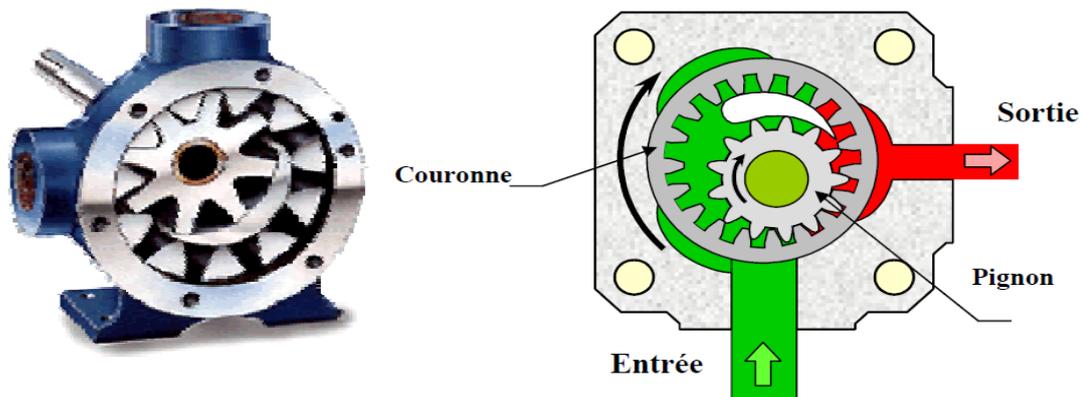


Figure 2.4 : Pompe à engrenages intérieures

Caractéristiques de la pompe à engrenage à denture intérieure

- Cylindrée : 250 cm³/tour maxi
- Pression de service : 250 bars maxi
- Peu de pièces en mouvement
- Faible encombrement
- Combinaison possible de plusieurs pompes
- Aptitude à tourner vite : de 300 à 3000tr/min
- Bruit de fonctionnement très faible
- Rendement élevé : 0,9

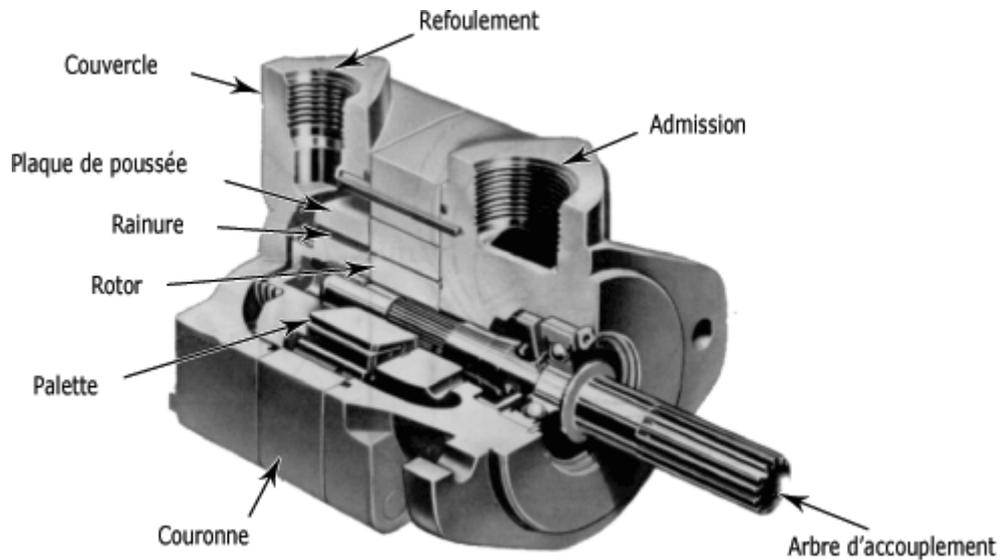
2) Les pompes à palettes :

a) Pompes à palettes à cylindrée fixe

Fonctionnement :

Un corps cylindrique fixe (stator) communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. A l'intérieur se trouve un cylindre plein, le rotor, tangent intérieurement au corps de la pompe et dont l'axe est excentré par rapport à celui du stator. Le rotor est muni de 2 à 8 fentes diamétralement opposées deux à deux, dans lesquelles glissent des palettes que des ressorts appuient sur la paroi interne du stator. Le mouvement du rotor fait varier de façon

continue les différentes capacités comprises entre les cylindres et les palettes en créant ainsi une aspiration du liquide d'un côté et un refoulement de l'autre.



Vickers

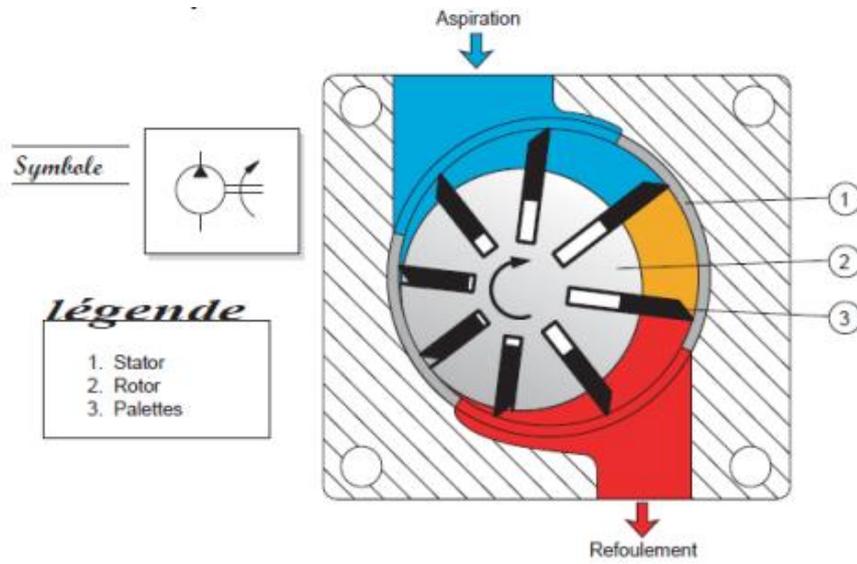


Figure 2.5 : Pompes à palettes à cylindrée fixe.

Caractéristiques et utilisation

Ce sont des pompes caractérisées par des débits allant jusqu'à $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et des pressions au refoulement de 4 à 8 bars. Elles conviennent aux liquides peu visqueux.

Tableau 2.2 : Avantages et inconvénients d'une pompe à palettes à cylindrée fixe.

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none">- Pas de brassage, ni d'émulsification du liquide pompé.- Débit régulier.- Marche réversible de la pompe	<ul style="list-style-type: none">- Usure du corps par frottement des palettes.

La rotation du rotor entraîne celle des palettes dont les extrémités sont continuellement en contact avec le stator aux points Ci, grâce à la force centrifuge. Outre, des ressorts de compression poussent les bases des palettes.

b) Pompes à palettes à cylindrée variable (autorégulatrice):

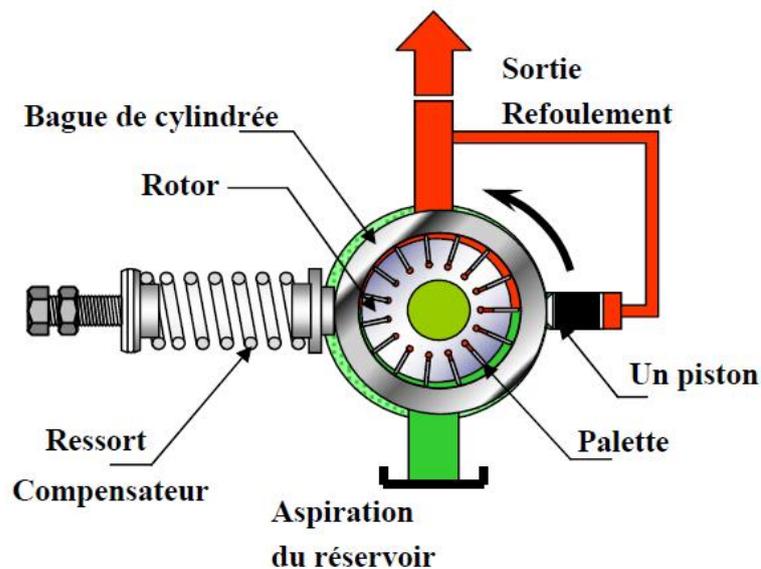


Figure 2.6 : Pompes à palettes à cylindrée variables

Caractéristiques d'une pompe à palettes à cylindrée variable

- Cylindrée : $100 \text{ cm}^3/\text{tour}$ maxi
- Pression de service : 160 bars maxi
- Auto-aspirante
- Pompe double ou triple
- Régulation optimale du débit

- Faible bruit de fonctionnement et de Construction simple
- Nécessite une filtration efficace
- Rendement de 0,9 avec rotor équilibré

3) Les pompes volumétriques alternatives

Tous les types de pompes à pistons reposent sur le même principe de fonctionnement mouvement alternatif des pistons dans un alésage doté de deux orifices destinés à l'aspiration et au refoulement. Selon la disposition des axes des pistons, plusieurs configurations de pompes peuvent exister :

a- Les pompes à piston

Fonctionnement :

Son principe est d'utiliser les variations de volume occasionné par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternativement dans un sens ou dans l'autre produisent des phases d'aspiration et de refoulement. Quand le piston se déplace dans un sens le liquide est comprimé: il y a fermeture du clapet d'admission et ouverture du clapet de refoulement. Le fonctionnement est inverse lors de l'aspiration du liquide dans la pompe. Une membrane est parfois liée au piston.

Caractéristiques et utilisation

Elles ne conviennent que pour des débits moyens de l'ordre de $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. L'intérêt des membranes est l'utilisation avec des produits chimiques corrosifs, abrasifs ou acides. La pression au refoulement peut aller jusqu'à 25 bars.

Tableau 2.3 : Avantages et inconvénients d'une pompe à piston

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Fonctionnement à sec sans dommage. - Bon rendement (> 90%). 	<ul style="list-style-type: none"> - Débit limité. - Viscosités assez faibles. - pompage de particules solides impossible: la pompe ne fonctionne bien que si l'étanchéité est parfaite entre le cylindre et le piston.

b) Pompe à pistons axiaux

Fonctionnement

Au moment où le plateau pivote, il pousse les pistons en décrivant une course en forme de cône. Les pistons y pénètrent en aspirant le liquide pour ensuite l'expulser vers l'utilisation. Les axes des pistons sont parallèles entre eux et l'axe principal de la pompe. Les bielles sont en liaisons rotules avec le plateau incliné d'un angle (fixe ou variable) qui est à l'origine des mouvements alternatifs des pistons.

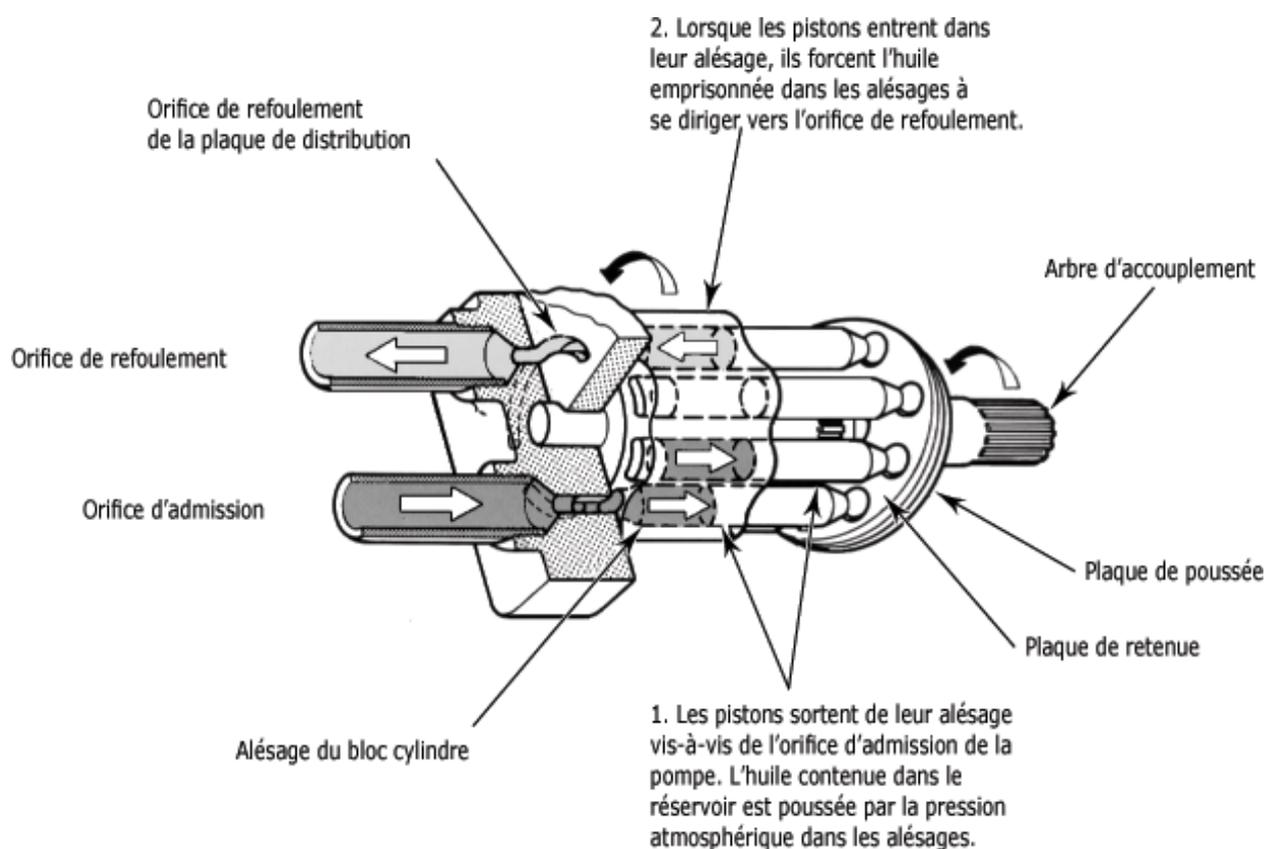


Figure 2.7: Pompe à pistons axiaux

Caractéristiques des pompes à pistons axiaux

- Cylindrée : 500 cm³/tour maxi
- Pression de service : 350 bars maxi
- Rendement de 0,9 et durée de vie très importante
- Faible inertie des pièces en mouvement
- Le débit est plus stable (moins de pulsation)
- Nécessite une filtration efficace (de 10 à 20 µ) car le jeu interne est très faible

- Peut être utilisé en moteur hydraulique.

c) Pompes à pistons radiaux

Description

Les pistons sont disposés radialement au stator, leurs axes sont perpendiculaires à l'arbre d'entraînement principal.

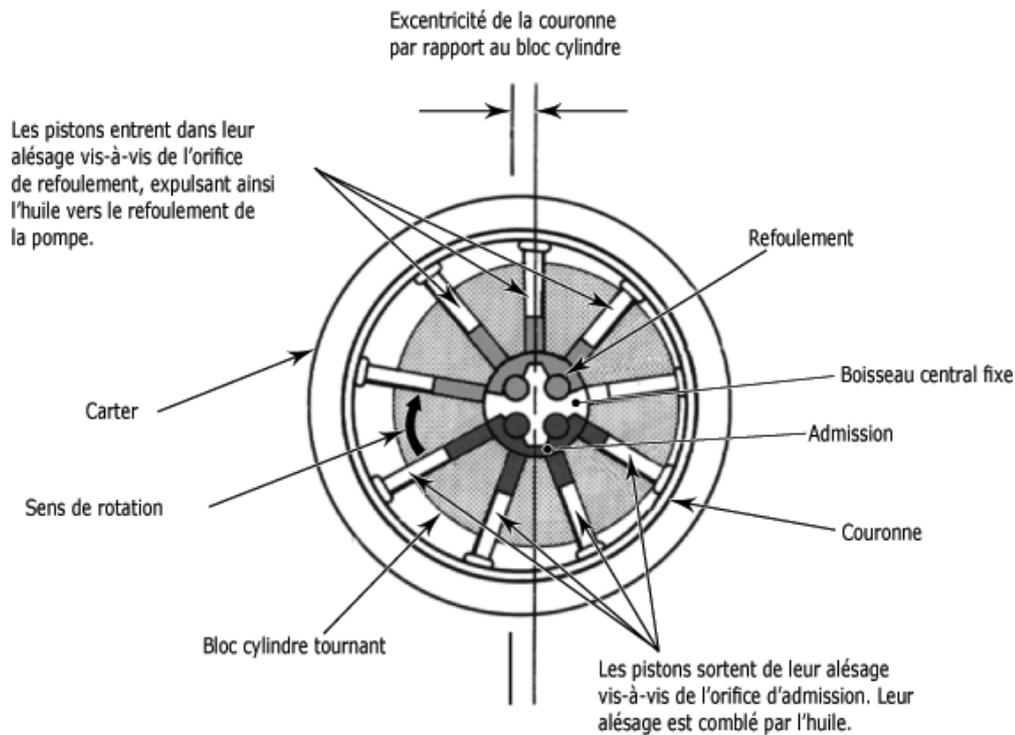


Figure 2.8: Pompe à pistons radiaux

2.1.4.2. Les pompes centrifuges

Les pompes centrifuges sont composées d'une roue à aubes qui tourne autour de son axe, d'un stator constitué au centre d'un distributeur qui dirige le fluide de manière adéquate à l'entrée de la roue, et d'un collecteur en forme de spirale disposé en sortie de la roue appelé volute.

Le fluide est dirigé vers la roue en rotation qui sous l'effet de la force centrifuge lui communique de l'énergie cinétique.

Cette énergie cinétique est transformée en énergie de pression dans la volute.

Un diffuseur à la périphérie de la roue permet d'optimiser le flux sortant est ainsi de limiter les pertes d'énergie.

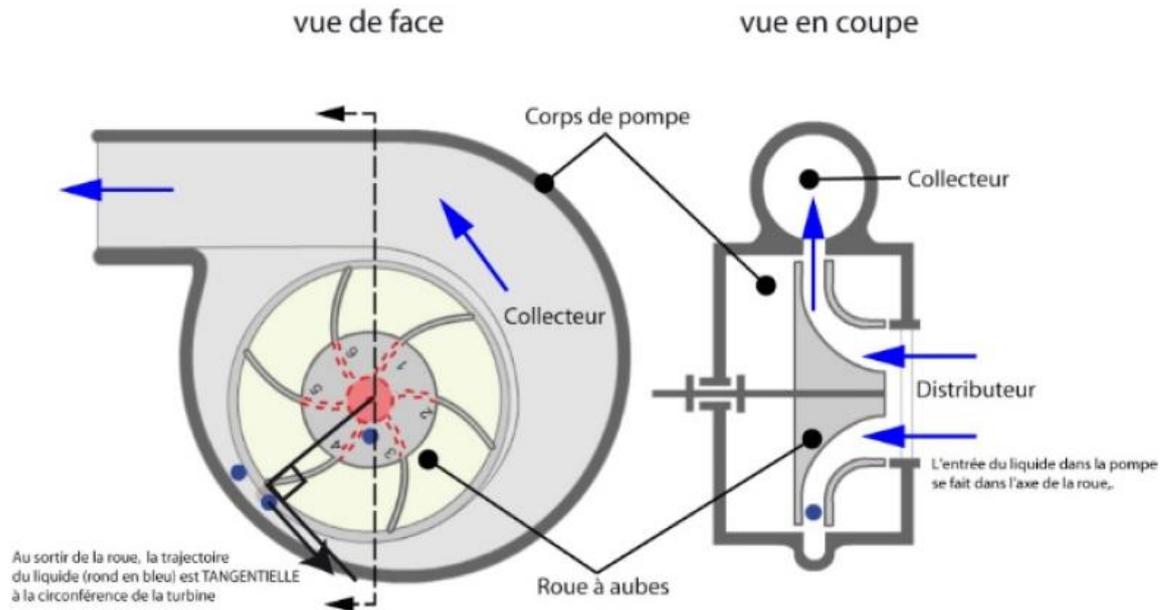


Figure 2.9 : Fonctionnement de la pompe centrifuge

Avantages des pompes centrifuges

- Construction simple, peu de composants mobiles, longue durée de service.
- Débit de refoulement facile à ajuster par une soupape à la sortie de la pompe ou par la vitesse de rotation.
- Vitesse de rotation élevée, entraînement direct possible par moteur électrique ou turbine.
- Concentration élevée de la puissance et petit espace de construction.

Inconvénients des pompes centrifuges

- Pas d'auto-amorçage.
- Risque de cavitation avec de l'eau chaude ou des pressions d'aspiration faibles.
- Plusieurs étages requis pour les pressions de refoulement élevées.

2.1.5. Choix de la pompe hydraulique

La pompe hydraulique se caractérise par :

- **Débit volumétrique :** C'est le volume d'huile que la pompe peut fournir pendant l'unité de temps.

$$Q = \frac{V}{t} \quad (2.1)$$

Q : Débit volumétrique en (l/min), ou (m³/s)

t : Unité du temps (min) ou (s)

- **Cylindrée:** Elle correspond au volume d'huile théorique débitée par tour en litre.

Donc le débit Q correspond à la cylindrée par la vitesse de rotation.

$$Q = Cyl * N \quad (2.2)$$

Avec :

Q : débit, en litres /minute (l/min)

Cyl : Cylindrée, en litres/tour (l/tr)

N : vitesse de rotation, en tours /minute (tr/min)

- **Puissance hydraulique :**

-La puissance hydraulique à la sortie d'une pompe traitant le débit volumique Q est :

$$Ph = \Delta P * Q \quad (2.3)$$

Avec :

Q : débit, en m³/s

$\Delta P = P_s - P_e$: La différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe et P_e et P_s en Pascal (Pa).

La puissance donnée à la pompe par le moteur dont l'axe tourne à la vitesse (N) et transmet un couple (C) est la puissance mécanique (absorbée)

S'écrit :

$$Pa = C * \omega \quad (2.4)$$

C: moment du couple appliqué à l'arbre d'entraînement de la pompe (N. m).

ω : La vitesse angulaire de l'arbre d'entraînement de la pompe (rad/s).

Pa: La puissance absorbée par la pompe(ω).

- **Rendements :**

- Rendement Volumétrique (η_v)

- Rendement Mécanique (η_m)

- Rendement Global (η_g)

- **Le rendement volumétrique :** rapport du débit réel au débit théorique, (qui permettra de connaître les fuites)

$$\eta_v = \frac{Q_{réel}}{Q_{th}} = \frac{Q_{réel}}{Cyl * N} \quad (2.5)$$

$Q_{théorique} - Q_{réel} = \text{fuites internes}$

➤ **Le rendement mécanique :** rapport de la pression théorique à la pression réelle, ou Le rapport du couple théorique au couple réel.

$$\eta_m = \frac{P_{réel}}{P_{th}} \quad (2.6)$$

Le produit de ces deux rendements est évidemment le rendement global.

➤ **Le rendement global :**

$$\eta_g = \eta_v * \eta_m \quad (2.7)$$

Il est également fonction du rapport puissance hydraulique et puissance mécanique :

$$\eta_g = \frac{P_h}{P_a} = \frac{\Delta P * Q}{C * \omega} \quad (2.8)$$

➤ **La vitesse de rotation :**

La vitesse de rotation maximale en fonctionnement continu (dite vitesse nominale) est Principalement limitée par la capacité de la pompe d'aspirer le fluide dans certaines conditions spécifiques.

2.2. Les récepteurs hydrauliques

Les récepteurs hydrauliques transforment l'énergie hydraulique en énergie mécanique.

On distingue :

Les récepteurs pour mouvement de translation : les vérins.

Les récepteurs pour mouvement de rotation : les moteurs hydrauliques.

2.2.1. Les vérins

2.2.1.1. Définition

Un vérin est l'élément récepteur de l'énergie dans un circuit hydraulique. Il permet de développer un effort très important avec une vitesse très précise.

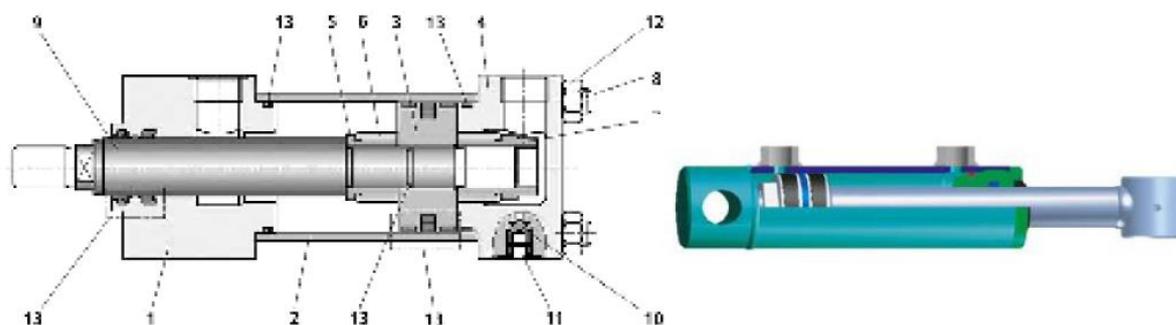
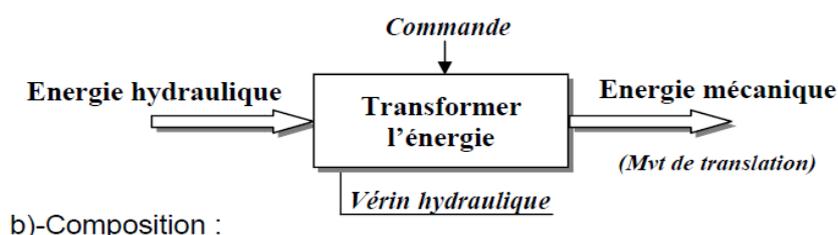


Figure 2.10 : Vérin double effet

Légende:

- | | | |
|-----------|---------------------------|--------------------------|
| 1/ Tête | 5/Chemise d'adaptation | 9/Tige de piston |
| 2/ Corps | 6/Chemise d'amortissement | 10/Vis de purge d'air |
| 3/ Piston | 7/ Ecrou de piston | 11/ Capuchon de sécurité |
| 4/ Fond | 8/Tirant | 12/Ecrou de Tirant |

Le jeu de joint 13 comprenant : Joint racleur, Joint de la tige, Joint de piston, Joint Torique, Bague d'appui, Bague de guidage).

2.2.1.2. Principaux types de vérins

2.2.1.2.1. Vérin linéaires

a) Vérin simple effet

Le vérin simple effet est un récepteur dont le piston ne reçoit le débit que sur une seule face.

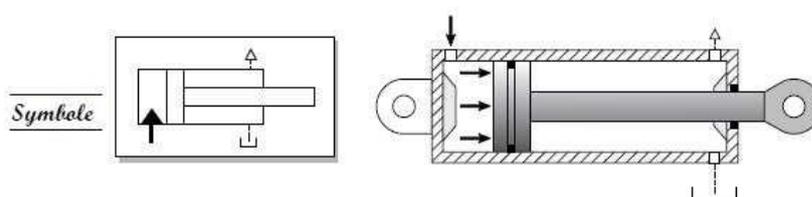


Figure 2.11 : Vérin simple effet

Il ne peut donc fournir un effort sous contrôle

hydraulique que dans une seule direction, la course retour pouvant être effectuée par une force quelconque (ressort ou charge extérieure).

b) A rappel par ressort

Ce système est peu répandu. En effet, l'encombrement et surtout l'utilisation d'une partie de l'énergie (pression) pour vaincre le ressort font qu'on a tendance à en négliger l'utilisation.

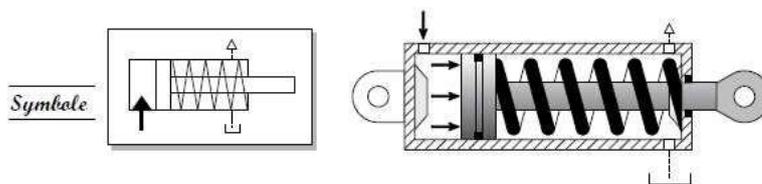


Figure 2.12 : Vérin A rappel par ressort

c) A piston plongeur

De conception très rustique, il se compose d'un corps dans lequel vient coulisser un piston dont le diamètre est très voisin de celui de l'alésage. Sa course est généralement réduite car le guidage de la tige est réduit. Une force extérieure est nécessaire pour le ramener en position initiale.

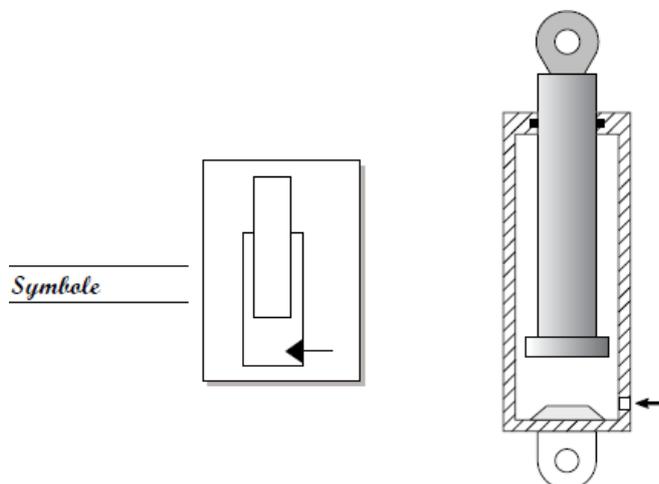


Figure 2.13 : Vérin A piston plongeur

d) A double tige

Ce type de vérin permet un bon guidage des tiges. Il présente la particularité d'avoir des vitesses et des forces égales dans les deux sens de déplacement. Il a néanmoins l'inconvénient d'être encombrant.

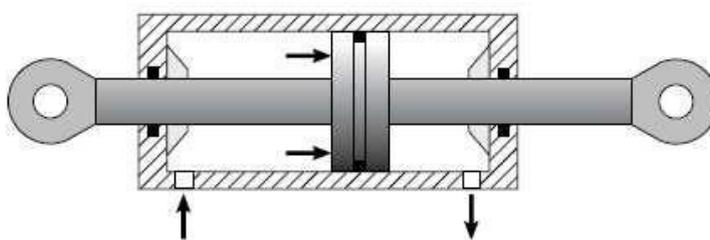


Figure 2.14 : Vérin A double tige

e) **Vérin double effet**

Il reçoit le débit sur ses deux faces et il est donc moteur aussi bien en poussant qu'en tirant. Il peut être à simple tige Les sections étant différentes (côté fond côté tige), on conçoit que pour une même pression, les forces développées en rentrée et en sortie de tige soient différentes.

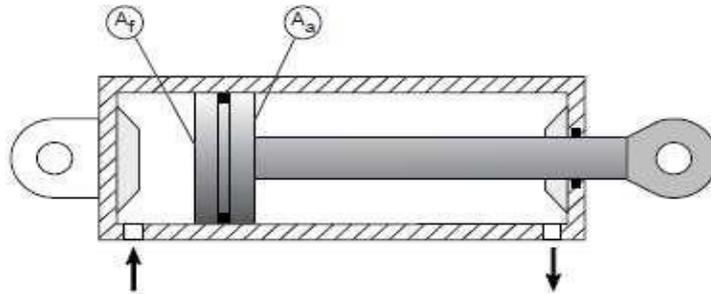


Figure 2.15 : Vérin double effet

f) **Télescopique**

Ce vérin de fabrication très soignée se rencontre surtout lorsque l'on doit avoir une course de travail importante, pour un emplacement réduit (ex. : basculement des bennes de camion). Le nombre de pistons est de 3, 4 ou 5. On dit qu'il est à 3, 4 ou 5 expansions. Le piston de plus grande section sort toujours en premier puis par ordre de section décroissante jusqu'au plus. Par contre, lors de la rentrée, l'ordre est inversé, d'abord celui de petite section, puis celui de section supérieure jusqu'à la plus grande. Le débit étant généralement constant, la vitesse de sortie augmente au fur et à mesure. La rentrée de ce vérin s'effectue à l'aide d'une force extérieure (ex : poids de la benne du camion).

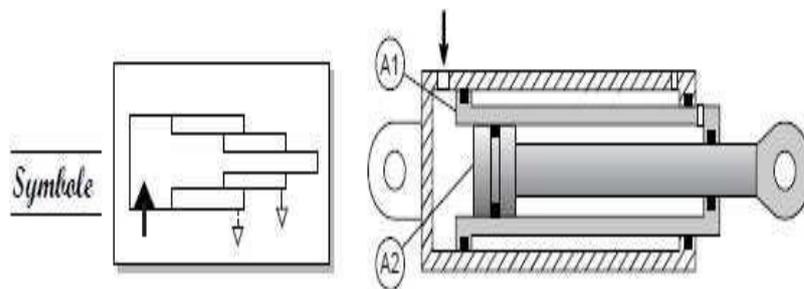


Figure 2.16 : Vérin Télescopique

2.2.1.2.2. Les vérins rotatifs

a) A palettes

Dans un vérin à palette simple, cette dernière divise le cylindre en deux chambres reliées alternativement à l'alimentation et au retour. Les vitesses de rotation ainsi que les forces sont identiques dans les deux sens (les aires de la palette étant identiques de chaque côté). La variation angulaire est de 280° à 300° . Ce même type d'appareil peut être à double palettes. La cylindrée est alors divisée en quatre chambres reliées alternativement 2 à 2 à l'alimentation et au retour. Comme précédemment, les vitesses de rotation et les couples sont identiques dans les deux sens. Le couple, du fait de l'augmentation de surfaces est double du précédent. Les variations angulaires sont de l'ordre d'une centaine de degrés.

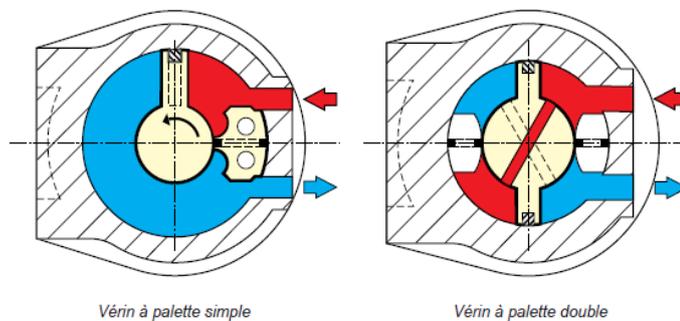


Figure 2.17 : vérin a palettes

b) A crémaillère

Une ou deux crémaillères entraînent en rotation un pignon. Les vitesses de rotation ainsi que les couples dépendent également du débit d'alimentation des crémaillères, mais aussi du nombre de dents du pignon (plus sa rotation est lente plus le couple est élevé). La rotation de cet appareil est de l'ordre de 400° .

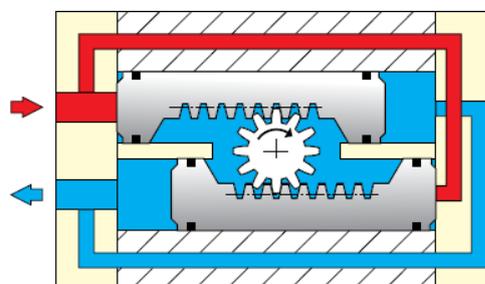


Figure 2.18: vérin a crémaillère

c) **A vis**

Comme nous le montre la figure suivante, le piston guidé par la tige A provoque lors de son déplacement la rotation de celle-ci grâce au filetage taillé sur son pourtour. La rotation angulaire peut aller jusqu'à 2 tours soit 720°.

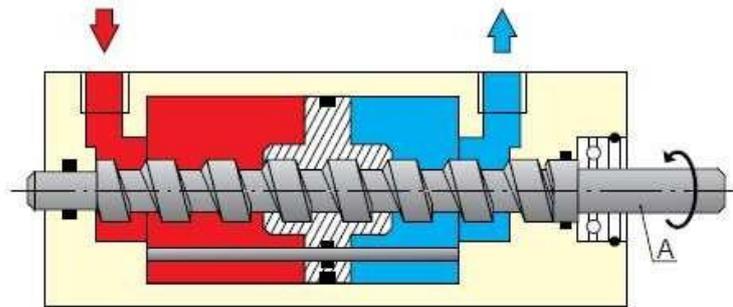


Figure 2.19 : Vérin à vis

Amortissement de fin de course des vérins

Cet amortissement est indispensable aux vitesses ou cadences élevées et sous fortes charges. Si des blocs en élastomère suffisent lorsque l'énergie à amortir est modérée, les dispositifs avec tampons amortisseurs sont recommandés aux plus hautes énergies. Dès que le tampon entre dans son alésage, le fluide à l'échappement est obligé de passer par l'orifice **B** plus petit, au lieu de l'orifice **A**. La réduction du débit provoque une surpression créant l'amortissement.

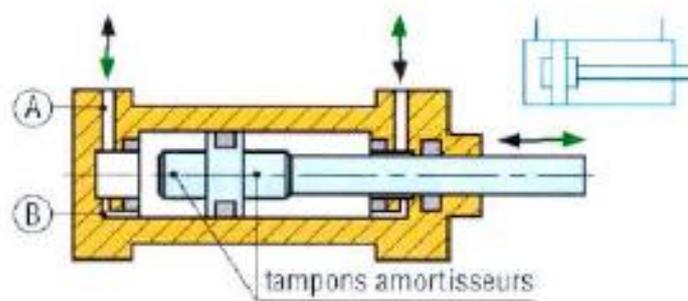


Figure 2.20 : Vérin double effet à amortissement

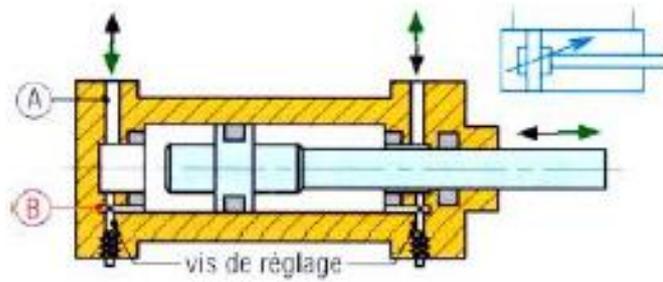


Figure 2.21 : Vérin double effet à réglable amortissement non réglable.

2.2.1.3. Choix des vérins hydrauliques

Efforts exercés dans les deux sens

- Sortie du vérin :

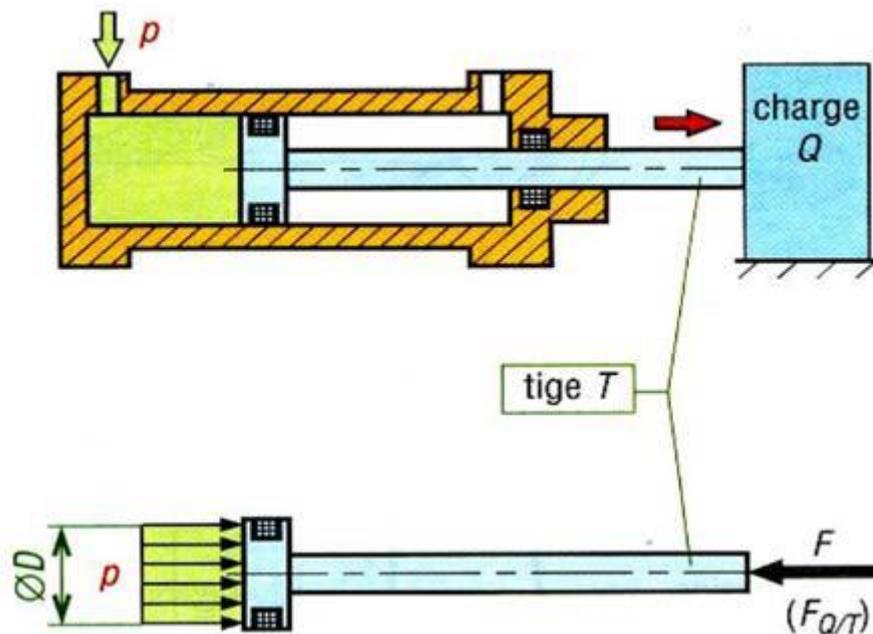


Figure 2.22 : Sortie du vérin

La pression est

$$P = \frac{F}{S} \quad (2.9)$$

La force est

$$F = P * S \quad (2.10)$$

ou

$$F = P * \frac{\pi}{4} * D^2 \quad (2.11)$$

➤ Rentrée du vérin

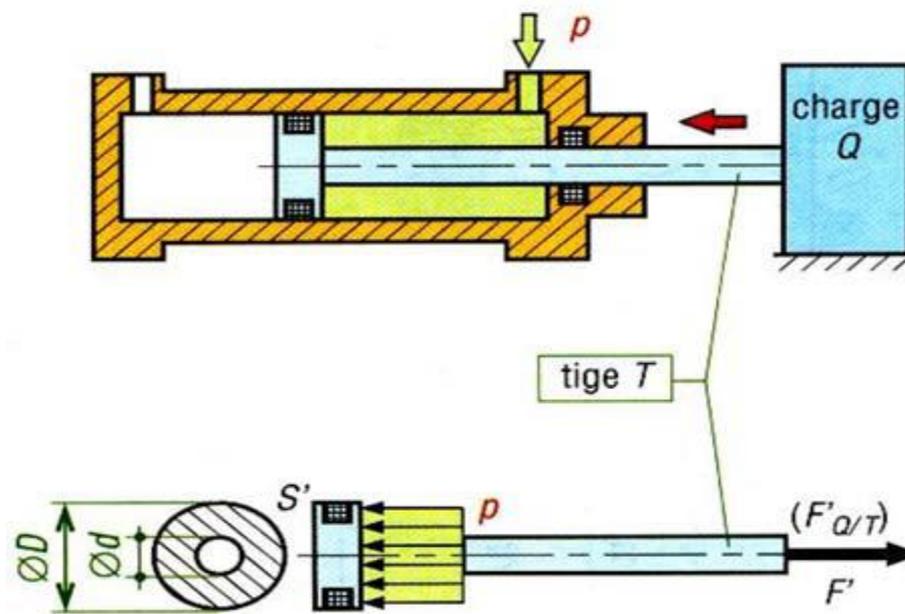


Figure 2.23 : Rentrée du vérin

La pression sera

$$P = \frac{F}{S'}$$

La force est

$$F' = P * S'$$

S' est la section annulaire donc

$$F' = P * \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2)$$

F : Force (N)

P : Pression (Pa)

S : Section de piston (cm²)

D : Diamètre de piston (cm)

F' : Force (N)

P' : Pression (Pa)

S : Section d'alésage (cm²)

D : Diamètre de la tige (cm)

- **Force développée :**

Considérons un vérin parfait

$$\Sigma F = 0$$

$$P * S - P' * S' - P_{atm}(S - S') - F = 0$$

$$F = (P - P_{atm}) * S - (P' - p_{atm}) * S'$$

$$P * S - P' * S' - P_{atm}(S - S') - F = 0$$

$$F = S * \Delta P - S' * \Delta P'$$

$$\Delta P' \ll \Delta P \text{ Donc } F = S * \Delta P$$

Pour un vérin réel

$$F = S * \Delta P * \eta$$

P_{atm} : Pression atmosphérique (1atm = 1.013 bar)

η : Rendement du vérin

- **Vitesse de déplacement :**

- En sortie de tige

$$V = \frac{Q}{S} \quad (2.12)$$

$$V = \frac{C}{t'} \quad (2.13)$$

C: Course (m)

t : Unité du temps (s)



Figure 2.24 : Vitesse en sortie du vérin

Q : Débit rentrant dans le vérin (m³/s)

V : vitesse de sortie de la tige (m/s)

S_t: Section de la tige (m²)

- En retour de tige

$$V' = \frac{Q'}{S} = \frac{Q''}{S}$$

$$Q'' = Q * \frac{S}{S'}$$

On a

$$S < S' \text{ et } F > F' \text{ et } V < V'$$

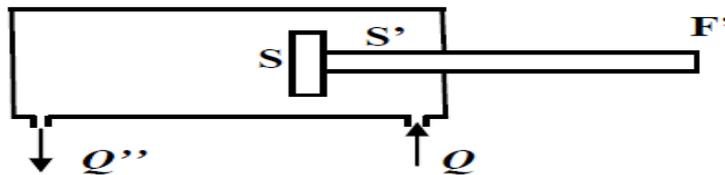


Figure 2.25 : Vitesse en retour du vérin

- **Puissance :**

Puissance absorbée en sortie ou en retour de tige

$$P_{ab} = \Delta P \cdot Q \quad (2.14)$$

Puissance utile en sortie de tige

$$P_u = F \cdot V \quad (2.15)$$

- **Dimensionnement au flambage de la tige du vérin : La formule d'Euler**

La formule d'Euler qui suit, utilisée pour les tiges de vérins, est bien sûr applicable à toutes les poutres subissant ce type de contraintes.

Cette formule donne la charge maximale en service en fonction des autres paramètres. Il faut considérer la longueur L avec la tige entièrement sortie.

$$F \leq \frac{\pi^2 * E * I}{S * L_f^2} \quad (2.16)$$

E = module d'élasticité longitudinal (20 000 daN/mm² pour l'acier).

I = moment d'inertie ou moment quadratique en flexion

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (2.17)$$

$D = \varnothing$ de la tige.

$S =$ coefficient de sécurité (3,5 pour les vérins).

$L_f =$ longueur libre de flambage

2.2.2. Les moteurs hydrauliques

2.2.2.1. Définition

Dans ce type d'actionneur, l'énergie hydraulique fournie par un fluide sous pression est transformée en énergie mécanique. Il en résulte un mouvement de rotation de l'arbre de sortie.

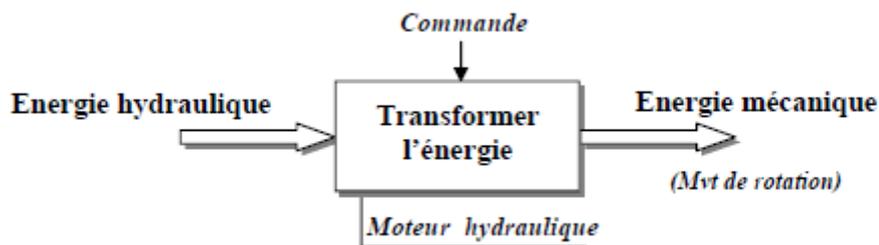


Figure 2.26 : moteur hydraulique

Les moteurs hydrauliques présentent deux caractéristiques : le couple moteur et la vitesse de rotation. Ils entraînent des systèmes mécaniques. Si le couple résistant devient trop important, la pression monte. Quand elle atteint la valeur de réglage du limiteur de pression, le débit retourne au réservoir.

Leur avantage c'est qu'ils développent une grande puissance pour un encombrement réduit.

2.2.2.2. Symboles du moteur hydraulique

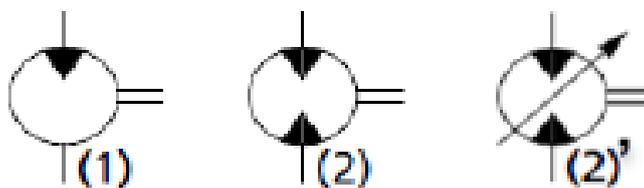


Figure 2.27 : Symboles des moteurs hydrauliques

(1).Moteur hydraulique à cylindrée fixe à un seul sens de flux.

(2) Moteur hydraulique à cylindrée fixe à un deux sens de flux.

(3) Moteur hydraulique à cylindrée réglable et à deux sens de flux.

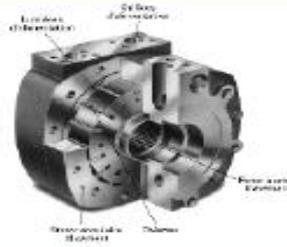
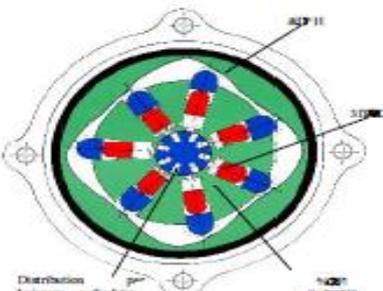
2.2.2.3. Principaux types de moteurs hydrauliques

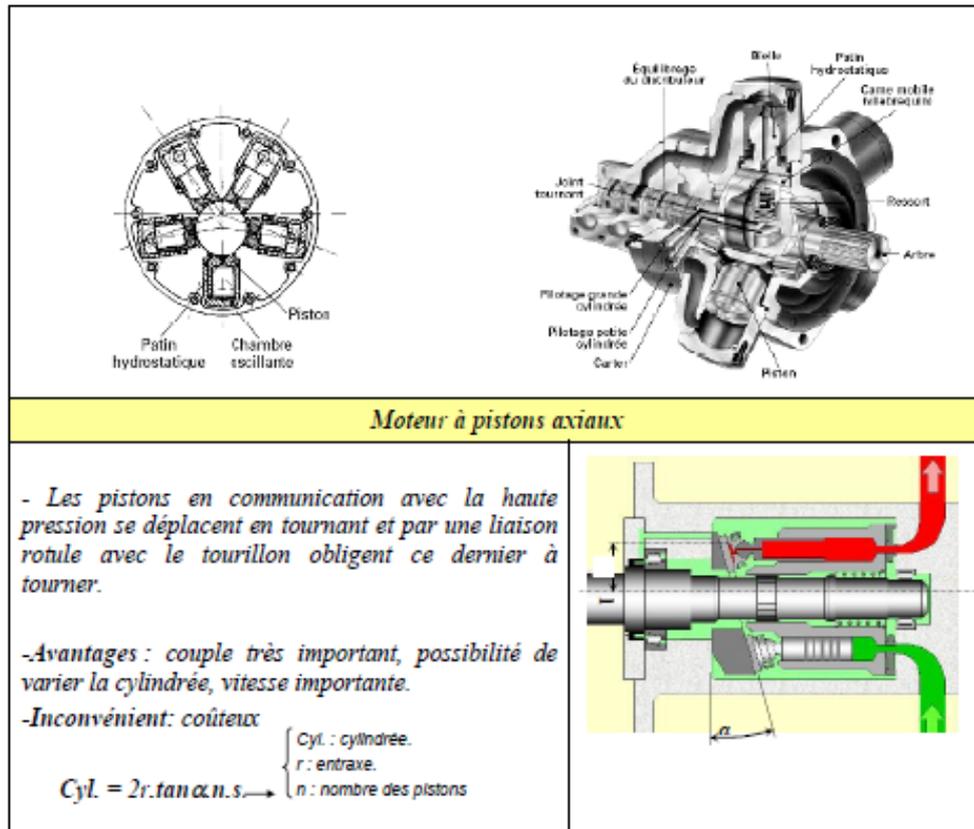
Les moteurs sont classés en deux familles :

- Les moteurs rapides (les moteurs à palettes, à engrenages, à pistons axiaux et à pistons radiaux)
- Les moteurs lents (cylindrée élevée).

a) Les moteurs rapides

Tableau 2.5 : Caractéristiques des moteurs hydrauliques rapides

Moteur à palettes	
<p>- L'huile sous pression provoque la rotation des palettes implantées sur le rotor.</p> <p>-Avantages : réalisation simple</p> <p>-Inconvénients : puissance transmise relativement faible.</p> <p>$Cyl = 2 \cdot b \cdot n \cdot e \cdot D \cdot \sin(\pi/n)$</p> <p> $\left\{ \begin{array}{l} b : \text{largeur de la palette.} \\ n : \text{nombre de palette.} \\ e : \text{excentricité.} \end{array} \right.$ </p> 	
Moteur à engrenage	
<p>- Même conception que la pompe à engrenage, la pression du fluide entraîne en rotation les roues dont l'une est motrice.</p> <p>-Avantages : encombrement très réduit, économique.</p> <p>-Inconvénient : rendement limité.</p> <p>- Le débit moyen d'un moteur à engrenages extérieurs est donné par la relation :</p> <p>$Q_{V_{moy}} = b \cdot \omega \cdot m^2 \cdot Z \quad [m^3/s]$ → $\left\{ \begin{array}{l} b : \text{largeur de la dent} \\ m : \text{module.} \\ Z : \text{nombre de dents.} \end{array} \right.$</p>	
Moteur à pistons radiaux	
<p>- Contrairement aux pompes à pistons radiaux, les pistons peuvent tourner sur une came (stator) permettant d'avoir plusieurs courses par tour. Le nombre des pistons est impair pour la continuité de débit et l'équilibrage. Possibilité d'avoir une distribution cylindrique ou plane du fluide</p> <p>-Avantage : couple très important.</p> <p>-Inconvénients : vitesse faible, encombrante, coûteuse, problèmes d'étanchéité pour la distribution.</p> <p>$Cyl = n \cdot n' \cdot c \cdot s$ → $\left\{ \begin{array}{l} Cyl : \text{cylindrée.} \\ n' : \text{nombre de courses par piston.} \\ n : \text{nombre des pistons} \\ c : \text{course} \end{array} \right.$</p>	 <p>Distribution à l'entrée boisements cylindriques (axe laminaire sur deux est en pression, l'autre à l'échappement)</p> <p>RÉGULATEUR DE PRESSION</p>



2.2.2.4. Choix du moteur hydraulique

- Vitesse de rotation :

$$N = \frac{Q * 1000}{Cyl} \quad (2.18)$$

Q : Le débit (l/m)

N : Vitesse de rotation (tr/min)

Cyl : Cylindrée du moteur (m³/tr)

• **Puissance :**

La puissance hydraulique nécessaire pour assurer le fonctionnement du moteur.

$$P = \frac{Q * \Delta P}{6000} \quad (2.19)$$

P : La puissance hydraulique (W)

Δp : pression coté refoulement (Pa)

Q : Le débit (l/min)

- **Couple :**

Couple sur l'arbre de sortie du moteur hydraulique

$$C = C_{th} \cdot \eta \quad (2.20)$$

$$C_{th} = \frac{C_{yl} \cdot \Delta P}{2\pi} \quad (2.21)$$

C : couple (N/m)

C_{th}: couple théorique (N/m)

η : le rendement du moteur

C_{yl} : cylindrée du moteur (m³/tr)

Δp : différence de pression (Pa)

- **Puissance mécanique :**

Puissance sur l'arbre du moteur hydraulique.

$$P_m = C \cdot \omega \quad (2.22)$$

$$\omega = 2\pi N/60 \quad (2.23)$$

P_m : La puissance mécanique (W)

N : Vitesse de rotation (tr/min)

C : couple (N/m)

ω : vitesse angulaire (rad/s)

2.3. Les distributeurs

2.3.1. Définition

Les distributeurs sont des robinets directionnels qui dirigent le fluide selon les besoins du circuit hydraulique. Il peut être bloqué, orienté ou stoppé en fonction de la configuration du tiroir.

Positions : Chaque position d'un distributeur est représentée par une case qui peut être carré ou rectangulaire. Au nombre de case correspond le nombre de positions de service de l'appareil.

Orifices : Le sens d'écoulement du fluide hydraulique pour chaque position, est représenté par des flèches et l'arrêt par des traits transversaux. Ces orifices sont repérés par des lettres majuscules :

A, B, C, D : Orifices de travail

T : Conduite de retour au réservoir

Y : Conduite de drainage

P : Conduite d'arrivée de pression

X : Conduite de pilotage

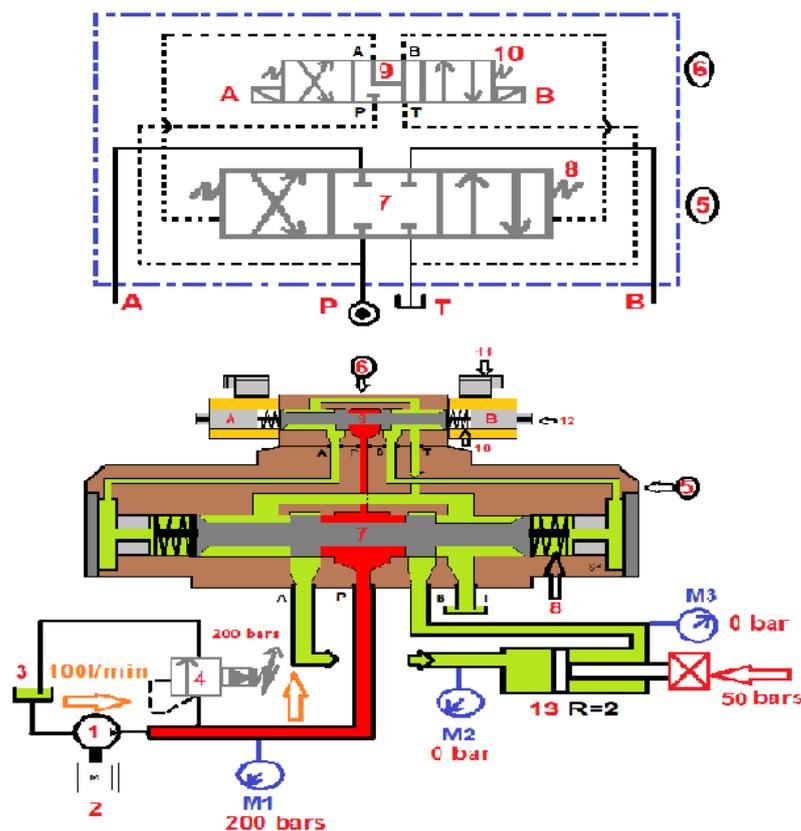


Figure 2.28 : Distributeur

2.3.2. Symboles

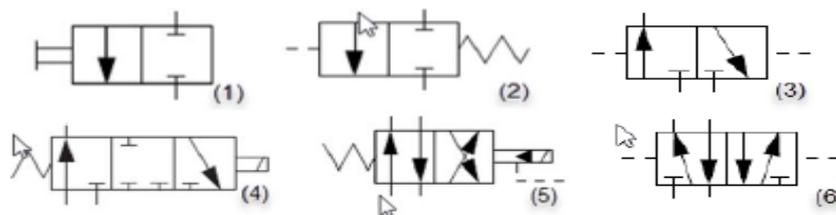


Figure 2.29 : Symboles du distributeur

- (1) Distributeur 2/2 : (2orifices, 2 positions) à commande manuelle.
- (2) Distributeur 2/2 : (2orifices, 2 positions) à commande par pression avec rappel par ressort.
- (3) Distributeur 3/2 : (3orifices, 2 positions) à commande par pression des deux cotés
- (4) Distributeur 3/3 : (3orifices, 3 positions) à commande électromagnétique avec rappel par ressort.
- (5) Distributeur 4/2 : (4orifices, 2 positions) à commande par pression accouplée à un distributeur pilote avec rappel par ressort.
- (6) Distributeur 5/2 : (5orifices, 2 positions) à commande par pression des deux cotés.

2.4. Les appareils de protection et de régulation

2.4.1. Régulation de pression

a) Fonction

Réduire la pression du réseau principal et la maintenir constante dans une partie du circuit. La nécessité de limiter la pression maximale du fluide hydraulique, afin de protéger les différents éléments (pompe, actionneurs, etc.) constituant le circuit, est évidente.

- **Le limiteur de pression (soupape de sûreté)**, monté en dérivation avec le circuit et relié au réservoir.

Au départ, le clapet conique est en appui sur son siège grâce à une force F d'appui. Cette force F est réglée par le ressort de pression et la vis de réglage.

Au moment où la force de pression en amont dépasse progressivement la force de tarage du ressort, le clapet recule de son siège, libérant et autorisant le retour du fluide sans pression au réservoir.

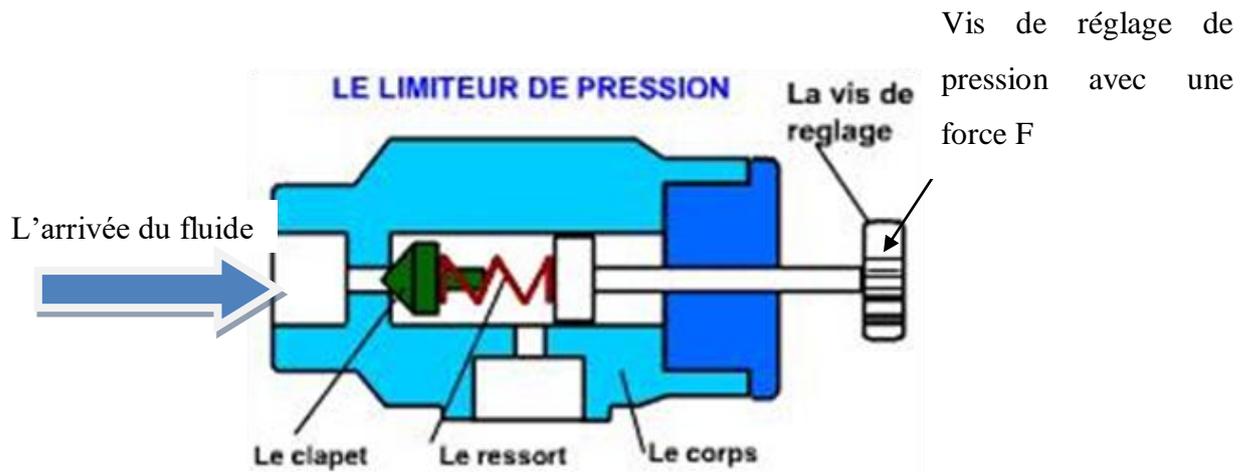


Figure 2.30 : Le limiteur de pression.

- **Le réducteur de pression à action direct**

Il est normalement ouvert au repos et lorsque la pression en aval dépasse la valeur de tarage, elle coupe la communication entre l'entrée et la sortie

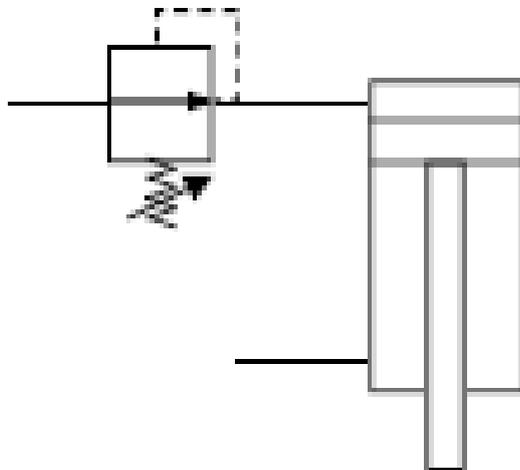


Figure 2.31 : Le réducteur de pression à action direct

2.4.2. Le contrôle de débit

Le rôle de ce composant est de faire varier la section dans laquelle le fluide circule.

2.4.2.1. Limiteur de débit



Figure 2.32 : limiteur de débit

1 – Limiteur de débit multidirectionnel. 2 – Limiteur de débit unidirectionnel.

2.4.2.2. La valve de séquence

Elle permet d'alimenter un circuit secondaire lorsqu'une certaine pression est atteinte dans le circuit primaire.

2.4.2.3. La valve d'équilibre

Son rôle est de maintenir en position un récepteur hydraulique (vérin ou moteur). Elle peut être envisagée avec deux pilotages.

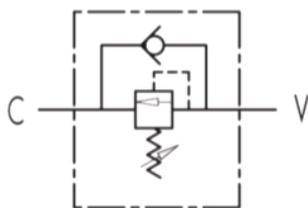


Figure 2.33 : La valve de séquence

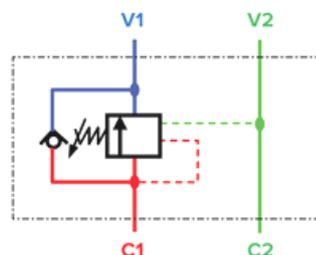


Figure 2.34 : La valve d'équilibre

2.5. Les Accumulateurs

Les accumulateurs sont des appareils entrant dans la constitution des systèmes hydrauliques. Ils servent à emmagasiner une réserve d'énergie.

Ils se montent en dérivation avec le circuit principal permettant de stocker une quantité de fluide sous pression et la restituer (chute de pression accidentelle, compensation des fuites, équilibrage des forces... Dans certains cas l'utilisation d'un accumulateur est indispensable pour la sécurité, ex élévateur des charges.

2.5.1 Principe

L'accumulateur consiste à emmagasiner l'énergie cinétique engendrée par une colonne de fluide en mouvement lors d'une fermeture brutale du circuit (vanne, électrovanne...) ou plus généralement, lors d'une variation brutale de pression dans le circuit.

2.5.2. Accumulateur a vessie

Constitution : 1. Corps. 2. Soupape d'huile. 3. Vessie. 4. Valve de gonflage.

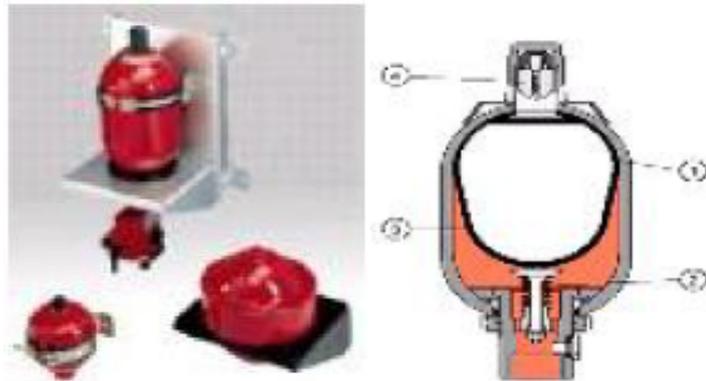


Figure 2.35 : Accumulateur à vessie.

2.5.3. Les différentes fonctions d'un accumulateur

- **Dilatation thermique**

L'augmentation de volume due à l'élévation de température sera absorbée par la mise en place d'un accumulateur.

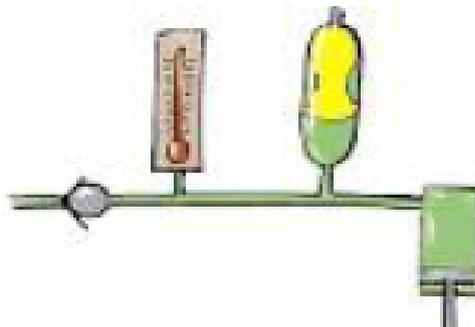


Figure 2.36 : Accumulateur Dilatation thermique

- **Amortissement de chocs : Suspension :**

L'accumulateur, par son rôle d'amortisseur, diminue la fatigue des composants hydrauliques et mécaniques.

- **Amortissement de pulsations**

L'adjonction d'un accumulateur sur un circuit hydraulique permet de limiter le taux d'irrégularité des pompes : il s'en suit un meilleur fonctionnement de l'installation, protection et augmentation de la durée de vie des éléments du circuit, ainsi qu'une diminution sensible du niveau sonore.

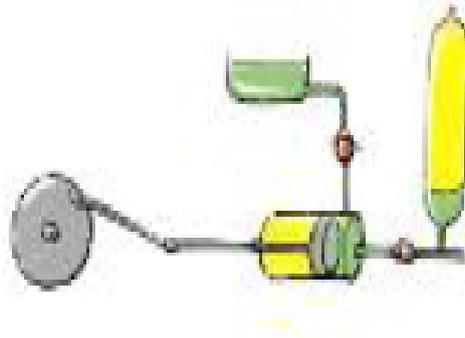


Figure 2.37 : Accumulateur amortissement de pulsations

- **Compensation de fuites**

Une fuite dans un circuit hydraulique peut entraîner une chute de pression. L'accumulateur compense alors la perte de volume et maintient ainsi une pression sensiblement constante dans le circuit.

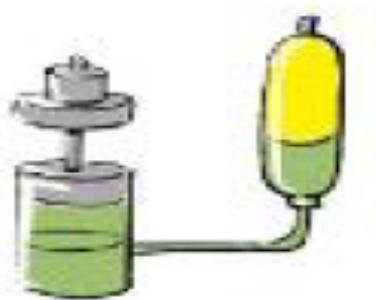


Figure 2.38 : Accumulateur compensation de fuites

- **Transfert**

L'accumulateur rend possible le transfert entre deux fluides incompatibles. C'est la membrane qui assure la séparation entre les deux fluides.

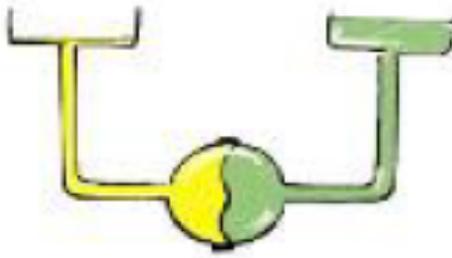


Figure 2.39 : Accumulateur transfert

- **Réserve d'énergie**

Dans un circuit sous pression, l'accumulateur permet de tenir immédiatement disponible une réserve de fluide. On peut ainsi utiliser, au cours d'un cycle, dans un t une énergie importante, accumulée par une installation de faible puissance pendant les périodes de non consommation.

(10)

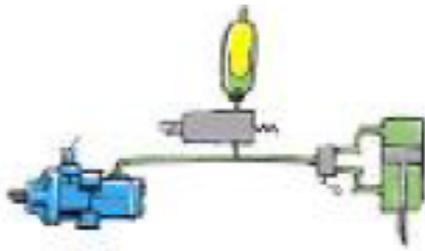


Figure 2.40 : Accumulateur réserve d'énergie

2.6. Conclusion

Un circuit hydraulique est constitué au minimum d'une pompe (génération du débit), d'un distributeur hydraulique avec sa commande, d'un actionneur, d'un organe de protection contre les pressions excessives, des éléments de circuit permettant de maîtriser les paramètres de pression et de débit et de filtres permettant de limiter la pollution du fluide hydraulique.

CHAPITRE 3

Dimensionnement d'une installation hydraulique

3.1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter les étapes essentielles de dimensionnement d'un circuit hydraulique lors de l'opération de perçage.

3.2. Problème

Il est demandé de réaliser un circuit hydraulique permettant le perçage des pièces de masse différentes avec le même diamètre. Ceci permettra à l'ouvrier d'éliminer certaines tâches manuelles, fatigantes, répétitives. La rapidité et la précision dans le travail, sont les gains de cette installation hydraulique.

Il est demandé de réaliser une installation hydraulique qui répond aux exigences suivantes

Le vérin A déplace une charge de 2000 Kg avec une vitesse de 0,3 m/s sur une distance de 700 mm. Le retour du vérin se fait avec la même vitesse.

Le vérin B déplace une charge de 5000 Kg sur une distance de 200 mm. La vitesse assurant la course est de 0,1m/s, le retour se fait avec la même vitesse.

L'outil de perçage est monté sur un moteur hydraulique, lui-même entraîné par un vérin hydraulique C.

Ordre des opérations :

Départ du cycle, → serrage de la pièce (2000kg) par le vérin A → descente du vérin entraînant le moteur → fin de perçage → arrêt de l'outil et remontée du vérin (moteur hydraulique) → desserrage de la pièce retour du vérin.

Démarrage d'un nouveau cycle : serrage de la pièce (5000kg) par le vérin B → descente du vérin entraînant le moteur → fin de perçage → arrêt de l'outil et remontée du vérin (moteur hydraulique) → desserrage de la pièce retour du vérin

La durée de l'accélération des vérins A et B est $\frac{1}{4}$ du temps de la course. Le rendement des vérins est pris égal à 0,9.

Le couple du moteur est de 30 da N.m à 160 tr/min et la pression est de 100 bars.

3.3. Dimensionnement des éléments du circuit hydraulique

3.3.1. Dimensionnement du vérin A

- Force nécessaire pour équilibrer la masse :

$$F1 = m * g \quad (3.1)$$

$$F1 = m * g = 2000 * 9,8 = 19600 \text{ N} = 1960 \text{ daN}$$

- Force nécessaire pour communiquer l'accélération :

$$F2 = m * g \quad (3.2)$$

$$A = \frac{v}{t} \quad (3.3)$$

La durée de l'accélération représente $\frac{1}{4}$ du temps total

$$t = \frac{1}{4} * T \quad (3.4)$$

$$c = v * T \quad (3.5)$$

$$T = \frac{c}{v} = \frac{0,7}{0,3} = 2,33 \text{ s}$$

$$T = \frac{1}{4} * 2,33 = 0,58 \text{ s}$$

$$a = \frac{v}{t} = \frac{0,3}{0,58} = 0,517 \text{ m/s}^2$$

$$F2 = m * a = 2000 * 0,517 = 1034 \text{ N} = 103,4 \text{ daN}$$

Force réelle totale nécessaire à déplacer la charge :

$$Ft = \frac{F1+F2}{\eta} \quad (3.6)$$

$$Ft = \frac{1960 + 103,4}{0,9} = 2292,66 \text{ daN}$$

➤ **Dimensionnement de la tige au flambage:**

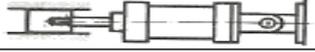
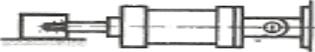
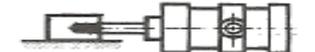
Les tiges de vérin en compression sont des poutres soumises au flambage (ou flambement). En effet ce sont des cylindres dont l'élanement est important (grande longueur et section modérée) qui lorsqu'ils sont soumis à une sollicitation de compression présentent des risques de déformation brutale en flexion. On détermine la longueur libre de flambage par la relation

$$L = \text{Course} * K \quad (3.7)$$

Où Le facteur K dépend du mode de fixation du vérin et du type de guidage de l'extrémité de la charge. Ces coefficients sont en général donnés sous forme de tableau par les constructeurs de vérins.

• **Le mode de fixation du vérin est :**

La fixation du cylindre est sur tourillon ventrale réglable et la fixation de la tige avec une chape. (voir figure 3.1). Pour ce type de fixation k = 1,5.

Articulations arrière	Filetage guidé		1,5
	Filetage non guidé		4
Tourillons intermédiaires (placés sur le 1/3 avant du corps)	Articulation guidée		1,5
	Filetage guidé		1
	Filetage non guidé		3
	Articulation guidée		1

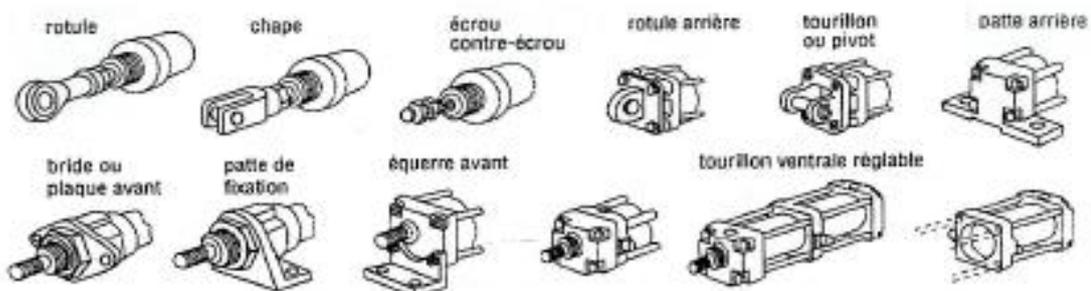


Figure 3.1 : Mode de fixation

Longueur libre de flambage sera

$$L = C * K \quad (3.8)$$

$$L = C * K = 700 * 1,5 = 1050 \text{ mm}$$

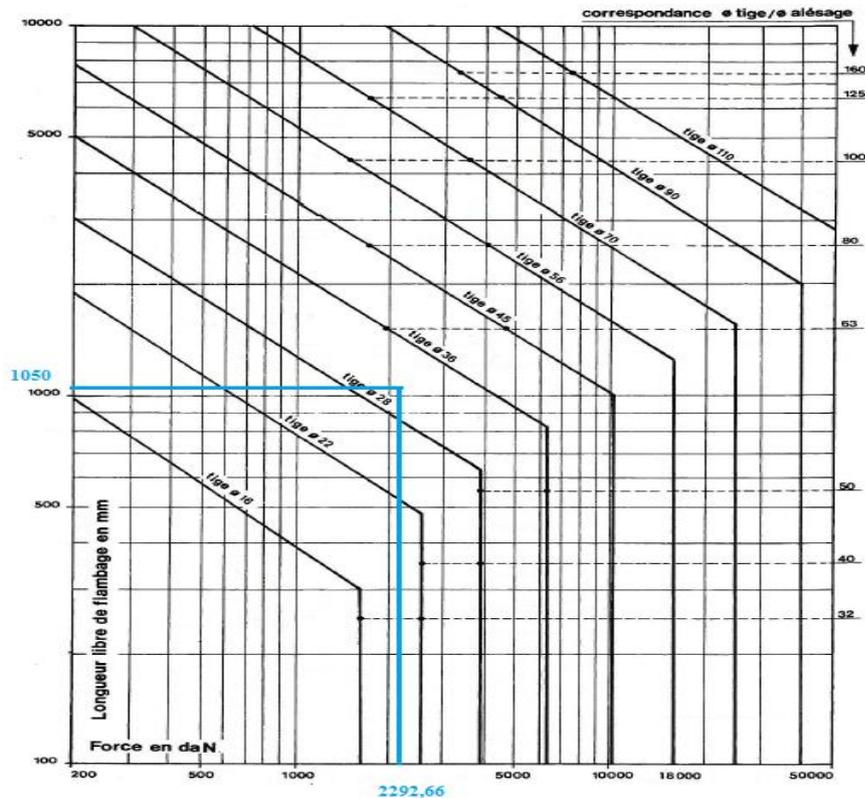


Figure 3.2 : Abaque de flambage Vérin A.

Tableau 3.1 : Diamètre du vérin A

	Diamètre d'alésage du vérin (mm)															
	32		40		50		63		80		100		125		160	
	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)
Diamètre de la tige (mm)	16	22	28	36	45	56	70	90	100							

D'après la figure 3.2 nous trouvons pour une Force réelle totale de 2292,66 daN et une longueur libre du flambage max de 1050 mm. Le vérin qui convient (**Ø 63 * 45**).

- La nouvelle valeur de la pression :

$$P_A = \frac{F}{S_p} = \frac{F \times 4}{\pi \times D_A^2} = \frac{2292,66 \times 4}{3,14 \times 6,3^2} = 73,58 \text{ bars}$$

- Calcul du débit

Sachant que la vitesse $V = 0,3 \text{ m/s}$, calculons le débit de l'allée Q_{pA}

$$Q_{pA} = S_p * V$$

$$Q_{pA} = \frac{3,14 * 6,3^2}{4} * 30 = 934,5 \text{ cm}^3/\text{s} = 0,934 \text{ l/s} = 56,07 \text{ L/min}$$

3.3.2. Dimensionnement du vérin B

- Force nécessaire pour équilibrer la masse :

$$F1 = m * g$$

$$F1 = m * g = 5000 * 9,8 = 49000 \text{ N}$$

- Force nécessaire pour communiquer l'accélération :

$$F2 = m * g$$

$$A = \frac{V}{t}$$

- La durée de l'accélération représente $\frac{1}{4}$ du temps total

$$t = \frac{1}{4} * T$$

$$c = v * T$$

$$T = \frac{c}{v} = \frac{0,2}{0,1} = 2 \text{ s}$$

$$T = \frac{1}{4} * 2 = 0,5 \text{ s}$$

$$a = \frac{v}{t} = \frac{0,1}{0,5} = 0,2 \text{ m/s}^2$$

$$F_2 = m * a = 5000 * 0,2 = 1000 \text{ N} = 100 \text{ daN}$$

- Force réelle totale nécessaire à déplacer la charge :

$$F_t = \frac{F_1 + F_2}{\eta}$$

$$F_t = \frac{4900 + 100}{0,88} = 5681,81 \text{ daN}$$

Le mode de fixation du vérin B est le même que celui du vérin A.

- Longueur u flambage

$$L = C * K$$

$$L = C * K = 300 * 1,5 = 450 \text{ mm}$$

D'après la figure 3.2 nous trouvons pour une Force réelle totale de 5681,81daN et une longueur libre du flambage max de 450 mm. Donc le vérin qui convient (**Ø 50 * 36**).

- La nouvelle valeur de la pression :

$$P_B = \frac{F}{S_p} = \frac{F \times 4}{\pi \times D_B^2} = \frac{5681,81 \times 4}{\pi \times 5^2} = 289,51 \text{ bars}$$

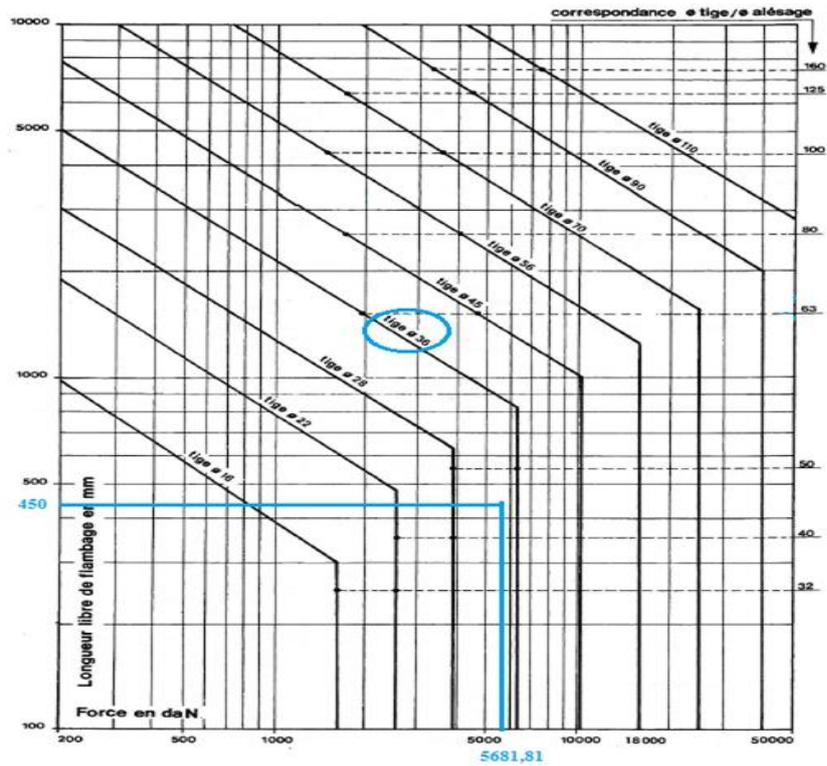


Figure 3.3 : Abaque de flambage Vérin B

Tableau 3.2 : Diamètre du vérin B

	Diamètre d'alésage du vérin (mm)																
	32		40		50		63		80		100		125		160		
	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	
Diamètre de la tige (mm)	16	22	28	36	45	56	70	90	100								

➤ Calcul du débit

Sachant que la vitesse $V = 0,1$ m/s, calculons le débit de l'allée Q_{pB}

$$Q_B = S_p * V$$

$$Q_{pB} = \frac{3,14 * 5^2}{4} * 10 = 196,25 \text{ cm}^3/\text{s} = 0,196 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 11,77 \text{ l/min}$$

3.3.3. Moteur hydraulique

a-Paramètres du moteur hydraulique : on considère les données suivant

Couple $C = 60 \text{ daN.m}$, Vitesse de rotation $N = 180 \text{ tr/min}$ un rendement hydromécanique

$\rho_{hm} = 0,85 \%$ l'accélération $g = 9.8 \text{ m/s}^2$, la différence de pression $\Delta P = 115 \text{ bars}$.

b -Calcul de la cylindrée

Le moteur est soumis à une différence de pression ΔP et à un débit Q . Ces machines fonctionnent avec des fuites internes ramenées au réservoir par un drain.

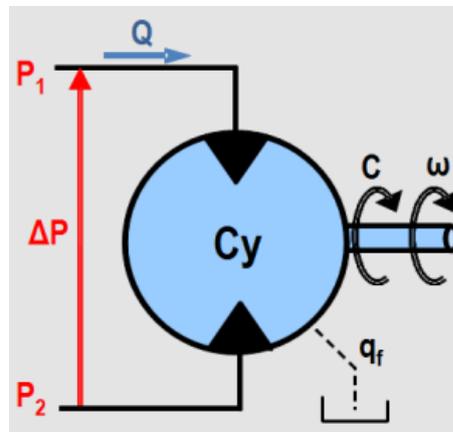


Figure 3.4 : Moteur hydraulique.

Sachant que la cylindrée du moteur est donnée par la formule suivante

$$\eta_{hm} = \frac{\text{couple réel } (T_{réel})}{\text{Couple théorique } (T_{th})} \quad (3.9)$$

Avec $T_{réel} = 300 \text{ N.m}$

$$T_{th} = \frac{\Delta p \times \text{Cyl}}{2\pi} \quad (3.10)$$

Où ΔP pression au niveau du moteur, et Cyl : cylindrée

D'où la cylindrée

$$\text{Cyl} = \frac{600}{115 \times 15,9 \times 0,85} = 386,04 \text{ cm}^3$$

Après une recherche sur les sites Web des boutiques en ligne, nous avons trouvé un moteur vendu. Selon le catalogue du constructeur HYDRODIS Danfoss type OMH, la cylindrée est 400 cm³ le débit est Q_{th} = 75L/min.

Cylindrée	400
Flasque	4 trous entraxe 106.4 mm
Type d'arbre	Cylindrique 35 mm
Position des orifices	latéraux décalés
Orifice A	1/2 BSP
Orifice B	1/2 BSP
Orifice Drain	1/4 BSP
Joint cache poussière	Sans
Pression maximum sur le joint d'arbre	175 bar
ref pochette de joint	0713032
Roulement	Palier fluide
Puissance	12.5 kW (16.9 CV)
Pression de service maximum	155 bar
Vitesse de rotation maximum	185 tr/min
Couple maximum continu	730 Nm
Pression minimum de démarrage à vide	7 bar
Débit huile maximum continu (l/min)	75

Figure 3.5 : Moteur hydraulique HYDRODIS Danfoss. [11]

- Le rendement volumétrique est

$$\eta_v = \frac{\text{Cyl} \times N}{Q} = \frac{400 \times 180}{75} * 10^{-1} = 96 \%$$

- Le rendement hydrodynamique : la formule est une formule de calcul pratique

$$\eta_{hm} = \frac{T_{réel} \times 2 \times \pi}{\Delta p \times \text{Cyl}} = \frac{600}{115 * 1,59 * 400} * 10^4 = 82 \%$$

- la pression de travail

$$P_{mot} = \frac{T_{réel} \times 2 \times \pi}{\text{Cyl} \times \eta_{hm}} \quad (3.11)$$

$$P_{mot} = \frac{T_{réel} \times 2 \times \pi}{\text{Cyl} \times \eta_{hm}} = \frac{600}{15,9 * 0,40 * 0,82} = 115,04 \text{ bars}$$

- Le débit absorbé par le moteur

$$Q_{réel} = \frac{Cyl * N}{\eta_v} \quad (3.12)$$

$$Q_{réel} = \frac{Cyl * N}{\eta_v} = \frac{0,40 * 180}{0,96} = 75 \frac{l}{min}$$

La pression maximale qui doit être considéré est 289,51 bars

Le débit maximal qui doit être maximal est 142,84 l/min : somme du débit du moteur et du vérin A et du vérin B

3.3.4. Détermination de la pompe hydraulique

Il faut que la pompe ne fonctionne pas en charge donc on fixe la pression sur 87bars.

Pour un moteur électrique tournant à 1700 tr/mn, il faut une pompe de cylindrée

$$Cyl = \frac{Q}{N} \quad (3.13)$$

$$Cyl = \frac{Q}{N} = \frac{142840}{1700} = 84,02 \text{ cm}^3/\text{tr}$$

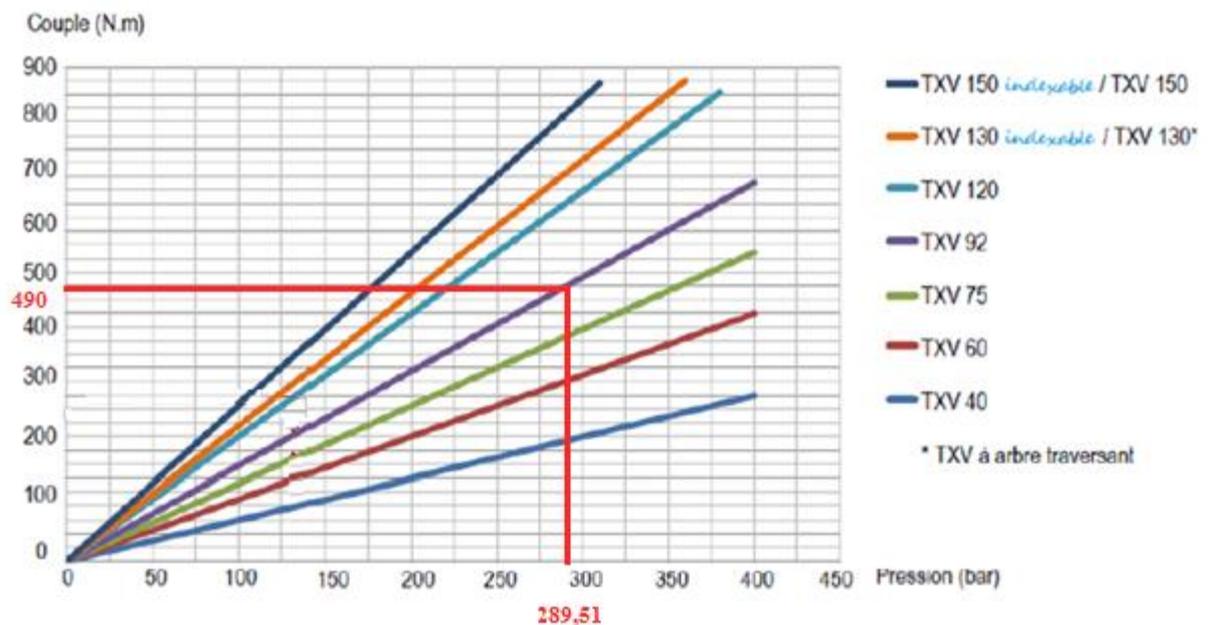
Sur le catalogue du constructeur (HYDRO LEDUC) pour les pompes à pistons, nous avons trouvé une pompe (TXV 92) de cylindrée 92 cm³ et à travers cette valeur on va essayer de déterminer les différentes caractéristiques de la pompe.

Type de pompe	Sens de rotation	Cylindrée maxi ⁽¹⁾ (cm ³ /tr)	Pression maxi de service (bar)	Vitesse maxi à pleine cylindrée ⁽²⁾ (tr/min)
---------------	------------------	--	-----------------------------------	--

► Gamme standard

TXV 40	0512950 0512955	SH SIH	40	400	3000
TXV 60	0512500 0512505	SH SIH	60	400	2600
TXV 75	0512510 0512515	SH SIH	75	400	2000
TXV 92	0512520 0512525	SH SIH	92	400	1900
TXV 120	0515700 0515705	SH SIH	120	380	2100
TXV 130	0515300 0515515	SH SIH	130	365	2100
TXV 150	0518600 0518605	SH SIH	150	310	2000
TXV 130 <i>indexable</i>	0520300	SH/SIH	130	365	1750
TXV 150 <i>indexable</i>	0525070	SH/SIH	150	310	1750

Figure 3.6 : Catalogue du constructeur HYDRO LEDUC



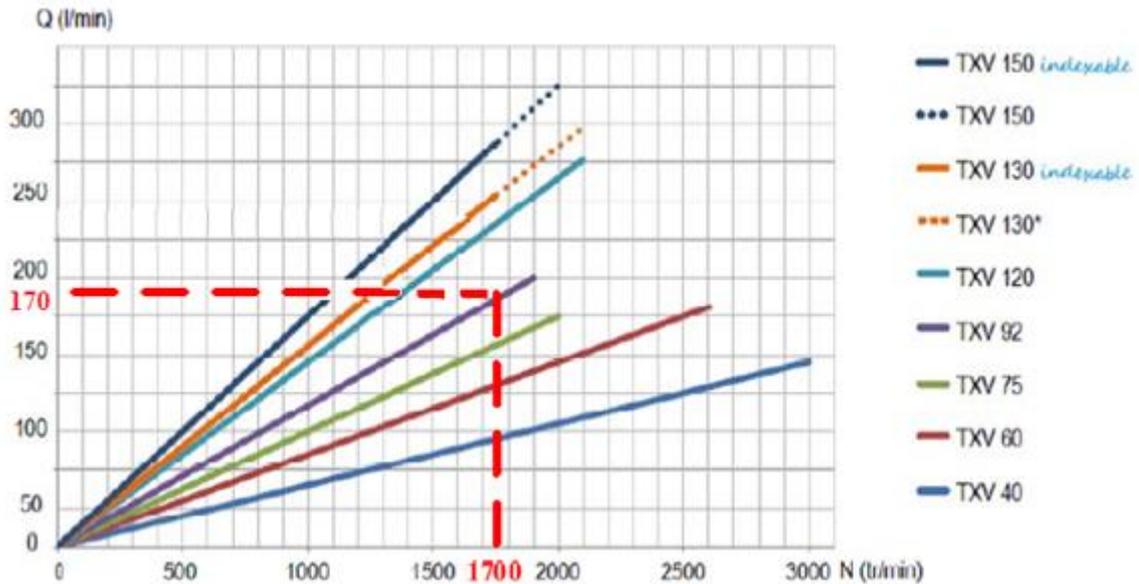


Figure 3.7 : Caractéristiques de la pompe à piston HYDRO LEDUC.

Pour une vitesse de rotation de 1700 tr/mn on a un débit de 170 l/mn
On a :

$$C = 490 \text{ N.m}$$

Avec un rendement mécanique de : $\eta_m = 0,88$

Puissance absorbée par la pompe :

$$P = C * \omega \quad (3.14)$$

$$P = 490 * \frac{2\pi * 1700}{60} = 87,18 \text{ kw}$$

a - Détermination du rendement volumétrique

$$\eta_v = \frac{Q_{réel}}{Q_{th}} = \frac{Q_{réel}}{Cyl * N} = \frac{142.84}{92 * 1700} * 1000 = 0,91$$

b - Détermination du rendement totale

$$\eta_t = \eta_v * \eta_m \quad (3.15)$$

$$\eta_t = \eta_v * \eta_m = 0,91 * 0,88 = 0,80$$

c - Détermination de la puissance du moteur électrique

Rendement moteur électrique $\eta = 0,80 = 80 \%$

$$P = \frac{Pa}{\eta} \quad (3.16)$$

$$P = \frac{Pa}{\eta} = \frac{87,18}{0,80} = 108,97 \text{ kw}$$

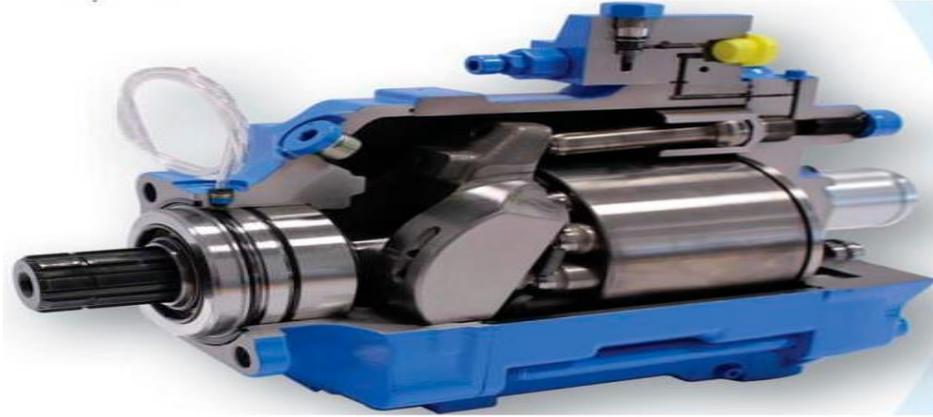


Figure 3.8 : Pompe à piston HYDRO LEDUC

3.3.5 Taille du réservoir

Dans l'industrie, la taille du réservoir est de 4 à 5 fois le débit circulant dans le système, dans le cas des pompes à engrenage et pour les pompes à piston il est 2 à 3 fois le débit du système.

Dans notre cas, la capacité du réservoir est

$$\text{Capacité} = \text{débit pompe} * 4 = 170 * 4 = 680 \text{l/min}$$

3.3.6 Détermination des tuyauteries

a- Tuyauteries du vérin A

On a :

$$Q = 934,5 \text{ cm}^3/\text{s} = 0,934 \text{ l/s}$$

En retenir une vitesse de circulation de 4 m/s car la vitesse de circulation du fluide à l'intérieur des conduites peut avoir comme valeur :

- 4 à 6 m/s dans les conduites de pression.

Les conduites de pression :

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{934,5}{500} = 1,869 \text{ cm}^2$$

$$S = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 1,869}{3,14}} = 12,7 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 12,7 mm

Tableau 3.3 : Diamètre des tubes (vérin A)

					
Diamètre Intérieur		Diamètre Extérieur		Pression de Service	
pouce	mm	pouce	mm	psi	MPa
1/4	6.4	0.52	13.1	2785	19.2
5/16	7.9	0.58	14.7	2535	17.5
3/8	9.5	0.67	17.1	2275	15.7
1/2	12.7	0.8	20.3	2030	14
5/8	15.9	0.92	23.4	1525	10.5
3/4	19.1	1.08	27.4	1260	8.7
1	25.4	1.4	35.5	1015	7
1 1/4	31.8	1.69	43	625	4.3
1 1/2	38.1	1.95	49.5	510	3.5
2	50.8	2.48	63	375	2.6

$$S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 * 1,27^2}{4} = 1,26 \text{ cm}^2$$

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{588}{1,26} = 466 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 4,6 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu} \quad (3.17)$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{4,6 * 0,012}{32 * 10^{-6}} = 1725$$

Re < 2000 l'écoulement est laminaire

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.18)$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1725} = 0,037$$

Pour 4 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * D} \quad (3.19)$$

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * D} = \frac{0,037 * 4 * 900 * 4,6^2}{2 * 0,012} = 1,17 \text{ bars}$$

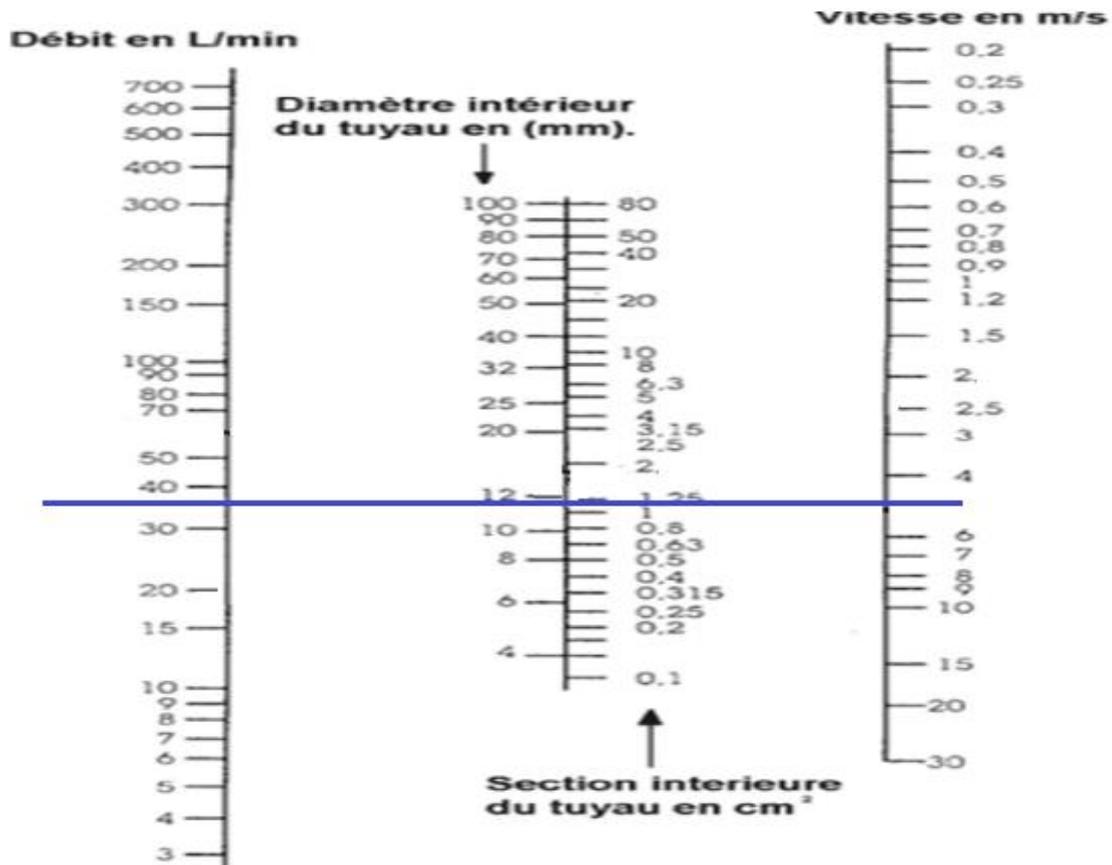


Figure 3.9 : Abaque du diamètre du tuyau Vérin A

b- Tuyauteries de vérin B

Les conduites de pression :

Débit nécessaire en avance rapide :

$$Q = 0,0196 \text{ l/s}$$

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{196,25}{400} = 0,49 \text{ cm}^2$$

$$S = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0,49}{3,14}} = 7,91 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 9,5 mm

Tableau 3.4 : Diamètre des tubes (vérin B)

					
Diamètre Intérieur		Diamètre Extérieur		Pression de Service	
pouce	mm	pouce	mm	psi	MPa
1/4	6.4	0.52	13.1	2785	19.2
5/16	7.9	0.58	14.7	2535	17.5
3/8	9.5	0.67	17.1	2275	15.7
1/2	12.7	0.8	20.3	2030	14
5/8	15.9	0.92	23.4	1525	10.5
3/4	19.1	1.08	27.4	1260	8.7
1	25.4	1.4	35.5	1015	7
1 1/4	31.8	1.69	43	625	4.3
1 1/2	38.1	1.95	49.5	510	3.5
2	50.8	2.48	63	375	2.6

$$S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 * 0,95^2}{4} = 0,70 \text{ cm}^2$$

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{196,25}{0,70} = 280 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 2,8 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{V * D}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{V * D}{\nu} = \frac{2,8 * 0,0095}{32 * 10^{-6}} = 831,25$$

Re < 2000 l'écoulement est laminaire, donc le coefficient des pertes de charge

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$$

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{831,25} = 0,076$$

Pour 4 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * D}$$

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * D} = \frac{0,076 * 4 * 900 * 2,8^2}{2 * 0,0095} = 1,128 \text{ bars}$$

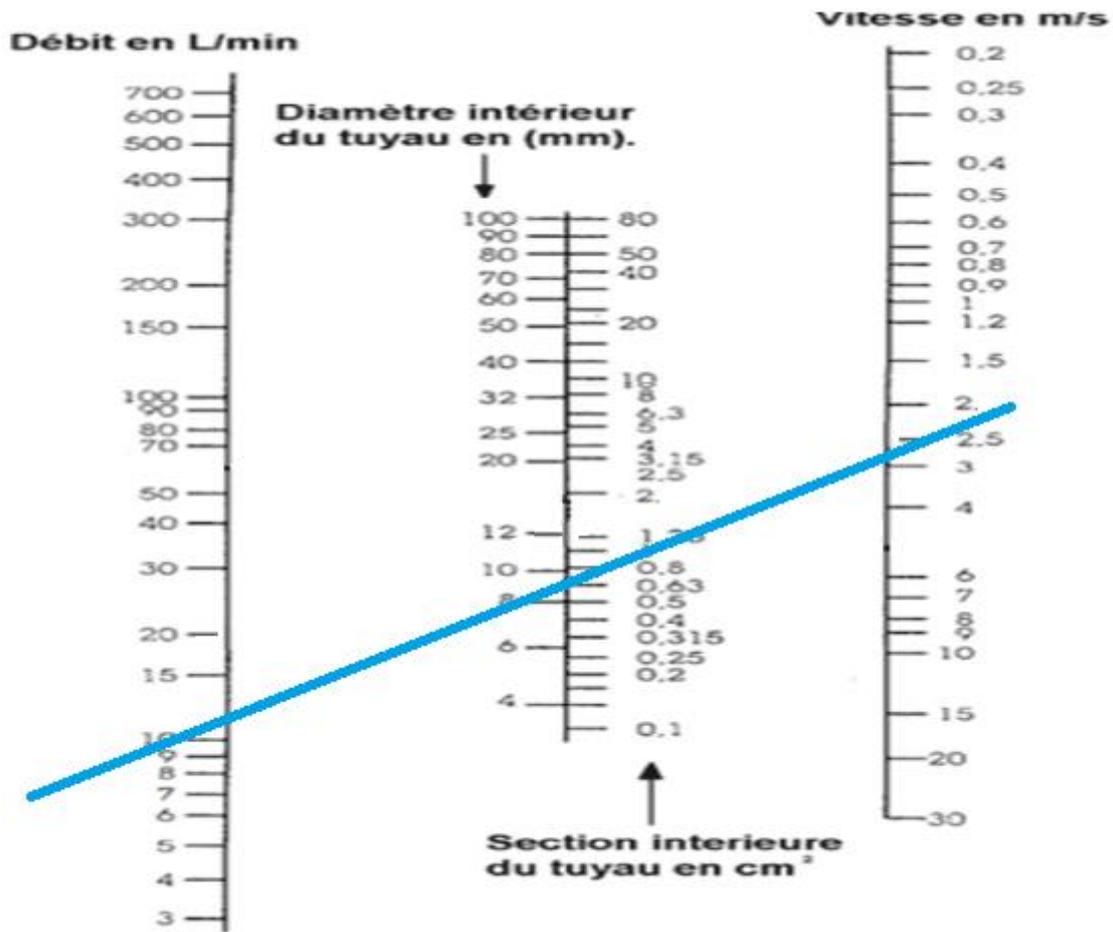


Figure 3.10 : Abaque du diamètre du tuyau Vérin B

c- Tuyauteries du moteur hydraulique :

Débit du moteur hydraulique

$$Q = 0,75 \text{ l/s}$$

Les conduites de pression :

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{750}{400} = 1,87 \text{ cm}^2$$

$$S = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 1,87}{3,14}} = 15,45 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 15,9 mm

Tableau 3.5 : Diamètre des tubes (moteur hydraulique)

					
Diamètre Intérieur		Diamètre Extérieur		Pression de Service	
pouce	mm	pouce	mm	psi	MPa
1/4	6.4	0.52	13.1	2785	19.2
5/16	7.9	0.58	14.7	2535	17.5
3/8	9.5	0.67	17.1	2275	15.7
1/2	12.7	0.8	20.3	2030	14
5/8	15.9	0.92	23.4	1525	10.5
3/4	19.1	1.08	27.4	1260	8.7
1	25.4	1.4	35.5	1015	7
1 1/4	31.8	1.69	43	625	4.3
1 1/2	38.1	1.95	49.5	510	3.5
2	50.8	2.48	63	375	2.6

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{3,83 * 0,015}{32 * 10^{-6}} = 1795,31$$

Re < 2000 l'écoulement est laminaire, le coefficient des pertes de charge est donné par la formule

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1795,31} = 0,035$$

Pour 3 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * D}$$

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * D} = \frac{0,035 * 3 * 900 * 3,83^2}{2 * 0,015} = 0,470 \text{ bars}$$

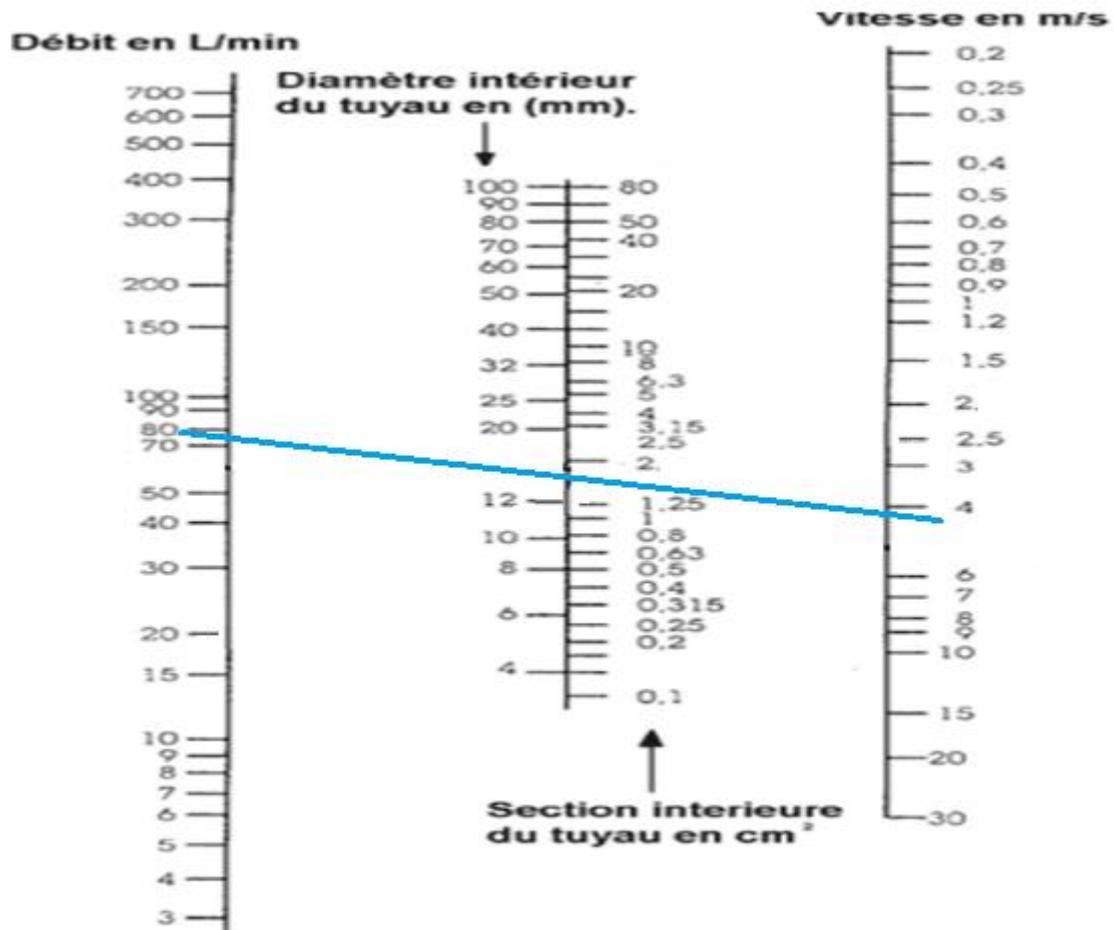


Figure 3.11 : Abaque du diamètre du tuyau (Moteur Hyd)

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{3,83 * 0,015}{32 * 10^{-6}} = 1795,31$$

Re < 2000 l'écoulement est laminaire, Coefficient des pertes de charge est

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

$$\lambda = \frac{64}{1795,31} = 0,035$$

Pour 8 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * D}$$

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * D} = \frac{0,035 * 8 * 900 * 3,83}{2 * 0,015} = 0,32 \text{ bars}$$

d- Tuyauteries de la conduite de la pompe

La vitesse de circulation du fluide à l'intérieur des conduites d'alimentation est de 6 à 8 m/s

On prend $v = 7 \text{ m/s}$

Débit du vérin A + débit B + débit moteur hydraulique :

$$Q = 56,07 + 11,77 + 76 = 142,84 \text{ l/min} = 2.380 \text{ l/s}$$

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{2380}{700} = 3,4 \text{ cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 3,4}{3,14}} = 20,8 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 25,4 mm

Tableau 3.6 : Diamètre des tubes (pompe)

					
Diamètre Intérieur		Diamètre Extérieur		Pression de Service	
pouce	mm	pouce	mm	psi	MPa
1/4	6.4	0.52	13.1	2785	19.2
5/16	7.9	0.58	14.7	2535	17.5
3/8	9.5	0.67	17.1	2275	15.7
1/2	12.7	0.8	20.3	2030	14
5/8	15.9	0.92	23.4	1525	10.5
3/4	19.1	1.08	27.4	1260	8.7
1	25.4	1.4	35.5	1015	7
1 1/4	31.8	1.69	43	625	4.3
1 1/2	38.1	1.95	49.5	510	3.5
2	50.8	2.48	63	375	2.6

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{7 * 0,025}{32 * 10^{-6}} = 5468,75$$

Re < 2000 l'écoulement est lisse

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = 0,316 * Re^{-0,25} \quad (3.20)$$

$$\lambda = 0,316 * 5468,75^{-0,25} = 0,0367$$

Pour 11 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * D}$$

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * D} = \frac{0,0367 * 11 * 900 * 7^2}{2 * 0,025} = 3,56 \text{ bars}$$

3.4. Conclusion

Dans ce chapitre, on a dimensionné les éléments essentiels du circuit hydraulique. Le départ du calcul est de déterminer les diamètres de la tige qui résiste au flambage en utilisant des abaques, puis à l'aide des tableaux on tire le diamètre du piston, pour chaque vérin. Le dimensionnement du moteur hydraulique et de la pompe ont été réalisés.

CHAPITRE 4

Simulation d'un circuit hydraulique

4.1. Introduction

La conception industrielle moderne cherche l'optimisation à travers l'utilisation d'outil virtuel pour la conception, la modélisation et la simulation. Parmi ces outils virtuels, on cite le logiciel de modélisation et simulation FluidSIM Hydraulics.

Dans ce chapitre, on présente la simulation du système de perçage. Ce schéma du circuit hydraulique proposé est considéré comme un cas qui peut être utilisé comme un terrain pour la compréhension des fonctions des composants hydraulique, et sera une inspiration pour d'autres applications d'ingénierie, y compris les systèmes de levage ou ascenseurs. Le schéma et les composants du système hydraulique sont donnés dans la figure 4.1

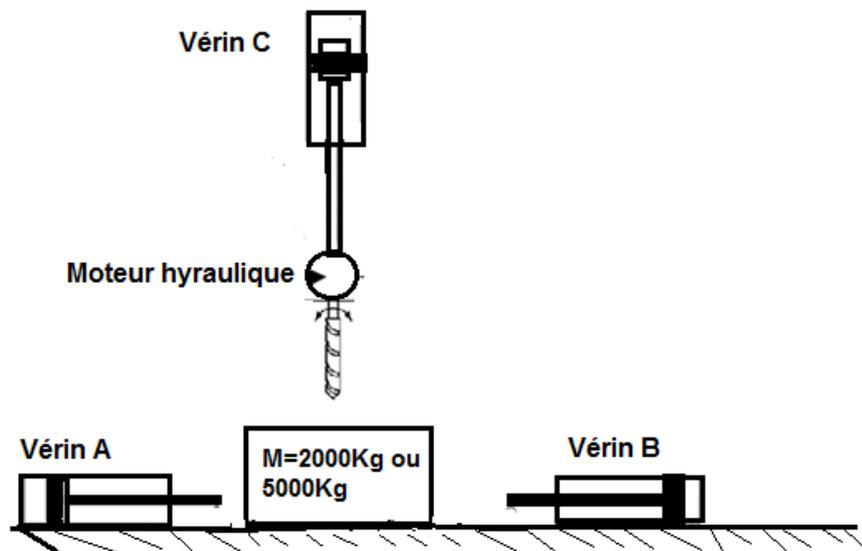


Figure 4.1 : Poste de travail du perçage.

Ordre des opérations :

Départ du cycle, → serrage de la pièce (2000kg) par le vérin A → descente du vérin entraînant le moteur → fin de perçage → arrêt de l'outil et remontée du vérin (moteur hydraulique) → desserrage de la pièce retour du vérin.

Démarrage d'un nouveau cycle : serrage de la pièce (5000kg) par le vérin B → descente du vérin entraînant le moteur → fin de perçage → arrêt de l'outil et remontée du vérin (moteur hydraulique) → desserrage de la pièce retour du vérin

4.2. Schéma du circuit hydraulique

Dans le schéma hydraulique de la figure 4.3. Sont représentés les éléments qui composent le circuit hydraulique :

- Moteur électrique (1M): Transformer l'énergie électrique en énergie mécanique.
- Pompe hydraulique cylindrée fixe (1P):: Transformer l'énergie mécanique en énergie hydraulique.
- Manomètres : Contrôler les pressions sur le circuit. M2 et M3:
- Limiteur de pression principale pilotée réglable avec fonction by-pass (symbole simplifié) : Protège la pompe des surpressions. (1):
- Distributeur 4/3 tout ou rien, centre fermé à commande électrique (Rappel par ressorts). Aiguiller l'huile vers le vérin (montée/descente) (1D).
- Limiteur de débit unidirectionnel réglable : Régler la vitesse du vérin en position descente (1)
- Vérin double effets (2)
- OF : Filtre retour. : Dépolluer l'huile.

À noter : le vérin est lié mécaniquement au moteur hydraulique. Non représenté dans la simulation.

4.3. L'environnement de Fluidsim

FluidSIM, doté du module d'extension Hydraulique, peut être utilisé pour simuler des circuits hydrauliques et électro-hydrauliques, en temps réel. L'une des caractéristiques les plus importantes de FluidSIM est probablement sa corrélation avec la fonctionnalité CAO et la simulation. Ainsi FluidSIM permet d'une part, les dessins de plans schématiques des fluides satisfaisants aux normes allemandes (normes DIN) ; d'autre part il est en mesure – à la base de la description des composants physiques – de réaliser une simulation expressive des montages décrits. Ainsi la séparation entre l'élaboration des dessins et la simulation de l'installation disparaîtra pratiquement.

L'interface d'utilisation est intuitive et simple à manipuler. Le principal avantage est que le circuit hydraulique et le circuit électrique peuvent être modélisés et simulés en même temps. Par exemple, si l'utilisateur clique sur un bouton électrique, le relais ou l'électroaimant de vanne

Chapitre 4 : Simulation d'un circuit hydraulique

associé sera alimenté, en même temps qu'il entraînera une vanne ou un moteur hydraulique (montré par une animation intuitive).

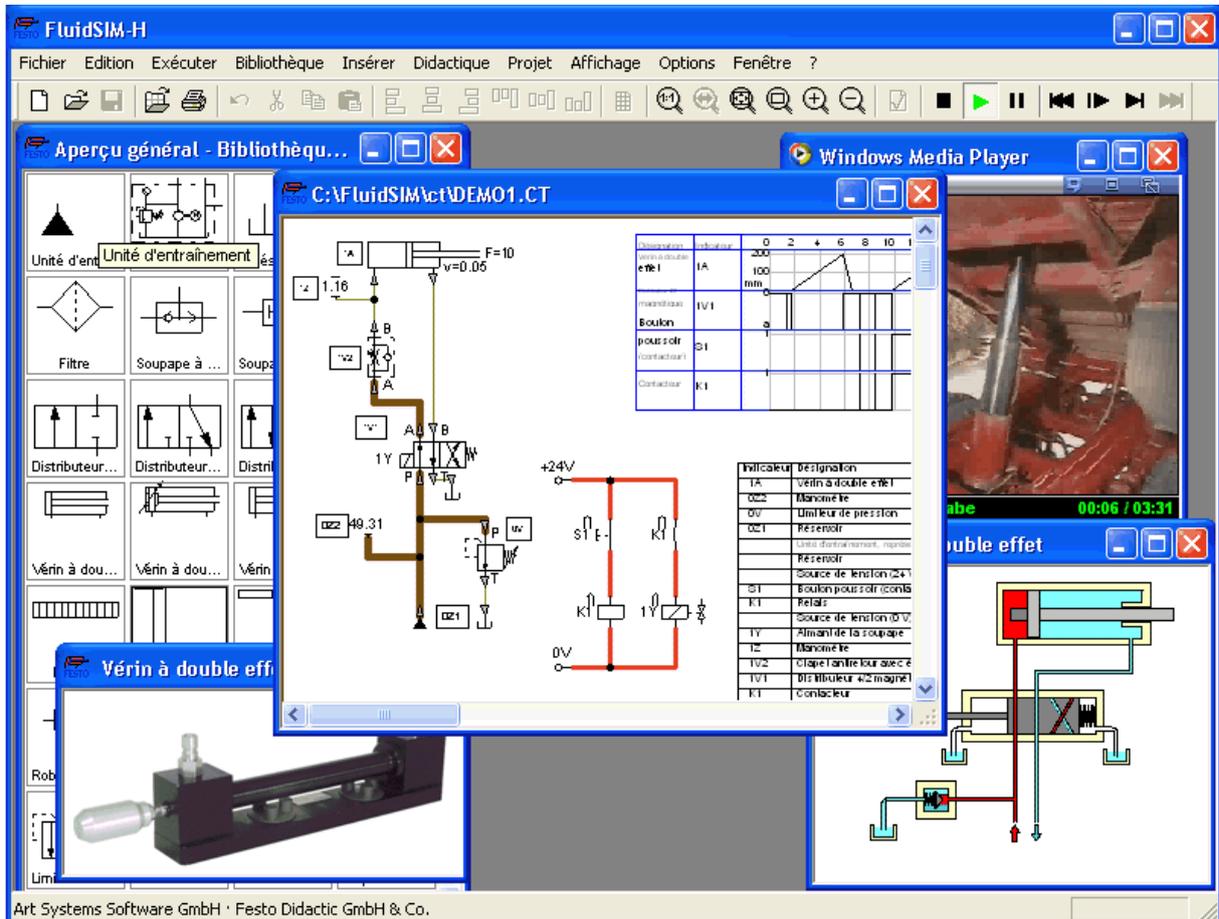
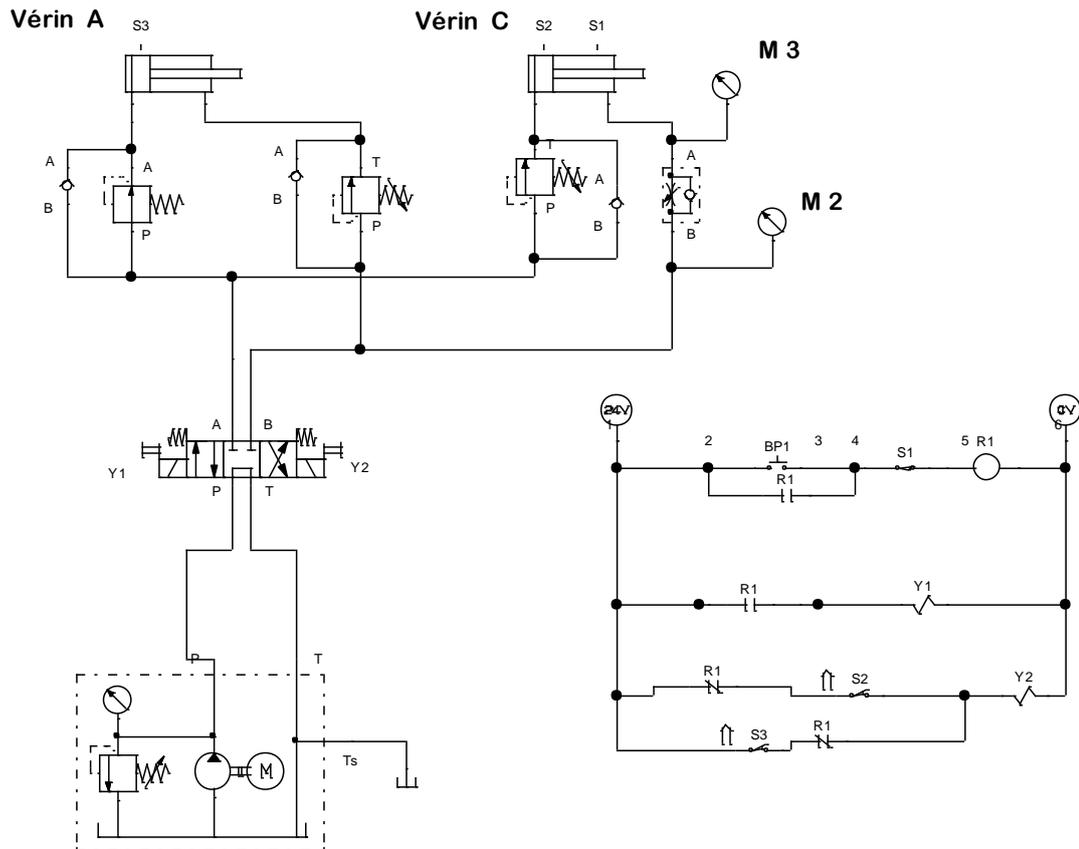


Figure 4.2 : Interface Fluidsim



Number	Description
1	4/3-way solenoid valve with by pass position
1	Electrical connection 0V
1	Electrical connection 24V
1	One-way flow control valve
1	Pressure reducing valve
1	Pump unit
1	Pushbutton (make, Ladder)
1	Relay (Ladder)
2	Distance rule
2	Double acting cylinder
2	Make switch (Ladder)
2	Manometer
2	Pressure relief valve
2	Valve solenoid
3	Check valve
5	Brake switch (Ladder)

Figure 4.3. Circuit hydraulique sous Fluidsim.

4.4. Résultats de la simulation

Les figures ci-dessous montrent la simulation du schéma du circuit d'étude.

- L'appui sur le bouton poussoir BP1, alimente la bobine Y1, le distributeur se déplace vers la droite et alimente la chambre du vérin A. on obtient l'avancé de la tige de serrage de la pièce.

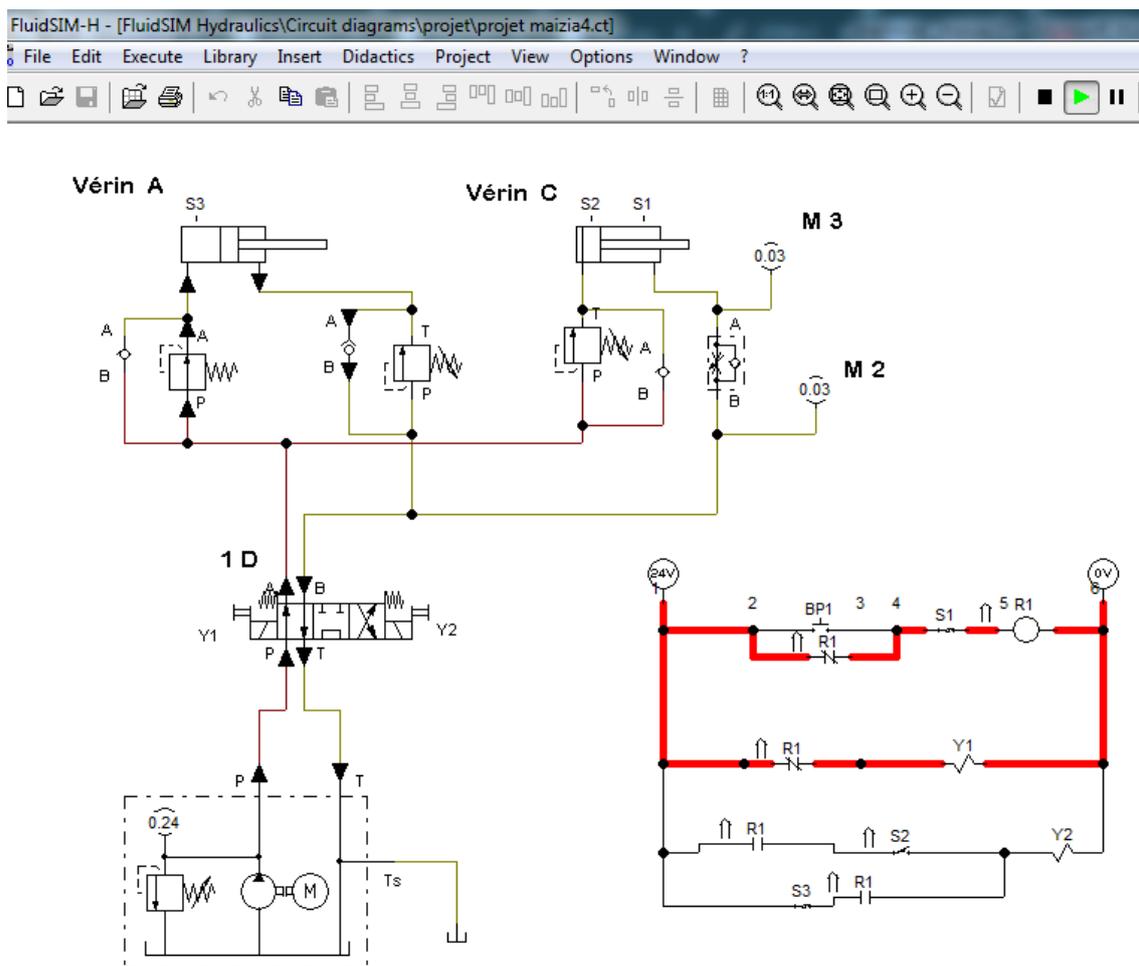


Figure 4.4 : Pilotage Y1.

- Lorsque le vérin A arrive en fin de course, on a la sortie du vérin C (descente) et le moteur hydraulique tourne (non représenté).

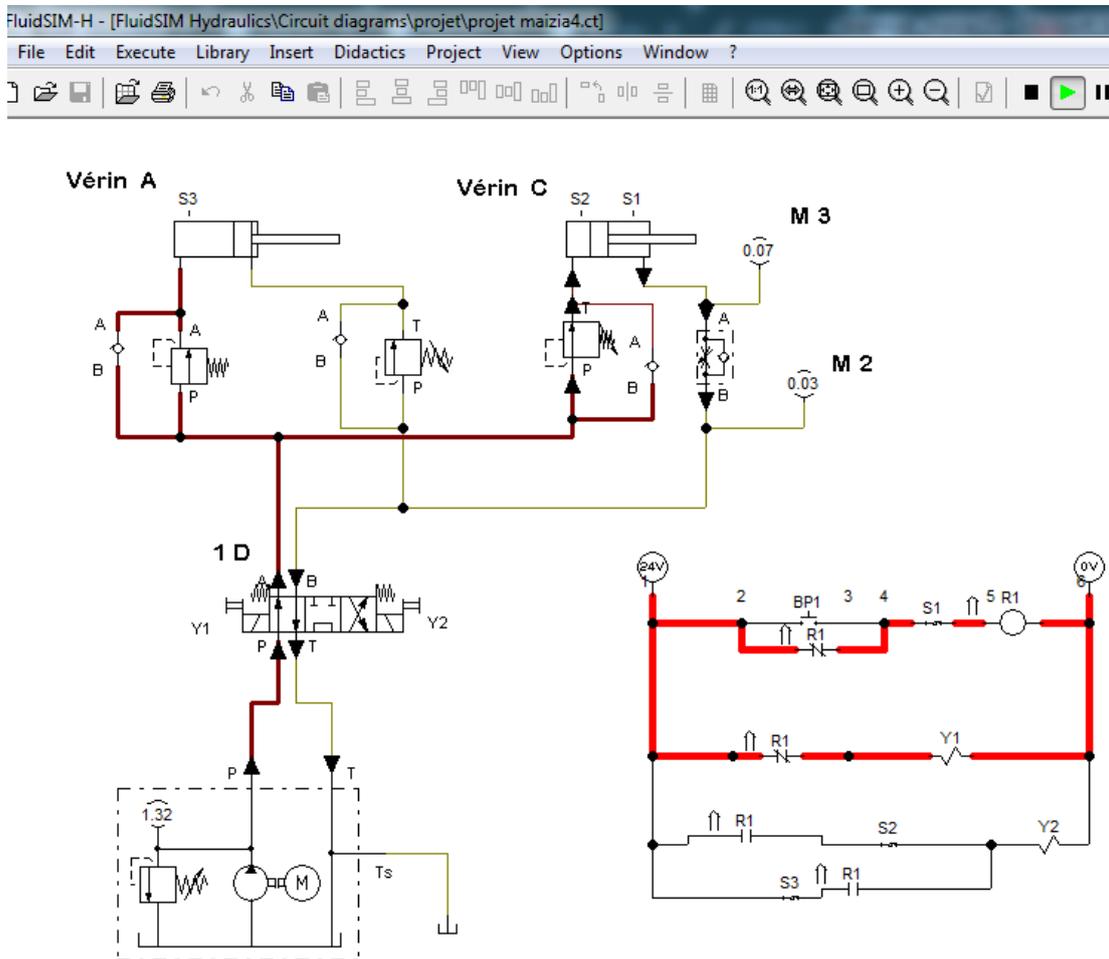


Figure 4.5 : Pilotage Y1.

- Le pilotage Y2 assure la montée du vérin C et le retrait de la tige de vérin A.

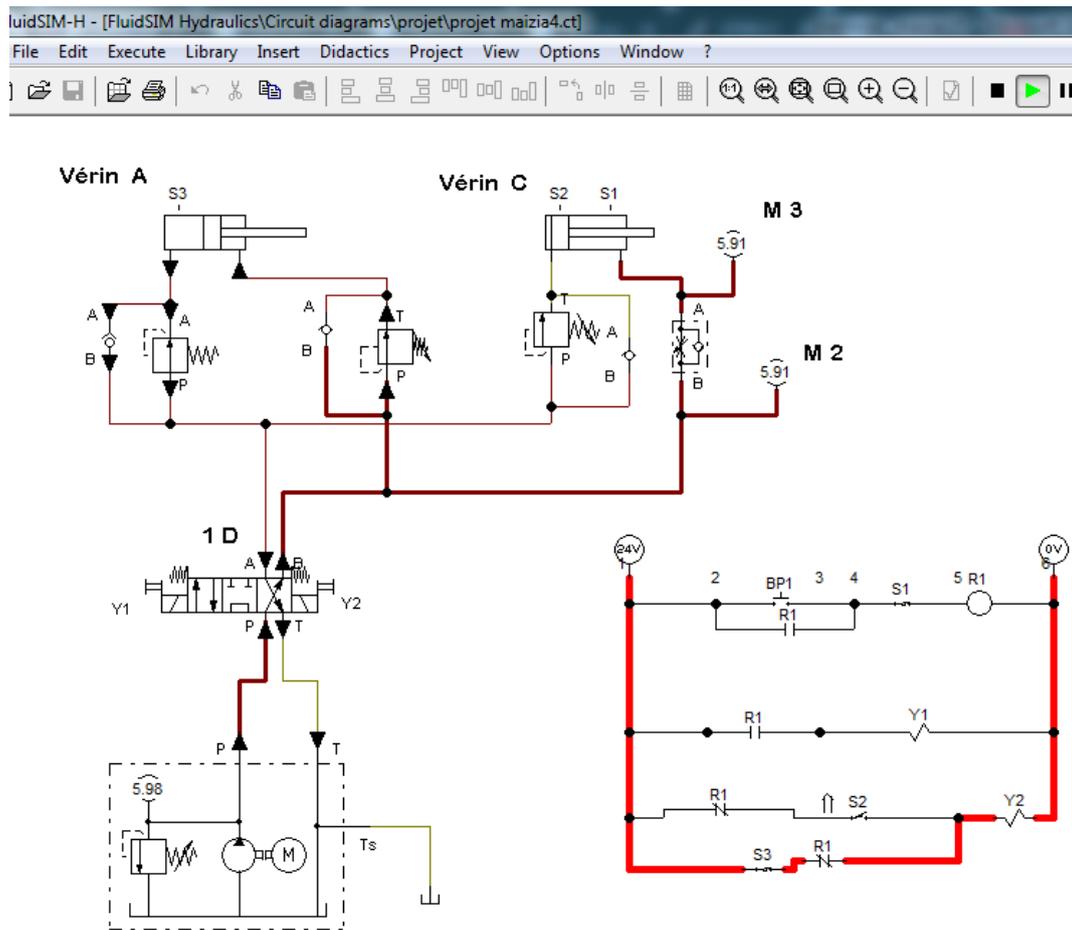


Figure 4.6 : Pilotage Y2.

4.5. Conclusion

Dans ce chapitre, on a tracé le circuit du schéma hydraulique de la perceuse, sous Fluidsim. La simulation nous permet de visualiser la fonctionnalité du système avant sa conception. Il offre la possibilité du suivi de la pression et du débit et de la course en corrélation avec le temps du cycle.

Conclusion Générale

Conclusion

Ce travail m'a permis d'acquérir des connaissances de l'ensemble des éléments constituant le circuit hydraulique. La recherche bibliographique nous a fait explorer l'importance du domaine de l'hydraulique de transmission de puissance, qui est devenu très vaste et incontournable.

Parmi les applications divers des systèmes hydrauliques, surtout dans le domaine de l'usinage, j'ai fait le choix sur l'automatisation de l'opération de perçage de masse différentes avec un même diamètre de perçage. Le travail consistait à suivre les étapes essentielles pour le dimensionnement du circuit hydraulique et de faire le choix judicieux des composants.

Le logiciel Fluidsim, de simulation est une autre fenêtre qui a été exploré, et m'a fait savoir l'utilité des logiciels et comment peuvent être exploités dans la conception des systèmes hydrauliques. Il offre la possibilité du suivi du cycle et la corrélation entre les paramètres tel que la pression, le débit et la course avec le temps.

Enfin, ce travail peut être développé, pour terminer le circuit en prenant en considération le moteur hydraulique qui est lié mécaniquement au vérin. Une modélisation du circuit peut être réalisée pour comparer les résultats de la simulation et celle de la modélisation.

Bibliographie

- [1] :website :<https://www.lechodemaskinonge.com/publireportage/comment-fonctionne-un-systeme-hydraulique-industriel/> (l'hydraulique-industriel). (Année 2005).
- [2] : Sami Bellalah, Iset Nabeul. (l'hydraulique Industriel). (Année 2010).
- [3] : web site : <https://www.google.com/search/photopresse/hydraulique/TM/> (Année 2014).
- [4] :siteweb :<http://coursstechniques.blogspot.com/2012/06/introduction/lhydraulique.htm/>
(cours-techniques hydraulique/. (Année 2012).
- [5] : web site : <https://hidraulica.fluidas.ro/2018/nr4/06-11.pdf> (Année 2018).
- [6] :siteweb :(<https://www.technologuepro.com/Mecanique/Etude-des-systemes-hydrauliques/2-Hydraulique-Industriel/>) (Année 2014).
- [7] : siteweb:<http://cours-techniques.blogspot.com/introduction/lhydraulique.html/>(Année 2015).
- [8] : web site : <https://www.iim.ftn.uns.ac.rs/is17/papers/09.pdf> (Année 2017)
- [9] :siteweb :<https://www.sebhydro.com/videos/comprendre-le-distributeur-hydraulique-pilote-tor-formation-hydraulique.html/>(Année 2014).
- [10] :siteweb :<https://www.technologuepro.com/Mecanique/Etude-des-systemes-hydrauliques/Hydraulique-Industriel.pdf> (Année 2019).
- [11] :website :<https://www.hydrodis.com/moteur-semi-rapide-orbital/8030-moteur-danfoss-omh-400cm3-arbre-cylindrique-o35mm-fixation-4-trous.html>
- [12]: HYDRO LEDUC. (Pompes à pistons pour camions). (Année :2018)