

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

BADJI MOKHTAR- ANNABA UNIVERSITY
UNIVERSITÉ BADJI MOKHTAR- ANNABA



جامعة باجي مختار عنابة

Faculté : Sciences de L'Ingéniorat

Département : Électromécanique

MÉMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de Master

DIMENSIONNEMENT ET SIMULATION D'UNE INSTALLATION HYDRAULIQUE INDUSTRIELLE

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Electromécanique

Spécialité : Electromécanique

Par : TOUMI FAKHREDDINE

DEVANT LE JURY

Président :	Mr BENRETEM A	U.B.M. Annaba
Directeur de mémoire :	Mr CHEGHIB H	U.B.M. Annaba
Examineur :	Mr BERKANI M	U.B.M. Annaba
Examineur :	Melle DJAGHOUT Z	U.B.M. Annaba

Année 2019

Dédicace

A mes chers parents, Moussa et Hanifa, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études,

A mes chers frères, Mohamed Lamine, Chafik, Abdelatif et Azzedine, ainsi qu'à ma belle-sœur Sameha, pour leur appui et leur encouragement,

A toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire,

A tous mes amis pour leur fidélité

Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fruit de votre soutien infailible,

Merci d'être toujours là pour moi.

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier Dieu, le Tout Puissant et Miséricordieux, qui m'a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

Je remercie mon encadreur Mr. Cheghib H. pour son précieux conseil et son aide durant toute la période du travail.

Mes vifs remerciements vont également aux membres du jury, le président Mr. Benretem A. et les examinateurs Mr. Berkani M. et Mlle. Djaghout Z., pour l'intérêt qu'ils ont porté à ma recherche en acceptant d'examiner mon travail et de l'enrichir par leurs propositions.

Enfin, je tiens également à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire.

Résumé :

Dans ce projet de fin d'étude, le travail effectué se compose de quatre chapitres.

Le premier chapitre a été consacré à l'hydraulique, son développement au cours de l'histoire jusqu'à ce jour ainsi que la présentation des différents domaines d'utilisation.

Le deuxième chapitre traite les différents composants hydrauliques nécessaires et leurs fonctionnements, types, caractéristiques, dimensionnements, avantages et inconvénients.

Le troisième chapitre consiste à l'étude de cas d'une installation hydraulique selon un cahier des charges, étude, dimensionnements et choix des composants.

Le quatrième chapitre a été consacré à la simulation du circuit en utilisant le logiciel automation studio.

Résumé :

Dans ce projet de fin d'étude, le travail effectué se compose de quatre chapitres.

Le premier chapitre a été consacré à l'hydraulique, son développement au cours de l'histoire jusqu'à ce jour ainsi que la présentation des différents domaines d'utilisation.

Le deuxième chapitre traite les différents composants hydrauliques nécessaires et leurs fonctionnements, types, caractéristiques, dimensionnements, avantages et inconvénients.

Le troisième chapitre consiste à l'étude de cas d'une installation hydraulique selon un cahier des charges, étude, dimensionnements et choix des composants.

Le quatrième chapitre a été consacré à la simulation du circuit en utilisant le logiciel automation studio.

Résumé :

Dans ce projet de fin d'étude, le travail effectué se compose de quatre chapitres.

Le premier chapitre a été consacré à l'hydraulique, son développement au cours de l'histoire jusqu'à ce jour ainsi que la présentation des différents domaines d'utilisation.

Le deuxième chapitre traite les différents composants hydrauliques nécessaires et leurs fonctionnements, types, caractéristiques, dimensionnements, avantages et inconvénients.

Le troisième chapitre consiste à l'étude de cas d'une installation hydraulique selon un cahier des charges, étude, dimensionnements et choix des composants.

Le quatrième chapitre a été consacré à la simulation du circuit en utilisant le logiciel automation studio.

Table des Matières

CHAPITRE 1	1
1.1 - Introduction :	1
1.1.1 - Systèmes hydrauliques	2
1.1.2 - Exemple d'un système hydraulique :	3
1.2 - Hydraulique industrielle :	4
1.2.1 - Développement de l'hydraulique industrielle :	4
1.2.2 - Domaine d'utilisation de l'hydraulique industrielle :	6
1.2.3 - Exemple : Lignes de production automatisées	6
CHAPITRE 2	7
2.1 - La Pompe hydraulique :	8
2.1.1 - Définition :	8
2.1.2 - Les pompes centrifuges :	8
2.1.3 - Les pompes volumétriques :	10
2.1.4 - Symboles :	13
2.1.5 - Choix de la pompe hydraulique :	14
2.2 - Moteur hydraulique :	16
2.2.1 - Définition :	16
2.2.2 - Symboles du moteur hydraulique :	16
2.2.3 - Choix du moteur hydraulique :	17
2.3 - Les Distributeurs :	19
2.3.1 - Définition :	19
2.3.2 - Symboles :	20
2.4 - Les vérins hydrauliques :	22
2.4.1 - Définition :	22
2.4.2 - Symbolisation graphique des vérins hydraulique :	24
2.4.3 - Choix des vérins hydrauliques :	25
2.5 - Régulation de la pression :	29
2.5.1 - Symboles :	29
2.5.2 - Limiteurs de pression :	29
2.5.3 - Réducteurs de pression :	30
2.5.4 - Les accumulateurs :	30
2.6 - Le contrôle de débit :	31
2.6.1 - Symboles :	31
2.6.1 - Conclusion :	32

CHAPITRE 3	32
3.1 –Etude de cas :.....	33
3.2 - Enonce du problème :	33
3.3 - Détermination des appareils moteurs :.....	35
3.3.1 - Vérin A :.....	35
3.3.2- Vérin B :	40
3.3.3- Vérin C :	44
3.3.4 – Moteur hydraulique :	48
3.3.5 – Détermination des débits :	51
3.3.6 – Détermination de la pompe hydraulique :	54
3.3.7 – Détermination des tuyauteries :	57
CHAPITRE 4	75
4.1 – Logiciel de simulation	76
4.2 - Version professionnelle	76
4.3 - Version éducative	76
4.4 - Bibliothèques du logiciel	77
4.5 - Simulation du cas étudié	78
CHAPITRE 5	80
5.1 - Conclusion générale	81
Les References	82

Liste des figures

Figure 1.1 : Circuit hydraulique	2
Figure 1.2 : Ancienne roue à eau. Certovka Canal de Prague	4
Figure 1.3 : Lignes de production automatisées	6
Figure 2.1 : Fonctionnement de la pompe centrifuge	9
Figure 2.2 : Les pompes à pistons radiaux à bloc cylindre tournant	10
Figure 2.3 : Les pompes à pistons radiaux et cylindres fixes	10
Figure 2.4 : Les pompes à pistons axiaux à barillet rotatif à axe droit	11
Figure 2.5 : Les pompes à pistons axiaux et débit variable	11
Figure 2.6 : Pompes à pistons axiaux a axe coude : à cylindrée constante.....	11
Figure 2.7 : Pompes à pistons à axe brisé à cylindrée variable.....	11
Figure 2.8 : Les pompes à engrenage à denture extérieure.....	12
Figure 2.9 : Les pompes à engrenage à denture intérieure droite non composée	12
Figure 2.10 : Les pompes à engrenage à denture intérieure type rotor.....	12
Figure 2.11 : Symboles des pompes hydrauliques.....	13
Figure 2.12 : Symboles des moteurs hydrauliques	16
Figure 2.13 : Fonctionnement d'un distributeur	19
Figure 2.14 : Symboles du distributeur.....	20
Figure 2.15 : Les vérins linéaires simple effet.....	22
Figure 2.16 : Les vérins linéaires double effet.....	22
Figure 2.17 : Les vérins spéciaux : à tige télescopique.....	23
Figure 2.18 : Les vérins rotatifs à crémaillère	23
Figure 2.20 : Les vérins rotatifs à vis.....	24
Figure 2.21 : Symboles des vérins hydrauliques	24
Figure 2.22 : Sortie du vérin	25
Figure 2.23 : Rentrée du vérin	25
Figure 2.24 : Vitesse en sortie du vérin	26
Figure 2.25 : Vitesse en retour du vérin.....	27
Figure 2.26 : Le flambage.....	28
Figure 2.27 : Symboles des régulateurs de la pression	29
Figure 2.28 : Limiteur de pression.....	29
Figure 2.29 : Réducteur de pression avec vérin a double effet.....	30
Figure 2.30 : Composants d'un accumulateur à vessie.....	30
Figure 2.31 : Régulateurs de débit	31
Figure 2.32 : Symboles des régulateurs de débit	31
Figure 3.1 : Schéma Préliminaire du circuit hydraulique étudié	34
Figure 3.2 : Choix du mode de fixation	37
Figure 3.3 : Diamètres des vérins A, A'	37
Figure 3.4 : Abaque de flambage (Vérin A et A')	38
Figure 3.5 : Diamètres du vérin B.....	42
Figure 3.6 : Abaque de flambage (Vérin B)	43
Figure 3.7 : Diamètres du vérin C.....	46
Figure 3.8 : Abaque de flambage (Vérin C)	47
Figure 3.9 : Abaque des caractéristiques du moteur hydraulique.....	49
Figure 3.10 : Catalogue du constructeur Eaton.....	49

Figure 3.11 : Diagramme des débits	53
Figure 3.12 : Catalogue du constructeur HYDRO LEDUC	54
Figure 3.13 : Caractéristiques de la pompe à piston HYDRO LEDUC.....	55
Figure 3.14 : Schéma des conduites.....	57
Figure 3.15 : Abaque du diamètre du tuyau (Vérin A,A').....	59
Figure 3.16 : Abaque du diamètre du tuyau (Vérin B)	62
Figure 3.17 : Abaque du diamètre du tuyau (Vérin C)	64
Figure 3.18 : Abaque du diamètre du tuyau (Moteur Hyd)	68
Figure 4.1 : Système en phase initiale	78
Figure 4.2 : Système en phase initiale	79

Liste des Tableaux

Tableau 1 : Types des pompes volumétriques linéaires et rotatives (1)	10
Tableau 2 : Types des pompes volumétriques linéaires et rotatives (2)	11
Tableau 3 : Types des pompes volumétriques linéaires et rotatives (3)	12
Tableau 4 : Types de commande des distributeurs	21
Tableau 5 : Types des vérins (1)	22
Tableau 6 : Types des vérins (2)	23-24
Tableau 7 : Les données du circuit hydraulique étudié.....	34
Tableau 8 : Tableau des tubes (1)	58
Tableau 9 : Tableau des tubes (2)	61
Tableau 10 : Tableau des tubes (3)	63
Tableau 11 : Tableau des tubes (4)	67
Tableau 12 : Tableau des tubes (5)	Erreur ! Signet non défini.
Tableau 13 : Tableau des tubes (6)	Erreur ! Signet non défini.
Tableau 14 : Tableau des tubes (7)	Erreur ! Signet non défini.

Thème : Dimensionnement Et Simulation D'une Installation Hydraulique Industrielle.

Chapitre 1 : Hydraulique Industrielle

1.1 Introduction

1.2 Hydraulique Industrielle

1.1 - Introduction :

1.1.1 - Systèmes hydrauliques

De nombreux processus techniques nécessitent la transmission d'une puissance mécanique entre générateur et récepteur, pour cela le mouvement contrôlé de pièces ou l'application contrôlée de la force est une exigence courante dans les industries.

Ces opérations sont principalement effectuées à l'aide de machines électriques ou de moteurs diesel à essence et à vapeur.

Ces moteurs peuvent fournir divers mouvements aux objets, en utilisant des attachements mécaniques tels que les vérins.

Il y a d'autres systèmes qui contrôlent le mouvement de pièces telles que le système hydraulique

Le système hydraulique est un assemblage de composants fonctionnant de manière unitaire et souvent en interaction, afin d'utiliser un fluide incompressible c'est d'huile comme moyen de transmission pour effectuer un travail mécanique.

Tout dispositif actionné par des fluides hydrauliques peut être appelé un dispositif hydraulique, mais une distinction doit être faite entre les dispositifs qui utilisent la force d'un mouvement et ceux à opérer par pression, cela nous amène à la catégorisation ultérieure du domaine de l'hydraulique en :

- Hydrodynamique
- Hydrostatique

L'hydrodynamique est l'étude des propriétés physiques d'un fluide en mouvement, ce fluide a un impact sur un objet et libère une partie de son énergie pour effectuer un travail utile.

L'hydrostatique traite l'énergie potentielle du fluide incompressible où la pression qu'exerce sur ce fluide est établie par moyen extérieur comme une pompe, cette forme d'énergie hydrostatique est utilisée dans les systèmes hydrauliques qui fonctionnent sur le principe de la loi de pascal.

1.1.2 - Exemple d'un système hydraulique :

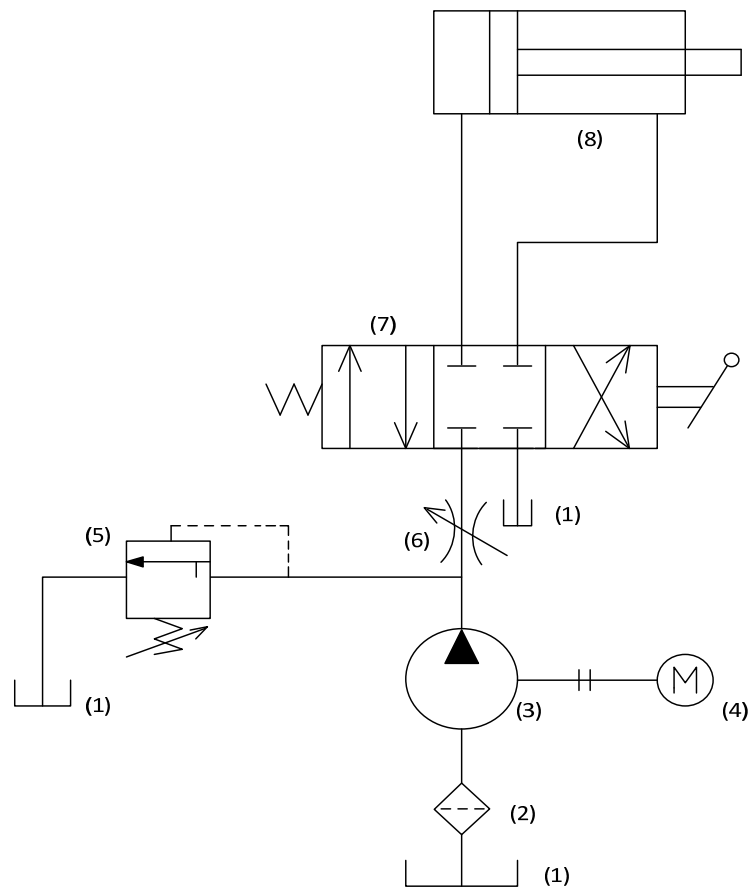


Figure 1.1 : Circuit hydraulique

Les composants principaux d'un système hydraulique :

1- Réservoir hydraulique : une fois le circuit hydraulique est en fonctionnement, les principales fonctions du réservoir hydraulique sont : 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.

1.2 - Hydraulique industrielle :

1.2.1 - Développement de l'hydraulique industrielle :

Dans le monde moderne d'aujourd'hui, les composants hydrauliques jouent un rôle important dans la vie quotidienne des gens.

L'origine du mot hydraulique se rapporte à deux mots grecs "Hydra " et "Aulos " la première signifie l'eau et le second les tubes, donc les deux mots impliquent la signification de l'eau dans les tubes.

L'être humain a découvert l'importance de l'hydraulique depuis les temps préhistoriques, où les récits historiques montrent que les principes hydrauliques ont été utilisés pour convertir l'énergie de l'eau courante à l'énergie mécanique utile par les roues hydrauliques.

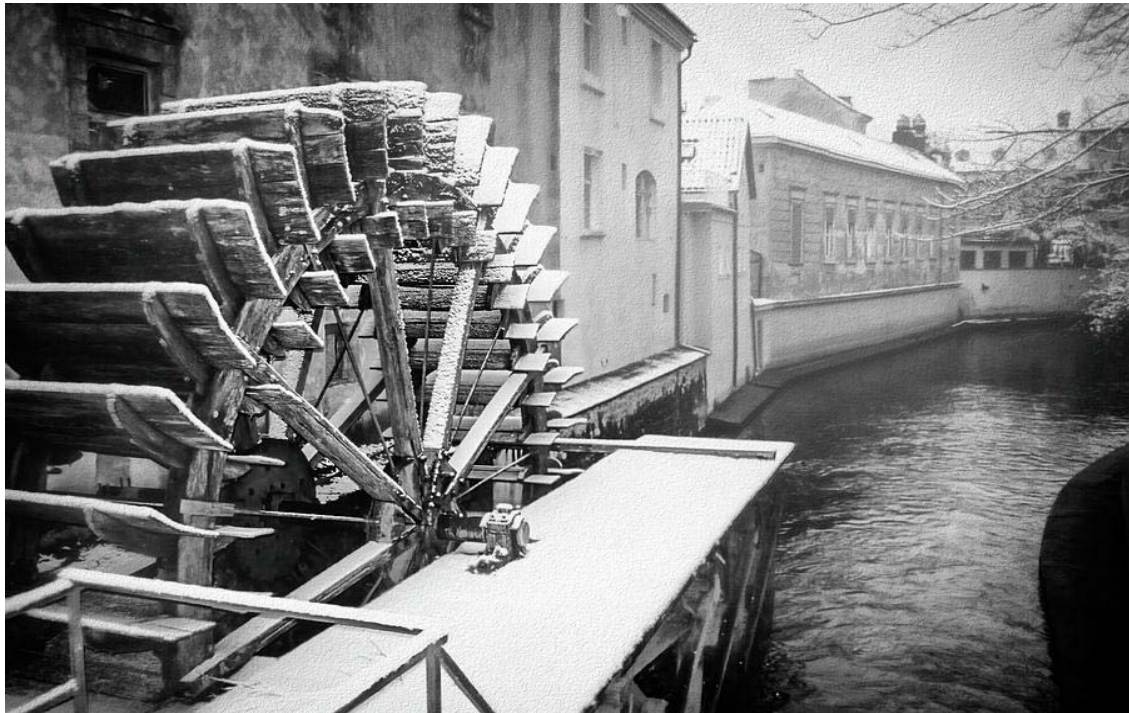


Figure 1.2 : Ancienne roue à eau. Certovka Canal de Prague

Depuis, la science de l'hydraulique a été développée, mais le traitement du comportement physique de l'eau dans le repos et le mouvement a fait partie du génie civil longtemps.

Après l'invention de la machine à vapeur par James Watt, la nécessité d'une transmission efficace de l'énergie, du point de vue de la production jusqu'au point d'utilisation, est apparue.

De nombreux types de dispositifs mécaniques, tels que l'arbre de transmission, les engrenages, les poulies et les chaînes ont été découverts et, par conséquent, un nouveau champ d'hydraulique apparaît représentant le concept de transmission d'énergie à travers des fluides incompressibles.

Pour distinguer cette branche de l'hydraulique, un nouveau nom appelé "hydraulique industrielle" a été inventé.

L'importance de choisir ce nom réside dans le fait que ce domaine de l'hydraulique utilise l'huile comme un moyen de transmission.

En raison de ses propriétés résistantes à la corrosion ainsi que le glissement et la lubrification, l'huile est généralement le fluide privilégié dans la transmission de l'énergie hydraulique.

L'étude de l'hydraulique industrielle a commencé déjà à la fin du XVIIe siècle, lorsque Pascal a découvert une loi qui a formé la base de tous les systèmes hydrauliques.

Plus tard, Joseph Brahmah développa une machine basée sur la loi de Pascal, tandis que Bernoulli développa une loi sur la conservation de l'énergie.

Cette loi, ainsi que la loi Pascal, sont au cœur des applications de gestion des fluides, bien qu'elles n'aient été appliquées dans l'industrie qu'après la révolution industrielle en Grande-Bretagne en 1850.

Les développements ultérieurs ont entraîné l'utilisation d'un système de conduites d'eau à haute pression entre les stations de pompage à vapeur et les usines nécessitant d'énergie.

Cependant, ce projet a été mis de côté pour deux raisons principales, l'indisponibilité de différents systèmes hydrauliques et, deuxièmement, le développement rapide de l'électricité, qui s'est avéré plus pratique et plus facile à utiliser.

À la fin du XIXe siècle, l'électricité est apparue comme une technologie dominante, ce qui a entraîné une réorientation des priorités, au détriment de l'énergie de l'hydraulique.

Au début du XXe siècle est venu l'ère moderne de l'énergie hydraulique, où les systèmes électriques ont été remplacés par le système hydraulique pour soulever et resserrer le contrôle des canons du navire de guerre USS Virginia.

C'était en effet une étape importante dans la naissance des systèmes hydrauliques.

Après la seconde guerre mondiale, l'énergie hydraulique a été évoluée de façon spectaculaire, et de nos jours, la majorité des machines utilisent le principe de l'huile hydraulique pour transmettre l'énergie, de sorte que l'hydraulique est devenue la science du comportement physique des fluides.

1.2.2 - Domaine d'utilisation de l'hydraulique industrielle :

De nombreux secteurs industriels utilisent les systèmes hydrauliques à cause de ces grandes souplesses d'utilisation, ainsi que la transmission de forces et de couples est élevée avec une très bonne régulation de la vitesse des actionneurs, du fait de l'incompressibilité du fluide, ainsi que la grande durée de vie des composants, du fait de la présence de l'huile et l'absence de la corrosion, en plus de la possibilité de démarrer les installations en charge.

Les applications des systèmes hydrauliques dans l'industrie sont les suivantes :

- Machines de traitement du plastique
- Fabrication d'acier et applications d'extraction de métaux primaire
- Lignes de production automatisées
- Machines-outils
- Machine de broyeur
- Industries du papier
- Machineries textiles
- Engins de chantier
- Aéronavale
- Equipements de Recherche & Développement et systèmes robotiques... etc.

1.2.3 - Exemple : Lignes de production automatisées



Figure 1.3 : Lignes de production automatisées

Un système d'usine dans lequel des pièces ou des composants du produit final sont transportés par un convoyeur à travers un certain nombre de sites différents, où s'achève la réalisation du conditionnement des pièces dans des boîtes, le fardelage des boîtes puis le rangement des boîtes dans un carton ou caisse plastique qui seront évacuées sur un tapis en sortie de ligne avec possibilité de fermer les cartons à l'aide d'une scotcheuse industrielle, toutes ces opérations sont effectuées avec certaines interventions manuelle ou automatisée, sans interrompre le flux de production.

Thème : Dimensionnement Et Simulation D'une Installation Hydraulique Industrielle.

Chapitre 2 : Les composants hydrauliques

- 2.1 -Pompe hydraulique**
- 2.2 - Moteur hydraulique**
- 2.3 –Distributeurs**
- 2.4 - Vérins hydraulique**
- 2.5 - Régulation de la pression**
- 2.6 - Le contrôle de débit**

L'hydraulique industrielle, c'est un domaine très vaste, alors on s'intéresse d'abord aux composants essentiels participant à la réalisation des circuits hydrauliques : (pompes, distributeurs, vérins, limiteur de pression, limiteur de débit...).

Ce chapitre présente les caractéristiques de ces composants et les notions de base des systèmes hydrauliques.

2.1 - La Pompe hydraulique :

2.1.1 - Définition :

La pompe hydraulique est un dispositif qui permet de transformer l'énergie mécanique de rotation en énergie hydraulique, permettant d'aspirer et de refouler un fluide. L'orifice d'aspiration est raccordé à un réservoir approprié d'où elle puise le fluide. L'orifice de refoulement est raccordé au circuit hydraulique.

La pompe alimente un réseau de canalisation qui achemine le fluide aux organes de distribution, ceux-ci à leur tour dirigent l'énergie ainsi véhiculée vers les organes récepteurs qui convertissent à nouveau l'énergie hydraulique en énergie mécanique de mouvement.

On distingue deux grandes familles de pompes hydrauliques :

- Les pompes centrifuges.
- Les pompes volumétriques.

2.1.2 - 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 et ainsi de limiter les pertes d'énergie.

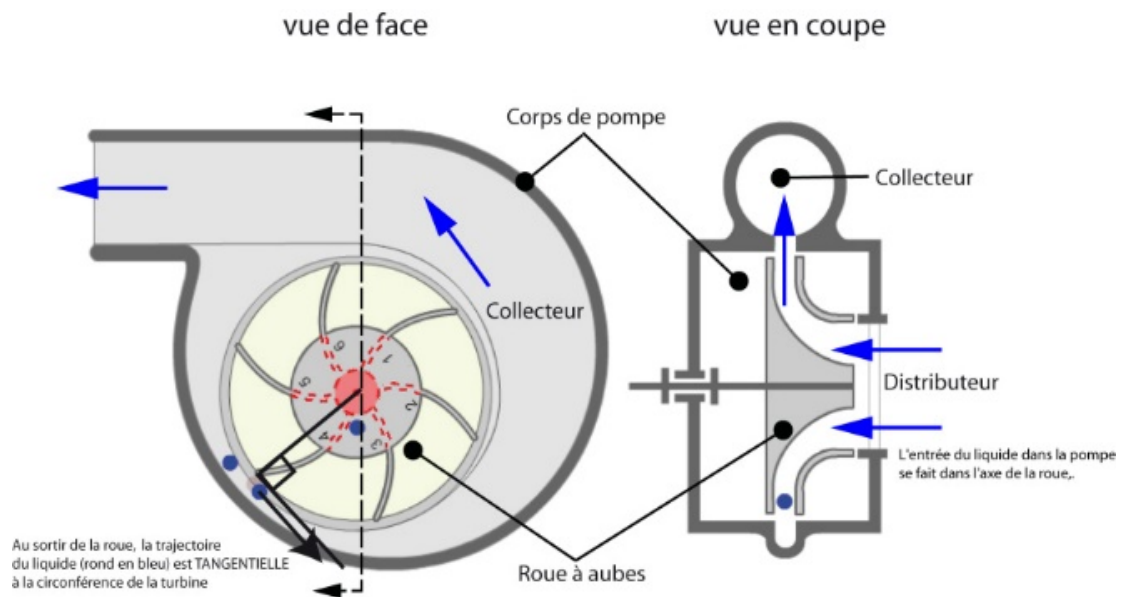


Figure 2.1 : Fonctionnement de la pompe centrifuge

2.1.2.a- 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.

2.1.2.b - 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.

2.1.3 - Les pompes volumétriques :

Les pompes volumétriques se composent d'un élément mobile se déplaçant dans un corps fixe parfaitement ajusté, le fluide est déplacé par un mouvement entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement dû à la diminution de la pression.

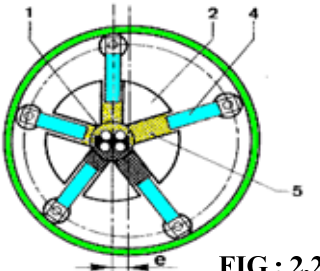
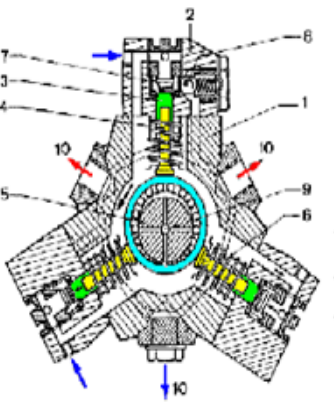
On distingue généralement :

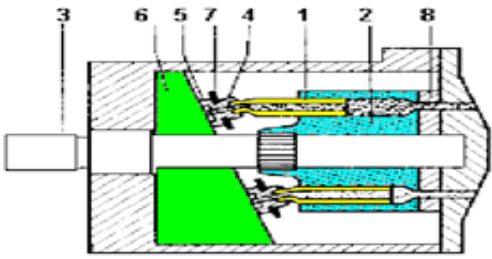
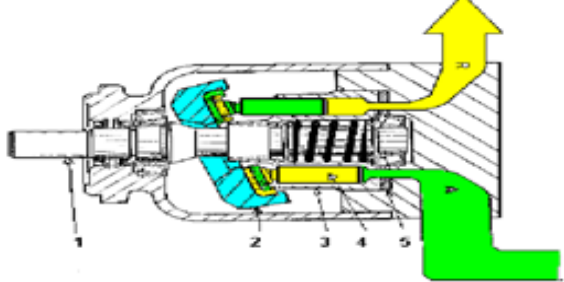
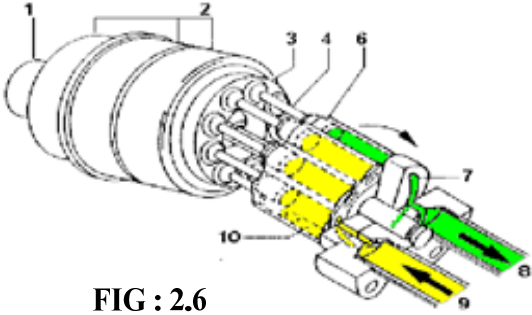
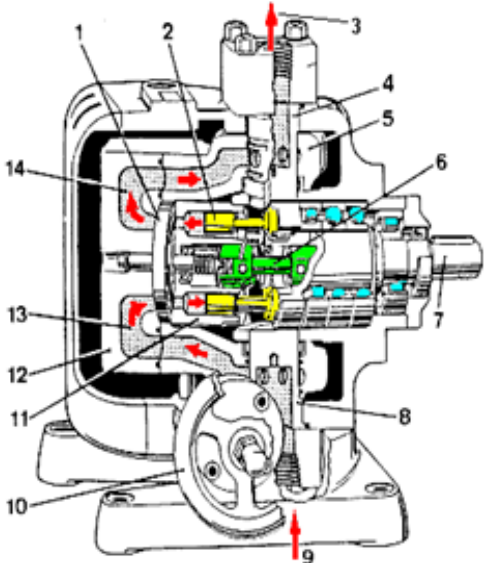
- Les pompes volumétriques linéaires : à pistons axiaux, à pistons radiaux
- Les pompes volumétriques rotatives : à engrenages, à palette, à lobes

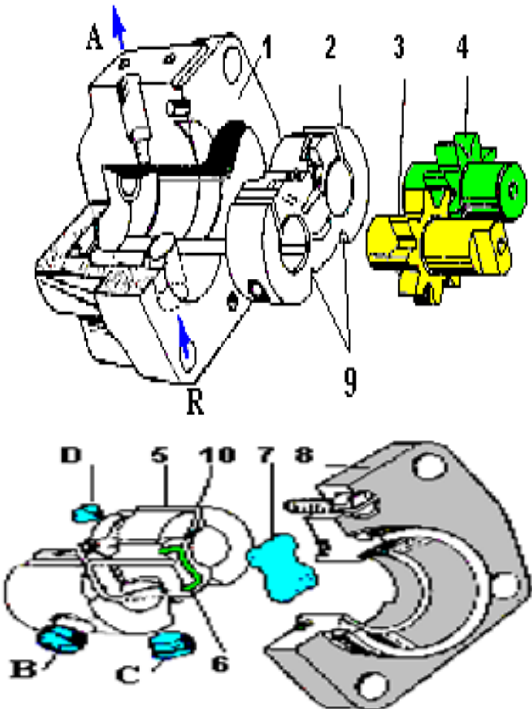
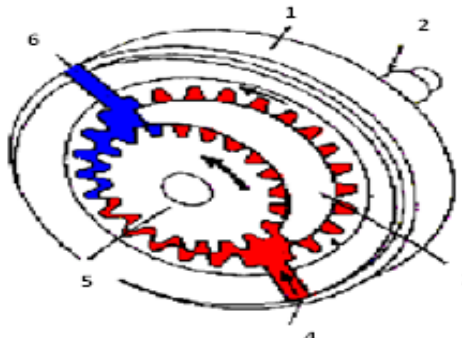
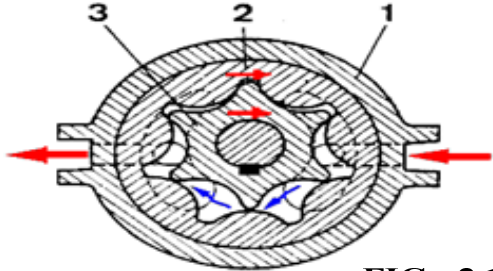
Les pompes volumétriques sont généralement auto-amorçantes, dès leur mise en route elles provoquent une diminution de pression en amont qui permet l'aspiration du liquide, il est nécessaire néanmoins d'examiner la notice du fabricant.

Les pompes volumétriques permettent d'obtenir des hauteurs manométriques totales beaucoup plus élevées que les pompes centrifuges, la pression au refoulement est ainsi plus importante, Le débit est par contre généralement plus faible, le rendement est souvent voisin de 90 % sauf dans le cas de fuites internes.

Ces tableaux représentent des différents types des pompes volumétriques linéaires et rotatives :

Types	Figure	Composants	Caractéristiques techniques
Les pompes à pistons radiaux à bloc cylindre tournant	 <p>FIG : 2.2</p>	<p>(1) Le boisseau fixe (2) Un bloc cylindre (3) La couronne extérieure (4) La course des pistons (5) Les alésages (e) Désaxage permet un mouvement de pompage</p>	<p>Cylindrée = 16-80 cm³/tr Pression = 280-350 bar Vitesse de rotation = 3500 tr/min</p>
Les pompes à pistons radiaux et cylindres fixes	 <p>FIG : 2.3</p>	<p>(1)Carter (2)Eléments de pompage (3)Alésage (4)Piston (5)Excentrique (6)Ressort (7) Clapet d'alimentation (8) Clapet derefoulement (9) Croisillon (10) Les sorties</p>	<p>Petite cylindrée = 0.4-2 cm³/tr Pression = 600-700 bar Vitesse de rotation=1000-3500 tr/min</p>

Types	Figure	Composants	Caractéristiques techniques
<p>Les pompes à pistons axiaux à barillet rotatif à axe droit</p>	 <p style="text-align: center;">FIG : 2.4</p>	<p>(1) Piston (2) Barillet (3) Arbre menant (4) Embout sphérique (5) Patin (6) Plateau fixe incliné (7) Plaque d'appui (8) Glace dedistribution</p>	<p>Cylindrée = Pression = 280-300 bar Vitesse de rotation = 1000 tr/min</p>
<p>Les pompes à pistons axiaux et débitvariable</p>	 <p style="text-align: center;">FIG : 2.5</p>	<p>(1) Arbred'entraînement (2) Le plateau inclinable (3) Le bloc cylindre (4) Piston (5) La tête dedistribution</p>	<p>Cylindrée = Pression = 17-210 bar Vitesse de rotation = 3500 tr/min</p>
<p>Pompes à pistons axiaux a axe coude : à cylindrée constante</p>	 <p style="text-align: center;">FIG : 2.6</p>	<p>(1) L'arbre menant (2) Roulements (3) Plateau de l'arbre d'entraînement (4) Bielles de piston (6) Pistons (7) Une lumière (8) Orifice derefolement (9) Orifice d'aspiration (10) Barillet avecles alésages des pistons</p>	<p>Cylindrée = Pression = jusqu'à 350 bars Vitesse de rotation = 1500/2800 tr/min Débit = 30/500 l/mn</p>
<p>Pompes à pistons à axe brise à cylindrée variable</p>	 <p style="text-align: center;">FIG : 2.7</p>	<p>(1)Glace de distribution (2) piston (3) Refoulement (4) Pivot de sortie (5) Etrier de pompe (6) Joint universel (7)Arbre d'entraînement (8) Pivot d'entrée (9) Aspiration (10) Volant decommande de l'angle d'inclinaison (11) Barillet (12) Carter de distribution (13) Circuit d'admission (14) Circuit de refoulement</p>	<p>Cylindrée = Pression = 206/350 bars Vitesse de rotation = 1200 /1800 tr/min Débit = 190/570 l/mn</p>

Types	Figure	Composants	Caractéristiques techniques
<p>Les pompes à engrenage à denture extérieure</p>	 <p>FIG : 2.8</p>	<p>(1) Carter de pompe (2) Jumelle arrière (3) Pignon menant (4) Pignon mené (5) Jumelle avant (6) Joint torique délimitant la zone d'équilibrage axiale (7) Plaque de réaction (8) Couvercle et joint étanchéité (9) Charnières (10) Fentes de compensation (A) Orifice d'alimentation (B) Tampon de compensation (C) Tampon de poussée (D) Tampon d'étanchéité (R) Orifice derefoulement</p>	<p>Cylindrée = 1-5 cm³/tr Pression = 220-550 bar Vitesse de rotation = 750/4000 tr/min</p>
<p>Les pompes à engrenage à denture intérieure droite non composée</p>	 <p>FIG : 2.9</p>	<p>(1) Carter (2) Arbre (3) Séparateur (4) Arrivée huile (5) Pignon menant (6) Sortie huile</p>	<p>Cylindrée = Pression = max 50 bars Vitesse de rotation = élevée Débit = important</p>
<p>Les pompes à engrenage à denture intérieure type rotor</p>	 <p>FIG : 2.10</p>	<p>(1) Carter (2) Un pignon à denture intérieure (3) Un pignon central à denture extérieure</p>	<p>Cylindrée = Pression = max 150 bars Vitesse de rotation = 5/6000 tr/min</p>

2.1.3.a - Avantages des pompes volumétriques :

- faible dépendance du débit de refoulement par rapport à la hauteur de refoulement.
- adaptées aux pressions élevées à très élevées ; seul un étage requis
- très bonne puissance d'aspiration.
- adaptées aux fortes viscosités.
- biens adaptés aux faibles vitesses de rotation d'entraînement

2.1.3.b - Inconvénients des pompes volumétriques :

- le principe de fonctionnement n'inclut pas de limitation de la pression, c'est pourquoi une soupape de sécurité ou soupape de limitation de la pression est requise.
- sur les pompes volumétriques oscillantes, un fonctionnement sans vibrations n'est possible qu'avec un complexe équilibrage des masses.
- les pompes volumétriques oscillantes ne sont pas bien adaptées aux vitesses de rotation élevées.
- pour certains types, construction avec soupapes compliquée et propice aux pannes

2.1.4 - Symboles :

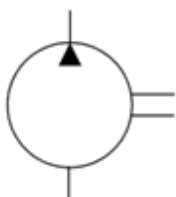
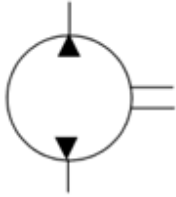
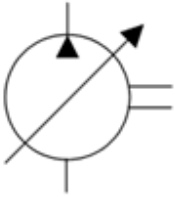
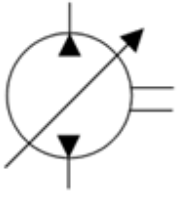
Pompes à débit constant		Pompes à débit variable	
à un sens de flux	à deux sens de flux	à un sens de flux	à deux sens de flux
			

Figure 2.11 : Symboles des pompes hydrauliques

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.

$$Q = \frac{v}{t} \dots \dots \dots (2.1)$$

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.

$$Q = \text{Cyl} * N \dots \dots \dots (2.2)$$

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 :

$$P_h = \Delta P * Q \dots \dots \dots (2.3)$$

Avec :

Q : débit, en m³/s

ΔP = Ps – Pe : La différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe et Pe et Ps 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 :

$$P_a = C * \omega \dots \dots \dots (2.4)$$

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 (W).

- 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)

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

Q théorique – Q réel = Fuites internes

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

$$\eta_m = \frac{p_{réelle}}{p_{th}} \dots \dots \dots (2.6)$$

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

* **Le rendement global :**

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

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

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

- 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 - Moteur hydraulique :

2.2.1- Définition :

Le moteur hydraulique transfère l'énergie hydraulique en énergie mécanique, il utilise le débit d'huile qui est poussé dans le circuit hydraulique par une pompe hydraulique et le transforme par un mouvement rotatoire pour entraîner un autre dispositif.

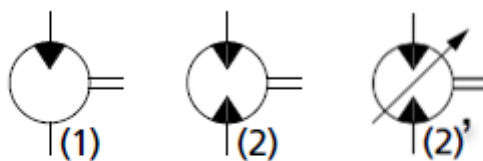
Une différence de pression existe entre l'admission et le refoulement du moteur, cette différence de pression s'applique sur les parties mobiles internes du moteur qui sont reliées mécaniquement à l'arbre d'accouplement du moteur, sous l'effet de la différence de pression les pièces mobiles internes se déplacent et entraînent ainsi l'arbre du moteur et la charge à déplacer.

Les différents types de moteurs hydrauliques sont :

- Moteurs à engrenage
- Moteurs à palettes
- Moteurs à pistons

Le moteur hydraulique et la pompe hydraulique sont similaires dans la construction, mais différent dans les caractéristiques opérationnelles.

2.2.2- Symboles du moteur hydraulique :



- (1) : Moteur hydraulique à cylindrée fixe à un seul sens de flux.
(2) : Moteur hydraulique à cylindrée fixe à deux sens de flux.
(2)' : Moteur hydraulique à cylindrée réglable et à deux sens de flux.

Figure 2.12 : Symboles des moteurs hydrauliques

2.2.3 - Choix du moteur hydraulique :

- Vitesse de rotation :

$$N = \frac{Q \cdot 1000}{Cyl} \dots \dots \dots (2.9)$$

Q : Le débit (l/m)

N : Vitesse de rotation (tr/min)

Cyl : Cylindrée du moteur (m^3/tr)

- Puissance :

La puissance hydraulique nécessaire pour assurer le fonctionnement du moteur.

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{60000} \dots \dots \dots (2.10)$$

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

$$C = C_{th} * \eta \dots \dots \dots (2.11)$$

$$C_{th} = \frac{Cyl \cdot \Delta p}{2\pi} \dots \dots \dots (2.12)$$

C : couple (N/m)

C_{th} : couple théorique (N/m)

η : le rendement du moteur

Cyl : cylindrée du moteur (m^3/tr)

Δp : différence de pression (Pa)

- Puissance mécanique :

Puissance sur l'arbre du moteur hydraulique¹.

$$P_m = C * \omega \dots \dots \dots (2.13)$$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \dots \dots \dots (2.14)$$

Pm : 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 carrée 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. Les orifices sont repérés par des lettres majuscules.

A, B, C, D = Orifices de travail

P = Conduite d'arrivée de pression

T = Conduite de retour au réservoir

X = Conduite de pilotage

Y = Conduite de drainage

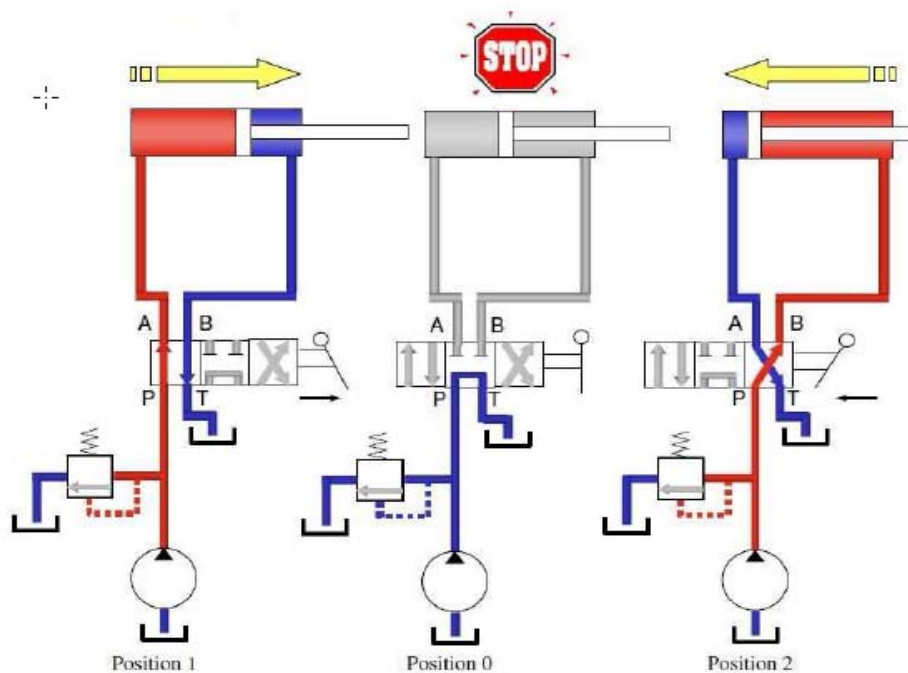


Figure 2.13 : Fonctionnement d'un distributeur

- En **rouge** l'huile sous pression
- En **bleu** l'huile sans pression (circuit de retour)

– **Position 0** : Les orifices -A- et -B- sont obturé par le tiroir du distributeur immobilisant le vérin en position. Le fluide hydraulique issu de la pompe retourne directement au réservoir par les orifices -P- et -T- qui communiquent.

– **Position 1** : L'alimentation électrique positionne le tiroir du distributeur de manière à mettre en communication les orifices -P- vers -A- et -B- vers -T-. Provoquant la sortie du vérin.

– **Position 2** : L'alimentation électrique positionne le tiroir du distributeur de manière à mettre en communication les orifices -P- vers -B- et -A- vers -T-. Provoquant la rentrée du vérin.

2.3.2 - Symboles :

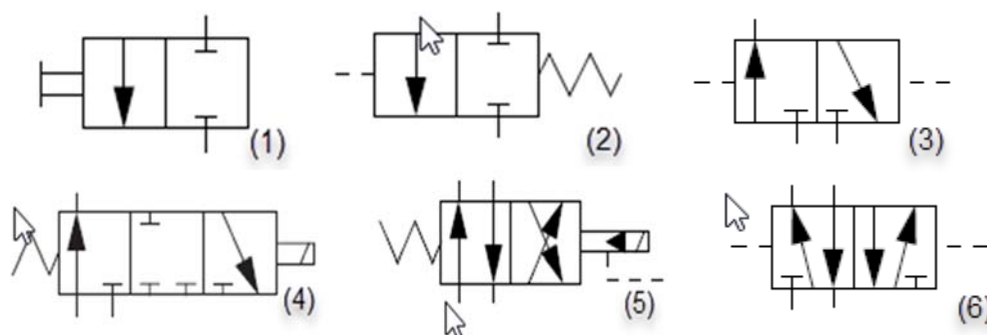


Figure 2.14 : Symboles du distributeur

(1) : **Distributeur 2/2** ; (2 orifices, 2 positions) à commande manuelle.

(2) : **Distributeur 2/2** ; (2 orifices, 2 positions) à commande par pression avec rappel par ressort.

(3) : **Distributeur 3/2** ; (3 orifices, 2 positions) à commande par pression des deux côtés.

(4) : **Distributeur 3/3** ; (3 orifices, 3 positions) à commande électromagnétique avec rappel par ressort.

(5) : **Distributeur 4/2** ; (4 orifices, 2 positions) à commande par pression accouplée à un distributeur pilote avec rappel par ressort.

(6) : **Distributeur 5/2** ; (5 orifices, 2 positions) à commande par pression des deux côtés.

Ce tableau représente les symboles des différents types de commande des distributeurs :

Commandes manuelles		Commandes électriques	
En général		Électro-aimant : 1 enroulement (1 sens)	
A bouton poussoir (1 sens)		Électro-aimant : 2 enroulements sens contraire dans même ensemble (2 sens de fonctionnement)	
Par levier		Éléments mécaniques	
Par pédale (simple effet)		Dispositif de maintien en position (2 sens)	
Commandes mécaniques		Dispositif de verrouillage 1 sens (symbole du verrouillage de commande à préciser dans le rectangle)	
Par ressort		Dispositif à détente brusque (basculeur) 2 sens	
Par plongeur		Pression hydraulique	
Par galet		Commande indirecte par application d'une pression d'huile	
Par galet escamotable			
Commandes pneumatiques		Commandes combinées	
Commande directe par pression		Commande parallèle (OU) Électrique ou hydraulique	
Commande directe par dépression		Électrique OU pneumatique	
Commande indirecte par pression (par distributeur pilote)		Commande en série (ET) Électrique ET hydraulique	
Commande indirecte par dépression (par distributeur pilote)		Électrique ET pneumatique (électropneumatique)	
Commande par pression auto-alimentée			

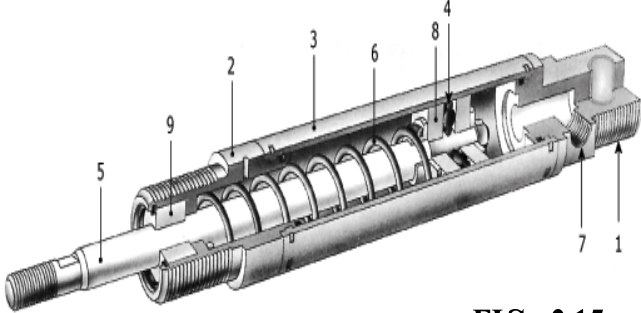
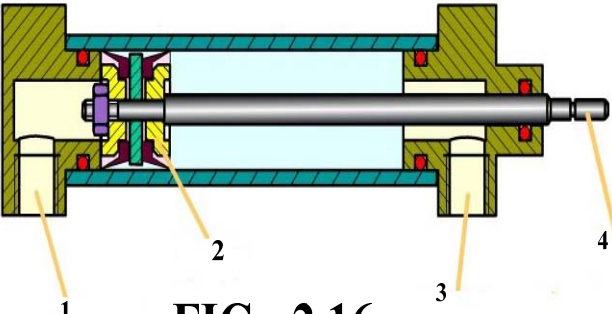
2.4 - Les vérins hydrauliques :

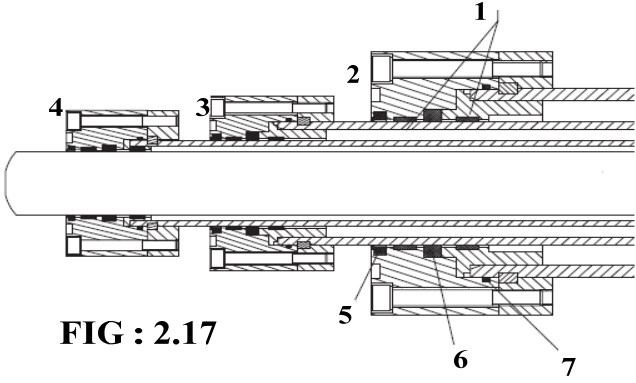
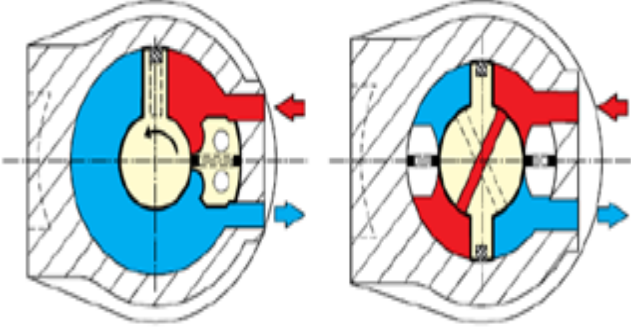
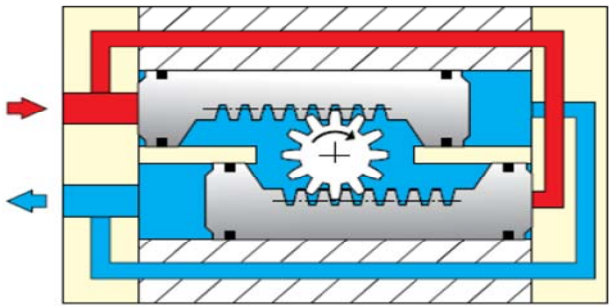
2.4.1- Définition :

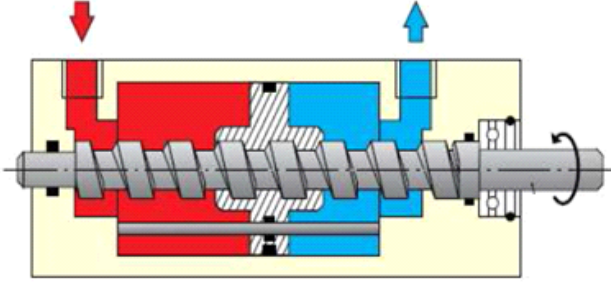
Les vérins sont des moteurs linéaires qui transforment une puissance hydraulique en puissance mécanique au travers du déplacement linéaire d'une tige.

On obtient donc directement un mouvement de translation.

Ce tableau représente les différents types des vérins :

Types	Figure / Composants	Fonctionnement / Avantages / inconvénients
<p>Les vérins linéaires simple effet</p>	 <p style="text-align: center;">FIG : 2.15</p> <p>(1) – Flasque ou fond arrière (6) – Ressort de rappel (2) – Flasque ou fond avant (7) – Entrée d'air (3) – Tube (8) – Piston (4) – Joint de piston (9) – Douille (5) – Tige</p>	<p>L'ensemble tige piston se déplace dans un seul sens sous l'action du fluide sous pression. Le retour est effectué par un ressort ou charge.</p> <p>Avantages :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Economique et consommation de fluide réduite. <p>Inconvénients :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Encombrant et course limitée.
<p>Les vérins linéaires double effet</p>	 <p style="text-align: center;">FIG : 2.16</p> <p>(1) – Orifice d'alimentation en pression ou d'échappement (2) – Piston (3) – Orifice d'alimentation en pression ou d'échappement (4) – Tige</p>	<p>L'ensemble tige piston peut se déplacer dans les deux sens sous l'action du fluide. L'effort en poussant est légèrement plus grand que l'effort en tirant.</p> <p>Avantages :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Plus souple, réglage plus facile de la vitesse, amortissement de fin de course réglable. <p>Inconvénient :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Plus coûteux.

Types	Figure / Composants	Fonctionnement / Avantages / inconvénients
<p>Les vérins spéciaux : à tige télescopique</p>	 <p>FIG : 2.17</p> <p>(1) – Anneaux guide (5) – Racleur (2) – Tête de chemise (6) – Collier (3) – Tête du 1^{er} piston (7) – Joint torique (4) – Tête du 2^{ème} piston</p>	<p>Ce vérin de fabrication très soignée se rencontre surtout lorsque l'on doit avoir une course de travail importante, pour un emplacement réduit.</p> <p>Avantages :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Maintenance facile, fond vissé - la vitesse de sortie augmente au fur et à mesure. <p>Inconvénient :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Rentrée s'effectue à l'aide d'une force extérieure
<p>Les vérins rotatifs à palettes</p>	 <p>FIG : 2.18</p> <p>Vérin à palette simple Vérin à palette double</p>	<p>La palette simple, cette dernière divise le cylindre en deux chambres reliées alternativement à l'alimentation et au retour.</p> <p>Avantages :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Les vitesses de rotation sont identiques dans les deux sens - Variation angulaire est de 280° à 300°. <p>Inconvénient :</p> <ul style="list-style-type: none"> - La qualité de l'air est essentielle pour assurer la longévité de l'actionneur - Il faut assurer que le vérin est purgé et isolé de la source d'air comprimé avant faire intervention.
<p>Les vérins rotatifs à crémaillère</p>	 <p>FIG : 2.19</p>	<p>Une ou deux crémaillères entraînent en rotation un pignon.</p> <p>Avantages :</p> <ul style="list-style-type: none"> - La rotation de cet appareil est de l'ordre de 400°. <p>Inconvénient :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Il faut éviter les vitesses élevées avec de grandes courses et de lourdes charges - Il faut évaluer les caractéristiques de l'environnement du vérin

<p>Les vérins rotatifs à vis</p>	 <p style="text-align: center;">FIG : 2.20</p>	<p>Le piston guidé par une tige qui provoque lors de son déplacement la rotation de celle-ci grâce au filetage taillé sur son pourtour.</p> <p>Avantages :</p> <ul style="list-style-type: none"> - La rotation angulaire peut aller jusqu'à 2 tours soit 720°. <p>Inconvénient :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Effectuer un test de course et régler la course réelle.
---	---	--

2.4.2 - Symbolisation graphique des vérins hydraulique :

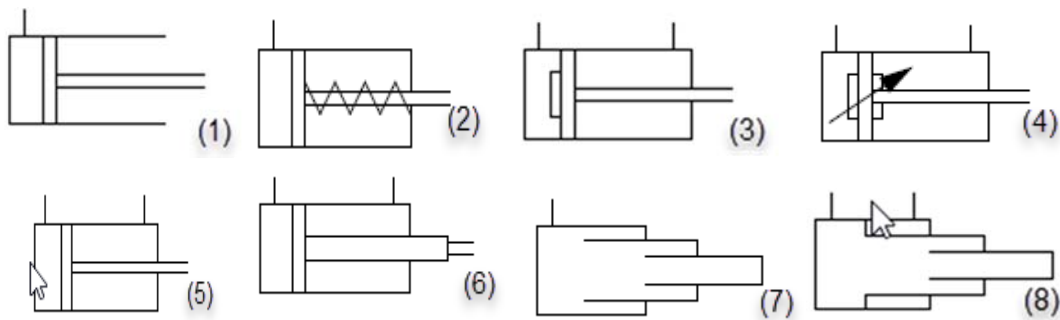


Figure 2.21 : Symboles des vérins hydrauliques

- (1) :Vérin à simple effet à rappel par force non définie.
- (2) :Vérin à simple effet à rappel par un ressort.
- (3) :Vérin à double effet avec amortisseur fixe d'un côté.
- (4) :Vérin à double effet avec amortisseurs réglables des deux côtés.
- (5) :Vérin à double effet à simple tige.
- (6) :Vérin différentiel.
- (7) : Vérin télescopique à simple effet.
- (8) : Vérin télescopique à double effet.

2.4.3 - Choix des vérins hydrauliques :

*Efforts exercés dans les deux sens :

*Sortie du vérin :

$$p = \frac{F}{S} \dots \dots \dots (2.15)$$

$$F = p * S \dots \dots \dots (2.16)$$

$$F = p * \frac{\pi}{4} * D^2 \dots \dots \dots (2.17)$$

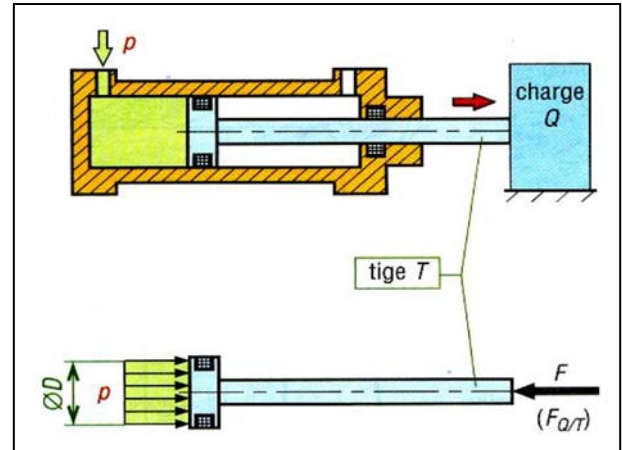


Figure 2.22 : Sortie du vérin

*Rentrée du vérin :

$$p = \frac{F}{S'} \dots \dots \dots (2.18)$$

$$F' = p * S' \dots \dots \dots (2.19)$$

$$F' = p * \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) \dots \dots (2.20)$$

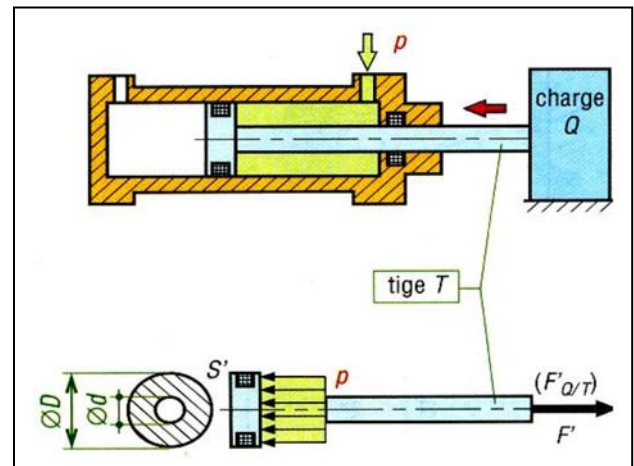


Figure 2.23 : Rentrée du vérin

F : Force (N)

F' : Force (N)

p : Pression (Pa)

p' : Pression (Pa)

S : Section de piston (Cm²)

S' : Section d'alésage (Cm²)

D : Diamètre de piston (Cm)

d : Diamètre de la tige (Cm)

***Force développée :**

Considérons un vérin parfait

$$\Sigma F = 0 \dots \dots \dots (2.21)$$

$$p * S - p' * S' - p_{atm}(S - S') - F = 0 \dots \dots \dots (2.22)$$

$$F = (p - p_{atm}) * S - (p' - p_{atm}) * S' \dots \dots \dots (2.23)$$

$$F = S * \Delta p - S' * \Delta p' \dots \dots \dots (2.24)$$

$$\Delta p' \ll \Delta p \text{ Donc } F = S * \Delta p \dots \dots \dots (2.25)$$

Pour un vérin réel

$$F = S * \Delta p * \eta \dots \dots \dots (2.26)$$

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

η : Rendement du vérin

***Vitesse de déplacement :**

En sortie de tige

$$v = \frac{Q}{S_t} \dots \dots \dots (2.27)$$

Ou

$$v = \frac{c}{t} \dots \dots \dots (2.28)$$

c : Course (m)

t : Unité du temps (s)

Q : Débit rentrant dans le vérin (m^3/s)

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

S_t : Section de la tige (m^2)

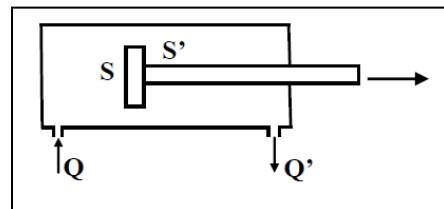


Figure 2.24 : Vitesse en sortie du vérin

En retour de tige

$$v' = \frac{Q'}{S} = \frac{Q''}{S} \dots \dots \dots (2.29)$$

$$Q'' = Q * \frac{S}{S'} \dots \dots \dots (2.30)$$

On a

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

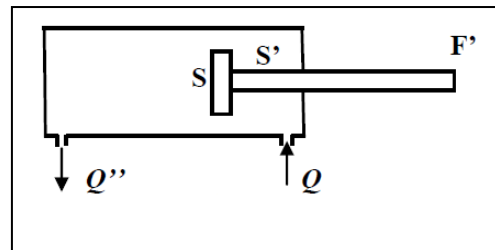


Figure 2.25 : Vitesse en retour du vérin

***Puissance :**

Puissance absorbée en sortie ou en retour de tige

$$P_{ab} = \Delta p * Q \dots \dots \dots (2.31)$$

Puissance utile en sortie de tige

$$P_u = Fv \dots \dots \dots (2.32)$$

***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.

$$F \leq \frac{\pi^2 * E * I}{S * L^2} \dots \dots \dots (2.33)$$

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

I = moment d'inertie ou moment quadratique en flexion

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \dots \dots \dots (2.34)$$

d = Ø de la tige.

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

L0 = longueur libre de flambage

***Le flambage :**

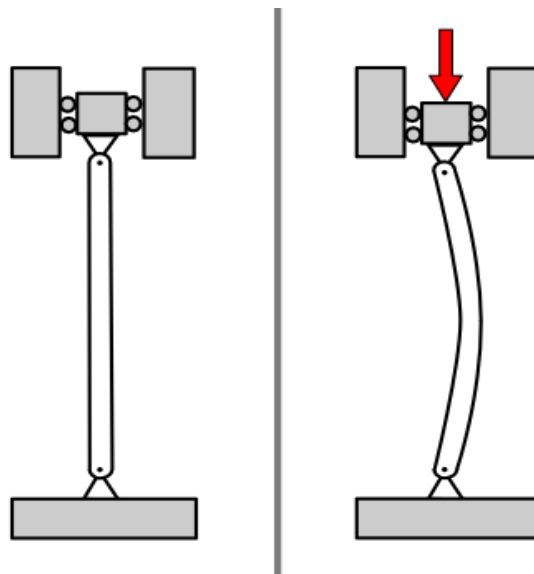


Figure 2.26 : Le flambage

Le flambage (ou flambement) est un phénomène de rupture brutal qui survient lorsqu'une poutre élancée est soumise à de la compression, les tiges de vérins se déterminent par la formule d'Euler, pour les différents cas de montage, on définit la longueur libre d'Euler L0 (dans tous les cas, la longueur L va du point d'attache du corps de vérin au point d'attache de la tige).

2.5 - Régulation de la pression :

De nombreux appareils peuvent contrôler la pression, notamment les suivants :

- Limiteur de la pression
- Réducteur de la pression
- Accumulateur

2.5.1 - Symboles :

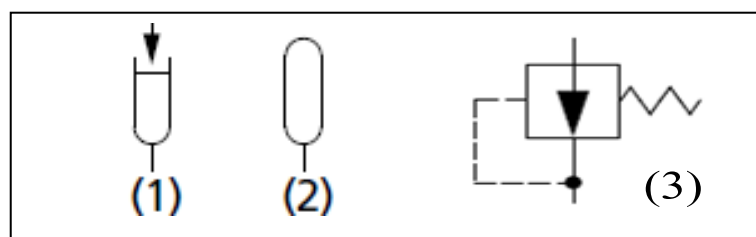


Figure 2.27 : Symboles des régulateurs de la pression

- (1) : Accumulateur à ressort à poids
- (2) : Accumulateur hydropneumatique
- (3) : Limiteur ou Réducteur de pression

2.5.2 - Limiteurs de pression :

Les limiteurs de pression permettent d'assurer la sécurité d'un circuit ou d'une partie de circuit, en limitant la pression à un maximum.

Le limiteur de pression est installé en dérivation entre la ligne de circuit et la basse pression.

De par sa conception, cet appareil provoque une perte de charge qui est fonction du débit à évacuer

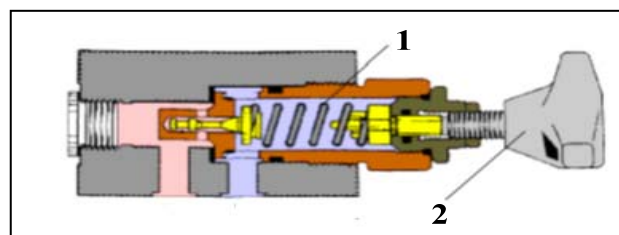


Figure 2.28 : Limiteur de pression

- (1) – Ressort s'opposant à l'effet de pression

(2) – Bouton de réglage de la pression maximal

2.5.3 - Réducteurs de pression :

Il est normalement ouvert au repos et lorsque la pression en aval dépasse la valeur de tarage, il coupe la communication entre l'entrée et la sortie, le réducteur de pression permet d'assurer une pression inférieure à la pression d'alimentation, et constante.

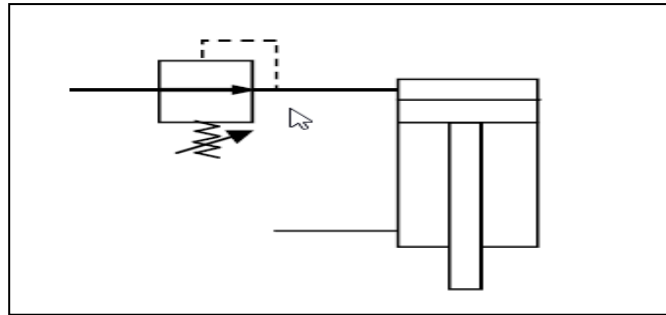


Figure 2.29 : Réducteur de pression avec vérin a double effet

2.5.4 - Les accumulateurs :

Les accumulateurs sont destinés à restituer de l'énergie ou une pression, on les utilise en particulier dans les circuits où la puissance moyenne utilisée est faible, mais la puissance instantanée importante.

Les Différentes Fonction D'un Accumulateur sont : Dilatation thermique, amortissement de chocs, récupération et restitution d'énergie, amortissement de pulsations, compensation de fuites et réserve d'énergie.

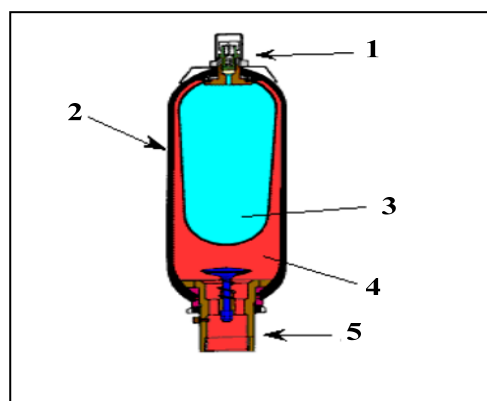


Figure 2.30 : Composants d'un accumulateur à vessie

- (1) – Valve de gonflage
- (2) – Enveloppe haute pression
- (3) – Vessie + gaz comprimé
- (4) – Huile

(5) –Raccordement

2.6 - Le contrôle de débit :

Le rôle de limiteur de débit ou de régulateur de débit est de faire varier la section dans laquelle le fluide circule.

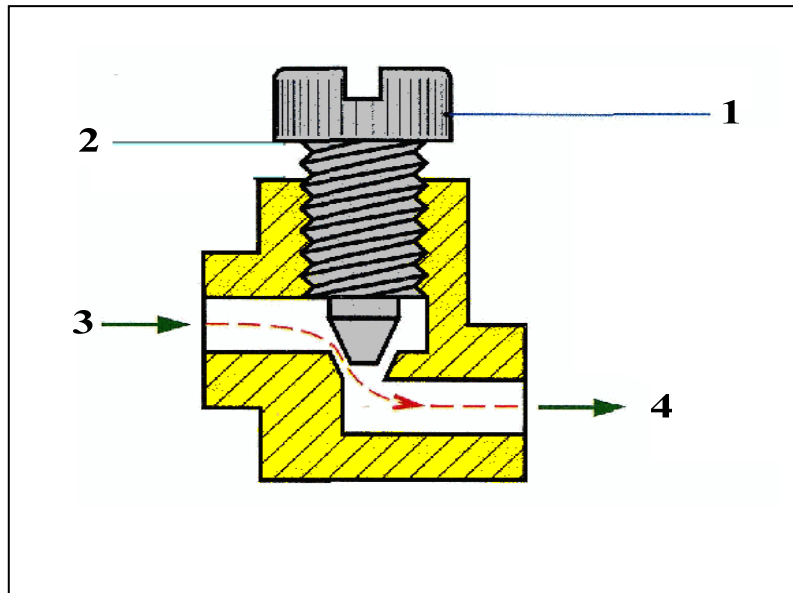


Figure 2.32 : Régulateurs de débit

- (1) –Vis de réglage
- (2) –Cale de réglage
- (3) – Débit entrée
- (4) – Débit réduit

2.6.1 - Symboles :

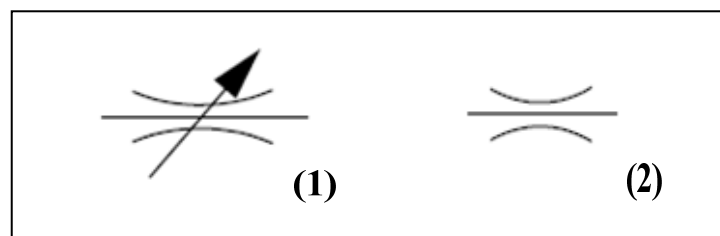


Figure 2.31 : Symboles des régulateurs de débit

- (1) – Réducteur de débit réglable
- (2) – Réducteur de débit non réglable

2.6 Conclusion : Dans ce chapitre nous avons essayé de présenter les principaux composants hydrauliques, leur fonctionnement et leurs choix et caractéristiques qui vont nous permettre dans la suite du travail de faire l'étude de cas.

**Thème : Dimensionnement Et Simulation D'une
Installation Hydraulique Industrielle.**

Chapitre 3 : Etude de cas

3.1 –Etude de cas :

Dimensionnement et Simulation d'une installation hydraulique industrielle.

3.2 - Enonce du problème :

Sur un cahier des charges il est demandé de réaliser une installation hydraulique qui répond aux exigences suivantes :

On veut réaliser un ensemble de 4 vérins et d'un moteur hydraulique.

Deux vérins identiques (A) et (A') sortent ensemble et déplacent une masse de 2000 Kg sur une course de 100mm à une vitesse de 0.25m/s à l'aller comme au retour, une fois les tiges des vérins (A) et (A') sortent complètement un fin de course est actionné est par conséquent les deux vérins (B) et (C) sortent en même temps, le vérin (B) sort et déplace une masse de 4000Kg sur une course de 500 mm à une vitesse de 0.3m/s, le vérin (C) sort et déplace une masse de 3500 Kg sur une course de 300 mm, à une vitesse rapide de 0.2m/s sur une distance de 150 mm puis à une vitesse lente de 0.03m/s sur la dernière partie (150 mm) de la course, et provoque le démarrage du moteur hydraulique, et lorsque la tige arrive en fin de course (300 mm), elle provoque le retour des vérins A, A', B, C et l'arrêt du moteur hydraulique.

On suppose que la durée de l'accélération des vérins A, A', B et C est le $\frac{1}{5}$ du temps de la course

*Le cycle :

- 1 – Avance des vérins A et A'.
- 2 – Avance de vérin B et avance rapide de vérin C.
- 3 _ Avance lente de vérin C et rotation du moteur hydraulique.
- 4 – Retour des vérins A, A', B, C et l'arrêt du moteur hydraulique.

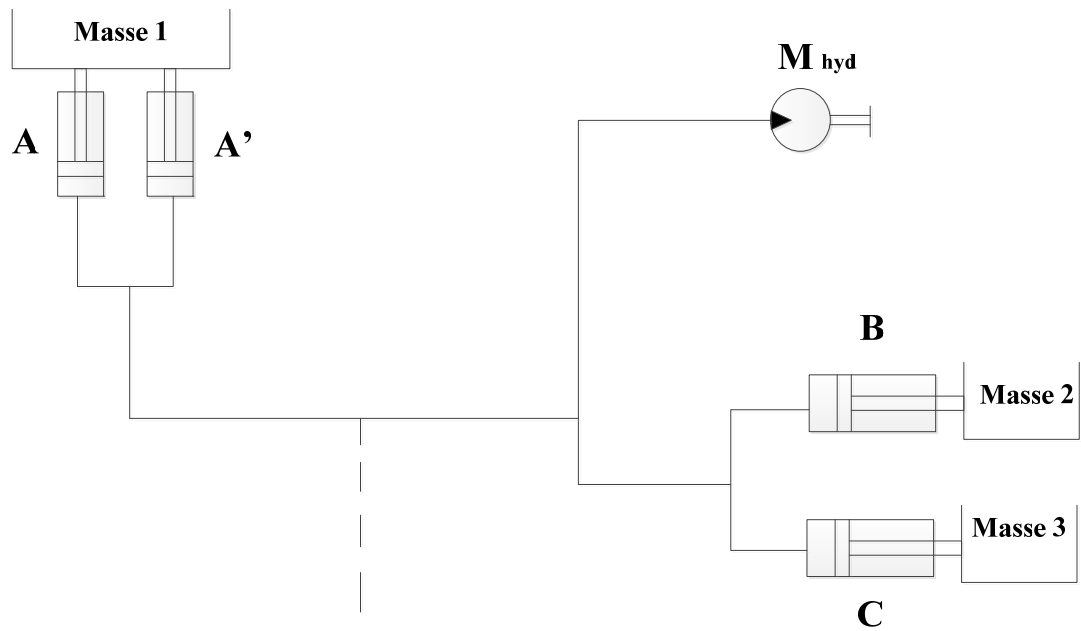


Figure 3.1 : Schéma Préliminaire du circuit hydraulique étudié.

*Les données :

Vérins	Masse [kg]	C [mm]	Vs [m/s]	Vr [m/s]	η [%]
A	1000	100	0.25	0.25	0.9
A'	1000	100	0.25	0.25	0.9
B	4000	500	0.3	0.3	0.87
C	3500	150	Rapide : 0.2 Lente : 0.03	0.2	0.89

P = Pression de service = 120 bar

Moteur hydraulique :

V = Vitesse = 280 tr/min

C = Couple = 370 N.m

P = Pression = 110 bar

3.4 - Détermination des appareils moteurs :

Les deux vérins (A) et (A') sont identiques donc la détermination est la même

3.4.1 - Vérin A :

A - Paramètres du vérin A :

vs = Vitesse de sortie = 0.25 m/s

c = Course = 100 mm

m = Charge = 2000 Kg/2 = 1000 Kg

η = 0.9

P = 120 bar

g = accélération de la pesanteur = 9.8 m/s²

B - Caractéristiques : Pour déterminer les dimensions d'un vérin nous devons faire certains calculs en tenant compte de toutes les forces.

Force nécessaire pour équilibrer la masse :

$$\mathbf{F1} = \mathbf{m} * \mathbf{g} \dots\dots (3.1)$$

$$\mathbf{F1} = \mathbf{m} * \mathbf{g} = \frac{2000}{2} * 9.8 = 1000 * 9.8 = 9800 \text{ N} = 980 \text{ daN}$$

Force nécessaire pour communiquer l'accélération :

$$\mathbf{F2} = \mathbf{m} * \mathbf{a} \dots\dots (3.2)$$

$$\mathbf{a} = \frac{\mathbf{v}}{\mathbf{t}} \dots\dots (3.3)$$

Ladurée de l'accélération représente $\frac{1}{5}$ du temps total

$$\mathbf{t} = \frac{1}{5} * \mathbf{T} \dots\dots (3.4)$$

$$\mathbf{C} = \mathbf{v} * \mathbf{T} \dots\dots (3.5)$$

$$\mathbf{T} = \frac{\mathbf{C}}{\mathbf{v}} = \frac{0.1}{0.25} = 0.4 \text{ s}$$

$$\mathbf{t} = \frac{1}{5} * \mathbf{T} = \frac{1}{5} * 0.4 = 0.08 \text{ s}$$

$$a = \frac{v}{t} = \frac{0.25}{0.08} = 3.125 \text{ m/s}^2$$

$$F_2 = m \cdot a = 1000 * 3.125 = 3125 \text{ N} = 312.5 \text{ daN}$$

Force réelle totale nécessaire à déplacer la charge :

$$F_t = \frac{F_1+F_2}{\eta} \dots \dots \dots (3.6)$$

$$F_t = \frac{F_1 + F_2}{\eta} = \frac{980 + 312,5}{0.9} = 1436.11 \text{ daN}$$

η : Rendement du vérin

La section du piston :

$$S = \frac{F}{p} \dots \dots \dots (3.7)$$

$$S = \frac{F}{P} = \frac{14361,1}{120 * 10^5} = 11.96 \text{ cm}^2 \approx 12 \text{ cm}^2$$

Lediamètre du piston :

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \dots \dots \dots (3.8)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 12}{3.14}} = 3,9 \text{ cm}^2 \approx 4 \text{ cm}$$

C - Détermination de la tige du vérin :

*Calcul de la longueur libre du flambage :

*Coefficient du mode de fixation : k

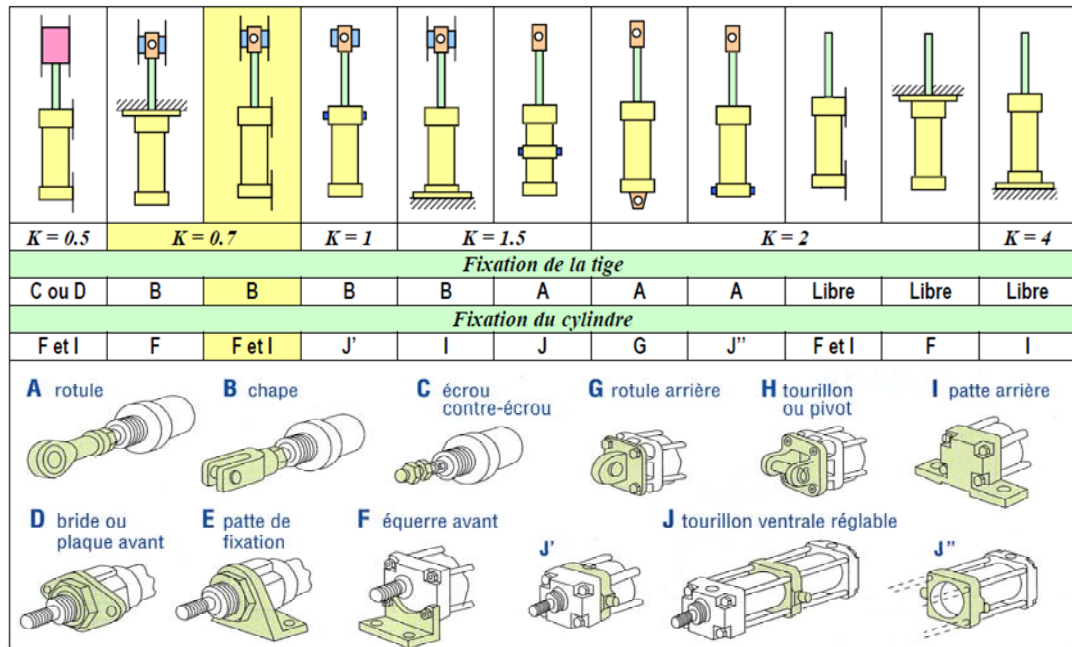


Figure 3.2 : Choix du mode de fixation.

*Le mode de fixation du vérin est :

Le vérin A : fixation du cylindre est sur tourillon ventrale réglable avec une fixation de la tige avec une chape.

Sur cette figure 3.2 nous trouvons pour ce type de fixation un coefficient de course est égale à $K = 1.5$

	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							

Figure 3.3 : Diamètres des vérins A, A'.

D'après la figure 3.3 nous trouvons pour un diamètre du piston $D = 40\text{mm}$ une tige de diamètre 22mm.

*Longueur libre :

$$L = C * K \dots \dots \dots (3.9)$$

$$L = C * K = 100 * 1.5 = 150 \text{ mm}$$

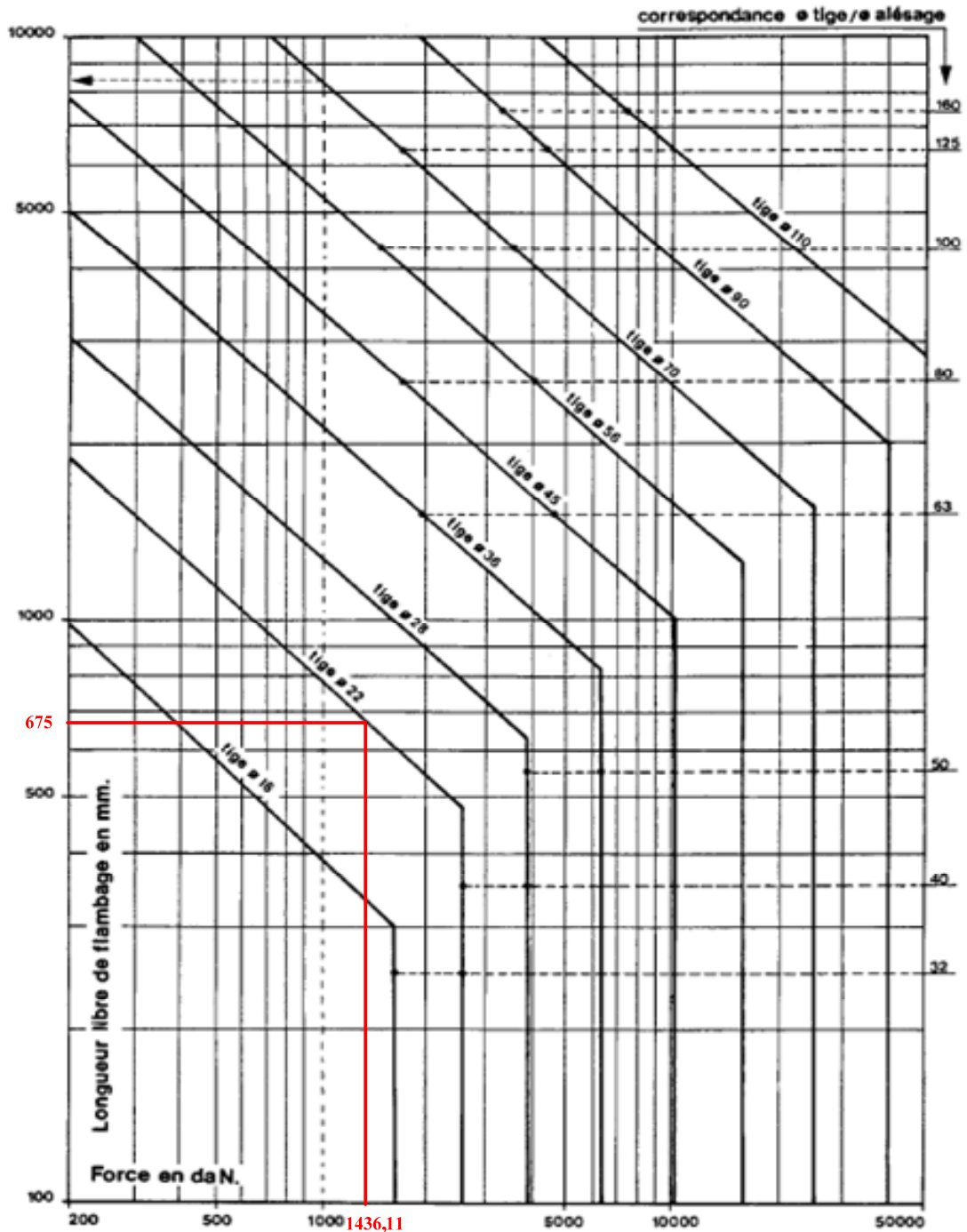


Figure 3.4 : Abaque de flambage (Vérin A et A').

D'après la figure 3.3 nous trouvons pour une Force réelle totale de 1436.11 daN et une tige de diamètre 22mm, une longueur libre du flambage max de 675 mm

$$L_{\max} = 675 \text{ mm}$$

Donc le vérin convient

Le choix de Vérin A : (Ø 40 * 22)

*La nouvelle valeur de la pression :

$$p = \frac{F}{S_p} = \frac{14361,1}{0,0012} = 119,67\text{bar}$$

3.4.2- Vérin B :

A - Paramètres du vérin B :

$$v = \text{Vitesse} = 0.3 \text{ m/s}$$

$$c = \text{Course} = 500 \text{ mm}$$

$$m = \text{Charge} = 4000 \text{ Kg}$$

$$p = 120 \text{ bar}$$

$$\eta = 0.87$$

$$g = \text{accélération de la pesanteur} = 9.8 \text{ m/s}^2$$

B - Caractéristiques :

Force nécessaire pour équilibrer la masse :

$$F_1 = m * g \dots\dots\dots (3.1)$$

$$F_1 = m * g = 4000 * 9.8 = 4000 * 9.8 = 39200 \text{ N} = 3920 \text{ daN}$$

Force nécessaire pour communiquer l'accélération :

$$F_2 = m * a \dots\dots\dots (3.2)$$

$$a = \frac{v}{t} \dots\dots\dots (3.3)$$

Ladurée de l'accélération représente $\frac{1}{5}$ du temps total

$$t = \frac{1}{5} * T \dots\dots\dots (3.4)$$

$$C = v * T \dots\dots\dots (3.5)$$

$$T = \frac{C}{v} = \frac{0.5}{0.3} = 1.66 \text{ s}$$

$$t = \frac{1}{5} * T = \frac{1}{5} * 1.66 = 0.33 \text{ s}$$

$$a = \frac{v}{t} = \frac{0.3}{0.33} = 0.9 \text{ m/s}^2$$

$$F_2 = m * a = 4000 * 0.9 = 3600 \text{ N} = 360 \text{ daN}$$

Force réelle totale nécessaire à déplacer la charge :

$$F_t = \frac{F_1 + F_2}{\eta} \dots \dots \dots (3.6)$$

$$F_t = \frac{F_1 + F_2}{\eta} = \frac{3920 + 360}{0,87} = 4919,54 \text{ daN}$$

η : Rendement du vérin

La section du piston :

$$S = \frac{F}{p} \dots \dots \dots (3.7)$$

$$S = \frac{F}{P} = \frac{49195,4}{120 * 10^5} = 40,99 \text{ cm}^2 \approx 41 \text{ cm}^2$$

Lediamètre du piston :

$$S = \frac{\pi * D^2}{4} \dots \dots \dots (3.8)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 41}{3,14}} = 7,22 \text{ cm}$$

C - Détermination de la tige du vérin :

***Calcul de la longueur libre du flambage :**

***Coefficient du mode de fixation : k**

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

Le vérin B : fixation du cylindre est sur patte arrière avec une fixation de la tige avec une rotule.

Sur cette figure 3.2 nous trouvons pour ce type de fixation un coefficient de course est égale à $K = 1.5$

	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	

Figure 3.5 : Diamètres du vérin B.

$D = 7.22 \text{ cm}$ on prend que $D = 8 \text{ cm}$

D'après la figure 3.5 nous trouvons pour un diamètre du piston $D = 8 \text{ cm} = 80 \text{ mm}$ une tige de diamètre 45mm.

$$S_{pn} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} = 50.24 = 50 \text{ cm}^2$$

***Longueur libre :**

$$L = C * K \dots \dots (3.9)$$

$$L = C * K = 500 * 1,5 = 750 \text{ mm}$$

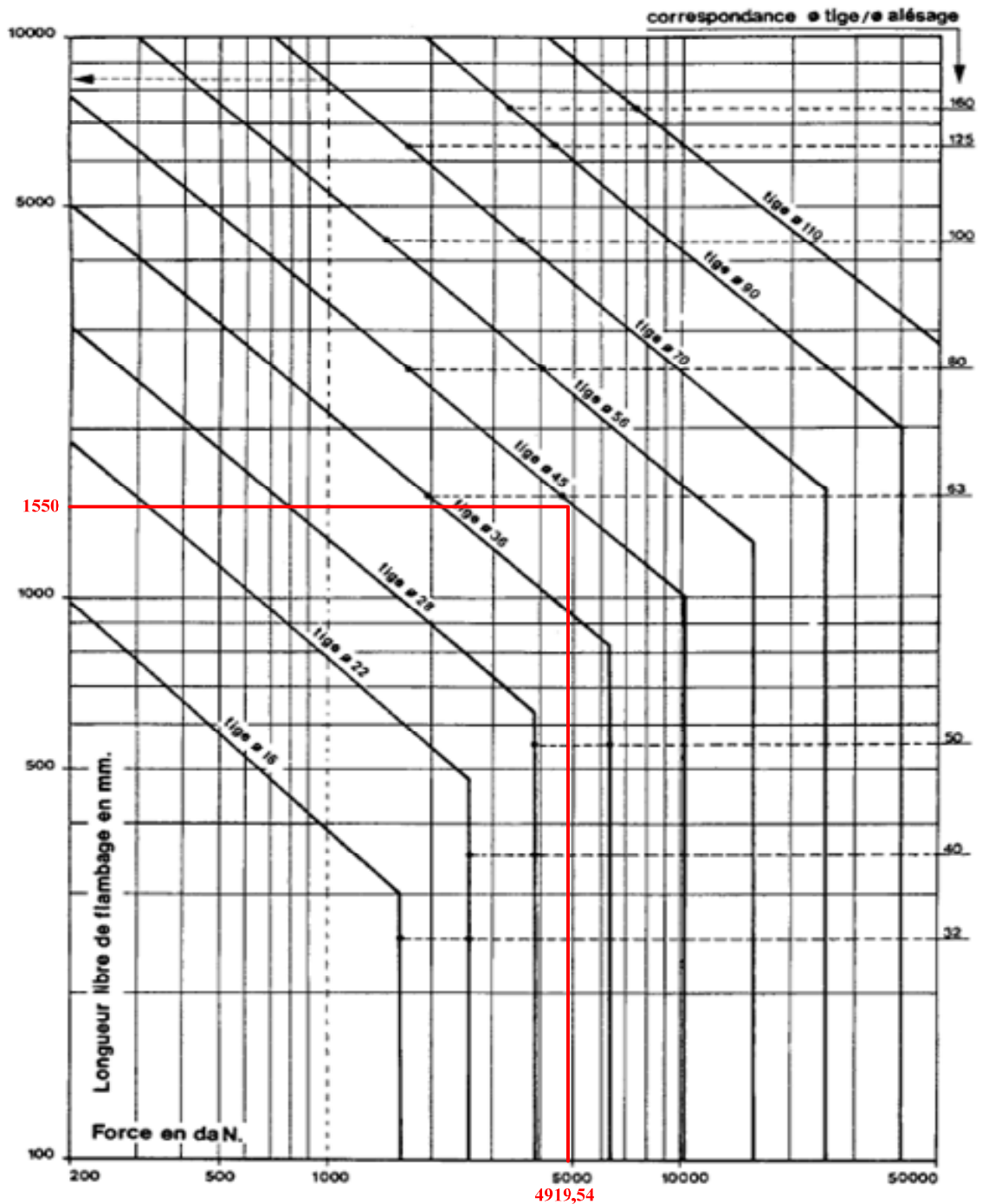


Figure 3.6 : Abaque de flambage (Vérin B).

D'après la figure 3.3 nous trouvons pour une Force réelle totale de 4919.54daN et une tige de diamètre 45mm, une longueur libre du flambage max de 1550 mm

$$L_{\max} = 1550 \text{ mm}$$

Donc le vérin convient

Donc le choix du vérin B : (Ø 80 * 45)

*La nouvelle valeur de la pression :

$$P = \frac{F}{S_p} = \frac{49195.4}{0,005} = 98.39 \text{ bar}$$

3.4.3- Vérin C :

A - Paramètres du vérin C :

Vr = Vitesse rapide = 0.2 m/s

C = Course = 150 mm

m = Charge = 3500 Kg

η = rendement = 0.89

P = pression = 120 bar

g = accélération terrestre = 9.8 m/s²

B - Caractéristiques :

Force nécessaire pour équilibrer la masse :

$$F_1 = m * g \dots\dots (3.1)$$

$$F_1 = m * g = 3500 * 9.8 = 34300 \text{ N} = 3430 \text{ daN}$$

Force nécessaire pour communiquer l'accélération :

$$F_2 = m * g \dots\dots (3.2)$$

$$a = \frac{v}{t} \dots\dots (3.3)$$

Ladurée de l'accélération représente $\frac{1}{5}$ du temps total

$$t = \frac{1}{5} * T \dots\dots (3.4)$$

$$C = v * T \dots\dots (3.5)$$

$$T = \frac{C}{v} = \frac{0.15}{0.2} = 0.75 \text{ s}$$

$$t = \frac{1}{5} * T = \frac{1}{5} * 0.75 = 0.15 \text{ s}$$

$$a = \frac{v}{t} = \frac{0.2}{0.15} = 1.33 \text{ m/s}^2$$

$$F_2 = m * a = 3500 * 1,33 = 4655 \text{ N} = 465.5 \text{ daN}$$

Force réelle totale nécessaire à déplacer la charge :

$$F_t = \frac{F_1 + F_2}{\eta} \dots \dots \dots (3.6)$$

$$F_t = \frac{F_1 + F_2}{\eta} = \frac{3430 + 465.5}{0.89} = 4376.96 \text{ daN}$$

η : Rendement du vérin

La section du piston :

$$S = \frac{F}{p} \dots \dots \dots (3.7)$$

$$S = \frac{F}{P} = \frac{43769.6}{120 * 10^5} = 36,47 \text{ cm}^2$$

Lediamètre du piston :

$$S = \frac{\pi * D^2}{4} \dots \dots \dots (3.8)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4.36 * 47}{3.14}} = 6.81 \text{ cm}$$

C - Détermination de la tige du vérin :

***Calcul de la longueur libre du flambage :**

***Coefficient du mode de fixation :**

Le vérin B est sur patte arrière avec une tige rotule.

Sur cette figure 3.2 nous trouvons pour ce type d'attache $K = 1.5$

	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								

Figure 3.7 : Diamètres du vérin C.

$D = 6.81$ cmon prend que $D = 8$ cm

D'après la figure 3.5 nous trouvons pour un diamètre du piston $D = 8$ cm = 80mmune tige de diamètre 45mm.

$$S_{pn} = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{3,14 * (8)^2}{4} = 50.24 \text{ cm}^2 \approx 50 \text{ cm}^2$$

***Longueur libre :**

$$L = C * K \dots \dots (3.9)$$

$$L = C * K = 300 * 1.5 = 450 \text{ mm}$$

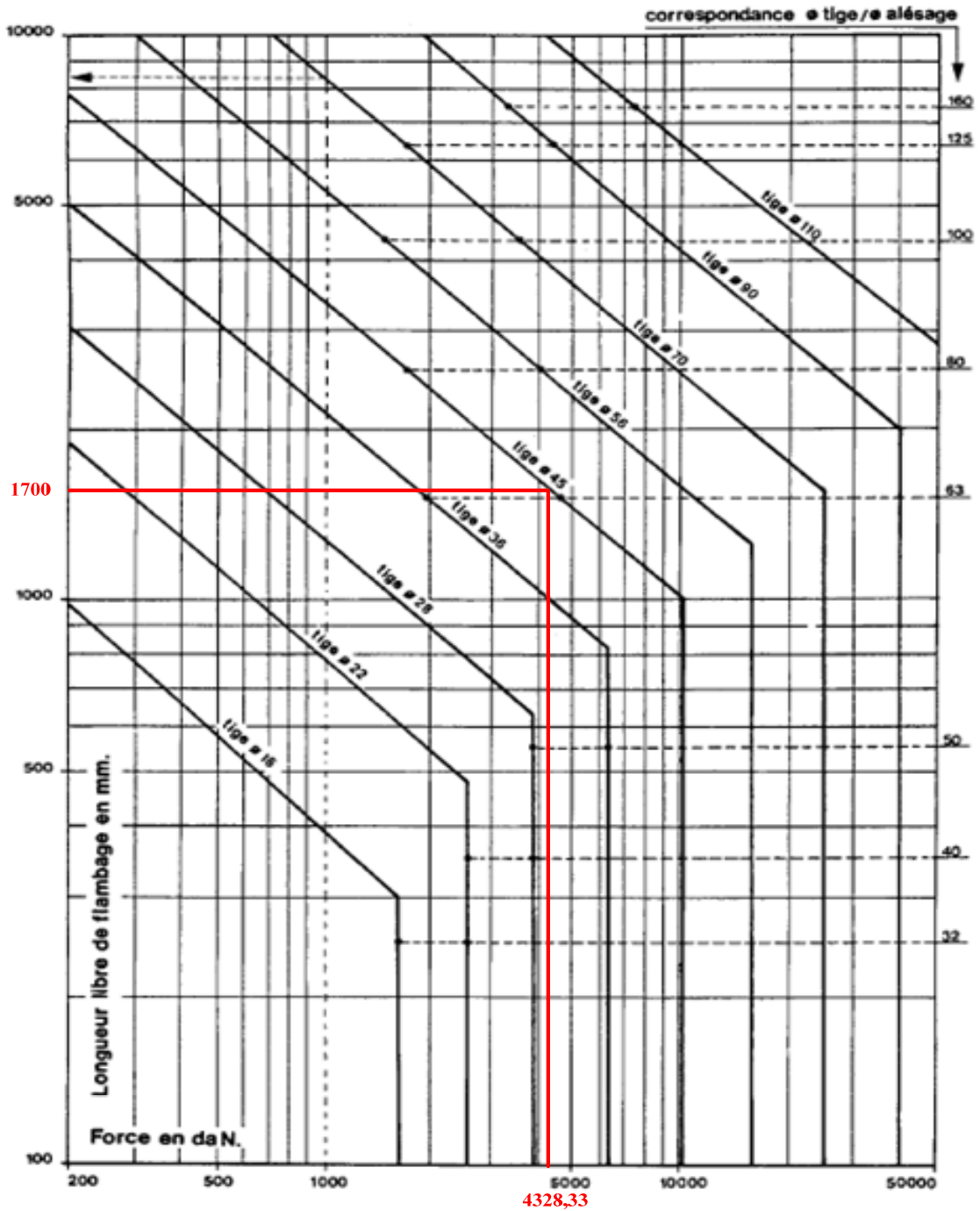


Figure 3.8 : Abaque de flambage (Vérin C).

D'après la figure 3.3 nous trouvons pour une Force réelle totale de 4376.96daN et une tige de diamètre 45mm, une longueur libre du flambage max de 1700 mm

$$L_{\max} = 1700 \text{ mm}$$

Donc le vérin convient

Donc le choix du vérin C : (Ø 80 * 45)

*La nouvelle valeur de la pression :

$$P = \frac{F}{S_p} = \frac{43769.6}{0.005} = 87.53 \text{ bar}$$

3.4.4 – Moteur hydraulique :

A - Paramètres du moteur hydraulique :

C = couple = 37 daN.m

N = vitesse de rotation = 270 tr/min

η = rendement = 0.93

P = pression = 110 bars

B - Détermination de la cylindrée :

On considère que les pertes mécaniques sont faibles devant les pertes volumétriques

$$\eta = \eta_v * \eta_m = 0.93$$

$$\eta_m = 1$$

$$C = C_{th} * \eta \dots \dots (3.10)$$

$$C_{th} = \frac{C}{\eta} \dots \dots (3.11)$$

$$C_{th} = \frac{C}{\eta_m} = \frac{370}{1} = 370 \text{ N * m}$$

$$C_{th} = \frac{Cyl * \Delta p}{2\pi} \dots \dots (3.12)$$

$$Cyl_g = \frac{2 * \pi * C}{\Delta p} = \frac{2 * \pi * 370}{110 * 10^5} = 2.11 * 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{tr}$$

$$Cyl_g = 211 \text{ cm}^3 / \text{tr}$$

$$Cyl_r = \frac{Cyl_g}{\eta_v} = \frac{211}{0.93} = 226.88 \text{ cm}^3 / \text{tr}$$

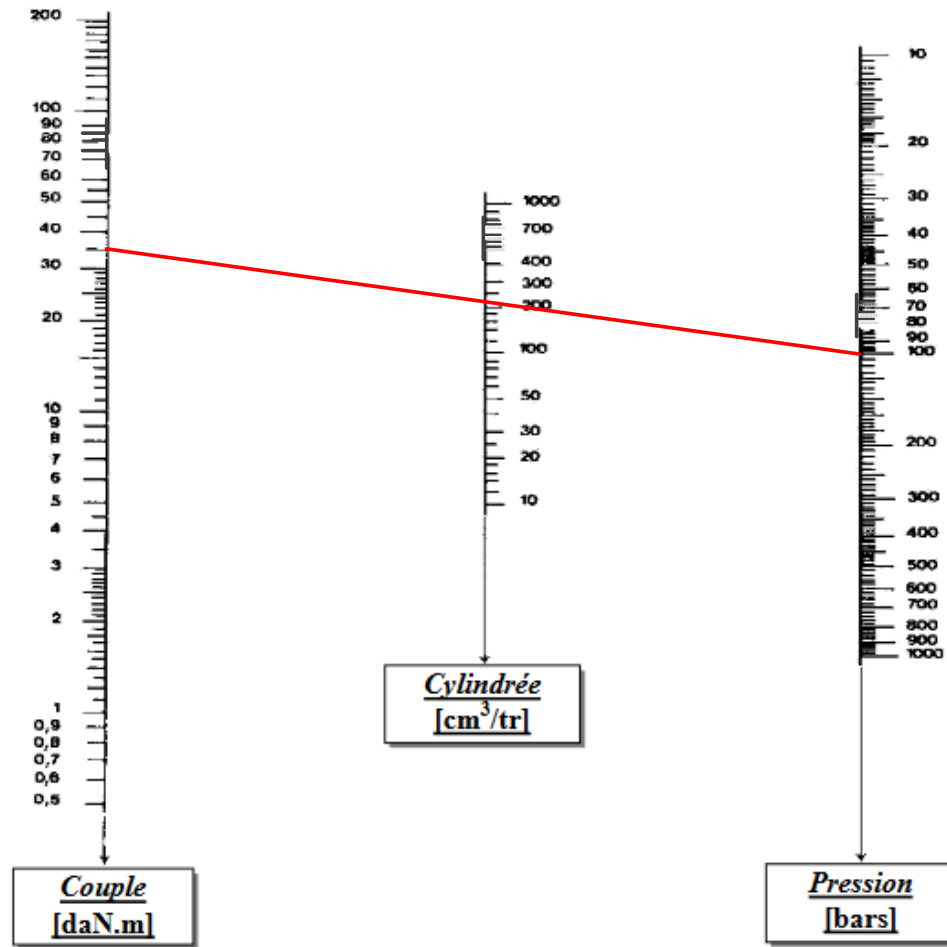


Figure 3.9 : Abaque des caractéristiques du moteur hydraulique.

Sur le catalogue du constructeur Eaton, nous avons trouvé un moteur Gerotor de cylindrée 245 cm³

Cylindrée	cm ³ /tr	53	63	80	100	125	160	200	245	315	390	485
Débit (l/min)	Continu	38	45	57	57	57	57	57	57	57	57	57
	Intermittent	45	53	68	68	68	68	68	68	68	68	68
Vitesse maxi. (tr/min)	Continu	721	693	710	568	462	354	286	234	174	144	114
	Intermittent	864	806	848	678	551	421	341	282	209	171	138
Δp (bar)	Continu	124	124	124	124	124	115	110	100	90	83	69
	Intermittent	138	138	138	138	138	124	124	124	124	110	90
Couple (Nm)	Continu	83	104	130	162	200	242	287	318	377	419	426
	Intermittent	93	116	145	181	223	260	324	391	508	547	507
Masse (kg)		5	5,3	5,5	6,1	6,2	6,4	6,7	7,1	7,4	7,7	8

Figure 3.10 : Catalogue du constructeur Eaton.

Avec :

$$Q_{th} = 57 \text{ l/min}$$

$$P_h = C * \omega = p * Q = \frac{110 * 10^5 * 57}{60000} = 10.45 \text{ Kw}$$

$$\omega = \frac{P_h}{C} = \frac{10450}{370} = 28.24 \text{ rad/s}$$

$$\omega = \frac{2\pi \cdot N}{60} \dots\dots\dots (3.13)$$

$$N = \frac{60 \cdot \omega}{2\pi} = \frac{60 \cdot 29.85}{2\pi} = 269.8 \text{ tr/min}$$

C - Détermination de la pression de travail :

$$C = \frac{\text{Cyl} \cdot \Delta p}{2\pi \cdot \eta}$$

$$\Delta p = \frac{2 \cdot \pi \cdot C \cdot \eta}{\text{Cyl}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 370 \cdot 0.93}{0.000245} = 88.2 \text{ bars}$$

D - Détermination du débit absorbé par le moteur :

$$\omega = \frac{2\pi \cdot N}{60}$$

$$Q_{réelle} = \frac{C \cdot \omega}{p} = \frac{370 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 269.8 \cdot 60000}{110 \cdot 10^5 \cdot 60} = 56.99 \text{ l/min}$$

3.4.5 – Détermination des débits :

A - Détermination des débits de vérins A et A' :

Vérin A : (Ø 40 * 22)

Débit nécessaire à l'aller :

$$S_p = \frac{\pi * D_p^2}{4} = \frac{\pi * (4)^2}{4} = 12.56 \text{ cm}^2$$

$$S_{an} = \frac{\pi * (D_p^2 - D_t^2)}{4} = \frac{\pi * (4^2 - 2,2^2)}{4} = 8.76 \text{ cm}^2$$

$$V = 0,25 \text{ m/s}$$

$$Q = S_p * v = 12.56 * 25 = 314 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 0.314 \text{ l/s} = 18.84 \text{ l/min}$$

Débit nécessaire au retour :

$$Q' = S_{an} * v = 8.76 * 25 = 219 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 0.219 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 13.14 \text{ l/min}$$

B - Détermination des débits de vérins B :

Vérin B : (Ø 80 * 45)

Débit nécessaire à l'aller :

$$S_p = \frac{\pi * D_p^2}{4} = \frac{\pi * (8)^2}{4} = 50.54 \text{ cm}^2$$

$$S_{an} = \frac{\pi * (D_p^2 - D_t^2)}{4} = \frac{\pi * (8^2 - 4,5^2)}{4} = 34.34 \text{ cm}^2$$

$$V = 0.3 \text{ m/s}$$

$$Q = S_p * v = 50.54 * 30 = 1516.2 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 1.51 \text{ l/s} = 90.6 \text{ l/min}$$

Débit nécessaire au retour :

$$Q' = S_{an} * v = 34.34 * 30 = 1030.2 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 1.03 \text{ l/s} = 61.8 \text{ l/min}$$

C - Détermination des débits de vérins C :

Vérin C : (Ø 80 * 45)

Débit nécessaire à l'aller :

$$S_p = \frac{\pi * D_p^2}{4} = \frac{\pi * (8)^2}{4} = 50.54 \text{ cm}^2$$

$$S_{an} = \frac{\pi * (D_p^2 - D_t^2)}{4} = \frac{\pi * (8^2 - 4,5^2)}{4} = 34.34 \text{ cm}^2$$

Vitesse avance rapide $V_r = 0.2 \text{ m/s}$

Vitesse avance lente $V_l = 0.03 \text{ m/s}$

Vitesse retour $V = 0.2 \text{ m/s}$

Débit nécessaire en avance rapide :

$$Q = S_p * v = 50.54 * 20 = 1009 \text{ cm}^3/\text{s} = 1 \text{ l/s} = 60 \text{ l/min}$$

Débit nécessaire en avance lente :

$$Q' = S_p * v' = 50.54 * 3 = 151.62 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 0.151 \text{ l/s} = 9.06 \text{ l/min}$$

Débit nécessaire en retour :

$$Q'' = S_{an} * v = 34.34 * 20 = 686.8 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 0.68 \text{ l/s} = 40.8 \text{ l/min}$$

***Débit du moteur hydraulique :**

$$Q_r = \frac{C * \omega}{p} = \frac{370 * 2 * \pi * 269.8 * 60000}{110 * 10^5 * 60} = 0.948 \text{ l/s} = 56.99 \text{ l/min}$$

***Diagramme des débits :**

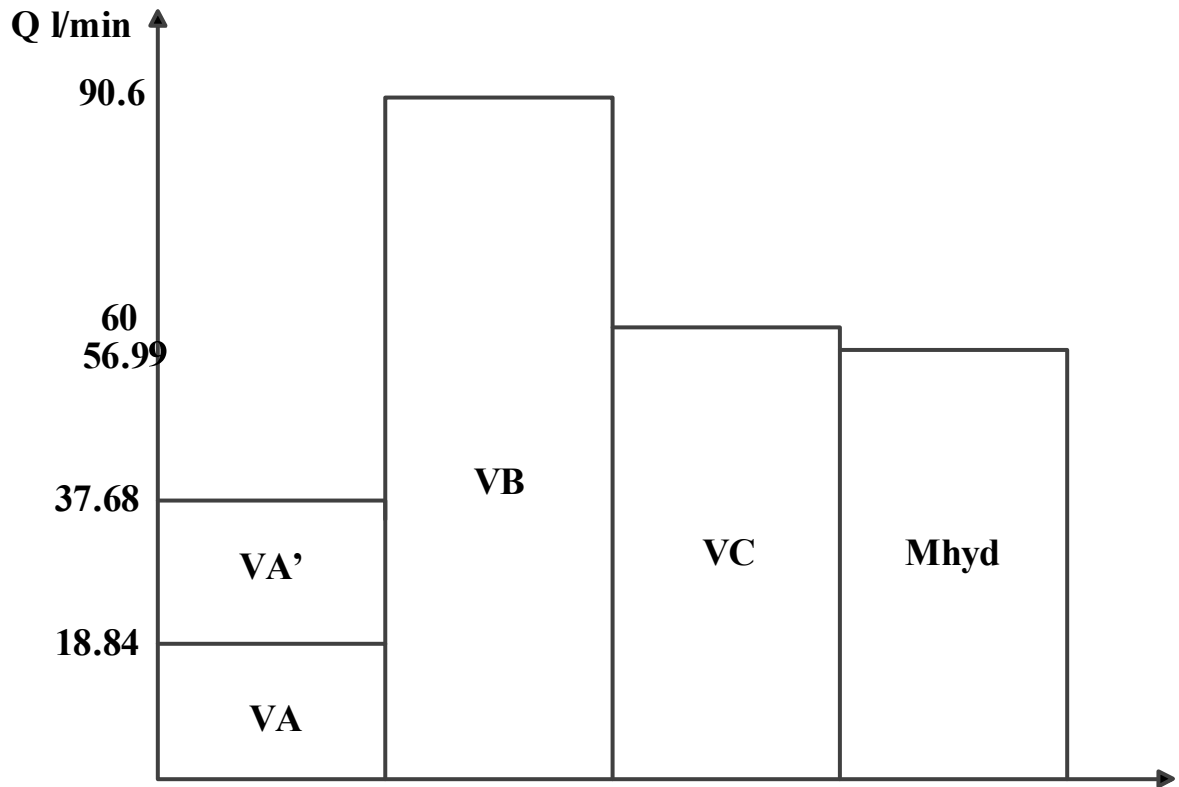


Figure 3.11 : Diagramme des débits.

Débit maximale :

$$Q_{\max} = Q_{VB} + Q_{VC} + Q_{Mhyd} = 90.6 + 60 + 56.99 = 207.59 \text{ l/min}$$

3.4.6 – Détermination de la pompe hydraulique :

La pression maximale retenue est de 120bars à laquelle s'ajoutent les pertes de charge du circuit, pour augmenter la durée de vie de la pompe, il faut que la pompe ne fonctionne pas en charge donc on fixe la pression sur 130 bars.

Le débit total est 207.59 l/mn.

Pour un moteur électrique tournant à 1750 tr/mn, il faut une pompe de cylindrée :

$$\text{Cyl} = \frac{Q}{N} \dots (3.14)$$

$$\text{Cyl} = \frac{Q}{N} = \frac{207590}{1750} = 118.62 \text{ cm}^3/\text{tr}$$

Sur le catalogue du constructeur (HYDRO LEDUC) pour les pompes à pistons, nous avons trouvé une pompe (TXV 120) de cylindrée 120 cm³et 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 ⁽³⁾ (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 3.12 : Catalogue du constructeur HYDRO LEDUC.

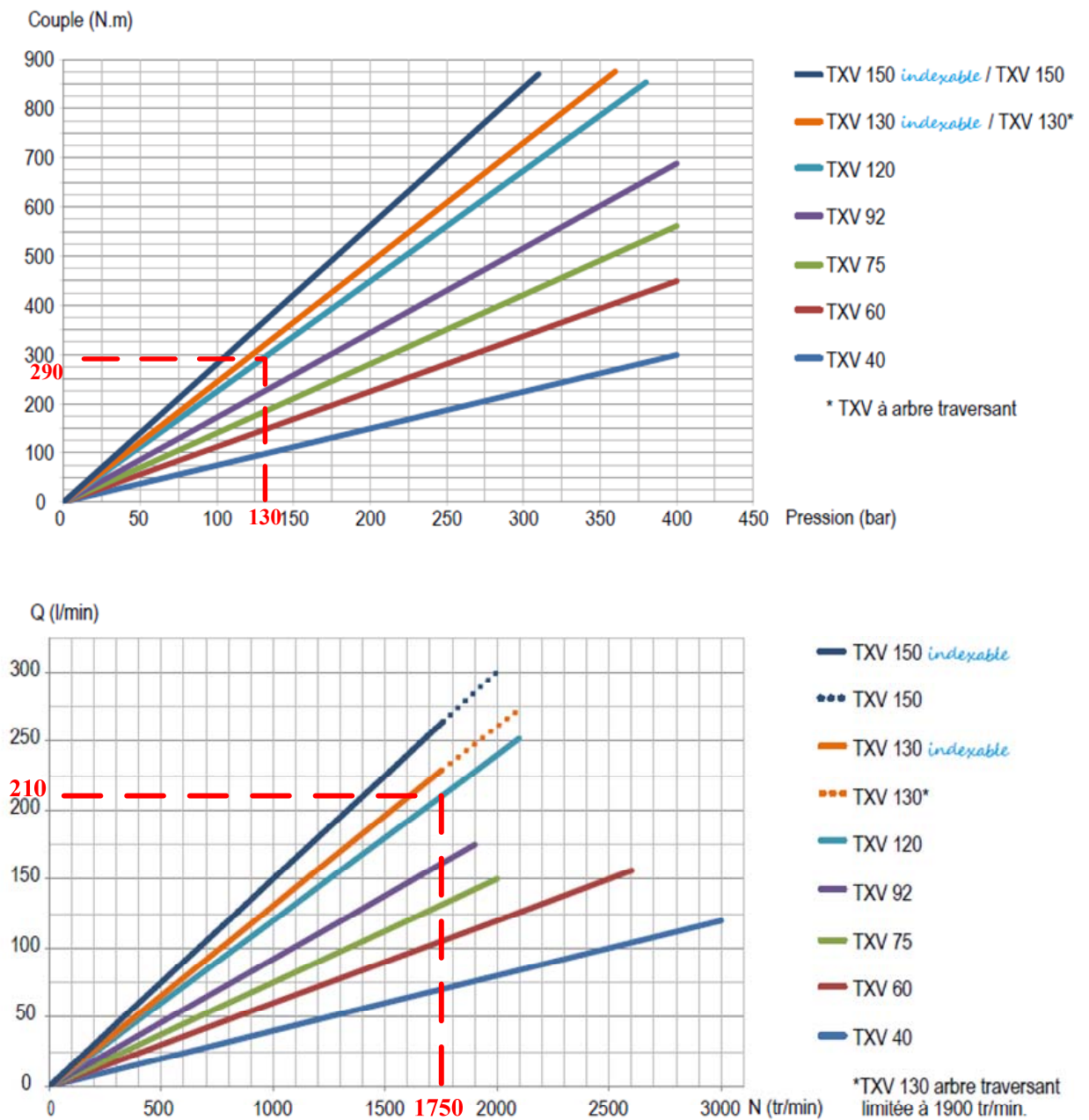


Figure 3.13 : Caractéristiques de la pompe à piston HYDRO LEDUC

A 130bars et vitesse de rotation de 1750 tr/mn on a un débit de 210 l/mn

On a :

$$C = 290 \text{ N} * \text{m}$$

Avec un rendement mécanique de :

$$\eta_m = 0.85$$

Puissance absorbée par la pompe :

$$P = C * \omega \dots (3.15)$$

$$P = C * \omega$$

$$P = 290 * \frac{2 * \pi * 1750}{60} = 53.11 \text{ Kw}$$

A - Détermination du rendement volumétrique :

$$\eta_v = \frac{Q_{réel}}{Q_{th}} = \frac{Q_{réel}}{Cyl * N} = \frac{207.59}{120 * 1750} * 1000 = 0.98$$

B - Détermination du rendement totale :

$$\eta_t = \eta_v * \eta_m = 0.98 * 0.85 = 0.83$$

C - Détermination de la puissance du moteur électrique :

Rendement moteur électrique $\eta = 0.85$

$$P = \frac{P_a}{\eta} = \frac{53.11}{0.85} = 62.48 \text{ Kw}$$

Le fluide hydraulique correspondant à cette pompe est à base minérale a ISO VG 32 de viscosité

$$v = 32 \text{ cst}$$

D - Détermination des tuyauteries :

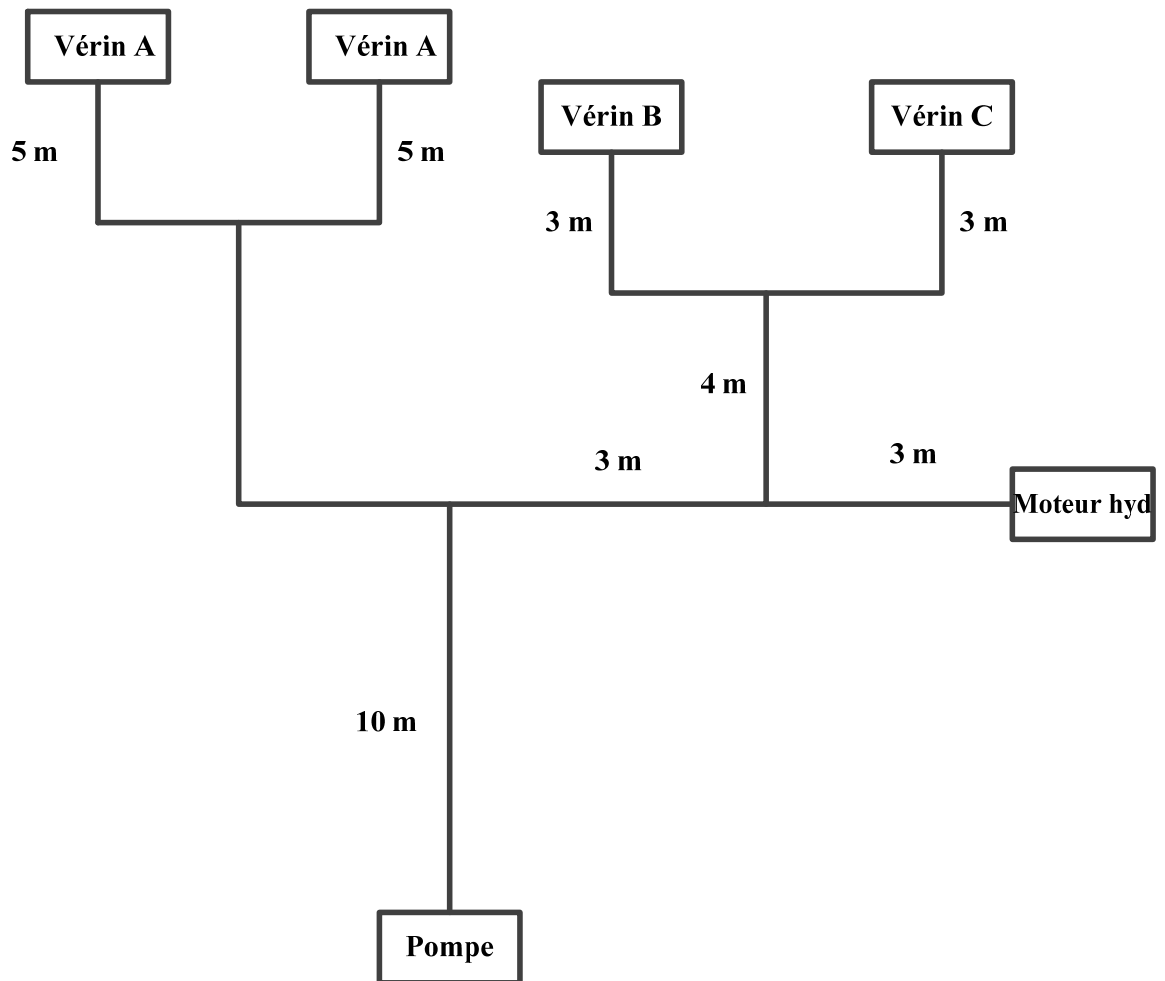


Figure 3.14 : Schéma des conduites.

***Tuyauteries du vérin A(Aet A' sont identiques):**

On a :

$$Q = 0.314 \text{ l/s}$$

En retenons 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.
- 2 m/s dans les conduites de retour.




Les conduites de pression :

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{314}{400} = 0,785 \text{ cm}^2$$

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

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0,785}{\pi}} = 10 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 12,7 mm qui est utilisable jusqu'à 140 bar

					
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

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

$$v_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{314}{1,26} = 250 \text{ cm/s} = 2,5 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{v * D}{\nu} \dots \dots \dots (3.16)$$

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{2,5 * 0.012}{32 * 10^{-6}} = 937.5$$

Re < 2000 l'écoulement est laminaire

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \dots \dots \dots (3.17)$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{937.5} = 0.068$$

Pour 5 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * V^2}{2 * D} \dots \dots \dots (3.18)$$

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * V^2}{2 * D} = \frac{0.068 * 5 * 900 * 2.5^2}{2 * 0.012} = 0.8 \text{ bar}$$

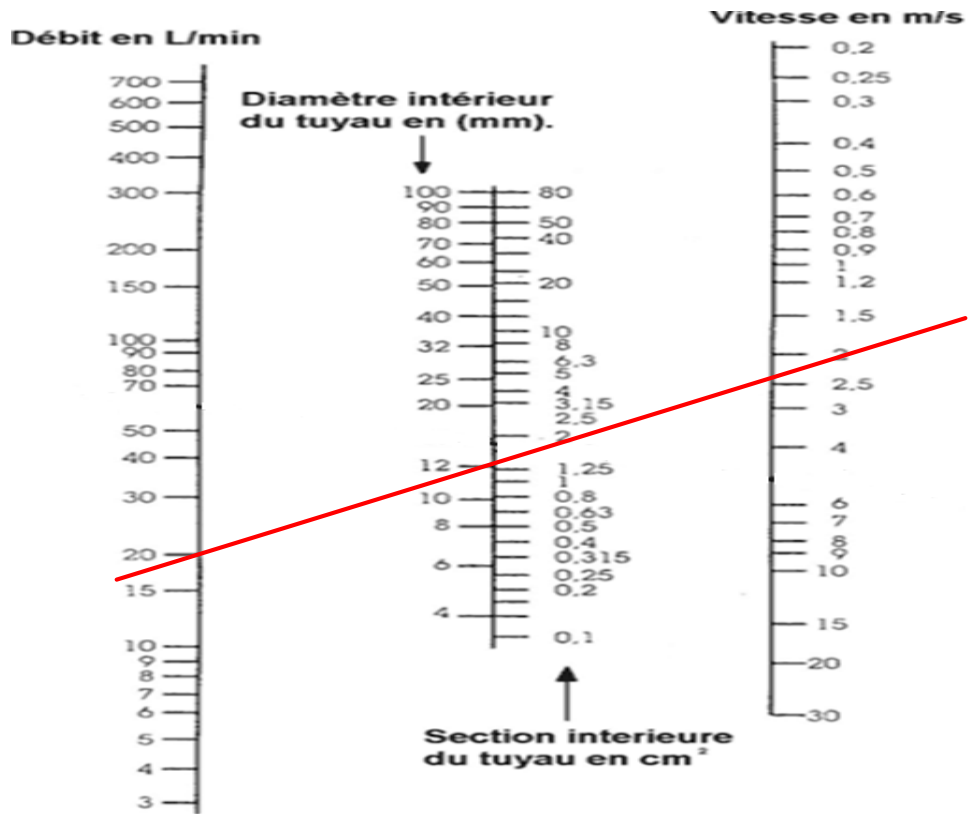


Figure 3.15 : Abaque du diamètre du tuyau (Vérin A,A’).

Les conduites de retour :

Débit nécessaire au retour :

$$Q' = 0.219 \text{ l/s}$$

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{219}{200} = 1.095 \text{ cm}^2$$

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

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 1.095}{\pi}} = 11.81 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 12.7 mm qui est utilisable jusqu'à 140 bar

$$S_r = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 1.27^2}{4} = 1.26 \text{ cm}^2$$

$$v_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{219}{1.26} = 174 \text{ cm/s} = 1.74 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{1.74 * 0.012}{32 * 10^{-6}} = 652.5$$

Re < 2000 l'écoulement est laminaire

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{652.5} = 0.098$$

Pour 5 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * V^2}{2 * D} = \frac{0.098 * 5 * 900 * 1.74^2}{2 * 0.012} = 2.22 \text{ bar}$$

***Tuyauteries de vérin B :**

On a :

$$Q = 1.51 \text{ l/s}$$




Les conduites de pression :

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{1510}{400} = 3.77 \text{ cm}^2$$

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

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 3.77}{\pi}} = 21.9 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 25,4 mm qui est utilisable jusqu'à 355bar

					
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

$$S_r = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 2.54^2}{4} = 5 \text{ cm}^2$$

$$v_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{1510}{5} = 302 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 3 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{3 * 0,025}{32 * 10^{-6}} = 2343.75$$

2000 < Re < 1000001 l'écoulement est turbulent lisse

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = 0.316 * Re^{-0.25} = 0.316 * 2343,75^{-0.25} = 0.045$$

Pour 3 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * V^2}{2 * D} = \frac{0.045 * 3 * 900 * 3^2}{2 * 0.025} = 0.21 \text{ bar}$$

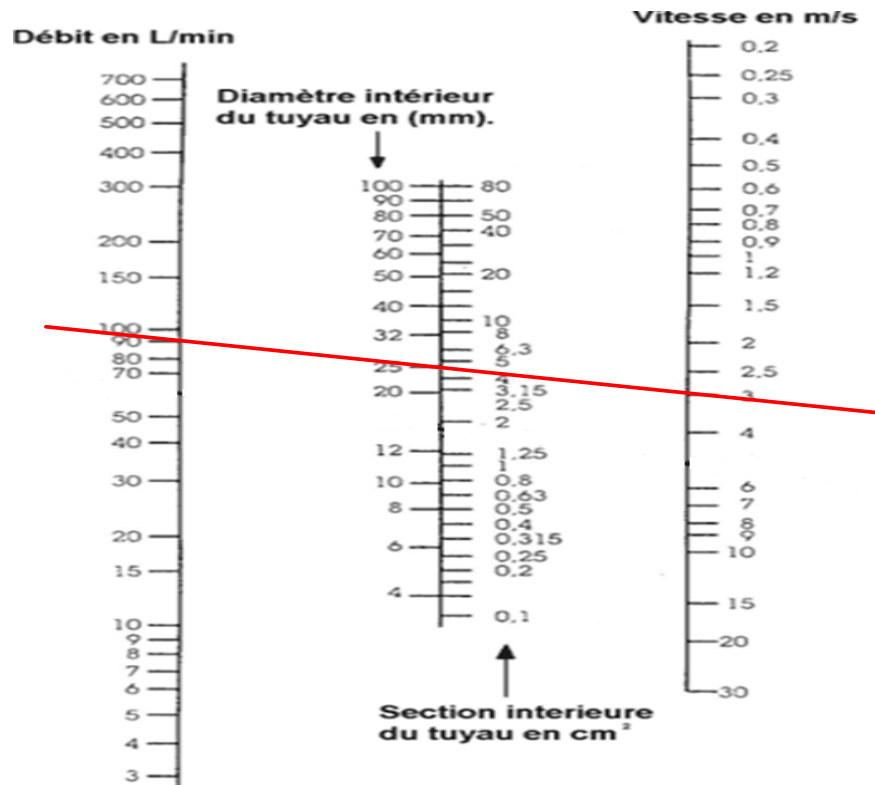


Figure 3.16 : Abaque du diamètre du tuyau (Vérin B).

Les conduites de retour :

Débit nécessaire au retour :

$$Q' = 1.03 \text{ l/s}$$

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{1030}{200} = 5.15 \text{ cm}^2$$

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

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 5.15}{\pi}} = 25.56 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 31,8 mm qui est utilisable jusqu'à 430bar

$$S_r = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 31.8^2}{4} = 7.93 \text{ cm}^2$$

$$v_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{1510}{7.93} = 190 \text{ cm/s} = 1.9 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{1.9 \cdot 0.031}{32 \cdot 10^{-6}} = 1840.62$$

Re < 2000 l'écoulement est laminaire

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1840.62} = 0.034$$

Pour 3 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot L \cdot \rho \cdot V^2}{2 \cdot D} = \frac{0.034 \cdot 3 \cdot 900 \cdot 1.9^2}{2 \cdot 0.031} = 0.05 \text{ bar}$$

***Tuyauteries de vérin C :**

Les conduites de pression :

Débit nécessaire en avance rapide :




$$Q = 1 \text{ l/s}$$

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{1000}{400} = 2.5 \text{ cm}^2$$

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

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2.5}{\pi}} = 17.84 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 19,1 mm qui est utilisable jusqu'à 247bar

					
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

$$S_r = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 1.91^2}{4} = 2.86 \text{ cm}^2$$

$$v_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{1000}{2.86} = 350 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 3.5 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{3.5 * 0,019}{32 * 10^{-6}} = 2078.12$$

2000 < Re < 1000001 l'écoulement est turbulent lisse

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = 0.316 * Re^{-0,25} = 0.316 * 2078.12^{-0,25} = 0.046$$

Pour 3 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * V^2}{2 * D} = \frac{0.046 * 3 * 900 * 3.5^2}{2 * 0.019} = 0.4 \text{ bar}$$

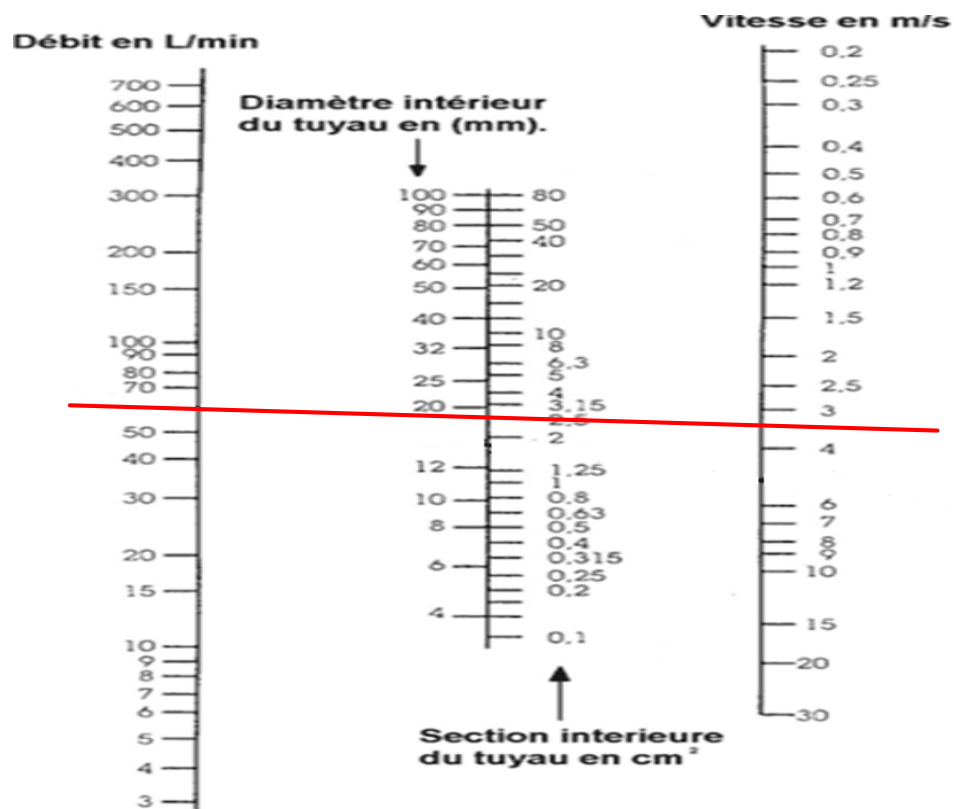


Figure 3.17: Abaque du diamètre du tuyau (Vérin C).

Débit nécessaire en avance lente :

$$Q = 0.151 \text{ l/s}$$

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{151}{400} = 0.37 \text{ cm}^2$$

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

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0.37}{\pi}} = 6.8 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 7,9 mm qui est utilisable jusqu'à 147bar

$$S_r = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 0.79^2}{4} = 0.7 \text{ cm}^2$$

$$v_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{151}{0.7} = 215 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 2.15 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{2.15 * 0.007}{32 * 10^{-6}} = 430.30$$

$Re < 2000$ l'écoulement est laminaire

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{430.30} = 0.15$$

Pour 3 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * V^2}{2 * D} = \frac{0.15 * 3 * 900 * 2.15^2}{2 * 0.007} = 1.33 \text{ bar}$$

Les conduites de retour :

Débit nécessaire au retour :

$$Q'' = 0.68 \text{ l/s}$$

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{680}{200} = 3.4 \text{ cm}^2$$

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

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 3.4}{\pi}} = 20.81 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 25,4 mm qui est utilisable jusqu'à 355bar

$$S_r = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 2.54^2}{4} = 5 \text{ cm}^2$$

$$v_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{680}{5} = 136 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 1.36 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{1.36 * 0.025}{32 * 10^{-6}} = 1062.5$$

Re < 2000 l'écoulement est laminaire

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1062.5} = 0.06$$

Pour 3 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * V^2}{2 * D} = \frac{0.06 * 3 * 900 * 1.36^2}{2 * 0.025} = 0.06 \text{ bar}$$

***Tuyauteries du moteur hydraulique :**

Débit du moteur hydraulique :

$$Q = 0.5 \text{ l/s}$$




Les conduites de pression :

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{500}{400} = 1.25 \text{ cm}^2$$

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

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 1.25}{\pi}} = 12.61 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 12,7 mm qui est utilisable jusqu'à 203bar

					
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

$$S_r = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 1.27^2}{4} = 1.26 \text{ cm}^2$$

$$v_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{500}{1.26} = 397 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 3.9 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{3.9 * 0.012}{32 * 10^{-6}} = 1462.5$$

Re < 2000 l'écoulement est laminaire

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1462.5} = 0.043$$

Pour 3 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * V^2}{2 * D} = \frac{0.043 * 3 * 900 * 3.9^2}{2 * 0.012} = 0.73 \text{ bar}$$

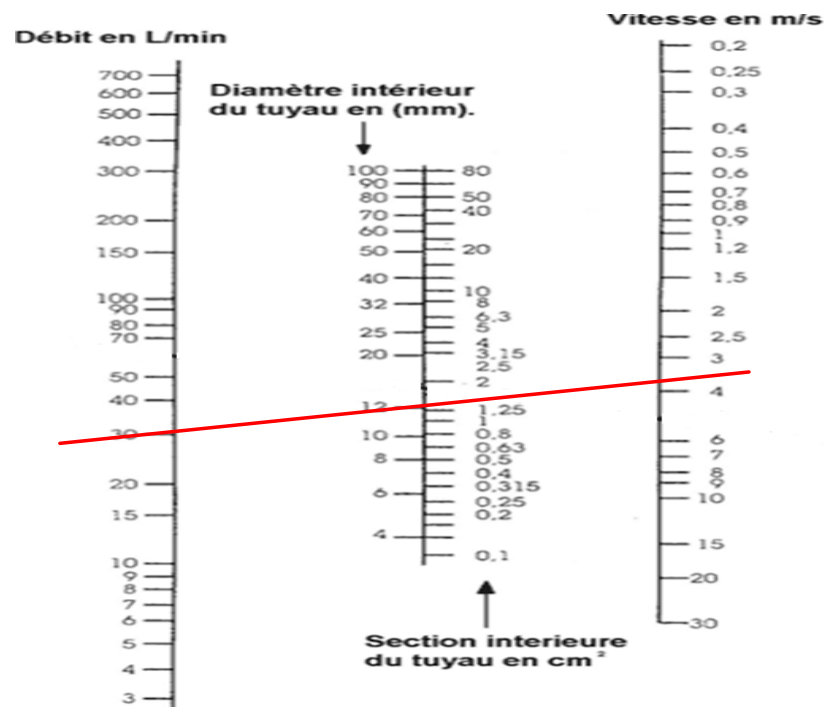


Figure 3.18 : Abaque du diamètre du tuyau (Moteur Hyd).

Retour :

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{500}{200} = 2.5 \text{ cm}^2$$

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

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 2.5}{\pi}} = 17.84 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 19,1 mm qui est utilisable jusqu'à 274bar

$$S_r = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 1.91^2}{4} = 2.86 \text{ cm}^2$$

$$v_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{500}{2.86} = 175 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 1.75 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{v * D}{\nu} = \frac{1.75 * 0.019}{32 * 10^{-6}} = 1039$$

Re < 2000 l'écoulement est laminaire

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1039} = 0.061$$

Pour 10 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * D} = \frac{0.061 * 3 * 900 * 1.75^2}{2 * 0.019} = 0.13 \text{ bar}$$

*Tuyauteries du vérin A et A' :

Débit du vérin A + débit A' :




$$Q = 18.84 + 18.84 = 37.68 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 0.628 \text{ l/s}$$

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{500}{400} = 1.57 \text{ cm}^2$$

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

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 1.57}{\pi}} = 14.1 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 15,9 mm qui est utilisable jusqu'à 105bar

					
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

$$S_r = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 1.59^2}{4} = 1.98 \text{ cm}^2$$

$$v_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{628}{1.98} = 317.17 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 3.17 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{3.17 * 0,0159}{32 * 10^{-6}} = 1575$$

Re < 2000 l'écoulement est laminaire

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1575} = 0.04$$

Pour 6 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * V^2}{2 * D} = \frac{0.04 * 6 * 900 * 3.17^2}{2 * 0.0159} = 0.68 \text{ bar}$$

*Tuyauteries du vérin B et C :

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 B + débit C :

$$Q = 90.6 + 60 = 150.6 \frac{l}{min} = 2.51 l/s$$

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{2510}{700} = 3.58 \text{ cm}^2$$

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

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 3.58}{\pi}} = 21.35 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 25.4 mm qui est utilisable jusqu'à 70bar

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

$$S_r = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 25.4^2}{4} = 5.06 \text{ cm}^2$$

$$v_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{2510}{5.06} = 496.04 \frac{cm}{s} = 4.96 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{3.17 * 0,0254}{32 * 10^{-6}} = 3937$$

2000 < Re < 100000 l'écoulement est turbulent lisse

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = 0.316 * Re^{-0,25} = 0.316 * 3937^{-0,25} = 0.0398$$

Pour 4 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * V^2}{2 * D} = \frac{0.0398 * 4 * 900 * 4.96^2}{2 * 0.0254} = 0.69 \text{ bar}$$

***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 B + débit C + débit moteur hydraulique :




$$Q = 90.6 + 60 + 56.99 = 207.59 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 3.459 \text{ l/s}$$

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{3459}{700} = 4.94 \text{ cm}^2$$

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

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 4.94}{\pi}} = 25.08 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 25.4 mm qui est utilisable jusqu'à 70bar

					
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

$$S_r = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 2.54^2}{4} = 5.06 \text{ cm}^2$$

$$v_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{3459}{5.06} = 683 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 6.83 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{6.83 * 0,0254}{32 * 10^{-6}} = 5421.3$$

2000 < Re < 1000001 l'écoulement est turbulent lisse

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = 0.316 * Re^{-0,25} = 0.316 * 5421.3^{-0,25} = 0.0368$$

Pour (10+ 3) mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda * L * \rho * V^2}{2 * D} = \frac{0.0368 * 13 * 900 * 6.83^2}{2 * 0.0254} = 3.95 \text{ bar}$$

Pertes de charge totale :

$$\Delta p_t = \Delta p(A) + \Delta p(A') + \Delta p(B) + \Delta p(C) + \Delta p(Mhyd) + \Delta p(AA') + \Delta p(BC) + \Delta p(pompe)$$

$$\Delta p_t = 0.8 + 0.8 + 0.21 + 0.4 + 0.73 + 0.68 + 0.69 + 3.95$$

$$\Delta p_t = 8.26 \text{ bar}$$

Conclusion : Dans ce chapitre nous avons fait une étude de cas en répondant a un cahier des charges qui consiste a réaliser un système hydraulique. Cette étude va nous servir de base pour la réalisation de la simulation du circuit sur le logiciel automation studio.

**Thème : Dimensionnement Et Simulation D'une
Installation Hydraulique Industrielle.**

Chapitre 4 : Simulation

4.1 – Logiciel de simulation : Automation Studio

Automation Studio est un logiciel édité par la société Famic Technologies. Il couvre les domaines de la simulation, de la conception assistée par ordinateur (CAO), de la maintenance et du diagnostic et de la documentation de projet.

Ce logiciel est principalement utilisé par des ingénieurs pour des domaines comme l'hydraulique, le pneumatique, la synoptique, l'électricité et l'électrotechnique.

Deux versions principales du logiciel sont proposées :

- version professionnelle, qui est un outil de modélisation et de simulation
- version éducative, qui est une version modifiée de la première, conçue pour les établissements d'enseignement.

4.2 – Version professionnelle

4.2.1 – Conception :

Le premier volet d'Automation Studio est son volet de conception : le logiciel permet de concevoir des grafjets, des circuits électriques, des schémas et des dessins de façon plus générale.

Il contient une bibliothèque de symboles, qui permet d'intégrer des éléments standardisés dans les schémas, comme par exemple des interrupteurs, des générateurs, des bobines, des borniers et des armoires électriques pour le volet électrique, et des éléments comme des moteurs, des transmissions, la servo-direction et des dispositifs de contrôle pour le volet hydraulique et pneumatique.

4.2.2 – Simulation :

Les systèmes modélisés sur Automation Studio peuvent être testés par le logiciel avant qu'un vrai modèle ne soit construit. La simulation effectuée tient en compte diverses contraintes techniques, comme la viscosité des fluides, les transferts thermiques, les pertes de pression, etc. Pendant la modélisation, les composants utilisés s'animent et se colorisent en fonction de leur comportement pendant la simulation.

4.3– Version éducative :

La version éducative d'Automation Studio est un outil disposant de moins de fonctionnalités que la version professionnelle, et qui est destinée à des établissements d'enseignement des écoles de matières techniques. La modélisation et la simulation du logiciel doivent servir d'exemple et d'illustration suite à un cours théorique.

Cette version est utilisée par des universités telles que l'université de Montréal (Canada), Texas A&M (États-Unis) et Lews Castle College (Grande-Bretagne).

Les matières qui sont enseignées avec l'appui du logiciel sont par exemple l'électromécanique, l'électricité et l'électronique, et les technologies industrielles de façon plus générale.

4.4 – Bibliothèques :

Les bibliothèques d'Automation Studio correspondent à des ensembles de symboles (pour des normes comme ISO, IEC, JIC et NEMA). Ces éléments servent à adapter les modèles réalisés aux différentes normes requises par ces organismes.

Les bibliothèques d'Automation Studio se divisent en 14 catégories :

- Électrotechnique
- Hydraulique proportionnelle et servovalve
- Outils d'analyse de systèmes
- Pneumatique proportionnel
- Dimensionnement de composants fluides et électriques
- Design de tiroirs et de configurateurs de pompes
- Nomenclatures et rapports
- Catalogue électronique
- Diagramme échelle
- Synoptique et panneau de contrôle
- Électronique numérique
- Grafcet
- Électricité de commande
- Simulation multi-fluide
- Aspects du logiciel

***AS Hydraulique :**

Le volet hydraulique d'Automation Studio est un aspect du logiciel conçu pour l'ingénierie des systèmes hydrauliques en particulier. Il intègre une bibliothèque de symboles spécifique. Il utilise des modélisations comme celle de Bernoulli et la méthode du gradient. C'est le principal aspect d'Automation Studio. AS Hydraulique est utilisé pour concevoir et simuler des circuits hydrauliques, en intégrant des éléments de thermodynamique (contraintes thermiques internes et externes) et des éléments de schématisation (vue en coupe, dimensionnement). Une sous-bibliothèque d'AS - hydraulique proportionnelle et servovalve - introduit des éléments tels que les dispositifs de commande et de contrôle : contrôle PID, CANbus, servo-direction.A

***AS Pneumatique :**

Le volet pneumatique d'Automation Studio est similaire au volet hydraulique, la différence étant que les circuits de AS Pneumatique sont dédiés aux circuits dans lesquels circulent des gaz.

De fait, les contraintes techniques qui sont prises en compte ne sont plus les mêmes : l'hydrodynamique et la mécanique des fluides laissent la place à la mécanique des gaz.

* AS Électrique :

Le volet électrique d'Automation Studio est utilisée pour modéliser des circuits électriques comportant des contraintes supplémentaires de câblage, telles que la numérotation de fils, d'utilisation de borniers, de goulottes et d'autres outils plus classiques d'ingénierie électrique.

4.5 – Simulation du cas étudié :

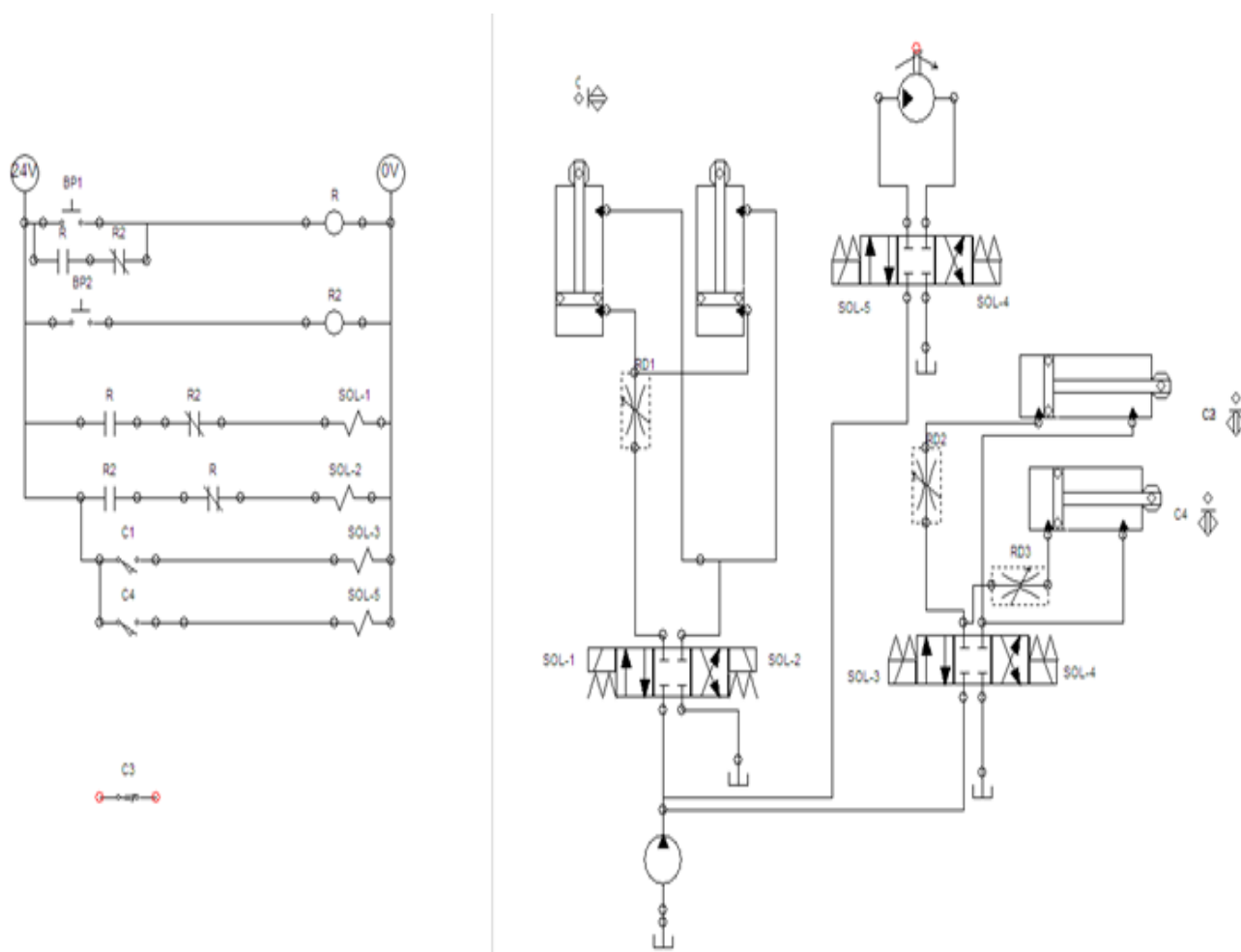


Figure 4.1 : Système en phase initiale.

**Thème : Dimensionnement Et Simulation D'une
Installation Hydraulique Industrielle.**

Conclusion Générale

5.1 Conclusion générale :

A la fin de ce travail je peux dire que cette expérience m'a permis de vivre toutes les étapes sur lesquelles doit passer un projeteur de projet en utilisant les acquis scientifiques et techniques obtenus durant toute notre formation au niveau de l'université.

Donc la réalisation de ce projet nous a permis plus exactement de mettre en œuvre nos connaissances théoriques pour la réalisation d'un projet en répondant à un cahier des charges.

Cette étude a été clôturée par la simulation de notre système sur un logiciel technique appelé « Automation studio »

Les Références:

- [1]: Ravi Doddannavar, Andries Barnardand and Steve Mackay. (PRATICAL HYDRAULIC SYSTEMS). (Anneé :2005). (Pages: 240)
- [2]: Jean Claude Debatty. (LES POMPES HYDRAULIQUES). (Anneé :2007). (Pages: 22)
- [3]: J.J. VEUX. (Cours d'hydraulique). (Anneé :2007). (Pages: 123)
- [4]: Elio Presta. (Pompes hydraulique). (Anneé :2009). (Pages: 7)
- [5]: Sami Bellalah, Iset Nabeul. (L'hydraulique Industriel). (Anneé :2010). (Pages: 33)
- [6]: Ravi Kant. (HYDRAULIC SYSTEMS). (Anneé :2013). (Pages: 63)
- [7]: JOHO Pierre. (POMPE A DEBIT FIXE). (Anneé :2007). (Pages: 4)
- [8]: Jean-Jacques VEUX. (HYDRAULIQUE INDUSTRIELLE. (Anneé :2000). (Pages: 123)
- [9]: Nafaa Dahmane. (Les Distributeurs). (Anneé :2008). (Pages: 50)
- [10]: Web site: <http://www.maxicours.com>. (Cours de Mécanique des fluides). (Anneé :2019)
- [11]: HYDRO LEDUC. (Pompes à pistons pour camions). (Anneé :2018). (Pages: 48)
- [12]: EATON. (Moteurs hydrauliques lents a couple élevé). (Anneé :2000). (Pages: 16)