République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université A.MIRA de Bejaia

Faculté de Technologie

Département de Génie mécanique

Mémoire de fin d'Études

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique

Option : Maintenance Industrielle

Thème

Étude et maintenance du circuit hydraulique de la rouleuse croqueuse PICOT type RCS

Présenté par :

M^r^ SOLTANE Yacine

M^lle^ BALI Amel

Encadré par :

B. HAMTACHE

Soutenu devant le jury suivant :

Mr. LAGGOUNE Président.

Mr. BELAMRI Examinateur.

Mr. BOUDERBALA Examinateur.

2013-2014

***** *Remerciements* *****

A terme de notre modeste travail, nous tenons à remercier tous d'abord Dieu, le tous puissant de nous avoir accordé la volonté, force, santé, détermination et courage afin d'accomplir notre mémoire.

Nous tenons à exprimer nos profondes gratitudes à notre promoteur

M^{R}HAMTACHE, pour la manière dont il nous a encadrées et pour nous avoir proposé ce sujet. Nous lui avons également reconnaissantes pour la confiance qu'elle nous a accordée.

Nous remercions chaleureusement les membres de jury : M^{R} BELAMRI, M^{R}BOUDERBALA d'avoir accepté d'évaluer le contenu de ce travail, et

M^{R} LAGGOUNE d'avoir accepté de présidé cette soutenance.

Nous exprimons aussi nos profondes gratitudes à M^{r} HADJOU, et tous le corps enseignant du département Génie Mécanique de nous avoir aidé et soutenue dans notre travaille de recherche.

Tous particulièrement nous souhaitons à remercier vivement le chef de service maintenance de l'ENMTP M^{r}MEDHOUCHE A/Aziz ainsi que le contre maitre M^{r}BENNAI Nassim, qui nous ont prodigués tout au long de notre stage pratique, avec sa pédagogie, leur disponibilité et leur prévenance, nous ont facilité le travail, et tous les membres de service logistique.

Nous ne saurions oublier de remercier toutes les personnes ayant contribué de près ou de loin à l'aboutissement de ce travail.

Pour finir nos derniers mots de remerciements vont tout naturellement aux étudiants de génie mécanique pour leur soutien et leur amitié.



Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

Voila on est arrivé à la fin de ce travail que je dédié à toutes les personnes qui comptent pour moi.

A mes très chers parents à qui je présente ma profonde gratitude pour tout ce qu'ils ont fait pour moi que DIEU les protège :

A ma très chère Mère qui est toujours là présente pour moi, qui m'a toujours ouvert son cœur sans hésiter, qui m'a souhaité que de bien et de bonheur.

A mon chéri papa qui est un modèle pour moi, qui m'a encouragé toujours d'aller loin et de s'avancer dans l'avenir, qui m'a aidé par tous les moyens, ce qui m'a permis d'avoir confiance à moi-même

A mes chers frères " Madani, Hicham , Fares" que j'estime, ils sont toujours à mes cotés avec leur aides et leurs soutiens.

A toute l'équipe maintenance de l'entreprise ENMTP, en particulier le chef de service M^R MEDHOUCHE et M^R NASSIM, M^R Mouhoubi, M^R Mouhli, M^m Kikouche pour leur soutient tout au long de mon stage

Et à toute ma famille BALI.

Et à mes très chères cousins et cousines que je considère comme frères est sœurs en particulier Souhila , Tinhinane qui été toujours devant moi pendant le parcours de mes 4 derniers années universitaires.

BALI Amel

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à

- ✓ **Mes très chers parents qui m'ont soutenu tout au long de mes études**
- ✓ **Ma grand mère houria qui ma encouragé par tous les moyens possible dans ma carrière d'étudiant**
- ✓ **Ma fiancée pour son soutien inconditionnel**
- ✓ **Mon petit frère**
- ✓ **Ma petite sœur**
- ✓ **Mes tantes et oncles**
- ✓ **Tous mes amis**
- ✓ **La promotion génie mécanique**

SOLTANE Yacine

Sommaire

Introduction

Présentation de l'entreprise ENMTP

Chapitre I: Description de la rouleuse hydraulique PICOT

I.1 Description de la rouleuse..... 7
I.1.1 Rotation des cylindres..... 7
I.1.2 Déplacement des cylindres..... 8
I.1.3 Croquage des bords..... 8
I.1.4 Dégagement des viroles 9
I.2 Technique d'utilisation..... 9
a) Présentation de la tôle..... 9
b) Croquage de la première rive……. 10
c) Croquage de la second rive…… 10
d) Envi rôlage-calibrage……. 10
I.3 Régulation électrique de la machine…… 11
I.4 Description du circuit hydraulique de la rouleuse hydraulique PICOT …….. 12
I.5 Nomenclature du circuit hydraulique……. 14
I.6 Lubrification……. 14
I.7 La Capacité de roulage de la machine……... 15

Chapitre II : Présentation des éléments d'un circuit hydraulique

II .1 Introduction..... 17
II.2 Les circuits hydrauliques..... 17
II.2.1 Circuit ouverts..... 17
II.2.2 Circuit fermés..... 17
II.3 Réalisation d'un circuit hydraulique..... 18
II.4 Etude des organes d'un circuit hydraulique..... 19
II.4.1 Les vérins……..... 19
4.1.1 Les différents types de vérin 19
a) vérin à simple effet..... 19
b) vérin a double effet 20

4.1.2 Construction des vérins hydrauliques…… 23
4.1.3 Caractéristique d'un vérin …… 23
II4.2 Les moteurs…… 24
4.2.1 Définition…….. 24
4.2.2 Principe du fonctionnement du moto-réducteur à piston radiaux POCLAIN…… 24
II.4.3 Les liaisons …….. 25
4.3.1 Les tuyauterie rigides…… 25
4.3.2 Les tuyauteries souples……. 26
4.3.3 Les raccord……... 26
II.4.4 Les valves de pression……. 26
4.4.1 Valve de limitation de pression…… 27
a) Valve de limitation de pression directe…….. 27
b) Valve de limitation de pression pilotée…….. 27
4.4.2 Valve de séquence…….. 28
4.4.3 Valve de régulation ou de réduction de pression…… 28
II.4.5 Réglage de débit…….. 28
4.5.1 Limiteurs de débit…… 29
4.5.2 Régulateur de débit à deux orifices…….. 29
4.5.3 Les Régulateurs de débit à trois orifices…… 29
4.5.4 Les différents modes de réglage…….. 29
a) En entrée…….. 29
b) En sortie……... 30
c) En soustraction…… 30
II.4.6 Les pompes..... 31
4.6.1 Différents type de pompes..... 31
a) Les pompes non volumétrique……. 31
b) Les pompes volumétriques……... 31
4.6.2 Unité pompes et moteur à pistons radiaux……... 32
II.4.7 Les réservoirs ……. 33
II.4.8 Filtre et crépine…… 33
4.8.1 Filtre à l'aspiration…… 34
a) Crépine……..... 34
b) Filtre non immergé…… 34

4.8.2 Sur la haute pression …… 34
4.8.3 Sur le retour……. 35
4.8.4 Le choix du filtre……. 35
a) Selon son emplacement dans le circuit…….. 35
b) Selon ces pertes de charges……... 35
c) Selon son débit……... 35
d) Selon degré de filtration…… 35
e) Selon sa tenue en pression……. 35
II.4.9 Les distributeurs…….. 36
4.9.1 Distributeur à boisseau……. 36
4.9.2 Distributeur à tiroirs…… 37
4.9.3 Les différents types de centres…… 37
4.9.4 Distributeurs proportionnels…… 38
4.9.5 Servovalve…… 38

Chapitre III : Notions sur les paramètres de l'hydraulique industrielle

III.1 Rappel sur la mécanique des fluides 39
III 1.1 Les fluides hydrauliques……. 39
a) Les huiles minérales……... 39
b) Les produits aqueux……... 40
III.1.2 La viscosité…… 40
a) La Viscosité dynamique……. 40
b) La viscosité cinématique…… 41
c) Indice de viscosité V_i……. 41
III.1.3 Principe de pascal..... 42
III.1.4 Le débit..... 42
III.1.5 Equation de Bernoulli..... 43
III.1.6 Régime d'écoulement……. 43
1.6.1 Ecoulement laminaire…….. 44
1.6.2 Ecoulement turbulent……... 44
1.6.3 Ecoulement transitoire…….. 45
III.1.7 Les pertes de charges……... 45

a) Perte de charge linéaire…….. 45
b) Perte de charge singulière…… 46
III.2 Grandeurs associées aux composants du circuit hydraulique..... 48
III.2.1 La pompe 48
a) La cylindrée (Cy) 48
b) Les débits..... 48
c) Les puissances..... 48
d) Les rendements 49
III.2.2 Caractéristiques associées aux moteurs hydrauliques..... 50
a) Puissance hydraulique..... 51
b) Puissance mécanique 51
c) Rendement 51

Chapitre IV : Calculs est Choix des composants hydrauliques

IV.1 Introduction……... 52
IV.2 Choix des vérins……... 52
IV.2.1 Choix du vérin des cylindres inférieurs…….. 54
IV.2.2 Choix du vérin du cylindre de basculage…… 55
IV.2.3 Le choix du vérin de palier mobile....……. 57
IV.3 Détermination des débits …….. 59
IV.3.1 Débit des vérins des cylindres inférieurs ……..... 60
IV.3.2 Débit des vérin de basculage du cylindre supérieur……..... 60
IV.3.3 Débit du vérin du palier mobile..…… 60
IV.4 Choix de la tuyauterie…… 61
a) Calcul du diamètre intérieur 61
b) La pression d'éclatement 62
IV.4.1 Tuyaux des Vérins des cylindres avant et arrière (tuyau (1), tuyau (2))..... 62
IV.4.2 Tuyau du vérin de basculage du cylindre supérieur (tuyau (4))..... 63
IV.4.3 Tuyau du Vérin du palier mobile (tuyau(3)) 63
IV.5 Les paramètres du moteur hydraulique …….. 64
IV.5.1 Calcul des pertes de charge relatif aux tuyaux des vérins des cylindres inférieurs (tuyau (1)) 64

IV.5 .2 Calcul des pertes de charge relatif aux tuyau du Vérin de basculage (tuyau (4))..... 66
IV.5.3 Calcul des pertes de charge relatif aux tuyau du Vérin de palier (tuyau(3))..... 67
IV. 6 Choix des moteurs hydraulique 68
IV.6.1 Les paramètre du moteur hydraulique..... 68
a) Détermination de la cylindré 68
b) Calcule des rendements ……..... 69
c) Détermination de la pression de travail..... 69
d) Détermination du débit absorbé par le moteur 69
IV.6.2 Calcule du diamètre et des pertes de charge dans les flexibles reliant les moteurs et les distributeurs 69
a) Moteur du cylindre supérieur (flexible (1))..... 69
b) Cylindres inférieurs (avant et arrière)..... 70
IV.7 Choix de la pompe..... 70
IV.7.1 Calcule des diamètres et les pertes de charge dans la tuyauterie de la pompe..... 73
IV.8 Le choix du distributeur 76
IV.9 Choix du réservoir 76
IV.10 Choix du réfrigérant..... 77
a) Calcul de puissance transformée 77
b) Calcule de la chaleur renvoyée par le réservoir 77
c) Détermination du réfrigérant 78

Chapitre V : Maintenance du circuit hydraulique

V.1 Introduction à la maintenance …… 79
V.1.1 Définition de la maintenance ……..... 79
V.1.2 Objectifs de la maintenance ……..... 79
V.1.3 Différentes formes de maintenances ……..... 79
a) Maintenance corrective ……. 79
b) Maintenance préventive …… 80
V.1.4 Les différents niveaux de maintenance……..... 80
V.1.5 La défaillance ……..... 81
V.1.6 Analyse d'une défaillance ……..... 82
V.2 Les notions de fiabilité……... 84

V.2.1 Fonction de défaillance, fonction de fiabilité……..... 84
V.2.2 Estimation……..…... 85
a) Méthode des rangs bruts……...…… 85
b) Méthode des rangs moyens……...……... 85
c) Méthode des rangs médians…….....…… 85
V.2.3 Taux d'avarie instantané……..... 86
V.2.4 La courbe en baignoire……..... 86
V.2.5 MTBF……..... 87
V.2.6 Fiabilité d'un système……..... 87
2.6.1 Fiabilité d'un système monté en série……..... 87
2.6.2Fiabilité d'un système monté en parallèle……..... 87
V.2.7 Loi exponentielle……..... 88
2.7.1 Fonction de fiabilité et de défaillance……..... 88
V.2.8 MTBF, Écart-type……..... 88
V.3 Maintenance du circuit hydraulique de travail de la rouleuse……..... 89
V.3.1Maintenance préventive……..... 89
a) Les taches journalières……..... 89
b) Les taches hebdomadaires……... 89
c) Les taches mensuelles…….. 90
d) Les taches semestrielles……... 90
e) Les taches annuelles……..... 90
V.3.2 Importance de la position du filtre dans le circuit hydraulique……..... 91
a) A l'aspiration …….. 91
b) En ligne haute pression …… 92
c) Au retour……... 92
V.3.3 Maintenance corrective……..... 93
3.3.1Principes de base……..... 93
3.3.2 Hypothèses des pannes du circuit hydraulique……..... 93
a) Bruits excessifs dans l'ensemble du circuit…..……..... 93
b) Pression et débits insuffisants ou débits nuls …….. 94
c) variation de pression et de débit……... 94
d) Température trop élevé du fluide de transmission de puissance…….. 95
3.3.3 Autres anomalies pouvant survenir sur la machine……..... 95

V.3.4 Présence d'air dans le circuit hydraulique……..... 97
3.4.1 Causes de présence d'air dans le circuit……..... 98
3.4.2 Détériorations provoquées par la présence d'air dans un circuit ……..... 98
3.4.3 Remèdes contre les infiltrations d'aire……..... 99
V.3.5 Consignes à respecter lors de l'intervention sur le circuit hydraulique……..... 99

Conclusion
Annexe

symbole	Désignation
μ	La Viscosité dynamique
f	force de frottement en Newton
S	surface des filets fluides
dv	la différence de vitesse
dl	la distance entre les surfaces fluides
ν	viscosité cinématique
ρ	Masse volumique
L	viscosité de l'huile asphaltique
U	viscosité de l'huile paraffinique
H	viscosité de l'huile examiné
$\mathbf{Q_v}$	débit volumique
v	vitesse moyenne
s	section de la conduite
$\mathbf{Q_m}$	Le débit massique
P	la masse volumique
R	rayon de la conduite
μ	viscosité dynamique
λ	coefficient de perte de charge
D	diamètre de la conduite
k	la hauteur des aspérités
***uf*:**	vitesse de frottement
D	diamètre de la conduite
R	rayon de la conduite
ξ	coefficient de perte de charge fonction de la singularité
v	vitesse moyenne d'écoulement du fluide
Cy	Cylindrée en [m3/ tr]
$\mathbf{Q_{réel}}$	Le débit moyen réel:
Nm	La puissance mécanique
C	Couple d'entraînement de pompe en [Nm]
ω	vitesse angulaire en [rad/s]
$\mathbf{P_{sth}}$	Pression de sortie théorique en [pa]

$\mathbf{P_e}$	Pression d'entrée en [pa]
$\mathbf{P_{hyd}}$	La puissance hydraulique
$\boldsymbol{\eta_v}$	Le rendement volumétrique
$\boldsymbol{\eta_m}$	Le rendement mécanique
$\mathbf{\Delta N_f}$	puissance dépensée pour surmontée les forces de frottement
$\boldsymbol{\eta_{hm}}$	Le rendement hydromécanique
$\mathbf{\Delta p}$	différence de pression aux bornes de la pompe en Pa
$\boldsymbol{\eta_g}$	Le rendement global
$\mathbf{N_m}$	Puissance mécanique
$\mathbf{F_{th}}$	la force théorique du vérin
$\mathbf{P_m}$	Poids du moto-réducteur hydraulique
$\mathbf{P_{cs}}$	Poids du cylindre supérieurs
$\mathbf{P_e}$	pression d'éclatement
$\mathbf{P_T}$	pression de travail
$\mathbf{C_f}$	Coefficient de sécurité
$\mathbf{N}$	nombre de tours par minute (1460 tr/min)
$\mathbf{N_{(kw)}}$	La puissance (N) absorbé par la pompe
$\mathbf{N_{dis}}$	La puissance dissipée
$\mathbf{F(ti)}$	La probabilité qu'un dispositif n'ait pas eu de défaillance
$\boldsymbol{\lambda(t)}$	taux d'avarie
MTBF	Moyenne des Temps de Bon Fonctionnement
R(T)	Fiabilité d'un système
$\boldsymbol{\sigma(T)}$	l'écart-type

Figure I.1 Aspect d'une Rouleuse hydraulique PICOT RCS..... 7
Figure I.2 les moto-réducteur de la rouleuse..... 7
Figure I.3 L'un des deux vérin du cylindre inférieur..... 8
Figure I.4 La machine au moment du basculage du cylindre supérieur..... 9
Figure I.5 Présentation de la tôle..... 9
Figure I.6 Croquage de la première rive..... 10
Figure I.7 Croquage de la seconde rive 10
Figure I.8 Envi rôlage-calibrage..... 10
Figure I .9 la pupitre mobile de la rouleuse PICTO..... 11
Figure I.10 le circuit hydraulique de la rouleuse picot..... 13
Figure II.1 Réalisation d'un circuit hydraulique..... 18
Figure II.2 Vérin à simple effet 19
Figure II.3 Vérin à double effet..... 20
Figure II.4 Moteur a piston radiaux Poclain..... 24
Figure II.5 valve de limitation de pression a action directe..... 27
Figure II.6 valve de limitation de pression pilotée..... 28
Figure II.7 Limiteurs de pression..... 29
Figure II.8 Régulation de débit monté en entrée..... 30
Figure II.9 Régulation de débit monté en sortie..... 30
Figure II.10 Réglage de la vitesse par soustraction de débit..... 30
Figure II.11 moteur à piston radiaux 32
Figure II.12 Représentation symbolique d'un distributeur 4/2..... 36
Figure II.13 Distributeur à boisseau..... 36
Figure II.14 Distributeur à tiroir 37
Figure III.1 schéma de principe de Pascal..... 42
Figure III.2 variation de la viscosité en fonction de la température..... 41
Figure IV.1.a Abaque de détermination des tiges au flambage..... 53
Figure IV.1.b Détermination du facteur de course en fonction des fixations..... 53
Figure IV.2 Représentation des forces a vaincre par le cylindre avant (ou arrière) .. 54
Figure IV.3 Représentation des forces a vaincre par le cylindre de basculage..... 55
Figure IV.4 Représentation des forces a vaincre par le vérin de palier..... 57
Figure IV.5 puissance qui peut évacuer un réservoir par ces parois en fonction de sa capacité et de la différence de température (huile-aire)..... 80
Figure V-1 Schéma des différentes défaillances d'un équipement..... 82
Figure V-2 Eléments d'analyse d'une défaillance..... 84

Figure V-3 Courbe de probabilité de défaillance..... 85
Figure V-4 Courbe de fiabilité..... 86
Figure V-5 Courbe en baignoire..... 87
Figure V-6 Courbe de densité de probabilité..... 89
Figure V.7 Filtre a l'aspiration..... 93
Figure V.8 Filtre En ligne haute pression..... 94
Figure V.9 Filtre en ligne de refoulement..... 94

Tableau I.1 nomenclature du circuit hydraulique de la rouleuse..... 14
Tableau II.1 Tableau des vérins normalisés 22
Tableau III.1 Propriété des huiles de transmission hydraulique TISKA..... 40
Tableau III.2 Tableau de différents type de moteurs et leur caractéristiques..... 50
Tableau IV.1 Tableau des vitesses et les courses des vérins..... 52
Tableau IV.2 Résumé des diamètre des tiges des vérins..... 59
Tableau IV.3 Résumé des débits alimentant les vérins..... 61
Tableau IV.4 Tableau des diamètres des flexibles 62
Tableau IV.5 Tableau regroupant les diamètres des flexibles..... 68
Tableau IV.7 Tableau des cylindrées des pompes normalisées..... 71
Tableau V.1 Eléments d'analyse d'une défaillance..... 83

Introduction Générale

L’hydraulique industrielle est une technologie des plus intéressantes. Ses qualités se font sentir partout où il s'agit d’exploiter des forces avec économie soulever ou descendre des charges de manière uniforme, réaliser des mouvements rectilignes ou rotatifs, atteindre des accélérations importantes, respecter des vitesses prédéfinies, atteindre des positions avec exactitude, transmettre des efforts, l'hydraulique économise de l'énergie en utilisant des accumulateurs hydrauliques. Sur les machines plastiques, des pompes à régulation de pression et de débit assurent un rendement élevé. En outre, les pièces en mouvement sont moins sollicitées. La durée de vie en est d'autant plus longue.

La grande variété des composants du circuit hydraulique pose un problème particulier au concepteur des systèmes hydraulique. En effet, celui-ci doit non seulement déterminer quel type de composant est le plus approprié pour une utilisation donnée, mais il doit également évaluer et comparer plusieurs variantes d'un même type de composant . Une décision hâte pouvant aboutir à une conclusion erroné, l'étude détaillée des caractéristique de la pompe en question et de sa compatibilité avec l'utilisation visée est une absolue nécessité.

Parmi les machines utilisés a l'entreprise ENMTP on trouve la rouleuse hydraulique PICOT RCS. Cette machine est une machine française. Entre autre, le circuit hydraulique de l'engin contient des appareils de commande, des pompes et des vérins.

Suite a une proposition de l'entreprise ENMTP, nous avons procédé a une étude des différents organes hydraulique de la machine. Il s'agit éventuellement de vérifier l'hypothèse d'un surdimensionnement excessif de quelques organes hydraulique de la machine

Notre travail comporte essentiellement quatre partie, la première étape consiste à dresser une fiche technique détaillée de l'ensemble de la machine et en particulier du circuit hydraulique. Du moment qu'un intérêt particulier est porté à la partie hydraulique, la deuxième étape est axée sur les différents organes tels que les vérins, les pompes, la tuyauterie, le réservoir et le distributeur. La troisième étape consiste à une étude des choix des composants du circuit de hydraulique (vérin, tuyauterie, pompe, réservoir, et le réfrigérant). Enfin la dernière étape est consacrée à l'entretien des éléments essentiels du circuit hydraulique de l'engin.

Présentation de l'entreprise ENMTP

1) Présentation générale de l’entreprise nationale de matériels de travaux publics (ENMTP)

L’Algérie a instauré une politique massive d’investissement afin de limiter l’étape du sous développement, cette politique consiste à la mise en place de puissantes entreprises qui doivent répondre aux besoins du pays.

L’ENMTP est une entreprise qui est entrée en force dans l’industrie. Son potentiel est considéré comme l’un des plus importants d’Afrique, elle recouvre un domaine très vaste comprenant, le développement de tout processus de fabrications et de distributions entrant dans la filière des travaux publics, de l’industrie mécanique et métallique.

L’ENMTP a était Crée par décret n°83-06 du 01/01/1983. Cette dernière a subie une transformation en société par actions le 09/05/1995, et a était dotée d’un capital social de l’ordre de 2200.000.000 DA et gère un important effectif de l’ordre de 2642 salariés.

L’ENMTP développe plusieurs produits qui sont conçus par des constructeurs reconnus mondialement tel que LIEHBER (pour pelle et grues hydrauliques), FIAT-ALLIS (pour les bulldozers), POTAIN (pour les grues de bâtiments).

L’ENMTP dont le siège social est basé à AIN SMARA (Constantine) est subdivisée en quatre unités de production comme suit :

1.1 Complexe pelles et grues (CPG) d’AIN SMARA (Constantine)

Ce complexe est entré en production à partir de 1980.

1.2 Complexe compresseurs et compacteurs (CCA) AIN SMARA(Constantine)

Ce complexe est entré en production à partir de 1986.

1.3 Unité de matériels à béton (UMBH) EL HARRACH

Cette unité est entrée en productions à partir de 1973.

1.4 Unité grues de Bejaia(FAGECO)

Cette unité est entrée en production à partir de 1973.

2) Organigramme de l'entreprise mère (ENMTP)

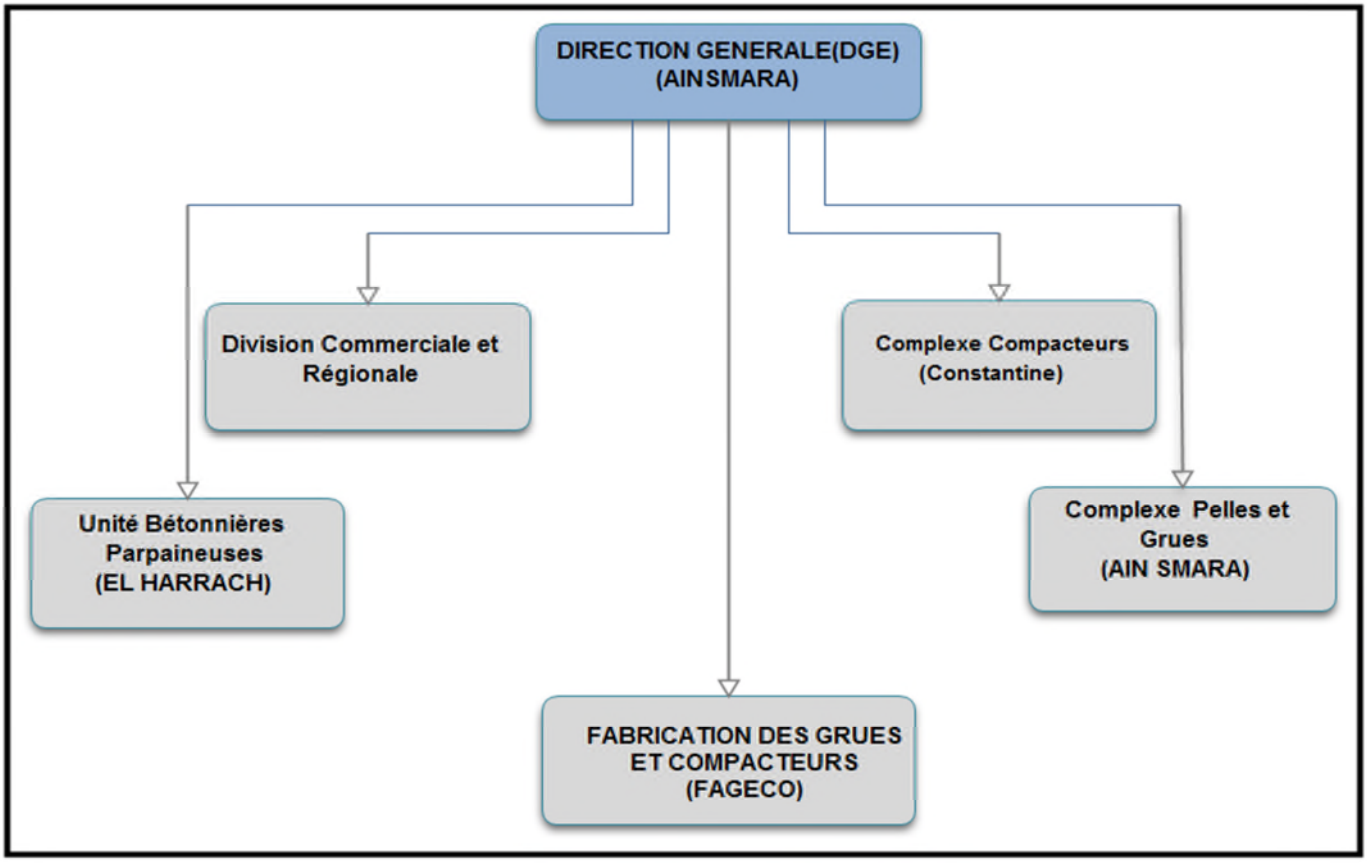


Figure.1 - organigramme de l'entreprise

3) Présentation de l'entreprise FAGECO :

a) Historique :

FAGECO est une entreprise issue de la filialisation de l'unité grues de Bejaia UGB, elle-même crée en 1973 sous la tutelle de l'entreprise SNMETAL, est qui fut intégré en 1983 a l'entreprise national des matériels de travaux public (ENMTP) par le décret n° 83-14 du 01/01/1983.

b) Situation géographique :

FAGECO de Bejaia est implantée dans la zone industrielle de Bejaia. On remarque que toutes les infrastructures si afférentes sont présentes, les chemins de fer, l'aéroport et le port sont dans un rayon ne dépassant pas trois kilomètres.

c) Evolution de FAGECO :

FAGECO fabriquait des grues de bâtiments qui correspondaient à plusieurs sortes de constructions, mais après quelques années de fonctionnements il s'est avéré que le procédé technologique mis en place et la dimension de l'entreprise n'était pas de nature à répondre

aux exigences du développement du marché national, surtout avec l'expansion du secteur de construction et de l'habitat.

A partir de 1980 une nouvelle gamme de produits, mis au point sur le plan technologique (grue à montage rapide) a été lancée. Toute fois si la nouvelle gamme a répondue favorablement à l'attente des entreprises de constructions, elle n'était pas en rapport avec les besoins des entreprises nationales du point de vue performance.

Ainsi, l'extension de FAGECO était nécessaire pour y intégrer des grues en relations avec les normes de constructions.

La superficie de l'entreprise est maintenant que doublée et la partie couverte quadruplée, et peut recevoir tous les équipements de production nécessaires pour le développement envisagé.

4) Structure de FAGECO

Chaque entreprise est structurée selon un organigramme qui est censé refléter et répondre aux exigences et aux objectifs tracés au préalable (objectif à atteindre).

FAGECO de Bejaia, comme toute entreprise nationale, est organisait selon un organigramme préétablie par sa direction générale.

5) Département technique

Le département technique est composé de trois services qui sont les suivants :

a) Service bureau d'études :

Le service bureau d'études a pour mission d'effectuer les tâches suivantes :

- La gestion technique et organique des différents produits existant déjà et ceci en suivant leur fabrication au niveau des ateliers.
- Apporter des modifications dans le but d'améliorer les produits.
- La réalisation des prototypes.
- Etablir des études de fiabilités afin de suivre l'évolution des nouvelles technologies.

b) Service méthode :

Le service méthode a pour mission d'effectuer les tâches suivantes :

- Etablir des détails pour les pièces complexes.
- Etablir des fiches de fabrications qui comportent les différentes opérations pour réaliser une pièce.
- Etudier le temps alloué pour la fabrication de chaque pièce.
- Etudes et réalisations des gabarits pour les grandes pièces.

c) Service contrôle :

Ce service a pour mission d'effectuer les taches suivantes :

- Contrôle technique des pièces fabriquées.
- La traçabilité en suivant tous les produits fabriqués.
- L 'analyse de la matière première à chaque réception.
- L'accord de conformité des produits fabriqués.

6) Les produits fabriqués par FAGECO :

a) Grue

Une grue est un appareil de levage et de manutention réservé aux lourdes charges. Cet engin de levage est construit de manière différente selon son utilisation à terre grue de chantier, camion-grue, à bord d'un navire…etc. La grue de chantier se caractérise essentiellement par une longue flèche en porte-à-faux, à laquelle la charge est suspendue, généralement au moyen d'un câble et d'une partie au bout des deux ou quatre câbles, cette flèche possède toujours au moins un ou plusieurs degrés de liberté par rapport au sol, afin de permettre le déplacement de la charge dans un plan horizontal. La figure suivante montre la grue en vue générale.



Figure I.2 - La grue

b) Compacteur

Est un engin de compactage anciennement à traction animale, aujourd'hui motorisé, caractérisé par des roues cylindriques lisses ou à relief dit « pied de mouton », servant à tasser le sol support ou toute autre couche d'une voie carrossable. La figure suivante montre le compacteur en vue générale.



Figure I.3 - Compacteur

c) Rétro-chargeur

Un rétro-chargeur sur pneus, est un engin de chantier sur pneus. Il comporte un corps automoteur articulé et une benne de grande taille à l'avant. Celle-ci, aussi appelée godet, peut effectuer un mouvement vertical et pivoter autour de son axe porteur. La figure suivante montre le compacteur en vue générale.



Figure I.4 - Le rétro-chargeur

Chapitre 1

Description de la rouleuse hydraulique PICOT

I. 1 Description de la rouleuse

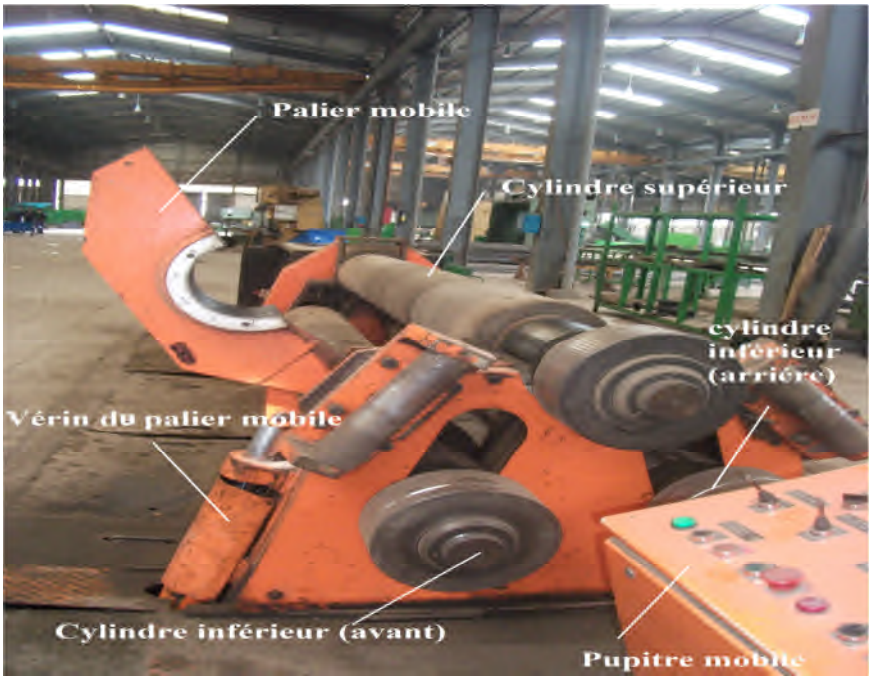


Figure I.1 - Aspect d'une Rouleuse hydraulique PICOT RCS

Du type pyramidal symétrique, cette machine comporte 3 cylindres en acier forgé de qualité (acier spécial sur demande) supportés par des bâtis mécano soudés, bague bronze haute résistance, largement dimensionnés. Elle a une capacité de roulage de 3020 x 20 mm et une capacité de croquage 3050x15 mm [1].

I.1.1 Rotation des cylindres

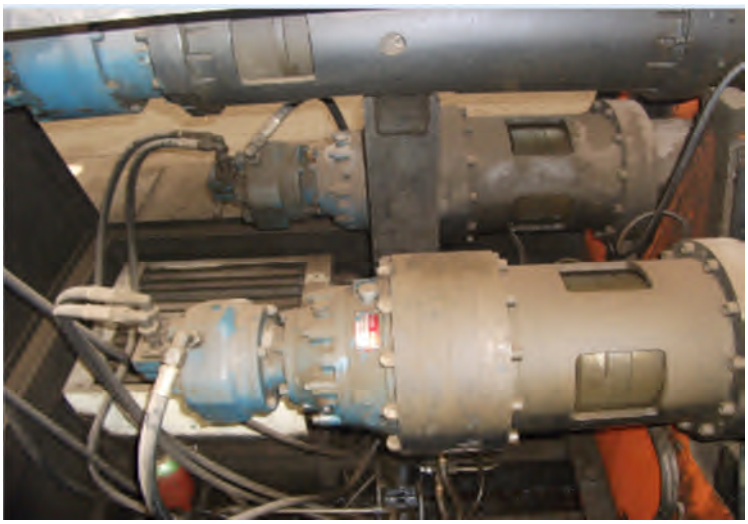


Figure I.2- Les moto-réducteur de la rouleuse

Les deux cylindres inférieurs (et le cylindre supérieur sur option) sont entrainés en rotation par des motoréducteurs hydraulique de grande et très haut couple, fixés directement en bout d'arbre assurant ainsi une rendement maximum, pour un encombrement extrêmement réduit.

I.1.2 Déplacement des cylindres

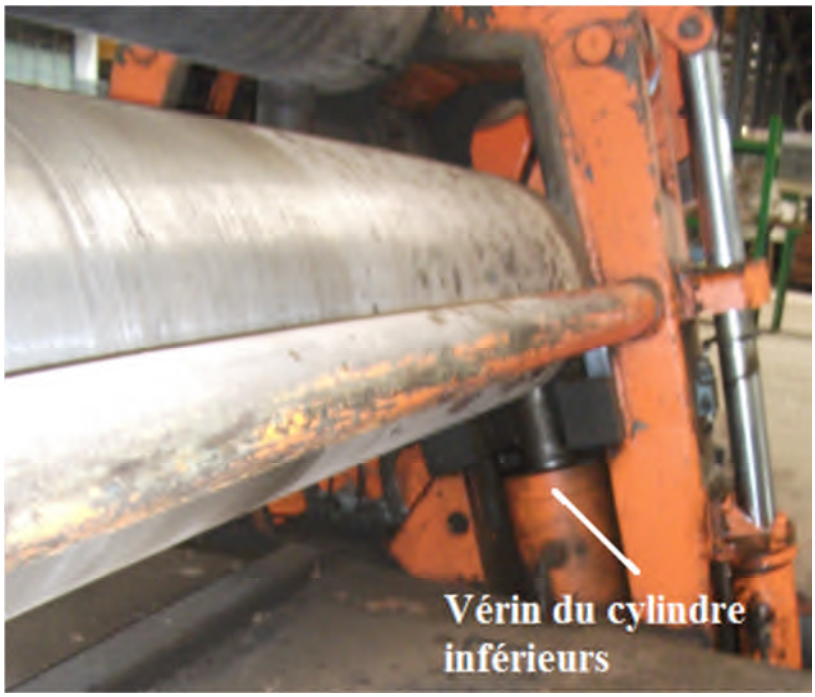


Figure I.3 - L'un des deux vérins du cylindre inférieur

Le déplacement des cylindres inférieurs se fais par l'intermédiaire de 4 vérins hydrauliques, double effet haute pression, synchronisé par un système de régulation hydro-électronique, par simple commande a distance, ils peuvent se déplacer indépendamment ou en parfaite synchronisation et ceci, aussi bien horizontalement qu'avec une inclinaison variable et contrôlée, négatif ou positif, cône ou contre-cône, permettant la réalisation de viroles coniques ou de parfaire la cylindricité de viroles à partir de tôle dont l'épaisseur varie d'une extrémité à l'autre.

I.1.3 Croquage des bords

La force importante fournie par les vérins et le déplacement symétrique des cylindres inférieurs permettent aisément le croquage des bords sans retourné la tôle, cette opération est effectuée par serrage du bord de la tôle entre le cylindre supérieur et l'un des cylindres inférieurs et en déplaçant vers le haut le deuxième cylindre inférieur.

I.1.4 Dégagement des viroles



Figure I.4 - La machine au moment du basculage du cylindre supérieur

Après basculage manuel de la vis de serrage, par simple commande à distance, 2 vérins hydrauliques, double effet, assurent l'un, l'ouverture de palier ouvrant, l'autre, le basculage du cylindre supérieur pour dégagement de la virole. Le vérin de basculage prenant appui sur le châssis de base, il est indispensable que la machine soit scellée pour éviter toute déformation.

I.2 Technique d'utilisation

a) Présentation de la tôle

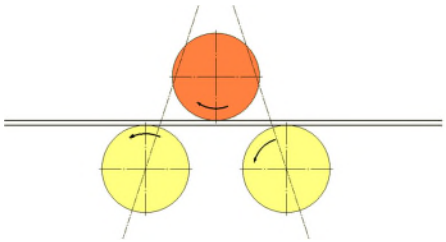


Figure I.5 – Le passage de la tôle

Quatre génératrices tracées sur les deux cylindres inférieurs facilitent l'opération de dégauchissage de la tôle. Pour les tôles de forte épaisseur, il peut être procédé à un prés-cintrage de la tôle avant l'opération de croquage des rives.

b) Croquage de la première rive

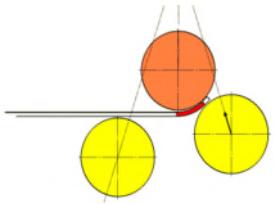


Figure I.6 – Croquage de la première rive

Le croquage s'effectue par déplacement d'un des cylindres inférieurs après pincement de l'extrémité de la tôle entre le second cylindre inférieur et le cylindre supérieur. Dans les conditions normales d'utilisation de la machine, le bord plat résiduel est compris entre 1.5 et 2 fois l'épaisseur de la tôle.

c) Croquage de la seconde rive

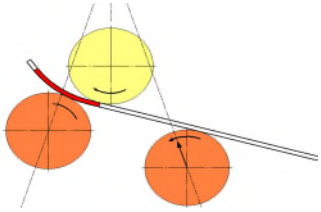


Figure I.7 – Croquage de la seconde rive

Compte tenu de caractère symétrique des rouleuses croqueuse hydraulique, cette opération ne nécessite aucun retournement de la tôle dans la machine. Le second croquage s'effectue dans les mêmes conditions que l'opération précédente.

d) Envi rôlage-calibrage

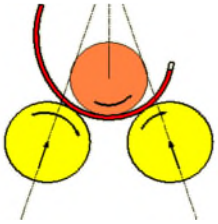


Figure I.8 – Envi rôlage-calibrage

L'exécution de la virole proprement dite s'obtient par le déplacement simultané des 2 cylindres inférieurs. La commande "cylindre synchronisé" permet d'obtenir le mouvement des 2 cylindres simultanément après synchronisation visuelle. Elle s'effectue automatiquement quelque soit la position des cylindres. Pour des tôles dont la limite élastique est de l'ordre de 24kg/m^3, le

diamètre minimum de la virole en capacité maximum est égale à 1.3 fois le diamètre du cylindre supérieur.

I.3 Régulation électrique de la machine

Toutes les commandes sont regroupées sur un pupitre mobile à roulettes pour permettre à l'opérateur de contrôler plus facilement la pièce tout au long du roulage :

- Alimentation générale avec témoin lumineux (1)
- Mise en route de la centrale hydraulique avec témoin lumineux (5)
- Arrêt d'urgence avec réarmement- témoin lumineux (2)
- Basculage et fermeture pour dégagement rapide des viroles (11)
- Manette "croquage cylindre avant" montée-descente. (8)
- Manette "croquage cylindre arrière" montée-descente. (9)
- Manette "rotation des cylindres" avant-arrière. (10)
- Témoin lumineux de niveau d'huile. (25)
- compteur horaire (22)
- Vitesse de déplacement des cylindres inférieurs lente-rapide. (12)
- Indicateurs de position des cylindres inférieurs (22)
- Roulage cylindrique-conique (13)
- Montée descente cylindres inférieurs couplés (7).
- Voyant réarmement (20).

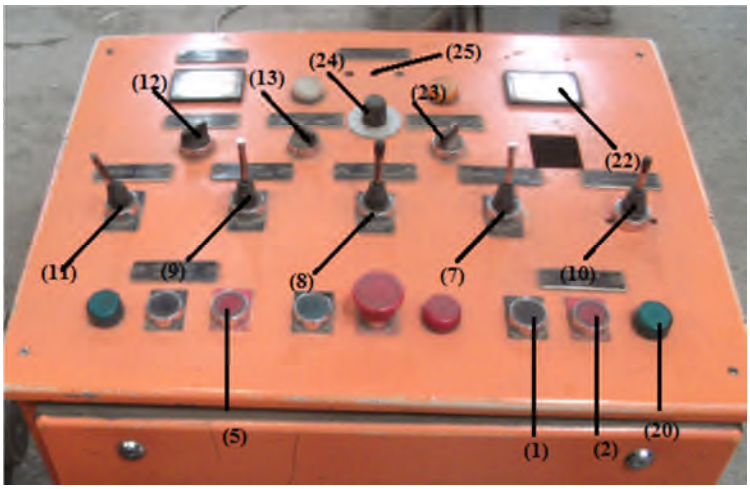


Figure I.9 - la pupitre mobile de la rouleuse PICOT

I.4 Description du circuit hydraulique de la rouleuse hydraulique PICOT

Il est constitué d'un réservoir d'huile d'une capacité de 200 L, qui contient une crépine immergé dans ce dernier. Il alimente à travers un flexible :

- Un groupe moto-pompe à piston radiaux d'une cylindré de 33 (cm^3/mn).
- Huit distributeurs électro-aimant qui commandent :
  - Le vérin de basculage du cylindre supérieur.
  - Le vérin du palier ouvrant.
  - Les trois moto-réducteurs hydrauliques qui assurent la rotation des cylindres.
  - L'ouverture des voies vers le réfrigérant.
  - Le pilotage des clapets anti-retour.
- Quatre servo-valves qui commandent le déplacement des cylindres inferieurs.
- Le retour de l'huile passe par le réfrigérant qui le refroidit avant sans retour vers le réservoir

La représentation du schéma du circuit hydraulique normalisé est illustrée dans la page suivante

I.5 Nomenclature du circuit hydraulique

N°	**Désignation**
0	Pompe hydraulique
1	Vérin gauche cylindre avant
2	Vérin droite cylindre avant
3	Vérin gauche cylindre arrière
4	Vérin droite cylindre arrière
5	Vérin commande tété ouvrante (palier)
6	Vérin commande basculage cylindre supérieur
7	Moteur cylindre avant
8	Moteur cylindre arrière
9	Moteur cylindre supérieur
10	Filtre
11	soupape de sureté
12	Clapet anti-retour piloté (vérin déplacement cylindres)
13	Clapet anti-retour piloté (basculage)
16	Servo-valve (vérin N°1)
17	Servo-valve (vérin N°3)
18	Servo-valve (vérin N°2)
19	Servo-valve (vérin N°4)
20	Distributeur moteur des cylindres inférieurs
22	Distributeur moteur du cylindre de basculage
23	Distributeur basculage, cylindre supérieur
24	Distributeur dépilotage clapet repère n°12 (vérin n°1 et n°2)
25	Distributeur dépilotage clapet repère n°12 (vérin n°3 et n°4)
26	Distributeur de by-pass
27	Distributeur commande vérin tête ouvrante
30	Manomètre
33	Régulateur de débit moteur cylindre avant
34	Régulateur de débit moteur cylindre arrière
35	Régulateur de débit moteur cylindre supérieur
36	Réservoir hydraulique
39	Crépine d'aspiration

Tableau I.1- nomenclature du circuit hydraulique de la rouleuse

I.6 Lubrification

Les organes de la machine sont lubrifiés par un système de graissage centralisé par pompe à main. Toutes les fonctions sont réalisées par un seul moteur électrique et une pompe hydraulique montées directement sur celui-ci.

Les points desservis sont :

- Quatre paliers supports des cylindres inférieurs (graissage latéral).
- Bagues sur cylindre côté palier ouvrant (graissage en bout d'arbre avec raccord rapide).
- Palier oscillant (graissage latéral).

I.7 La Capacité de roulage de la machine

La capacité standard d'une rouleuse PICOT est définie par l'épaisseur maximum (e) qu'il est possible de former dans les conditions suivantes :

- Largeur de tôle égale à la longueur totale des rouleaux (Lu).

- Limite élastique du matériau = 240 N/mm^2 (Acier E24/S235).

- Diamètre de cintrage égal à 1.3 x diamètre du rouleau supérieur (D) (valeur minimum usuelle).

- Largeur de tôle égale à la longueur totale des rouleaux (Lu).

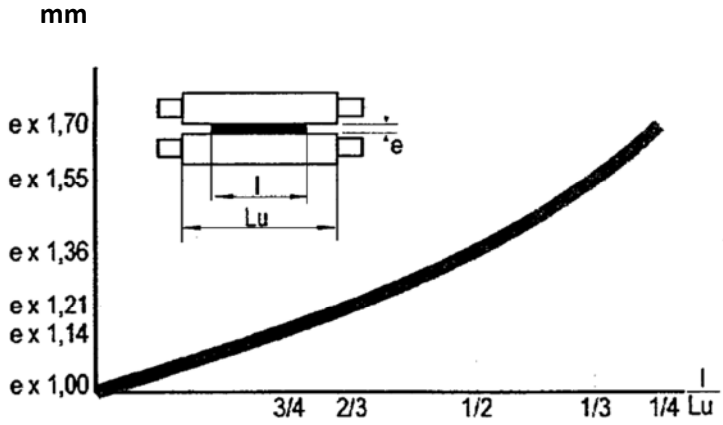
- Limite élastique du matériau = 240 N/mm^2 (Acier E24/S235).

- Diamètre de cintrage égal à 1.3 x diamètre du rouleau supérieur (D) (valeur minimum usuelle).

Relation entre l'épaisseur et la largeur de la tôle

Exemple

e = 10mm avec I = 3m



Equivaut à

la tôle doit être centrée dans les rouleaux.

Les tôles de largeurs inférieures à 1/4 de la longueur des rouleaux ne doivent pas dépasser 1.7 fois l'épaisseur nominale (risque de tordre les rouleaux)

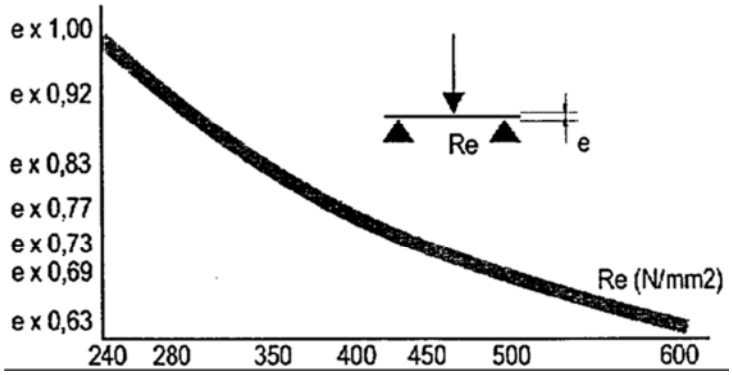
Relation entre l'épaisseur de la tôle et la limite élastique du matériau

Exemple

e = 10 mm avec Re = 240 N/mm^2

Equivaut à :

e = 6 mm avec Re = 550 N/mm^2

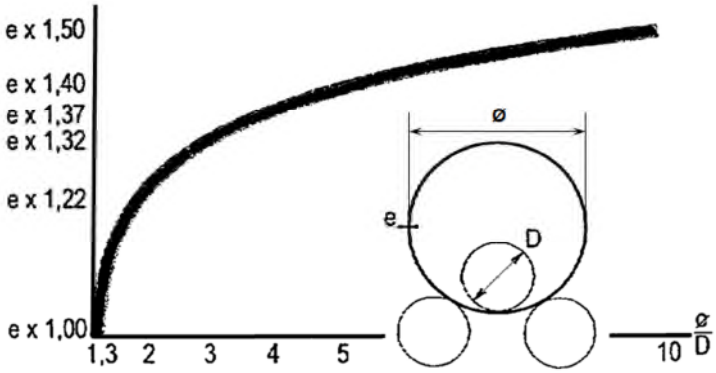


Relation entre l'épaisseur de la tôle et le diamètre de la virole

Exemple

e = 8 mm avec Ø = 1.3D

Equivaut à : e = 12 mm avec Ø =10



Il est possible dans certains cas d'épaisseurs et de matériaux d'obtenir un diamètre final de 1,1D

Figure I.6 circuit hydraulique de la rouleuse croqueuse PICOT

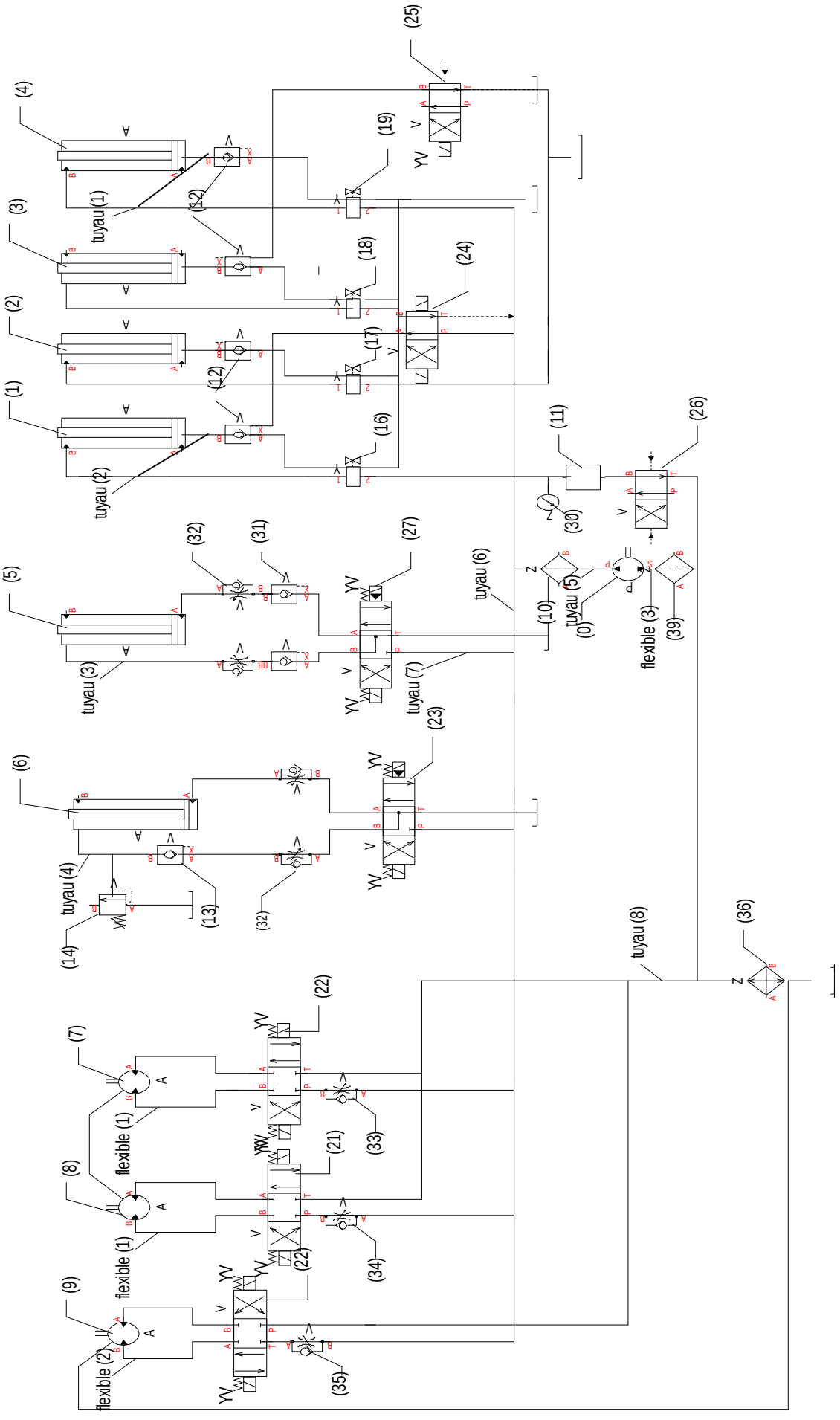


Figure I.6 circuit hydraulique de la rouleuse croqueuse PICOT

Chapitre II

Présentation des éléments d'un circuit hydraulique

II.1 Introduction

L'hydraulique est un moyen de transmission de l'énergie à distance par l'intermédiaire d'un liquide. Les liquides étant très peu compressibles, une très faible réduction de volume amène une rapide augmentation de pression qui se transforme en tous point du circuit.

L'hydraulique industriel, 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

II.2 Les circuits hydrauliques

Un circuit d'hydraulique industriel est représenté schématiquement par des symboles conventionnels normalisés. Le rôle d'un schéma hydraulique est de donner un moyen pratique et simple de représentation d'une installation hydraulique.

II.2.1 Circuit ouverts

Le fluide hydraulique circule en repassant systématiquement par la bâche, à pression atmosphérique.

Ces circuits sont les plus simples à concevoir mais présentent un inconvénient : en effet, la pompe aspirant à la pression atmosphérique (à 1 bar de pression absolue), celle-ci ne peut créer qu'une perte de charge minime (de l'ordre de -0,2 bar maxi) dans la conduite d'aspiration la reliant à la bâche. En conséquence, pour un débit donné, la taille de la pompe devra être relativement importante à cause de ses tubulures d'aspiration (externes et internes).

Si la perte de charge à l'aspiration venait à augmenter, alors une cavitation se produirait, détériorant la pompe rapidement.

II.2.2 Circuit fermés

Pour remédier au défaut précédent il suffit de faire aspirer la pompe directement à une pression beaucoup plus importante (dite pression de gavage) que celle de l'atmosphère. Pour cela le moteur recrachera directement son huile à la pompe à la pression de gavage. Les tubulures de la pompe peuvent donc être de sections plus faibles.

II.3 Réalisation d'un circuit hydraulique

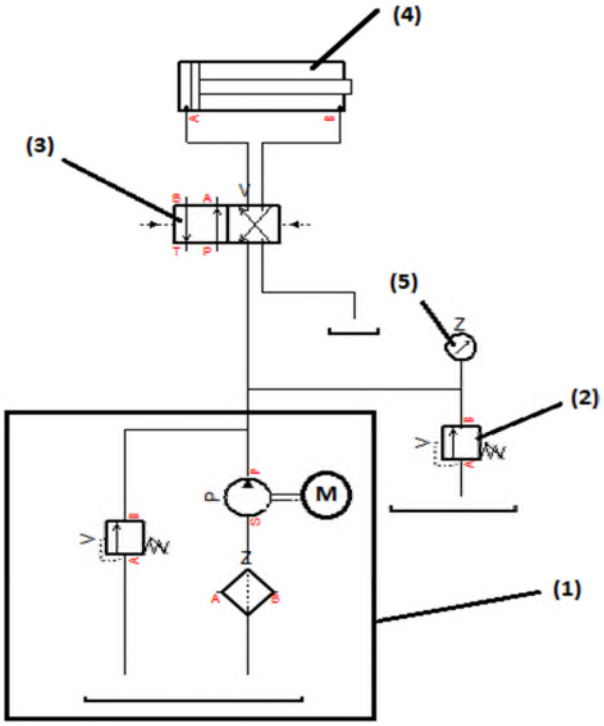


Figure II.1 - Réalisation d'un circuit hydraulique

1. générateur de débit
2. soupape de sécurité
3. distributeur
4. vérin
5. manomètre

Toute installation hydraulique possède un groupe générateur de débit (1) comprenant le réservoir d'huile ou bâche. la pompe et le moteur électrique (ou thermique) d'entrainement de la pompe. le choix de celle-ci, organe principal du circuit hydraulique, est fait en fonction du service qu'elle doit effectuer, la pression et le débit nécessaire sont les deux facteurs qui vont conditionner essentiellement le choix de cette pompe.

Pour protéger l'installation et éviter, en particulier, la destruction de la pompe en cas de surcharge accidentelle, il faut placer sur la tuyauterie de refoulement en dérivation, un organe de sécurité limitant la pression à une valeur tout au plus égale à la pression maximale d'utilisation de la pompe.

Ce rôle est joué par les limiteurs de pression (2) à commande directe ou indirect. Même avec les pompes à débit variable, dites à annulation de débit, il sera judicieux de placer un

limiteur de pression de type à commande directe de manière à obtenir une ouverture aussi rapide que possible, le limiteur de pression taré à une valeur légèrement supérieurs de celle du compensateur de pression de la pompe.

Il arrive fréquemment que le temps de fonctionnement des organes récepteurs (4) hydraulique soit très court. Aussi, pendant les temps d'arrêt, un maintient de la pression n'est pas nécessaire (dans le cas d'utilisation d'une pompe à débit constant), il est conseillé de prévoir une décharge libre de la pompe au réservoir. Pour cela, il est possible un limiteur de pression à commande indirecte qui peut fonctionner en valve de décharge.

II.4 Etude des organes d'un circuit hydraulique [2]

II.4.1 Les vérins

Vérin est un appareil de levage qui soulève ou baisse progressivement de lourds fardeaux. Du point de vue hydraulique, un vérin est un moteur qui transforme une énergie hydraulique en énergie mécanique. C'est le moyen le plus simple pour obtenir une force (F) animée d'un mouvement rectiligne, (il peut etre moteur dans un seul sens ou dans les deux sens, alors on distingue les vérins à simple effet et les vérins a double effet). La force développée par le vérin dépend de la section (S) du piston et de la pression de service (P) c'est-à-dire :

$$F=P.S.\eta_M$$

Pour cela, on peut distinguer les vérins à simple effet et les vérins à double effet

4.1.1 les différents types de vérin

a) vérin à simple effet

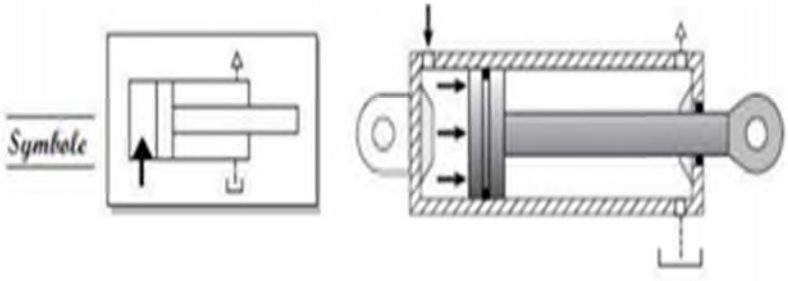


Figure II.2 - Vérin à simple effet

L'ensemble tige piston se déplace dans un seul sens sous l'action du fluide sous pression. Le retour est effectué par un ressort (extérieur ou intérieur) ou une charge extérieure. Ces vérins ne peuvent fournir une force que dans un seul sens (une seule course de travail) [2].

a.1) Vérin simple effet à piston et tige

C'est un récepteur linéaire dont le piston ne reçoit l'huile que sur une seule face. L'autre chambre du vérin est en communication avec l'atmosphère à travers un filtre. Ce type d'engin est utilisé dans différentes machines et engins.

a.2) Vérin simple effet à piston plongeur

Ce vérin est constitué d'un piston et d'une tige, généralement de même diamètre le piston dépourvu de joint joue le rôle de guide, et c'est la culasse de tête (sortie de la tige) qui comporte l'ensemble du dispositif d'étanchéité. Le rappel en position de repos est assuré par le poids de l'ensemble ou par l'action de ressort extérieur.

a.3) Vérin simple effet télescopique

Il est constitué de plusieurs pistons d'emboitant les uns dans les autres. Le nombre de piston peut être de 3 à 5 et on dit que le vérin à 3,4 ou 5 exposants. Lorsque le vérin est alimenté par l'orifice, les pistons sortent l'un après l'autre respectivement de celui doté de la plus grande section à la plus petite.

b) vérin à double effet

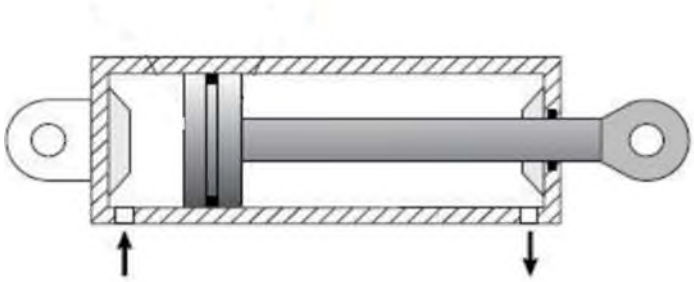


Figure II.3 - Vérin à double effet

C'est un récepteur linéaire dont le piston muni d'étanchéité. reçoit l'huile sur chacune de ses deux faces [2,3]. Ce vérin peut transmettre une force dans les deux sens de mouvement, aussi bien en poussant qu'en tirant. L'alimentation se fait sur la culasse arrière ou avant. Cette dernière porte les joints d'étanchéité de la tige.

b.1) Vérin à simple tige

Ces vérins peuvent être munis d'amortissement de fin de course. Les deux surfaces réceptrices du piston étant inégales

- Pour une même pression (P), les forces développées en entrées (F_2) et en sortie (F_1) sont différentes $\mathbf{F_1 = F_2 . S_1/S_2}$

Avec

- S1 la section du fond de piston
- S2 la section annulaire de piston

➢ Pour un même débit (Q) la vitesse d'entrée de la tige V2 est supérieur à la vitesse de sortie V1.

$$V_1 = V_2 \cdot S_1/S_2$$

b.2) Vérin différentiel

Ces vérins se présente sous le même aspect que le vérin à double effet classique. Cependant la section (S1) du piston est égale au double de celle de la tige (S2) (S1 = 2 S2) c'est- a -dire

$$D_2 = (1/2)\ D_1$$

b.3) Vérin à double sortie de tige

Avec un diamètre de tige identique, les sections efficaces dans les deux sens sont également de même grandeur. Il en résulte pour les forces, comme pour les vitesses dans les deux sens des valeurs identiques. Ce vérin permet un très bon guidage de la tige, selon l'adaptation.

Les alésages et les diamètres des tiges des vérins commerciaux standards sont résumés dans le tableau ci-dessous (tableau (II-1)) [2].

4.1.2 Construction des vérins hydrauliques

Les vérins utilisés dans les engins de travaux publics, dans les presses ou dans les machines outils, sont différents dans la forme et dans l'élaboration. Mais ils sont constitués généralement des éléments principaux suivants :

- Un corps constitué :
- D'un tube en fonte ou en acier mi-dur et parfois pour certaines adaptations en acier inoxydable.
- D'une culasse avant qui assure l'étanchéité, le guidage de la tige de piston et l'alimentation de la chambre avant (section annulaire).
- D'une culasse arriére, qui assure l'alimentation de la chambre arrière du vérin .
- Un piston qui constitue le prolongement de la tige, il est en fonte ou en acier dans la majorité des cas. Un dispositif d'étanchéité (en joint torique généralement) est prévue entre le piston et son alésage.
- Une tige cylindrique pleine et rectifiée de sorte à éviter la deterioration des joints. Toutefois, la matiére qui la constitue ainsi que le tenaillement qui lui est appliqué, sont liés aux différents agents extérieurs, elle peut être en acier quelconque, en acier trompé ou en acier inox, traitée en chrome mince (épaisseur comprise entre 0.015 et 0.020) [3]. La majorité des vérins sont fixés au piston et ont des tiges pleines. Mais il arrive de concevoir des tiges creuses, qui seront solidaires aux pistons.
- Un systéme d'amortissement : les vérins peuvent emmagasiner vers la fin de la course une énérgie cinétique non negligeable. Cette énergie est d'autant plus grande que la masse déplacée est trés importante (ou la vitesse de translation de la tige du vérin est supérieure à 0.2 m/s) [2]. Afin de rendre cette energie plus faible en fin de course, il est utile de faire appel aux amortisseurs de fin de course.

4.1.3 Caractéristique d'un vérin

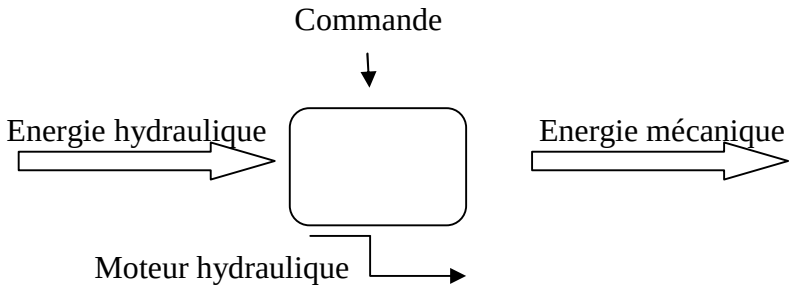
Un vérin est définie par les caractéristiques suivantes :

- Sa course.
- Le diamétre de sa tige.
- S'il doit être ou non equipé d'amortisseur.
- La pression de service et le type d'usage.
- Le mode de fixation et l'extrémité de la tige.
- La nature du fluide utilisé.
- L'alésage du vérin.

Nous vérrons plus en détail les caractéristiques d'un vérin dans la partie choix des composants.

II.4.2 les moteurs

4.2.1 Définition



Les moteurs hydrauliques possèdent une apparence et un principe de fonctionnement qui ressemblent beaucoup aux pompes hydraulique volumétrique.

Cependant, le rôle d'un moteur hydraulique est tout autre. Une pompe hydraulique fournit un débit et une puissance hydraulique à un circuit hydraulique. Quant au moteur hydraulique, il fait partie du circuit et est entrainé en rotation par le débit de la pompe. Il transforme l'énergie hydraulique du circuit en énergie mécanique

4.2.2 Principe de fonctionnement d'un moto-réducteur a piston radiaux POCLAIN (ce type de moteur équipe notre machine)

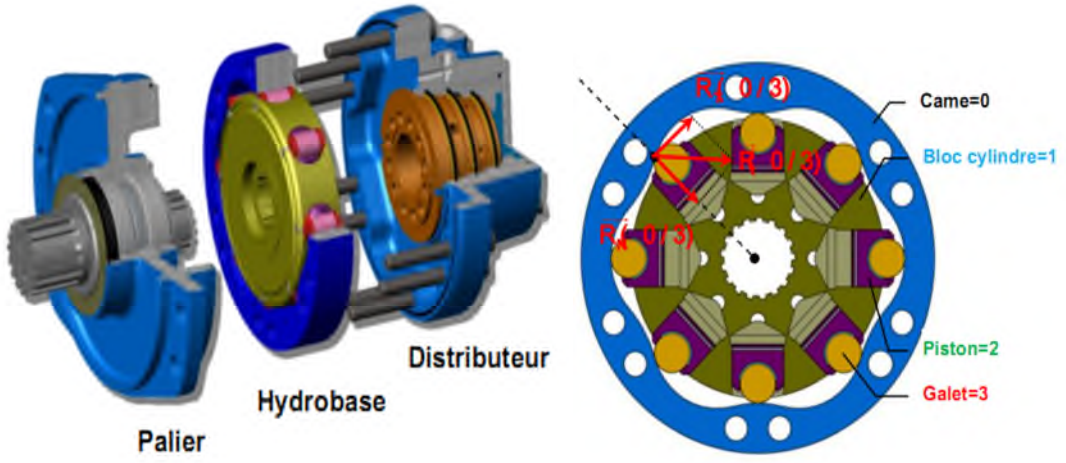


Figure II.4 - Moteur a piston radiaux Poclain

Le fluide hydraulique sous pression est injecté dans les chambres du bloc cylindre. Le fluide repousse alors l'ensemble piston-galet contre le profil de la came. La came par son profil exerce une résultante sur le galet qui comporte une composante radiale R_N et tangentielle R_T. la composante tangentielle appliquée au galet génère au centre de l'hydrobase un moment qui met le bloc cylindre en mouvement de rotation. Le galet qui est en liaison pivot avec le piston roule sans glisser sur le profil de la came.

Un distributeur assure la distribution du fluide de la manière suivante :

- Lorsque le volume de la chambre d'un piston augmente, cette chambre est mise en communication avec l'alimentation du moteur à la haute pression.

- Lorsque le volume de la chambre d'un piston diminue, cette chambre est mise en communication avec le réservoir à la basse pression.

II.4.3 Les liaisons

Les tuyaux couramment utilisés dans les liasons entre les différents appareils du circuit hydraulique sont

- Des tuyautries souples (Flexibles) si l'un des appareils ou les deux sont mobiles.
- Des tuyautries rigides si les différents appareils sont fixes .

4.3.1 Les tuyauterie rigides

C'est un tube en acier généralement de nuance A37 pour les moyennes et les hautes pressions, par contre il peut étre en cuivre, aluminium et ses alliages pour les basses pressions. Lors de l'utilisation :

- Le rayon de cintrage du tube, S'il existe, doit étre supérieur au moins à trois fois le diamétre extérieur du tube .
- Le nombre de coudes est minimisé au maximum.

Les tubes détérminés par le diamétre intérieur et l'épaisseur du tube. Ces deux derniers sont fonction du débit qu'il doit transporter, de la pression maximale qu'il doit subir, et de la perte de charge admise.

Pour concevoir dans les tuyautérie en écoulement laminaire on admet en pratique les vitesses de circulation suivantes [2] :

- 3 à 6 m/s dans les conditions de refoulement .
- 2 à 3 m/s dans les conditions de retour .
- 0.6 à 1.2 m/s dans les conditions d'aspirations.

- 1 à 1.5 m/s dans les conditions de drain .

De ces vitesses et la formule (II.1) on peut alors déterminer le diamétre de la section

- **L'épaisseur du tube** : L'épaisseur du tube dépens de la pression d'éclatement (P_0) retenue. Cette derniére est obtenue en multipliant la pression (P) par un coefficient (K) compris entre 4 et 6 pour les tubes en acier .

4.3.2 Les tuyauteries souples

La tuyauterie souple appelée aussi "flexible" est constituée d'un tube à plusieurs couches

- Une robe intérieure en caoutchouc synthétique assure l'étanchéité.
- Un ou plusieurs tresses de fils d'acier au moyenne et haute pression. Mais on peut utiliser les tresses en textiles en basse pression.
- Une robe extérieure en caoutchouc synthétique noir résistant à des agents extérieurs .
- **Détermination des fléxibles** : Le flexible est determiné par

- Son diamétre inétrieur.
- Sa gamme de pression.
- La nature du fluide et sa température.
- Le type d'éxploitation.
- Les embouts qui y seront montés .

4.3.3 Les raccords

Le reccord est un systéme de jonction entre canalisation ou entre canalisation et appariel, il assure une liaison démontable et une bonne étanchéité (jusqu'à 300-400 bars). les raccords sont realiséS en deux points :

- Entre le tube et le raccord au moyen d'une bague sertie ou encor d'un cône préforme sur le tube .
- Entre le filtage du raccord et l'appareil sur lequel il est monté par un joint ou simplement par la forme du filet.

II.4.4 Les valves de pression

Les valves de pression ont la fonction de limiter la pression dans un circuit.

Trois grandes familles de valves de pression sont à considérer [3] :

- Valve de limitation de pression
- Valve de séquence
- Valve de régulation de pression

4.4.1Valve de limitation de pression

Ce sont des valves de sécurité qui évitent la rupture des organes hydrauliques. Elles sont soit à action directe ou pilotée.

a) Valve de limitation de pression directe

L'orifice -P- reçoit la pression du circuit à contrôler. L'orifice -T- correspond à la décharge d'huile directement reliée au réservoir. Le clapet -3- demeure plaqué su son siège par l'action du ressort -2-. Lorsque la pression provoque sous le clapet -3- une force supérieure à celle exercée par le ressort le réglage, celui-ci se soulève de son siège. L'huile s'écoule alors de la canalisation -P- vers -T- et évite toute élévation de la pression dans le circuit. Lorsque la pression chute la force de pression devient inférieure à celle du ressort, et le clapet -3- se referme. Le coussin d'huile, en dessous du clapet joue le rôle d'un amortisseur et limite sensiblement les vibrations du clapet.

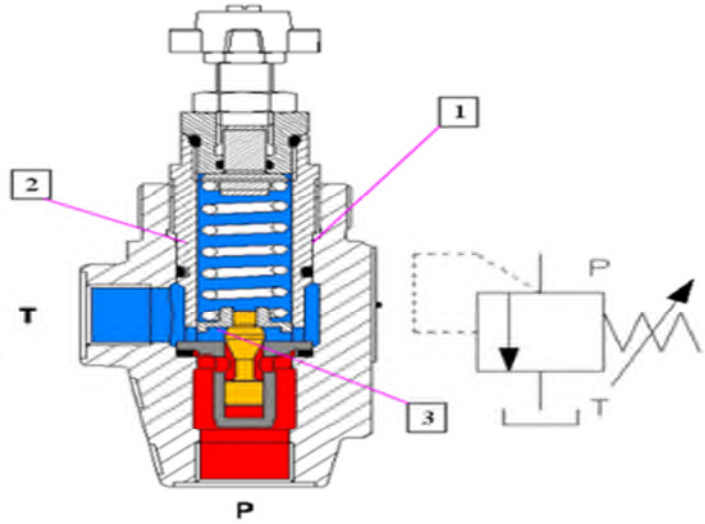


Figure II.5 - valve de limitation de pression a action directe

b) Valve de limitation de pression pilotée

Comme le montre la figure, lorsque la pression du système atteint la valeur tarée par l'action du ressort -1- de l'étage pilote le clapet -3- se décolle de son siège. Aussitôt un débit d'huile traverse le gicleur -6- la pression -P- continue à croitre légèrement sous le clapet principal en fonction de la force du ressort -2-. Dés que la force résultat de la différance de pression rapportée sur les sections -SA- et -SX- dépasse la force du ressort, le clapet principal -5- se

soulève ouvrant le passage entre les orifices -P- et -T- . La pression dans le système à l'orifice -P- est ainsi limitée.

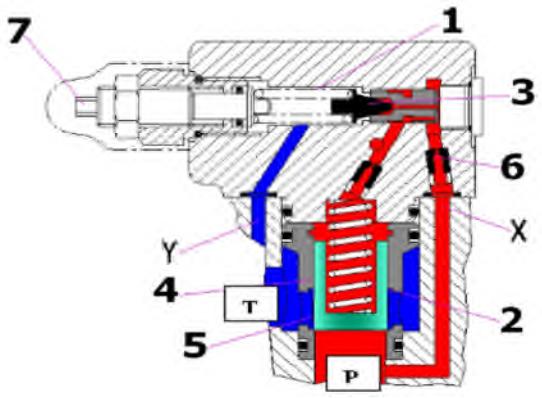


Figure II.6 - valve de limitation de pression pilotée

4.4.2 Valve de séquence

Elle permet l'alimentation d'un circuit secondaire lorsque la pression dans le circuit primaire a atteint la valeur du tarage de la soupape. La valve de séquencé peut être à pilotage interne ou externe.

4.4.3 Valve de régulation ou de réduction de pression

La valve de réduction de pression a pour but de réduire la pression du réseau principal et la maintenir sensiblement constante dans une partie du circuit. Elle peut être à action directe ou à commande pilotée.

II.4.5 Réglage de débit

La diversité des récepteurs dans une installation hydraulique, vis-à-vis des vitesses de rotation et de translation, ou de la force à fournir et du couple à produire, engendre la diversité du débit. Cela nous impose une limitation et une régulation de débit. Cette dernière est faite à l'aide d'une pompe à débit variable (pompe à palette, à piston radiaux, à pistons axiaux, à plateau ou à barillet inclinable). Si notre installation comporte une pompe à débit constant on est prêt d'adapter des limiteurs ou des régulateurs de débit.

4.5.1 Limiteurs de débit

Ils ont pour fonction de faire varier la section de circulation du fluide. L'orifice de restriction peut être à paroi mince qui n'est pas sensible à la viscosité, ou à paroi longue qui est sensible à la viscosité.



Figure II.7 - Limiteurs de débit

4.5.2 Régulateur de débit à deux orifices

Pour obtenir un débit constant au travers d'un orifice calibré, il faut une différence de pression constante, pour cela on peut utiliser une régulateur de débit qui contient une balance de pression et une restriction réglable.

4.5.3 Les Régulateurs de débit à trois orifices

Lorsque la pression p1 fournit sous les deux faces du piston (petite section et section annulaire) une force supérieure à celle fournie par p2 sur la grande section plus le ressort, le tiroir se déplace vers la gauche, démasquant un orifice et retournant à la bâche l'excédent de débit. Si la pression p2 croit, la force qui agit avec le ressort coté grande section augmente et le tiroir revient sur son siège. Arrêtant la décharge d'une partie du débit.

4.5.4 Les différents modes de réglage

L'emplacement de ces appareils est fonction du genre de travail que réalise le composant récepteur. Ils peuvent être montés

a) A l'entrée : Le montage en entrée est choisi lorsque la charge est positive de façon continue. C'est-a-dire, lorsqu'elle s'exerce toujours dans la direction opposée au courant du fluide. A déconseiller lorsque la charge peut devenir motrice.

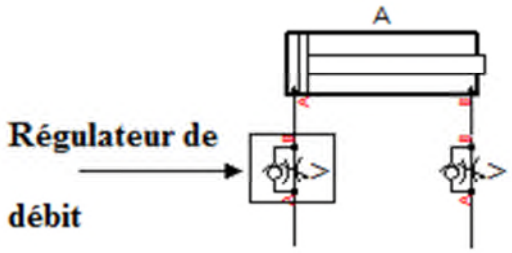


Figure II.8 - Régulation de débit monté à l'entrée

b) A la sortie : Ce montage est conseillé lorsque la charge sur le vérin s'exerce dans la direction du courant d'huile, même si la vitesse de déplacement du vérin devient supérieure à sa vitesse de fonctionnement (figure (II-14).

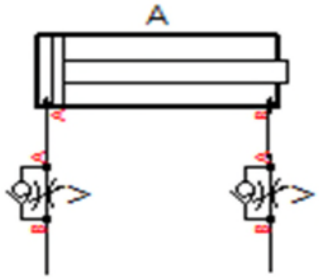


Figure II.9 - Régulation de débit monté à la sortie

c) En soustraction : Une partie du débit qui alimente le récepteur, est dérivée et retournée au bac. Ce débit est en soustraction avec le débit total (figure (II-16)). Ce montage est pratiqué sur les installations ou la charge sur le récepteur est rigoureusement constante.

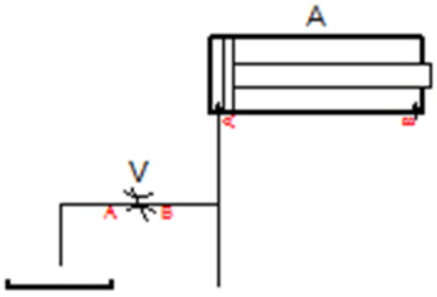


Figure II.10 - Réglage de la vitesse par soustraction de débit

II.4.6 Les pompes

Les pompes sont des appareils conçus pour transformer une énergie mécanique ou électrique en énergie hydraulique. Elle aspire avec une très faible dépression, le fluide contenue dans un réservoir à pression atmosphérique. La pompe produit le débit nécessaire pour l'établissement de la pression mais ne peut d'elle-même produire une pression. C'est le freinage à la circulation de ce débit qui crée l'augmentation de la pression dans le circuit. Donc, la pompe est une génératrice de débit dont la résistance mécanique est liée à une pression maximale de refoulement.

4.6.1 Différents type de pompes [2]

Il existe sur le marché plusieurs types de pompes hydrauliques [2],[5], à savoir :

a) Les pompes non volumétriques

Une pompe transforme généralement une énergie cinétique en énergie de pression. les pompes communiquent aux molécules d'huile une certaine vitesse que l'on transforme en pression, ce sont :

- Les pompes centrifuges.
- Les pompes à hélices.

Ces pompes n'ayant pas d'étanchéité interne ne permettent pas de gain de pression important, leur fuites internes sont élevées. Elles fournissent des débits élevés sous de faible pression et sont surtout utilisées comme pompe de transfert.

b) Les pompes volumétriques [2]

Le débit est généralement pulsatoire et varie peu lorsque la pression augmente. En effet, il existe une étanchéité entre les pièces en mouvement donc les fuites internes des pompes sont assez faibles. L'un des paramètres essentiels des pompes volumétrique est sa cylindré (volume du cylindre) .

Les pompes volumétriques sont classées comme suit :

* **Pompes à cylindrée constante :** Elles comportent

- Pompes à engrenages extérieurs et intérieurs
- Pompes à vis

- Pompes à palettes
- Pompes à pistons

* **Pompes à cylindrée variable** : Elles comprennent

- Pompes à palettes à annulation de débit
- Pompes à pistons radiaux
- Pompes à pistons axiaux

4.6.2 Unité pompes et moteur à pistons radiaux (Ce type de pompes équipe notre machine)

Les pompes à piston radiaux sont des pompes auto-aspirantes à piston radiaux et à cylindrée fixe, commandées par valves. Elles se composent essentiellement du corps (1), de l'arbre à excentrique (2) et des éléments de pompe (3), composés chacun de la valve d'aspiration (4), de la valve de refoulement (5) et du piston (6). Les pistons sont disposés radialement par rapport à l'arbre à excentrique (2). Le barillet (7) guide le piston (6) et le ressort (8) l'appuie sur l'arbre à excentrique (2). Le mouvement descendant du piston (6) augmente le volume utile (9) dans le barillet (7), ce qui a pour effet de créer une dépression qui soulève la lamelle de la valve de refoulement (5) s'ouvre, ce qui provoque l'écoulement du fluide vers le système par l'orifice de refoulement (P).

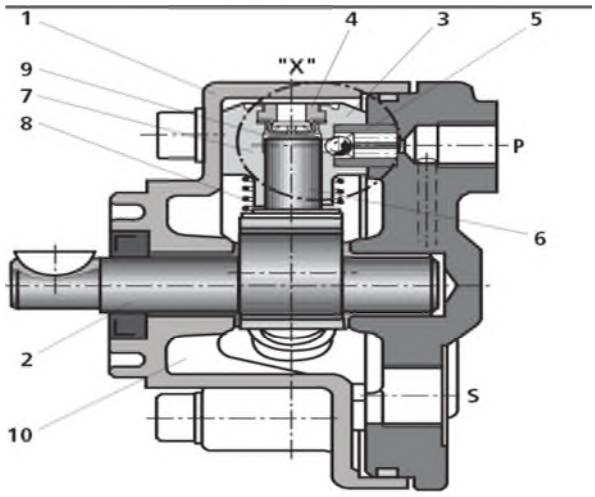


Figure II.11 - moteur à piston radiaux

On entend par ce terme "unité dont les pistons sont disposés radialement à l'axe", les pistons sont donc perpendiculaires à l'axe. Ces unités sont adaptées, de par leur technologie, à des vitesses relativement faibles et à des couples très élevés (pour les moteurs).

La course des pistons est provoquée par un excentrique ou "vilebrequin", leur cylindrées est par conséquent généralement fixe.

Le calcul de la cylindrée est le même que pour les unités à piston axiaux. La course d'un piston vaut deux fois l'excentration (rayon de la manivelle du vilebrequin).

Le nombre de piston détermine la stabilité du débit aux orifices de la même façon que pour les unités à pistons axiaux.

II.4.7 Les réservoirs

Le réservoir a pour but de stocker, à l'abri des poussières au fonctionnement correct d'une installation. Mais ce n'est pas sa seule fonction et il doit aussi permettre :

- Le refroidissement de l'huile.
- La décantation de l'huile (séparation des solides et des liquides).
- La désémulsion de l'huile (séparation de gaz). Enfin le réservoir doit assurer l'alimentation normale de la pompe qui peut être :

- Au-dessus de celui-ci et fixé à la plaque supérieure; la pompe aspire l'huile (la hauteur d'aspiration est limitée).
- Immergé et la pompe est dans l'huile.
- En-dessous et le réservoir est en charge (attention à l'huile, lors du démontage).

II.4.8 Filtre et crépine

Les hydrauliciens s'accordent à dire d'une manière générale que 60 à 70 % des pannes de circuit hydraulique sont dues a un mauvais état du fluide. Une filtration efficace augmente la durée de vie du fluide et de l'installation, et donc accroît la productivité. On est donc obligé de remplacer la cartouche filtrante du filtre à l'huile du circuit hydraulique. Les cartouches filtrantes ne peuvent pas être nettoyées et elles seront remplacées immédiatement [2] .

Dans les circuits hydraulique, les filtres sont placé essentiellement à l'aspiration , sur la haute pression, sur le retour. Nous verrons le genre de filtre qu'on peut utiliser dans chacun des cas cité ci-dessous :

4.8.1 Filtre à l'aspiration

Selon le type et la vitesse de rotation, la dépression à l'aspiration est généralement comprise entre 0.17-0.2 bars. Afin d'avoir une très faible de charge à l'aspiration, on limite l'épuration aux grosses particules susceptibles de détérioré la pompe à l'aide d'une crépine ou d'un filtre non immergé.

a) Crépine : Généralement, une crépine est constitué par un tamis métallique fin permettant une filtration de 100 à 150 microns, elle doit être immergée à l'intérieur du liquide avec même les raccords, son débit est de 2 ou 3 fois le débit de la pompe, sa perte de charge est d'environ 30 mbar. La présence d'une crépine dans une installation hydraulique est insuffisante, d'autres filtres placés sur le circuit sont nécessaires.

b) Filtre non immergé : Le filtre est placé juste avant la pompe, il permet une filtration de 80 à 100 microns, son dimensionnement doit être fait d'une manière à avoir une très faible perte de charge, il est équipé d'un indicateur de colmatage avec by-pass taré à 0.1-0.5 bars afin de suivre l'encrassement du filtre. Malgré ce filtre, la partie haute pression n'est pas protégée des particules prévenant de l'usure de la pompe.

4.8.2 Sur la haute pression

Le filtre est placé après le refoulement de la pompe. Cette filtration est très fine, elle est de 5 à 10 µ, elle est assurée par deux types d'appareil :

- **Filtre à débit total :** Il permet une épuration totale du débit, il est équipé d'un clapet anti-retour monté en parallèle et taré à 1 ou 1.5 bars.
- **Filtre à débit proportionnel :** La filtration est d'environ 10% du débit total. Le débit filtré est établi à l'aide d'une pression différentielle entre deux points dans un venturi placé sur le circuit ces types de filtre peuvent êtres utilisés dans un circuit fermé.

4.8.3 Sur le retour

La totalité du débit au retour est filtré, avec un degré de filtration, généralement de 25 à 30µ. Le débit du filtre correspond à deux ou trois fois le débit de la pompe, sa perte de charge normal est comprise entre 0.25 et 0.5 bars. Le filtre doit etre équipé d'un clapet anti-retour taré à 1.5 bars et d'un indicateur de colmatage.

4.8.4 Le choix du filtre

Le choix d'un filtre pour une installation hydraulique quelconque est en fonction :

a) Selon son emplacement dans le circuit

Un circuit hydraulique peut comporter une crépine (100 à 150 µ) et un filtre sur le retour (20 à 30 µ) et un filtre sur la haute pression afin d'avoir une filtration très fine.

b) Selon les pertes de charges

Pour les filtres travaillant à l'aspiration (crépine, filtre non immergé). Les pertes de charges doivent être de 30 à 40 millibars. Mais les filtres haute pression et retour supportent des pertes de charges beaucoup plus importantes qui peuvent aller de 1 à plusieurs bars.

c) Selon le débit

Prendre deux à trois fois le débit minute de la pompe pour les filtres sur l'aspiration et haute pression. Ce débit reste valable pour les filtres sur le retour, mais il faudra contrôler que les débits instantanés fournis par les accumulateurs ou les vérins différentiels ne lui sont pas supérieurs. Dans ce cas, le filtre sera dimensionné en fonction des ces débits instantanés.

d) Selon le degré de filtration

Le degré de filtration représente le diamètre des particules arrêtées

- Crépine 100 à 150 µ.
- Filtre à l'aspiration, non immergé 80 à 100 µ.
- Filtre haute pression 5 à 10 µ.
- Filtre sur retour 25 à 30 µ.

e) Selon sa tenue en pression

Le filtre sera ou non en pression, selon son emplacement :

- Le filtre à l'aspiration n'est pas en pression.
- Filtre sur le refroidissement (haute pression) est à la pression maximale.
- Sur le retour la pression est généralement faible, quelques bars au maximal.

II.4.9 Les distributeurs

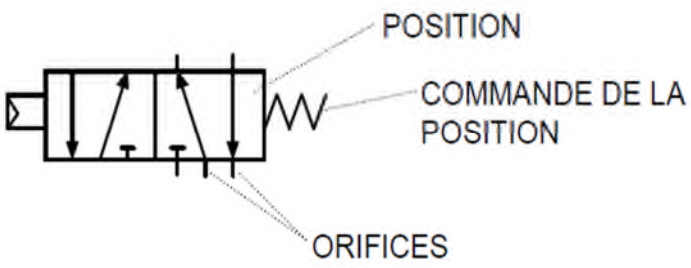


Figure II.12 - Représentation symbolique d'un distributeur 4/2

Dans un système hydraulique, les distributeurs sont des composantes actives (modulateurs) qui distribuent le flux d'énergie vers les récepteurs pour les faire démarrer, les arrêter ou les inverser. En gros, on peut dire que les distributeurs ouvrent et ferment simultanément les voies de communication entre des orifices comme s'ils étaient composés de multiples robinets tout ou rien. Le nombre de position d'un distributeur correspond au nombre d'agencements différents des voies de communication entre les orifices. On distingue :

4.9.1 Distributeur à boisseau

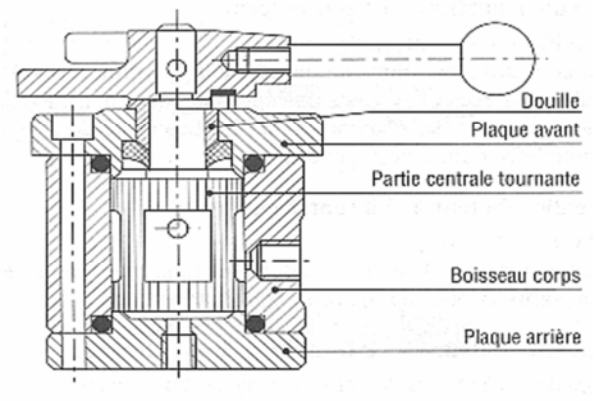


Figure II.13 - Distributeur à boisseau

Un distributeur à boisseau muni de passage assure la mise en communication des différents orifices. Ces distributeurs sont généralement à commande manuelle. Ils peuvent prendre deux ou trois positions. L'arrêt en position est obtenue par verrou à bille. En utilisation industriel, ils sont limités en débit et pression, mais en mobile. Certains appareils permettent un débit de 70 l/mn sous une pression de 450 bars.

4.9.2 Distributeur à tiroirs

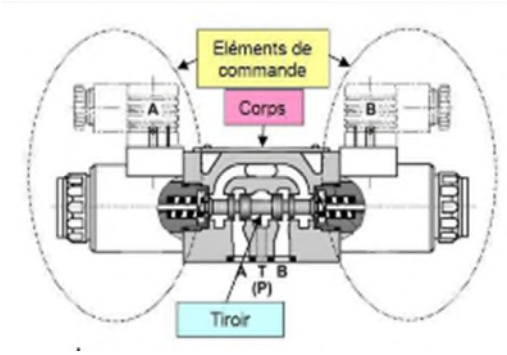


Figure II.14 - Distributeur à tiroirs

Un tiroir portant des gorges coulisse dans un alésage muni de chambre annulaire en communication avec les différents orifices de raccordement. Dans chaque position que le tiroir peut prendre, les gorges mettent en communication les différents orifices. Le corps du distributeur à tiroirs est généralement en fonte grise à grain fin pour la basse pression, en haute pression, il est en acier mi-dur. Le tiroir coulisse sans joint dans le corps. Malgré des tolérances d'usinage serrées de 5 a 8 µ pour les diamètres de 20 mn et jusqu'à 50 mn pour les gros tiroirs, l'étanchéité n'est jamais parfaite. Afin de réduire ces fuites, on réalise sur les portées du tiroir, de petites gorges circulaires, ce qui de plus améliore la lubrification du tiroir et évite le collage de celui-ci.

4.9.3 Les différents types de centres

Les différents types de centres sont obtenus en modifiant la largeur et la position des portées sur le tiroir. On distingue plusieurs types de centres :

- **Centre ouvert** : au repos tous les orifices sont en communication avec le réservoir.
- **Centre fermé** : au repos tous les orifices sont fermés. Les organes moteurs peuvent être stoppés au cours de course ou de rotation.
- **Centre tandem** : le débit provenant de la pompe retourne au réservoir alors que les organes moteurs sont stoppés.

4.9.4 Distributeurs proportionnels

Ces distributeurs répondent aux exigences sévères dans l'hydraulique moderne. pour son fonctionnement ce type de distributeurs avec un détecteur de charge (L.S) et une plaque de

raccordement possède également une balance et un limiteur de pression réglable. La balance de pression a un triple rôle [8] :

1. Lorsque tous les distributeurs sont en position neutre, la balance de pression s'ouvre à pression quasiment nulle (faible pression de tarage de la balance).
2. La balance de pression forme avec le limiteur réglable l'étage principal d'un limiteur de pression à action indirecte ou pilotée, servant de sécurité lorsqu'on atteint la pression de service maximale P_0.
3. En liaison avec les sections d'étranglement momentanées des tiroirs de commande des distributeurs, elle fonctionne comme un régulateur de débit trois orifices.

4.9.5 Servovalve

Ce sont des distributeurs à commande proportionnelle dont l'hystérésis est nulle. De plus, ces composants permettent des fréquences commande beaucoup plus importante que les distributeurs proportionnelle. Ces appareils ont une conception délicate nécessitent une filtration poussée, leur prix de revient (installés) est élevé. Ils sont maintenant réservés à des emplois très particuliers (pour les applications courantes, ils sont remplacés de plus en plus par des distributeurs à commande proportionnelle à tiroir).

La rouleuse croqueuse (PICOT) a utilisé pour 4 servo-valve pour avoir un Contrôle optimal des mouvements des rouleaux.

4.1.2 Construction des vérins hydrauliques

Les vérins utilisés dans les engins de travaux publics, dans les presses ou dans les machines outils, sont différents dans la forme et dans l'élaboration. Mais ils sont constitués généralement des éléments principaux suivants :

- Un corps constitué :
- D'un tube en fonte ou en acier mi-dur et parfois pour certaines adaptations en acier inoxydable.
- D'une culasse avant qui assure l'étanchéité, le guidage de la tige de piston et l'alimentation de la chambre avant (section annulaire).
- D'une culasse arriére, qui assure l'alimentation de la chambre arrière du vérin .
- Un piston qui constitue le prolongement de la tige, il est en fonte ou en acier dans la majorité des cas. Un dispositif d'étanchéité (en joint torique généralement) est prévue entre le piston et son alésage.
- Une tige cylindrique pleine et rectifiée de sorte à éviter la deterioration des joints. Toutefois, la matiére qui la constitue ainsi que le tenaillement qui lui est appliqué, sont liés aux différents agents extérieurs, elle peut être en acier quelconque, en acier trompé ou en acier inox, traitée en chrome mince (épaisseur comprise entre 0.015 et 0.020) [3]. La majorité des vérins sont fixés au piston et ont des tiges pleines. Mais il arrive de concevoir des tiges creuses, qui seront solidaires aux pistons.
- Un systéme d'amortissement : les vérins peuvent emmagasiner vers la fin de la course une énérgie cinétique non negligeable. Cette énergie est d'autant plus grande que la masse déplacée est trés importante (ou la vitesse de translation de la tige du vérin est supérieure à 0.2 m/s) [2]. Afin de rendre cette energie plus faible en fin de course, il est utile de faire appel aux amortisseurs de fin de course.

4.1.3 Caractéristique d'un vérin

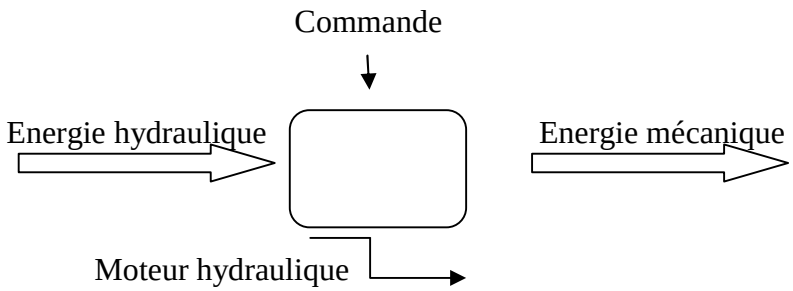
Un vérin est définie par les caractéristiques suivantes :

- Sa course.
- Le diamétre de sa tige.
- S'il doit être ou non equipé d'amortisseur.
- La pression de service et le type d'usage.
- Le mode de fixation et l'extrémité de la tige.
- La nature du fluide utilisé.
- L'alésage du vérin.

Nous vérrons plus en détail les caractéristiques d'un vérin dans la partie choix des composants.

II.4.2 les moteurs

4.2.1 Définition



Les moteurs hydrauliques possèdent une apparence et un principe de fonctionnement qui ressemblent beaucoup aux pompes hydraulique volumétrique.

Cependant, le rôle d'un moteur hydraulique est tout autre. Une pompe hydraulique fournit un débit et une puissance hydraulique à un circuit hydraulique. Quant au moteur hydraulique, il fait partie du circuit et est entrainé en rotation par le débit de la pompe. Il transforme l'énergie hydraulique du circuit en énergie mécanique

4.2.2 Principe de fonctionnement d'un moto-réducteur a piston radiaux POCLAIN (ce type de moteur équipe notre machine)

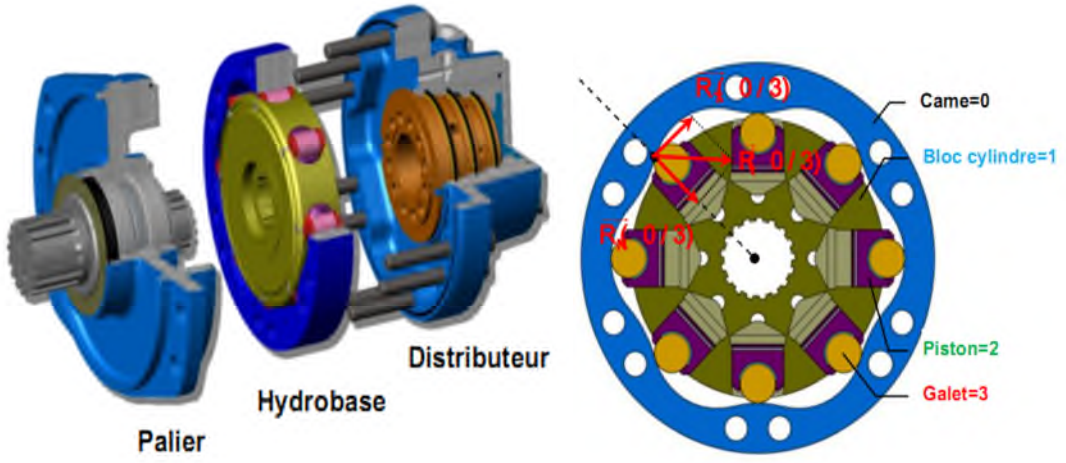


Figure II.4 - Moteur a piston radiaux Poclain

Le fluide hydraulique sous pression est injecté dans les chambres du bloc cylindre. Le fluide repousse alors l'ensemble piston-galet contre le profil de la came. La came par son profil exerce une résultante sur le galet qui comporte une composante radiale R_N et tangentielle R_T. la composante tangentielle appliquée au galet génère au centre de l'hydrobase un moment qui met le bloc cylindre en mouvement de rotation. Le galet qui est en liaison pivot avec le piston roule sans glisser sur le profil de la came.

Un distributeur assure la distribution du fluide de la manière suivante :

- Lorsque le volume de la chambre d'un piston augmente, cette chambre est mise en communication avec l'alimentation du moteur à la haute pression.

- Lorsque le volume de la chambre d'un piston diminue, cette chambre est mise en communication avec le réservoir à la basse pression.

II.4.3 Les liaisons

Les tuyaux couramment utilisés dans les liasons entre les différents appareils du circuit hydraulique sont

- Des tuyautries souples (Flexibles) si l'un des appareils ou les deux sont mobiles.
- Des tuyautries rigides si les différents appareils sont fixes .

4.3.1 Les tuyauterie rigides

C'est un tube en acier généralement de nuance A37 pour les moyennes et les hautes pressions, par contre il peut étre en cuivre, aluminium et ses alliages pour les basses pressions. Lors de l'utilisation :

- Le rayon de cintrage du tube, S'il existe, doit étre supérieur au moins à trois fois le diamétre extérieur du tube .
- Le nombre de coudes est minimisé au maximum.

Les tubes détérminés par le diamétre intérieur et l'épaisseur du tube. Ces deux derniers sont fonction du débit qu'il doit transporter, de la pression maximale qu'il doit subir, et de la perte de charge admise.

Pour concevoir dans les tuyautérie en écoulement laminaire on admet en pratique les vitesses de circulation suivantes [2] :

- 3 à 6 m/s dans les conditions de refoulement .
- 2 à 3 m/s dans les conditions de retour .
- 0.6 à 1.2 m/s dans les conditions d'aspirations.

- 1 à 1.5 m/s dans les conditions de drain .

De ces vitesses et la formule (II.1) on peut alors déterminer le diamétre de la section

- **L'épaisseur du tube** : L'épaisseur du tube dépens de la pression d'éclatement (P_0) retenue. Cette derniére est obtenue en multipliant la pression (P) par un coefficient (K) compris entre 4 et 6 pour les tubes en acier .

4.3.2 Les tuyauteries souples

La tuyauterie souple appelée aussi "flexible" est constituée d'un tube à plusieurs couches

- Une robe intérieure en caoutchouc synthétique assure l'étanchéité.
- Un ou plusieurs tresses de fils d'acier au moyenne et haute pression. Mais on peut utiliser les tresses en textiles en basse pression.
- Une robe extérieure en caoutchouc synthétique noir résistant à des agents extérieurs .
- **Détermination des fléxibles** : Le flexible est determiné par

- Son diamétre inétrieur.
- Sa gamme de pression.
- La nature du fluide et sa température.
- Le type d'éxploitation.
- Les embouts qui y seront montés .

4.3.3 Les raccords

Le reccord est un systéme de jonction entre canalisation ou entre canalisation et appariel, il assure une liaison démontable et une bonne étanchéité (jusqu'à 300-400 bars). les raccords sont realiséS en deux points :

- Entre le tube et le raccord au moyen d'une bague sertie ou encor d'un cône préforme sur le tube .
- Entre le filtage du raccord et l'appareil sur lequel il est monté par un joint ou simplement par la forme du filet.

II.4.4 Les valves de pression

Les valves de pression ont la fonction de limiter la pression dans un circuit.

Trois grandes familles de valves de pression sont à considérer [3] :

- Valve de limitation de pression
- Valve de séquence
- Valve de régulation de pression

4.4.1Valve de limitation de pression

Ce sont des valves de sécurité qui évitent la rupture des organes hydrauliques. Elles sont soit à action directe ou pilotée.

a) Valve de limitation de pression directe

L'orifice -P- reçoit la pression du circuit à contrôler. L'orifice -T- correspond à la décharge d'huile directement reliée au réservoir. Le clapet -3- demeure plaqué su son siège par l'action du ressort -2-. Lorsque la pression provoque sous le clapet -3- une force supérieure à celle exercée par le ressort le réglage, celui-ci se soulève de son siège. L'huile s'écoule alors de la canalisation -P- vers -T- et évite toute élévation de la pression dans le circuit. Lorsque la pression chute la force de pression devient inférieure à celle du ressort, et le clapet -3- se referme. Le coussin d'huile, en dessous du clapet joue le rôle d'un amortisseur et limite sensiblement les vibrations du clapet.

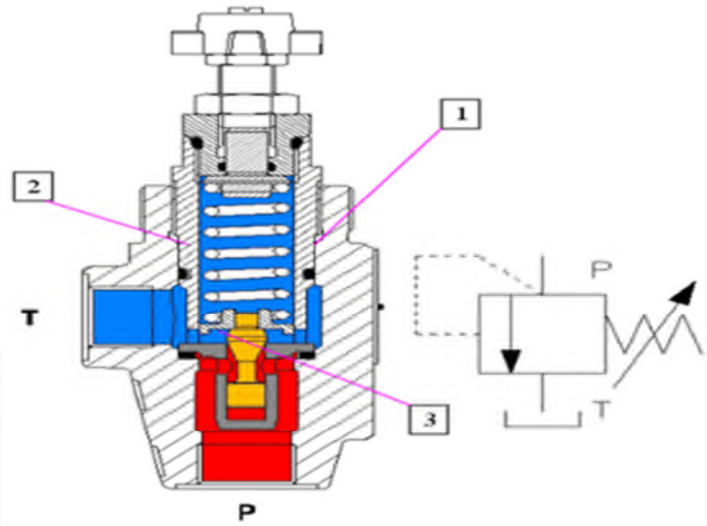


Figure II.5 - valve de limitation de pression a action directe

b) Valve de limitation de pression pilotée

Comme le montre la figure, lorsque la pression du système atteint la valeur tarée par l'action du ressort -1- de l'étage pilote le clapet -3- se décolle de son siège. Aussitôt un débit d'huile traverse le gicleur -6- la pression -P- continue à croitre légèrement sous le clapet principal en fonction de la force du ressort -2-. Dés que la force résultat de la différance de pression rapportée sur les sections -SA- et -SX- dépasse la force du ressort, le clapet principal -5- se

soulève ouvrant le passage entre les orifices -P- et -T- . La pression dans le système à l'orifice -P- est ainsi limitée.

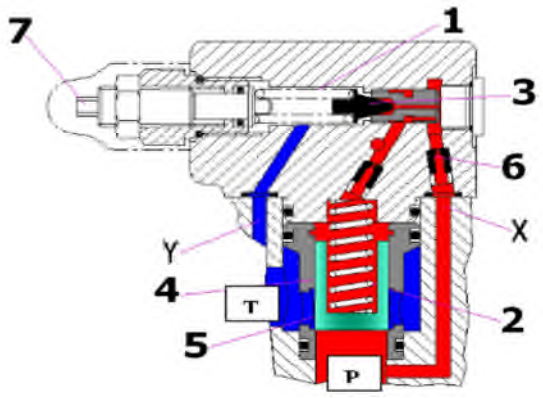


Figure II.6 - valve de limitation de pression pilotée

4.4.2 Valve de séquence

Elle permet l'alimentation d'un circuit secondaire lorsque la pression dans le circuit primaire a atteint la valeur du tarage de la soupape. La valve de séquencé peut être à pilotage interne ou externe.

4.4.3 Valve de régulation ou de réduction de pression

La valve de réduction de pression a pour but de réduire la pression du réseau principal et la maintenir sensiblement constante dans une partie du circuit. Elle peut être à action directe ou à commande pilotée.

II.4.5 Réglage de débit

La diversité des récepteurs dans une installation hydraulique, vis-à-vis des vitesses de rotation et de translation, ou de la force à fournir et du couple à produire, engendre la diversité du débit. Cela nous impose une limitation et une régulation de débit. Cette dernière est faite à l'aide d'une pompe à débit variable (pompe à palette, à piston radiaux, à pistons axiaux, à plateau ou à barillet inclinable). Si notre installation comporte une pompe à débit constant on est prêt d'adapter des limiteurs ou des régulateurs de débit.

4.5.1 Limiteurs de débit

Ils ont pour fonction de faire varier la section de circulation du fluide. L'orifice de restriction peut être à paroi mince qui n'est pas sensible à la viscosité, ou à paroi longue qui est sensible à la viscosité.



Figure II.7 - Limiteurs de débit

4.5.2 Régulateur de débit à deux orifices

Pour obtenir un débit constant au travers d'un orifice calibré, il faut une différence de pression constante, pour cela on peut utiliser une régulateur de débit qui contient une balance de pression et une restriction réglable.

4.5.3 Les Régulateurs de débit à trois orifices

Lorsque la pression p1 fournit sous les deux faces du piston (petite section et section annulaire) une force supérieure à celle fournie par p2 sur la grande section plus le ressort, le tiroir se déplace vers la gauche, démasquant un orifice et retournant à la bâche l'excédent de débit. Si la pression p2 croit, la force qui agit avec le ressort coté grande section augmente et le tiroir revient sur son siège. Arrêtant la décharge d'une partie du débit.

4.5.4 Les différents modes de réglage

L'emplacement de ces appareils est fonction du genre de travail que réalise le composant récepteur. Ils peuvent être montés

a) A l'entrée : Le montage en entrée est choisi lorsque la charge est positive de façon continue. C'est-a-dire, lorsqu'elle s'exerce toujours dans la direction opposée au courant du fluide. A déconseiller lorsque la charge peut devenir motrice.

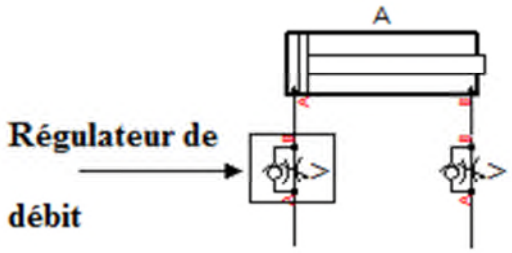


Figure II.8 - Régulation de débit monté à l'entrée

b) A la sortie : Ce montage est conseillé lorsque la charge sur le vérin s'exerce dans la direction du courant d'huile, même si la vitesse de déplacement du vérin devient supérieure à sa vitesse de fonctionnement (figure (II-14).

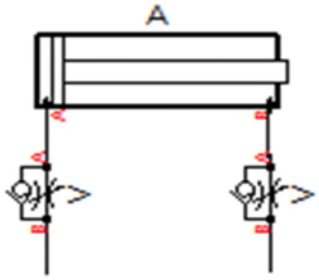


Figure II.9 - Régulation de débit monté à la sortie

c) En soustraction : Une partie du débit qui alimente le récepteur, est dérivée et retournée au bac. Ce débit est en soustraction avec le débit total (figure (II-16)). Ce montage est pratiqué sur les installations ou la charge sur le récepteur est rigoureusement constante.

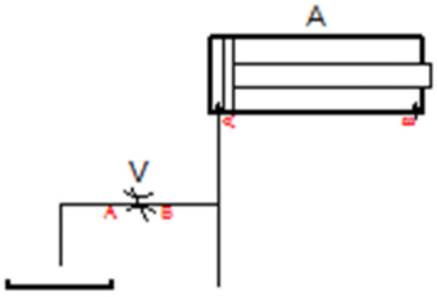


Figure II.10 - Réglage de la vitesse par soustraction de débit

II.4.6 Les pompes

Les pompes sont des appareils conçus pour transformer une énergie mécanique ou électrique en énergie hydraulique. Elle aspire avec une très faible dépression, le fluide contenue dans un réservoir à pression atmosphérique. La pompe produit le débit nécessaire pour l'établissement de la pression mais ne peut d'elle-même produire une pression. C'est le freinage à la circulation de ce débit qui crée l'augmentation de la pression dans le circuit. Donc, la pompe est une génératrice de débit dont la résistance mécanique est liée à une pression maximale de refoulement.

4.6.1 Différents type de pompes [2]

Il existe sur le marché plusieurs types de pompes hydrauliques [2],[5], à savoir :

a) Les pompes non volumétriques

Une pompe transforme généralement une énergie cinétique en énergie de pression. les pompes communiquent aux molécules d'huile une certaine vitesse que l'on transforme en pression, ce sont :

- Les pompes centrifuges.
- Les pompes à hélices.

Ces pompes n'ayant pas d'étanchéité interne ne permettent pas de gain de pression important, leur fuites internes sont élevées. Elles fournissent des débits élevés sous de faible pression et sont surtout utilisées comme pompe de transfert.

b) Les pompes volumétriques [2]

Le débit est généralement pulsatoire et varie peu lorsque la pression augmente. En effet, il existe une étanchéité entre les pièces en mouvement donc les fuites internes des pompes sont assez faibles. L'un des paramètres essentiels des pompes volumétrique est sa cylindré (volume du cylindre) .

Les pompes volumétriques sont classées comme suit :

* **Pompes à cylindrée constante :** Elles comportent

- Pompes à engrenages extérieurs et intérieurs
- Pompes à vis

- Pompes à palettes
- Pompes à pistons

* **Pompes à cylindrée variable** : Elles comprennent

- Pompes à palettes à annulation de débit
- Pompes à pistons radiaux
- Pompes à pistons axiaux

4.6.2 Unité pompes et moteur à pistons radiaux (Ce type de pompes équipe notre machine)

Les pompes à piston radiaux sont des pompes auto-aspirantes à piston radiaux et à cylindrée fixe, commandées par valves. Elles se composent essentiellement du corps (1), de l'arbre à excentrique (2) et des éléments de pompe (3), composés chacun de la valve d'aspiration (4), de la valve de refoulement (5) et du piston (6). Les pistons sont disposés radialement par rapport à l'arbre à excentrique (2). Le barillet (7) guide le piston (6) et le ressort (8) l'appuie sur l'arbre à excentrique (2). Le mouvement descendant du piston (6) augmente le volume utile (9) dans le barillet (7), ce qui a pour effet de créer une dépression qui soulève la lamelle de la valve de refoulement (5) s'ouvre, ce qui provoque l'écoulement du fluide vers le système par l'orifice de refoulement (P).

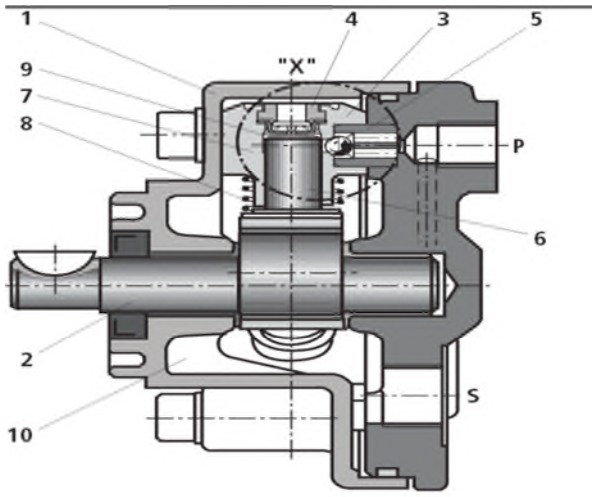


Figure II.11 - moteur à piston radiaux

On entend par ce terme "unité dont les pistons sont disposés radialement à l'axe", les pistons sont donc perpendiculaires à l'axe. Ces unités sont adaptées, de par leur technologie, à des vitesses relativement faibles et à des couples très élevés (pour les moteurs).

La course des pistons est provoquée par un excentrique ou "vilebrequin", leur cylindrées est par conséquent généralement fixe.

Le calcul de la cylindrée est le même que pour les unités à piston axiaux. La course d'un piston vaut deux fois l'excentration (rayon de la manivelle du vilebrequin).

Le nombre de piston détermine la stabilité du débit aux orifices de la même façon que pour les unités à pistons axiaux.

II.4.7 Les réservoirs

Le réservoir a pour but de stocker, à l'abri des poussières au fonctionnement correct d'une installation. Mais ce n'est pas sa seule fonction et il doit aussi permettre :

- Le refroidissement de l'huile.
- La décantation de l'huile (séparation des solides et des liquides).
- La désémulsion de l'huile (séparation de gaz). Enfin le réservoir doit assurer l'alimentation normale de la pompe qui peut être :

- Au-dessus de celui-ci et fixé à la plaque supérieure; la pompe aspire l'huile (la hauteur d'aspiration est limitée).
- Immergé et la pompe est dans l'huile.
- En-dessous et le réservoir est en charge (attention à l'huile, lors du démontage).

II.4.8 Filtre et crépine

Les hydrauliciens s'accordent à dire d'une manière générale que 60 à 70 % des pannes de circuit hydraulique sont dues a un mauvais état du fluide. Une filtration efficace augmente la durée de vie du fluide et de l'installation, et donc accroît la productivité. On est donc obligé de remplacer la cartouche filtrante du filtre à l'huile du circuit hydraulique. Les cartouches filtrantes ne peuvent pas être nettoyées et elles seront remplacées immédiatement [2] .

Dans les circuits hydraulique, les filtres sont placé essentiellement à l'aspiration , sur la haute pression, sur le retour. Nous verrons le genre de filtre qu'on peut utiliser dans chacun des cas cité ci-dessous :

4.8.1 Filtre à l'aspiration

Selon le type et la vitesse de rotation, la dépression à l'aspiration est généralement comprise entre 0.17-0.2 bars. Afin d'avoir une très faible de charge à l'aspiration, on limite l'épuration aux grosses particules susceptibles de détérioré la pompe à l'aide d'une crépine ou d'un filtre non immergé.

a) Crépine : Généralement, une crépine est constitué par un tamis métallique fin permettant une filtration de 100 à 150 microns, elle doit être immergée à l'intérieur du liquide avec même les raccords, son débit est de 2 ou 3 fois le débit de la pompe, sa perte de charge est d'environ 30 mbar. La présence d'une crépine dans une installation hydraulique est insuffisante, d'autres filtres placés sur le circuit sont nécessaires.

b) Filtre non immergé : Le filtre est placé juste avant la pompe, il permet une filtration de 80 à 100 microns, son dimensionnement doit être fait d'une manière à avoir une très faible perte de charge, il est équipé d'un indicateur de colmatage avec by-pass taré à 0.1-0.5 bars afin de suivre l'encrassement du filtre. Malgré ce filtre, la partie haute pression n'est pas protégée des particules prévenant de l'usure de la pompe.

4.8.2 Sur la haute pression

Le filtre est placé après le refoulement de la pompe. Cette filtration est très fine, elle est de 5 à 10 µ, elle est assurée par deux types d'appareil :

- **Filtre à débit total :** Il permet une épuration totale du débit, il est équipé d'un clapet anti-retour monté en parallèle et taré à 1 ou 1.5 bars.
- **Filtre à débit proportionnel :** La filtration est d'environ 10% du débit total. Le débit filtré est établi à l'aide d'une pression différentielle entre deux points dans un venturi placé sur le circuit ces types de filtre peuvent êtres utilisés dans un circuit fermé.

4.8.3 Sur le retour

La totalité du débit au retour est filtré, avec un degré de filtration, généralement de 25 à 30µ. Le débit du filtre correspond à deux ou trois fois le débit de la pompe, sa perte de charge normal est comprise entre 0.25 et 0.5 bars. Le filtre doit etre équipé d'un clapet anti-retour taré à 1.5 bars et d'un indicateur de colmatage.

4.8.4 Le choix du filtre

Le choix d'un filtre pour une installation hydraulique quelconque est en fonction :

a) Selon son emplacement dans le circuit

Un circuit hydraulique peut comporter une crépine (100 à 150 µ) et un filtre sur le retour (20 à 30 µ) et un filtre sur la haute pression afin d'avoir une filtration très fine.

b) Selon les pertes de charges

Pour les filtres travaillant à l'aspiration (crépine, filtre non immergé). Les pertes de charges doivent être de 30 à 40 millibars. Mais les filtres haute pression et retour supportent des pertes de charges beaucoup plus importantes qui peuvent aller de 1 à plusieurs bars.

c) Selon le débit

Prendre deux à trois fois le débit minute de la pompe pour les filtres sur l'aspiration et haute pression. Ce débit reste valable pour les filtres sur le retour, mais il faudra contrôler que les débits instantanés fournis par les accumulateurs ou les vérins différentiels ne lui sont pas supérieurs. Dans ce cas, le filtre sera dimensionné en fonction des ces débits instantanés.

d) Selon le degré de filtration

Le degré de filtration représente le diamètre des particules arrêtées

- Crépine 100 à 150 µ.
- Filtre à l'aspiration, non immergé 80 à 100 µ.
- Filtre haute pression 5 à 10 µ.
- Filtre sur retour 25 à 30 µ.

e) Selon sa tenue en pression

Le filtre sera ou non en pression, selon son emplacement :

- Le filtre à l'aspiration n'est pas en pression.
- Filtre sur le refroidissement (haute pression) est à la pression maximale.
- Sur le retour la pression est généralement faible, quelques bars au maximal.

II.4.9 Les distributeurs

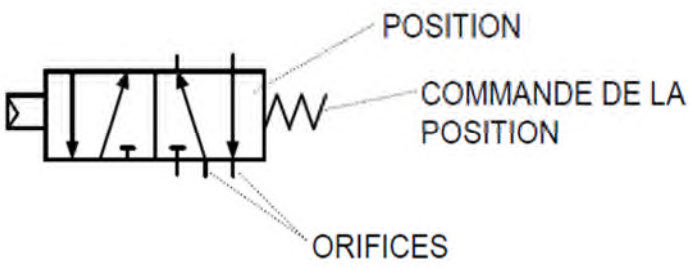


Figure II.12 - Représentation symbolique d'un distributeur 4/2

Dans un système hydraulique, les distributeurs sont des composantes actives (modulateurs) qui distribuent le flux d'énergie vers les récepteurs pour les faire démarrer, les arrêter ou les inverser. En gros, on peut dire que les distributeurs ouvrent et ferment simultanément les voies de communication entre des orifices comme s'ils étaient composés de multiples robinets tout ou rien. Le nombre de position d'un distributeur correspond au nombre d'agencements différents des voies de communication entre les orifices. On distingue :

4.9.1 Distributeur à boisseau

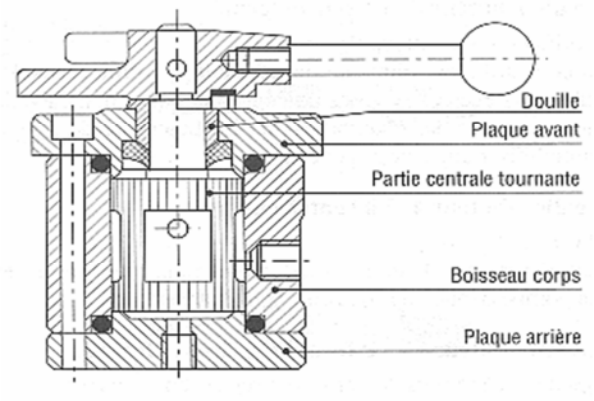


Figure II.13 - Distributeur à boisseau

Un distributeur à boisseau muni de passage assure la mise en communication des différents orifices. Ces distributeurs sont généralement à commande manuelle. Ils peuvent prendre deux ou trois positions. L'arrêt en position est obtenue par verrou à bille. En utilisation industriel, ils sont limités en débit et pression, mais en mobile. Certains appareils permettent un débit de 70 l/mn sous une pression de 450 bars.

4.9.2 Distributeur à tiroirs

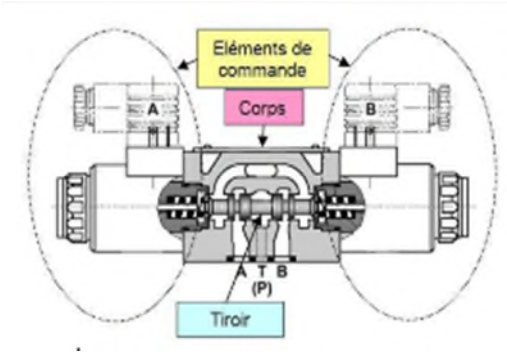


Figure II.14 - Distributeur à tiroirs

Un tiroir portant des gorges coulisse dans un alésage muni de chambre annulaire en communication avec les différents orifices de raccordement. Dans chaque position que le tiroir peut prendre, les gorges mettent en communication les différents orifices. Le corps du distributeur à tiroirs est généralement en fonte grise à grain fin pour la basse pression, en haute pression, il est en acier mi-dur. Le tiroir coulisse sans joint dans le corps. Malgré des tolérances d'usinage serrées de 5 a 8 µ pour les diamètres de 20 mn et jusqu'à 50 mn pour les gros tiroirs, l'étanchéité n'est jamais parfaite. Afin de réduire ces fuites, on réalise sur les portées du tiroir, de petites gorges circulaires, ce qui de plus améliore la lubrification du tiroir et évite le collage de celui-ci.

4.9.3 Les différents types de centres

Les différents types de centres sont obtenus en modifiant la largeur et la position des portées sur le tiroir. On distingue plusieurs types de centres :

- **Centre ouvert** : au repos tous les orifices sont en communication avec le réservoir.
- **Centre fermé** : au repos tous les orifices sont fermés. Les organes moteurs peuvent être stoppés au cours de course ou de rotation.
- **Centre tandem** : le débit provenant de la pompe retourne au réservoir alors que les organes moteurs sont stoppés.

4.9.4 Distributeurs proportionnels

Ces distributeurs répondent aux exigences sévères dans l'hydraulique moderne. pour son fonctionnement ce type de distributeurs avec un détecteur de charge (L.S) et une plaque de

raccordement possède également une balance et un limiteur de pression réglable. La balance de pression a un triple rôle [8] :

1. Lorsque tous les distributeurs sont en position neutre, la balance de pression s'ouvre à pression quasiment nulle (faible pression de tarage de la balance).
2. La balance de pression forme avec le limiteur réglable l'étage principal d'un limiteur de pression à action indirecte ou pilotée, servant de sécurité lorsqu'on atteint la pression de service maximale P_0.
3. En liaison avec les sections d'étranglement momentanées des tiroirs de commande des distributeurs, elle fonctionne comme un régulateur de débit trois orifices.

4.9.5 Servovalve

Ce sont des distributeurs à commande proportionnelle dont l'hystérésis est nulle. De plus, ces composants permettent des fréquences commande beaucoup plus importante que les distributeurs proportionnelle. Ces appareils ont une conception délicate nécessitent une filtration poussée, leur prix de revient (installés) est élevé. Ils sont maintenant réservés à des emplois très particuliers (pour les applications courantes, ils sont remplacés de plus en plus par des distributeurs à commande proportionnelle à tiroir).

La rouleuse croqueuse (PICOT) a utilisé pour 4 servo-valve pour avoir un Contrôle optimal des mouvements des rouleaux.

Alésages		32		40		50		63		80		100		125		160		200		250		
Section (cm^2)		8.04		12.56		19.63		31.17		50.26		78.54		122.72		201		314		490		
Tige Ø		16		22		28		36		45		56		70		90		110		140		160
Section annulaire en cm^2		6.30	4.24	8.76	6.41	13.48	9.46	21	15.27	34.36	25.63	53.91	40	84.24	59.11	137.4	106	219.1	160.2	336.9	289.8	
Record	**Ø (gaz)**	3/8		1/2				3/4				1				11/4				11/2		
	S (cm^2)	1.17		1.94				3.54				5.72				10				13.3		
Amortisseur	**Longueur Ø**	20		23		25		29		31		33		35		41		64		75		
		20		26		32		40		50		61		75		95		115		145		190
	Section annulaire en cm^2	4.86	2.7	7.2	4.5	11.6	7.1	18.5	11.4	30.4	20.8	49.2	34.1	78.5	51.8	130	97	210	149	326	207	

Tableau (II-4): Tableau des vérins normalisés

Chapitre III

Notions sur les paramètres de l'hydraulique industrielle

III.1 Rappel sur la mécanique des fluides

III.1.1 Les fluides hydrauliques

Un fluide peut être considéré comme étant une substance formé d'un grand nombre de particules matérielles, très petites et libres de se déplacer les unes par rapport aux autres. C'est donc un milieu matériel continu, déformable, sans rigidité et qui peut s'écouler. Les fluides utilisés en hydraulique se divisent en deux groupes [2] :

- Les gaz qui sont très compressibles.
- Les liquides, qui sont très peu compressible. Leur incompressibilité est utilisée en hydraulique pour l'obtention de pression élevée.

Les fluides utilisés en hydrauliques sont classés en deux grands groupes :

a) Les huiles minérales

Les huiles minérales pour transmission hydrauliques sont classées en quatre catégories :

- **Les fluides de la catégorie « HH »** : ce sont des fluides minérales non inhibées, pratiquement pures et qui possèdent un pouvoir lubrifiant médiocre.
- **Les fluides de la catégorie « HL »** : ce sont des fluides minérales qui possèdent des propriétés anti-oxydantes et anti-corrosion particulières.
- **Les fluides de la catégorie « HM »** : ce sont des fluides de la catégorie « HL »,qui possèdent des propriétés anti-usures particulières.
- **Les fluides de catégorie « HV »** : ce sont des fluides de la catégorie «HM » qui possèdent un indice de viscosité élevé.

Il existe sur le marché plusieurs types d'huile de transmission hydraulique parmi ces huiles on trouve les huiles TISKA, qui sont caractérisés par des propriétés anti-usure, anti-oxydantes, anti-mousse et anti-corrosion. La TISKA HVI, en plus des propriétés citées, elle présente une indice de viscosité spécialement élevé. Leur propriété sont représentées dans le tableau suivant :

produit	Densité à 15°C	Viscosité à 40 °C	Viscosité à 100°C
TISKA ISO 10	0,842 à 0.844	9.5 à 10,6	25 à 207
TISKA ISO 46	0.86 à 0.87	43 à 49	6 à 6,6
TISKA HVI 46	0.86 à 0.88	43 à 49	7,5 à 8,5

Tableau III .1 – Les propriétés des huiles de transmission hydraulique TISKA

b) Les produits aqueux

L'eau est le fluide qui remplit le mieux la caractéristique d'ininflammabilité. On y rajoutait souvent de la glycérine pour abaisser sa température de congélation ainsi qu'améliorer son pouvoir graissant. Aujourd'hui c'est le glycol qui remplace la glycérine.

III.1.2 La viscosité

C’est une grandeur qui caractérise les frottements internes du fluide, autrement dit sa capacité à s’écouler. Elle caractérise la résistance d'un fluide à son écoulement lorsqu'il est soumis à l'application d'une force. C’est-à-dire, les fluides de grande viscosité résistent à l'écoulement et les fluides de faible viscosité s'écoulent facilement.il ya deux types de viscosité :

a) La Viscosité dynamique

La viscosité dynamique exprime la proportionnalité entre la force qu'il faut exercer sur une plaque lorsqu'elle est plongée dans un courant et la variation de vitesse des veines de fluide entre les 2 faces de la plaque. Elle est exprimée par un coefficient représentant la contrainte de cisaillement nécessaire pour produire un gradient de vitesse d'écoulement d'une unité dans la matière.la formule s’écrit comme suit :

$$\mu = \frac{f}{S\, dv/dl} \qquad \textbf{(III.1)}$$

avec $\boldsymbol{f}$ **:** force de frottement en Newton

$\boldsymbol{S}$ **:** surface des filets fluides (m^2)

$\boldsymbol{dv}$ **:** la différence de vitesse

$\boldsymbol{dl}$ **:** la distance entre les surfaces fluides considérées

b) La viscosité cinématique

C'est le quotient de la viscosité dynamique μ par la masse volumique

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \qquad \textbf{(III.2)}$$

Avec ν : viscosité cinématique (stock)

ρ : Masse volumique (Kg/m^3)

c) Indice de viscosité V_i

Cet indice est fondamental dans le domaine de l'hydraulique industrielle. Il s'agit en effet d'un indice qui prend en compte la variation de la viscosité en fonction de la température.

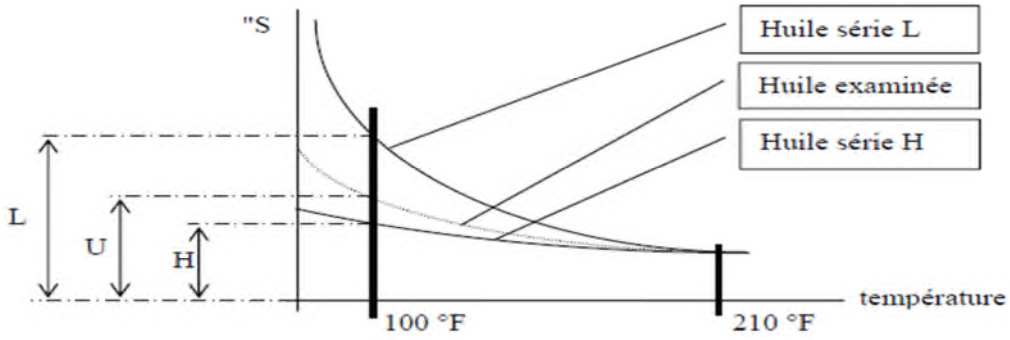


Figure III.1 – La variation e la viscosité en fonction de la température

Variation de la viscosité en fonction de la température

L'huile de série L est une huile asphaltique ayant une variation de viscosité importante avec la température et à laquelle on attribue un indice 0.

L'huile de série H est une huile paraffinique ayant une faible variation de viscosité avec la température et à laquelle on attribue un indice 100.

L'indice de viscosité V_i est calculé à la température de 100°F (38 °C) tandis que les deux huiles de référence ont une viscosité à 210 °F (99 °C) identique.

$$V_i = \frac{L-U}{L-H}.100 \qquad \textbf{(III.3)}$$

- **L** : viscosité de l'huile asphaltique
- **U** : viscosité de l'huile paraffinique

- **H** : viscosité de l'huile examiné

A retenir : Pour les fluides hydrauliques, on exige un indice de viscosité proche de 100. Plus l'indice est élevé moins il y a de risque que le fluide subisse un changement de viscosité avec une variation de la température. A froid on observe souvent des phénomènes de cavitation. La viscosité double au-delà de 350 bars.

III.1.3 Principe de pascal

Toute variation de pression en un point d'un fluide incompressible en équilibre est intégralement transmise en tout point du fluide. Elle s'exerce normalement aux surfaces en contact. Cette propriété est utilisée pour la transmission des forces en hydraulique.

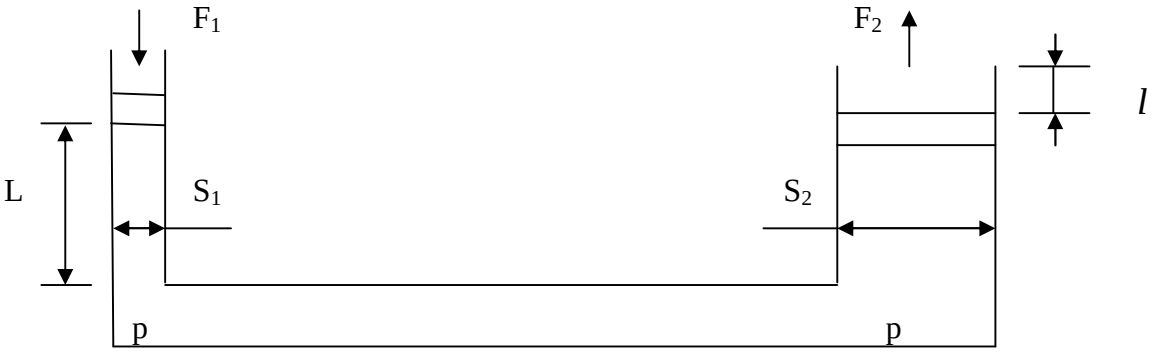


Figure III.2 - schéma de principe de Pascal

Le petit piston permet de communiquer au fluide la pression p

$$\mathbf{p = F_1 / S_1} \qquad \textbf{(III.4)}$$

La force fournie par le grand piston est donné par :

$F_2 = p \,.\, S_2 \Longrightarrow (F_1 / F_2) = (S_2 / S_1)$

D'après le principe de conservation de l'énergie :

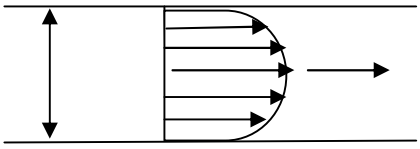
$F_1 \,.\, L = F_2 . \, l \Longrightarrow (F_1 / F_2) = (l / L)$

III.1.4 Le débit

C'est le volume de fluide qui s'écoule à travers une section droite durant l'unité de temps.

$$Q_v = v.\ s \quad \textbf{(III.5)}$$

avec :



Q_v : débit volumique (m^3/s)

v : vitesse moyenne (m/s

s : section de la conduite (m^2)

Le débit massique Q_m

$$Q_m = \rho .\ Q_v \quad \textbf{(III.6)}$$

ρ: la masse volumique

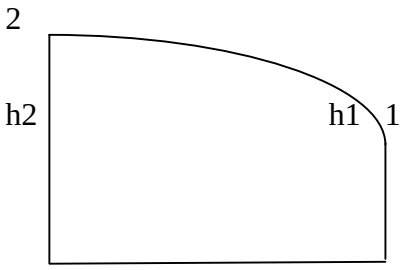
- **Conservation de débit :** Le débit **q** est constant en tous les points d'un même circuit. les vitesses varient en fonction des sections.

$Q = s_1 .\ v_1 = s_2 .\ v_2 = s_3 .\ v_3 = cste$, c'est l'équation de continuité

III.1.5 Equation de Bernoulli

En régime d'écoulement permanent, dans un fluide parfait incompressible, la somme des variations d'énergie cinétique, potentiel et de pression est nulle [6].

$\frac{1}{2} m (v_1^2 - v_2^2) + \frac{m}{\rho} (P_1 - P_2) + m.\ g\ (h_1 - h_2) = 0$



Donc :

$$\frac{P1}{\rho .g} + \frac{v1}{2g} + h1 = \frac{P2}{\rho .g} + \frac{v2}{2g} + h2.$$

III.1.6 Régime d'écoulement

Reynolds a étudié comment l'écoulement passait du laminaire en turbulent. Il a déterminé le paramètre qui caractérise cette transition et a défini ainsi un nombre adimensionnel, appelé nombre de Reynolds tel que :

$$Re = \frac{v.d}{\upsilon} \quad \textbf{(III.6)}$$

Avec :

- **v** : vitesse en (m/s).
- **υ** : viscosité en (m^2/s).
- **d** : diamètre hydraulique (m)

$$\boldsymbol{d = \frac{4.s}{p}} \quad \textbf{(III.7)}$$

Avec : **s** : section transversale

p : périmètre mouillé.

1.6.1 Ecoulement laminaire

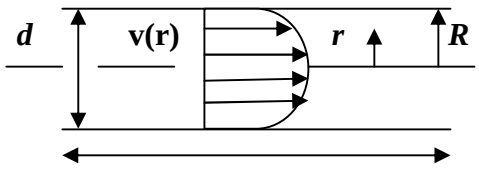
L'écoulement laminaire se fais par la tranche de fluide, minces et parallèles qui s'entrainent par frottement visqueux. Il y a perte de vitesse d'une tranche a l'autre et la vitesse maximal est sur l'axe du tube. Le profil des vitesses est parabolique. L'écoulement est laminaire tant que : $\mathrm{Re} < 2000$

A retenir :

Un système en régime laminaire peut devenir turbulent sous l'action des vibrations induites par un moteur ou pompe.

L'expression de la vitesse est donnée par la formule suivante :

$$v(r) = \frac{\Delta P'}{4\mu l}(R^2 - r^2)$$



Δp est la variation de pression suivant la longueur *l*

Avec $\Delta P' = P1' - P2' = (P1 + \rho\ g\ z1) - (P2 + \rho\ g\ z2)$

R : rayon de la conduite

μ : viscosité dynamique

La vitesse est maximale sur l'axe du canal :

$$\boldsymbol{v_{max}(r = 0) = \frac{\Delta P'}{4\mu l} R^2} \quad \textbf{(III.8)}$$

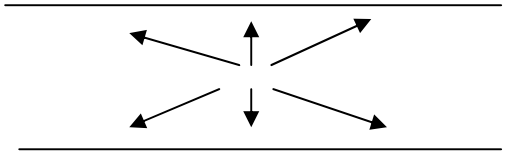
Le débit volumique est :

$$\mathbf{Q_v = s \cdot v_{moy} = \frac{\pi . R^4 . \Delta P'}{8 . \mu . l}} \quad \textbf{(III.9)}$$

1.6.2 Ecoulement turbulent

Lorsque la vitesse de la veine fluide augmente, il n'y a plus glissement des lames fluides les unes sur les autres, mais l'apparition de tourbillons qui dénotent un mélange intime des filets fluides. La distribution des vitesses n'est plus parabolique. On obtient un régime turbulent si :

Re > 3000



Remarque 1

Si **Re** > $\mathbf{10^5}$, on qualifie l'écoulement de turbulent rugueux et entre 3000 et 10^5 de turbulent lisse.

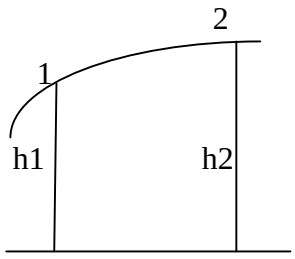
1.6.3 Ecoulement transitoire

Entre 2000 et 3000 il existe une plage d'écoulement dont le régime est dit incertain.

III.1.7 les pertes de charges

Les pertes de charge ou perte d'énergie le long d'un écoulement liquide est due aux frottements fluide-paroi ou interaction des particules entre elles.

L'application de la formule de Bernoulli entre les deux points (1) et (2) nous donne :



- pour un fluide parfait :

$$\frac{P1}{\rho . g} + \frac{v1}{2g} + h1 = \frac{P2}{\rho . g} + \frac{v2}{2g} + h2$$

Cette relation traduit la conservation de l'énergie mécanique.

- Dans le cas d'un fluide réel la relation précédente devient

$$\frac{P1}{\rho . g} + \frac{v1}{2g} + h1 = \frac{P2}{\rho . g} + \frac{v2}{2g} + h2 + H$$

H : étant la hauteur qui représente la perte de charge entre le point (1) et (2).

a) Perte de charge linéaire

Il existe une relation entre la chute de pression le long d'une conduite, la longueur de celle-ci, son diamètre et l'énergie cinétique. D'où :

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{D} \rho \frac{v^2}{2} \quad \textbf{(III.10)}$$

$$H = \frac{\Delta P}{\rho . g} = \lambda \frac{l . v^2}{2\, D . g} \quad \textbf{(III.11)}$$

Avec λ : coefficient de perte de charge

D : diamètre de la conduite

- Pour un régime laminaire Re < 2000 alors $\lambda = \frac{64}{Re}$
- Pour un régime turbulent, avec parois lisse $2000 < Re < 2.10^5$ alors $\frac{k\,.uf}{\upsilon} \leq 5$

Avec :

k : la hauteur des aspérités

uf : vitesse de frottement

λ : ne dépend que de Re (d'après la loi de frottement de Blasius)

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad \textbf{(III.12)}$$

- Si $Re \geq 2.10^5$, la relation de Vankerman Prandel nous donne :

$$\lambda = 2\, log\, Re \sqrt{\lambda} - 0.8 \quad \textbf{(III.13)}$$

- Parois semi-rugueuse pour $5 < \frac{k\,uf}{\upsilon} < 70$

λ est donné par la relation universelle de Coolbrook White

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2\, log\left(\frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3.7\, D}\right)$$

Avec D : diamètre de la conduite

- Parois pleinement rugueuses pour $\frac{kuf}{\upsilon} > 70$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2\,log\,\frac{R}{k} + 1.74 \quad \textbf{(III.14)}$$

Avec **R** : rayon de la conduite

b) Perte de charge singulière :

Quand la conduite subit de brusque variation de section ou de direction, il se produit des pertes de charges dites singulières, elles sont généralement mesurable et font partie des caractéristiques de l'installation. On les exprimes par :

$$\Delta P = \xi.\frac{\rho.v^2}{2} \quad \textbf{(III.15)}$$

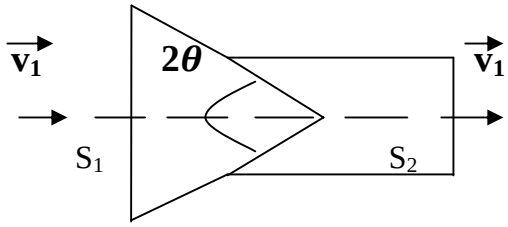
Avec ξ : coefficient de perte de charge fonction de la singularité

v : vitesse moyenne d'écoulement du fluide

- **Rétrécissement progressif :**

Dans le cas d'un rétrécissement progressif, on a [6]

$$\xi = (\frac{1}{k} - 1)^2 \sin 2\theta$$

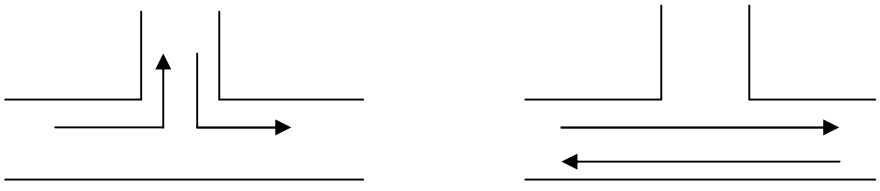


avec **k** : coefficient de contraction

$k = 0.63+0.37(S_2/S_1)$

- **Diviseur de débit sous forme d'un ‹‹T››**

Les valeurs approximatives du coefficient ξ pour des diamètres des conduites principales égales aux diamètres des conduites de branchement sont :

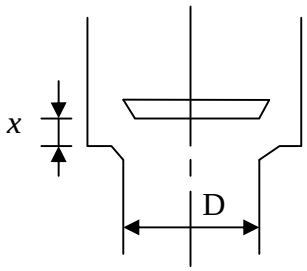


$\xi = 1.5$ $\xi = 0.1$

- **Soupape**

Pour une soupape de diamètre D égal au diamètre de la conduite, à siège conique et fond plat, sans guidage et pour une hauteur de levée x, on peut prendre [6] :

$$\xi = 2.9 - 0.8\ \frac{D}{x} + 0.14\ (\frac{D}{x})^2$$



- **Crépine**

La perte de charge est très variable suivant le nombre et la dimension des orifices.

Pour une crépine bien proportionnée on peut prendre $\xi = 0.25$

N : la puissance en [watt] .w : la vitesse angulaire en [rd/s]**.**

III.2 Grandeurs associées aux composants du circuit hydraulique

III.2.1 La pompe

a) . **La cylindrée (Cy)**

Le volume de fluide refoulé ou aspiré par une pompe en l'absence des fuites, pendant une révolution de l'arbre principal.

• Unités : [m3 /tr] , [l/min] ou [l/tr].

b) Les débits

- **Le débit moyen théorique : ($Q_{théo}$)**

Le volume moyen refoulé par unité de temps, connaissant la cylindrée ce débit est déterminé par : $Q_{théo}$ = Cyl . N

Avec N : Vitesse de rotation en [tr/s]

Cy : Cylindrée en [m3/ tr]

- **Le débit moyen réel: ($Q_{réel}$)**

Le volume refoulé par la pompe en pratique, mesuré en une unité de temps.

c) Les puissances

- **La puissance mécanique (Nm)**

Puissance fournie à l'arbre d'entraînement de la pompe par le moteur et peut être donnée par les deux relations suivantes :

$$N_m = C.\ \omega \qquad \textbf{(III.16)}$$

Ou $$N_m = Q_{théo}\ .(P_{sth} - P_e) \qquad \textbf{(III.17)}$$

Avec :

C : Couple d'entraînement de pompe en [Nm]

ω : vitesse angulaire en [rad / s]

$\mathbf{P_{sth}}$: Pression de sortie théorique en [pa]

$\mathbf{P_e}$: Pression d'entrée en [pa]

- **La puissance hydraulique (P_{hyd})**

Puissance fournie par le fluide à la sortie de la pompe donnée par:

$$P_h = Q_{théo.}\ .\ (P_s - P_e) \qquad \textbf{(III.18)}$$

Avec $\mathbf{P_s}$ est la pression mesurée réellement à la sortie en (pa)

d) Les rendements

- **Le rendement volumétrique**

Compte tenu des fuites et de la compressibilité du fluide, le dédit réel et toujours différent du débit théorique, on définit ainsi un rapport :

$$\eta_v = Q_{théo} / Q_{réel} \qquad \textbf{(III.19)}$$

- **Le rendement mécanique**

Ce sont les pertes qui sont dues aux frottement dans les roulements et les garnitures d'étanchéités de la machine hydraulique. Elles sont évaluées par le rendement mécanique :

$$\eta_m = \frac{N - \Delta Nf}{N} = \frac{NH}{N} \qquad \textbf{(III.20)}$$

ΔN_f : puissance dépensée pour surmontée les forces de frottement, qui apparaissent dans les roulements et garnitures d'étanchéité.

N_H : puissance développée en cas d'absence de pertes volumiques et hydrauliques.

- **Le rendement hydromécanique (η_{hm})**

A cause des frottements mécaniques entre les différentes pièces et du frottement de liquide contre les parois, le couple reçu par la pompe ne sera pas entièrement transformé en pression :

$$\eta_{hm} = \frac{Cyl \cdot \Delta P}{2.\pi.C} \qquad \textbf{(III.21)}$$

Avec :

Cyl : Cylindrée en m^3/tr

Δp : différence de pression aux bornes de la pompe en Pa.

C : couple en N.m.

- **Le rendement global**

C'est le rapport de la puissance à la sortie et celle à l'entrée :

$$\eta_g = \eta_v \cdot \eta_{Hm} \cdot \eta_m \qquad \textbf{(III.22)}$$

Le rendement global d'une pompe, traduit en termes de performance le rapport en la puissance hydraulique fournie par la pompe et la puissance mécanique reçue par le moteur.

$N_h = Q_{réel} .(P_s - P_e) = Q_{théor} . \eta_v .(P_s - P_e)$ et $N_m = Q_{théor} .(P_{sth} - P_e)$

$$\eta_g = \eta_v \cdot \eta_m \qquad \textbf{(III.23)}$$

- **Le couple d'entraînement (C)**

Le couple à appliquer à l'arbre d'entraînement de la pompe : Unité : [Nm]

$N_h = \eta_g . N_m \longrightarrow (P_s - P_e) . Q_{réel} = \eta_g . C . \omega$ or $Q_{réel} = Cyl . N . \eta_v$ et $\omega = 2.\pi . N$

D'ou $$C = \frac{Cy\,(Ps - Pe)}{2.\pi.\eta m} \qquad \textbf{(III.24)}$$

III.2.2 Caractéristiques associées aux moteurs hydrauliques

grandeurs	**Vitesse de rotation (tr/min)**		**Pression maxi**	**Rendement**	
Type	**Mini**	**maxi**	**En bars**		
Moteurs à palettes	100	500	170	0.85	
Moteurs à engrenages	400	2500	170	0.8	
Moteurs à piston radiaux	Quelques tours	500	20	0.9	**1 course/tour**
	5	800	250	0.85	**Plusieurs courses/ tour**
Moteurs à pistons axiaux	50	3500	400	0.95	**Plateau incliné**
	50	3500	250	0.9	**Barillet incliné**

Tableau III.2 - Tableau de différents types de moteurs et leurs caractéristiques

a) Puissance hydraulique

C'est la puissance d'entrée pour le moteur**.**

$$\mathbf{N_h = Q_e . \Delta P} \qquad \textbf{(III.25)}$$

Avec $$\mathbf{\Delta P = (P_e - P_s)} \qquad \textbf{(III.26)}$$

Δp en [bars], Qe en [m^3/s] **Ph** en [W].

Le fluide entre dans le moteur avec un débit *Qe* débité réellement par la pompe, mais le moteur ne peut refouler que le débit Qs =Cy.N le débit excédentaire constitue les fuites.

On peut écrire alors : *Qe =Qs + qfuites* et le rendement volumétrique est *:*

$$\eta_v = \frac{Qs}{Qe} = \frac{Cy.N}{Qe} \quad \textbf{(III.27)}$$

b) Puissance mécanique

C'est la puissance de sortie développée par le moteur :

$$N_m = C \,.\omega \quad \textbf{(III.28)}$$

C en [mN], **ω** en [rad/s], N_m en [W]

c) Rendement

Le rendement global du moteur est :

$$\eta_g = \frac{Nm}{Nh} = \frac{C.\omega}{Qe.\Delta P} = \eta_m.\ \eta_v \quad \textbf{(III.29)}$$

Où η_m est le rendement mécanique du moteur**.**

En remplaçant dans l'expression précédente *Qe* par *Cy.N/* η_v *et* ω *par 2*π*N*, on trouve :

$$\eta_m = \frac{2.\pi.C}{Cy.\Delta P} \quad \textbf{(III.30)}$$

Chapitre IV

calculs et Choix des composants hydrauliques

IV.1 Introduction

A présent, notre travail consiste à faire une étude sur les principaux composants du circuit hydraulique de la rouleuse hydraulique PICOT, à savoir celle qui assure le déplacement et la rotation des trois cylindres ainsi que le pliage de la tôle à partir des données initiales acquises au sein de l'entreprise (ENMTP).

- la charge sur chaque vérin du cylindre avant 60 T
- la charge sur chaque vérin du cylindre arrière 60 T
- le poids de chaque cylindre est 2.5 T
- la vitesse de sortie des tiges ainsi que la course des vérins sont représentées dans la tableau suivant :

Vérin	Vitesse (m/s)	Course (mm)
Cylindre avant et arrière	V_s= 0.0233	250
Basculage du cylindre supérieur	V_s = 0.145	130
Palier	V_s= 0.059	250

Tableau IV.1 - Les vitesses et les courses des vérins

IV.2 Choix des vérins [3]

Le dimensionnement des vérins s'effectue selon la charge à déplacer ce qui revient à dire, selon la force nécessaire que le vérin doit produire afin que la machine réalise les taches pour les quelles elle a été conçue.

Aussi le dimensionnement d'un vérin revient à déterminer le diamètre de la tige (d),et du piston (D) qui dépend de la force (F) que le vérin doit générer; et la course avec la quelle on doit vérifier sa résistance au flambage, tout en mettant le vérin dans les conditions de travail les plus défavorable.

A partir de la force donnée par le cahier de charge ou retrouvée par un calcul, et en se référant à l'abaque (figure IV.2.a) [2] , on sélectionne, la tige qui correspond à la force déjà retrouvée. On retiendra ensuite celles qui vérifie la résistance au flambage. La vérification au flambage est effectuée ainsi :

La longueur libre de flambage L qui est égale à la course C du vérin multipliée par le facteur de course K, doit être inférieur à la longueur libre maximale de flambage L_{max} , qui est

ôtée de l'abaque (figure (IV-2.a) , ou donnée par le constructeur. Le coefficient K est en fonction des fixations des vérins (figure (III.2.b))

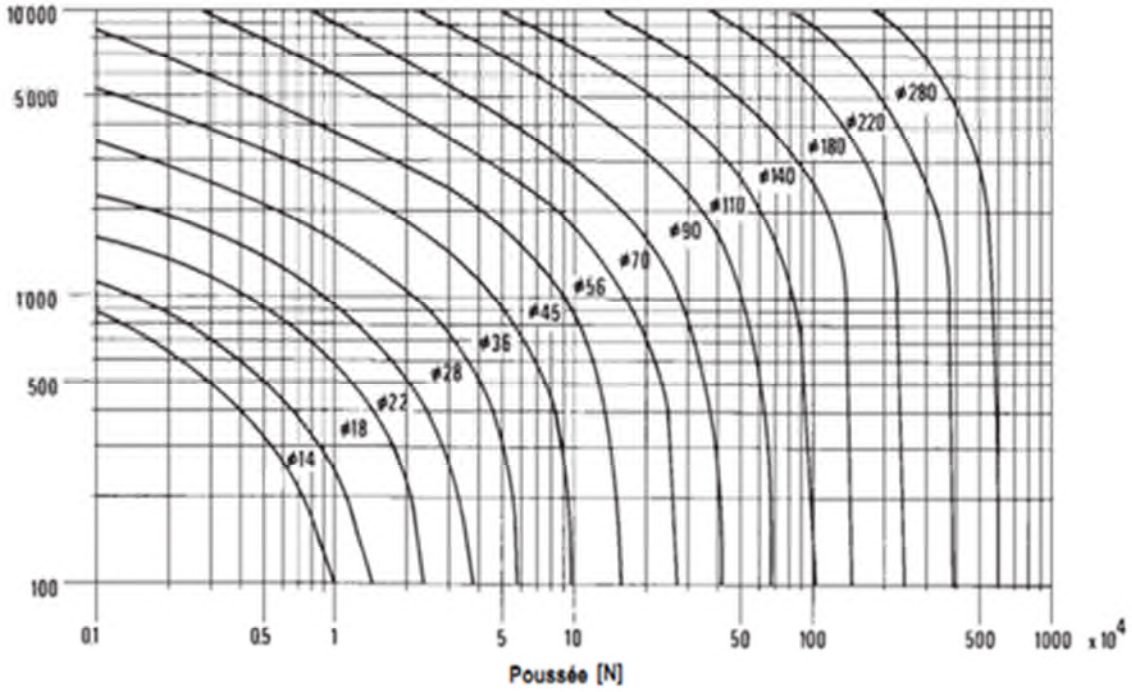


Figure IV.1.a - Abaque de détermination des tiges au flambage

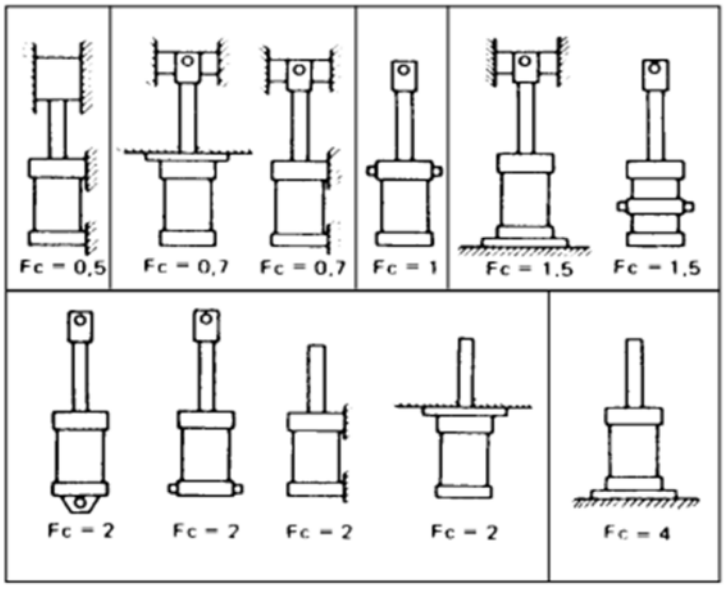


Figure IV.1.b - Détermination du facteur de course en fonction des fixations.

IV.2.1 Choix du vérin des cylindres inférieurs

Les cylindres inférieurs se déplacent dans des glissières obliques traitées ‹‹ anti-grippage ›› par l'intermédiaire de 4 vérins hydraulique à double effet de haute pression, de même dimension et supportent la même charge.



Figure IV.2 - Représentation des forces à vaincre par le cylindre avant (ou arrière)

La charge sur un vérin est de 60 T donc :

$F_1 = P_1 = 60 \times 9.8 \times 1000 = 588000$ N

D'après l'abaque (figure (IV.1.a)) on retiendra une tige de diamètre 110 mm et d'après le tableau(I.1) on prend un piston de diamètre 160 mm.

- Vérification de la résistance de la tige au flambage :

D'après l'abaque de la figure (IV.1.b), la force 58800 daN correspond à une longueur libre de flambage maximal d'environs 800 mm, et la longueur libre de flambage (L=C.K=250.2=500 mm), on vérifie donc que $L < L_{max} = 800$ mm.

Donc la longueur libre de flambage est inférieur à la longueur libre maximal ce qui veux dire quelle va résister au flambage.

- Calcul de la pression de travail

$$\mathbf{P = F_{th} / S \quad (IV.1)}$$

Avec P: la pression de travail

S: la section totale du piston du vérin (S= 314 cm^2)

F: la force théorique du vérin

la force théorique du vérin est donnée par

$$F_{th} = F / \eta_M \qquad (IV.2)$$

Avec le rendement mécanique du vérin de η_M=0.9

F_{th} = 65333 daN

donc, la pression de travail est donnée par:

P= F_{th} / S = 208.06 bars.

On prend 210 bars comme pression de travail

- la force maximale que peut générer le vérin du cylindre inférieur est :

$F_{max} = S . P . \eta_M$

F_{max} =59346 daN

IV.2.2 Choix du vérin du cylindre de basculage

Le basculage du cylindre supérieur est obtenu par un vérin hydraulique double effet haute pression dont la commande est réalisée par l'intermédiaire d'un pupitre mobile.

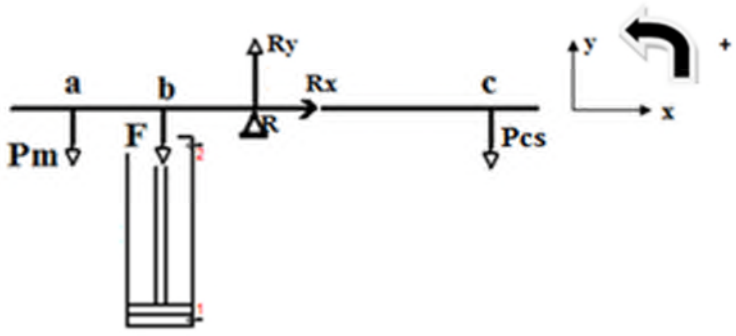


Figure IV.3 - Représentation des forces à vaincre par le cylindre de basculage

- **calcule de F**

On a la masse des motoréducteurs est de Mm = 250 kg, la masse du cylindre supérieur est de M_{cs}=25000 kg, et supposant que g = 9,8 m/s^2

P_m =250 x 9,8 = 2450 N, P_{cs} = 2,5.10^3. 9,8 =24500 N, Rx et Ry sont des réactions à l'appui double au point R. En plus d'après le plan de la machine on a :

aR = 1770/2 = 885 mm, bR= 380 mm , Rc = (5600/2- 1770)

$\sum \overrightarrow{M_{/R}} = \vec{0}$

$\vec{P_m} . aR + \vec{F}. bR + \vec{P_{cs}}. Rc = \vec{0}$

$P_m . aR + F. bR - P_{cs}. Rc = .0$

F =.60702 N

D'après l'abaque de la figure (IV-1.a) on retiendra une tige de diamètre 45 mm ou plus et d'après le tableau (I.1) on retiendra un piston de diamètre 63 mm

- Vérification de la résistance de la tige au flambage

Pour la tige de diamètre 45mm, la longueur libre maximale de flambage qui correspond à la force F d'environ 750 mm

La longueur libre de flambage de notre tige (Ǿ 45 mm) est :

L= C.K

Avec C= 130 mm (la course du vérin).

K=2 (facteur de course, d'après le tableau de la figure (IV.1.b)

Donc on vérifie que L= C.K = 260 < 750 mm.

- Calcul de la pression de travail

$P = F_{th} / S$

Sachant que S = 50,26 cm^2

F_{th} = 6744,7 daN, (calculée de la même façon que précédemment)

D'ou, la pression de travail est de P= 134,2 bars.

On prend 135 bars comme pression de travail.

La force maximale que peut générer le vérin du cylindre de basculage est :

$F_{max} = S \cdot P \cdot \eta_M$, d'ou $F_{max} = 6106{,}5$ daN .

IV.2.3 Le choix du vérin du palier mobile

Le vérin du palier mobile sert à enlever la couverture du palier est au même temps a serré les trois cylindres , notre travail consiste a déterminé la charge sur le piston qui va permettre de soulevé la couverture au même temps de serrer les trois cylindres .

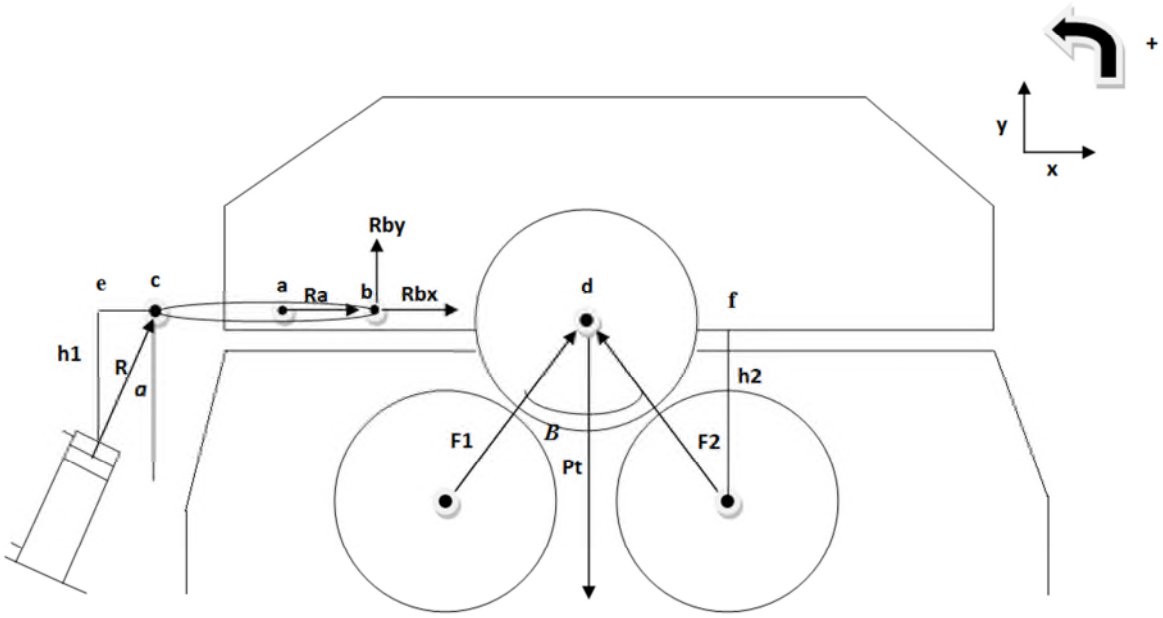


Figure IV.4 - Représentation des forces à vaincre par le vérin de palier

- Calcule de la charge sur le vérin de palier (R)

R : la charge sur le vérin du palier mobile à détermine.

R_{bx} , R_{by} : les réactions à l'appui double au point .

F_1 , F_2 : les forces qui sont due a l'action des deux vérins des cylindres inférieurs (58800 daN)

P_t : le poids du cylindre supérieur (1250 kg)

R_{ax}: la réaction au point d'articulation A

Et d'après le plan de la machine on a bf= 400 mm, eb = 900 mm, h_1 = 700 mm, bd=375mm

$\alpha = 10°$, $\beta = 40°$

$\sum \overrightarrow{M_{/b}} = \vec{0}$

$\sum M_{/b} = F_1.(\cos\beta.100) + F_2.(\cos\beta.bf) - F_1.(\sin\beta.h_2) + F_2.(\sin\beta.h_2) - R.(eb).\cos\alpha + R.(h_1).\sin\alpha - P_t.bd = 0$

$R.(\cos\alpha.(eb) - \sin\alpha.(h_1)) = (F_1.(\cos\beta.bf + \cos\beta.100) - P_t.(bd)$

R = 242704,5 N.

D'après l'abaque (figure (IV.1.a)) on retiendra une tige de diamètre 70 mm et d'après le tableau(I.1) on retiendra un piston de diamètre 100 mm.

- Vérification de la résistance de la tige au flambage

La longueur libre de flambage de la tige est L = C.K

Avec : C = 250 mm (la course), K= 2

L= 500 mm

D'après l'abaque de la figure (IV.2.a), la force 24270,45 daN correspond à une longueur libre de flambage maximal est d'environs 800 mm, on vérifie bien que L=500 < L_{max}= 800 mm .

- Calcul de la pression de travail

$P = F_{th} / S$

Avec P: la pression de travail

S: la section totale du piston du vérin (S=122,72 cm^2).

F_{th} : la force théorique du vérin.

La force théorique du vérin est donnée par

$F = F_{th} / \eta_M$

Avec le rendement du vérin η_M=0,9

F = 263173,65 N

Donc, la pression de travail est: P = 214,44 bars.

On prend P= 215 bars comme pression de travail.

- la force maximale que peut générer le vérin du palier mobile est :

$F_{max} = S \cdot P \cdot \eta_M$, F_{max} =248508 N

- Les diamètres des tiges des vérins sont résumé dans le tableau suivant :

Vérin	Cylindre avant	Cylindre arrière	Basculage	Palier
Diamètre tige Calculé (mm)	110	110	45	70
Diamètre tige existant (mm)	108	108	48	65
Diamètre piston calculé (mm)	160	160	100	125
Diamètre piston existant (mm)	160	160	100	122

Tableau IV.2 - Résumé des diamètres des tiges des vérins

IV.3 Détermination des débits

Afin de satisfaire les vitesses de sortie des tiges des vérins, on calcule les débits nécessaires à l'aide de la formule suivante :

Q = V.S

Ou bien par la formule pratique :

$$Q_{(l/mn)} = 6 \cdot V_{(m/s)} \cdot S_{(cm^2)} \quad \textbf{(IV.3)}$$

Avec **Q** : le débit

S : la section

V : vitesse

IV.3.1 Débit des vérins des cylindres inférieurs

Les quatre vérins ont la même dimension, puisque ils ont la même charge donc le débit nécessaire est le même.

Le vérin a un piston de diamètre 160mm . D'après le tableau (I.1), sa section annulaire est S_A= 219,1 mm , et la section totale S= 314 cm^2, La vitesse de sortie de la tige est V_s= 0,0233 m/s .Le débit nécessaire est calculé par la formule (IV-3), ce qui nous donnera :

Q = 43,80 l/min

La vitesse d'entrée de la tige V_e :

$Q = 6. V_{e\,(m/s)} . S_{A\,(cm^2)}$

Donc $$V_e = Q/(6.S_A) \qquad (IV.4)$$

V_e = 0,033 m/s

IV.3.2 Débit du Vérin de basculage du cylindre supérieur

Le vérin a un piston de diamètre 80 mm, et une tige de diamètre 45. D'après le tableau(I.1), sa section annulaire est S_A =34,36 et la section totale S= 50,26, la vitesse de sortie de la tige est V_s = 0,145 m/s **.** Le débit nécessaire ainsi que la vitesse d'entrée de la tige sont calculés de la même façon que précédemment. On obtient :

Q = 43,72 l/min.

V_e =0.21 m/s.

IV.3.3 Débit du Vérin du palier mobile

Le vérin a un piston de diamètre 100 mm, et une tige de diamètre 70mm d'après le tableau(I.1), sa section annulaire est S_A = 84,24 cm^2, et la section totale est S=122,72 cm^2. La vitesse de sortie de la tige est V_s= 59,56. 10^{-3} m/s

Le débit est la vitesse d'entrée de la tige est calculé de la même façon que précédemment, on obtient :

Q = 43,89 l/min, V_e =0,086 m/s

Les débits retrouvés sont résumé dans le tableau suivant :

Vérin	Débit (l/mn)
Cylindres inférieurs (avant et arrière)	43,80
Cylindre de basculage	43,72
Palier	43,89

Tableau IV.3 - Résumé des débits alimentant les vérins

IV.4 Choix de la tuyauterie

Après la détermination des débits nécessaires pour chaque élément récepteur, on va dimensionner la tuyauterie (diamètre intérieur d, et la pression d'éclatement qui est relié à l'épaisseur du tuyau) de chaque récepteur (vérin) [2].

a) Calcul du diamètre intérieur

D'après la formule de la conservation de débit on a :

Q = S . V = s. ν avec :

- **S** : section du piston du vérin
- **V**: vitesse de sortie de la tige
- **s**: la section du tuyau ($s = \frac{\pi . d^2}{4}$)
- **ν** : vitesse d'écoulement à l'intérieur du tuyau .

$d = \sqrt{(4.Q)/(\pi.\nu)}$

la formule pratique nous donne

$$\mathbf{d_{cm} = \sqrt{(4.Q)/6.(\pi.\nu)}} \qquad \mathbf{(IV.5)}$$

sachant que $\mathbf{Q}_{(l/min)}$, $\boldsymbol{\nu}_{(m/s).}$

b) La pression d'éclatement

C'est la pression de service multipliée par un coefficient de sécurité généralement compris entre 4 et 5 [3].

Une fois qu'on a le diamètre et la pression d'éclatement, on retiendra d'après le catalogue de constructeur le tuyau conforme.

Le tableau ci-dessous [9], donne les diamètres normalisés des tuyaux.

Référence	**Ø int pouce**	**Commun à SAE 100 R1 A et AT**			
		Ø int (mm)	**Ø sur TM**	**Pression de service (bar)**	**Pression d'éclatement (bar)**
FL 205 PM	3/16	5	11.1 ± 0.4	410	1650
FL 206 PM	1/4	6	12.7 ± 0.4	370	1500
FL 208 PM	5/16	8	14.3 ± 0.4	330	1350
FL 210 PM	3/8	10	16.7 ± 0.4	300	1200
FL 213 PM	1/2	13	19.9 ± 0.4	250	1020
FL 216 PM	5/8	16	23.0 ± 0.4	190	780
FL 219 PM	3/4	19	27.0 ± 0.4	170	675
FL 225 PM	1	25	34.9 ± 0.4	150	600
FL 232 PM	1 1/4	32	44.4 ± 0.4	110	450

Tableau IV.4 - Tableau des diamètres des flexibles

IV.4.1 Tuyaux des Vérins des cylindres avant et arrière (tuyau (1), tuyau (2))

Le débit nécessaire pour le fonctionnement des vérins est 43.80 l/min. La vitesse d'écoulement à l'intérieur de tuyau est comprise entre [3.6] m/s. D'après d'autre constructeur elle peut être égale à 7 m/s [3].

On prend ici 6 m/s

Le diamètre est donné par la formule (IV.5) d'ou :

d = 12.4 mm

La pression de travail dans le circuit est de 210 bars, donc la pression d'éclatement :

$$P_e = P_T . C_f \qquad \textbf{(IV.4)}$$

P_e : pression d'éclatement

P_T: pression de travail

C_f : Coefficient de sécurité

$P_e = 210. 4 = 840$ bars

D'après le tableau (VI.4) on retient le flexible (1/2) de diamètre intérieur (13mm), de pression de travail à 250 bars et de pression d'éclatement 1020 bars.

La nouvelle vitesse d'écoulement sera calculé par la formule pratique suivante :

$$\nu_{(m/s)} = (4.Q_{(l/mn)})/ (6.\pi .d_{(cm^2)}) \qquad (IV.7)$$

D'ou : ν = 5,51 m/s.

Le débit nécessaire pour la sortie et l'entrée de la tige est le même, donc les flexibles relient le vérin (double effet) au distributeur, sont les mêmes (1/2 pouce).

IV.4.2 Tuyau du vérin de basculage du cylindre supérieur (tuyau (4))

Le débit nécessaire pour le fonctionnement du vérin est de 43.72 l/mn. On prend ν = 6m/s : le diamètre et la vitesse d'écoulement retenue sont calculés de la même façon que précédemment, d'ou d =12.43 mm.

D'après le tableau IV.4, on retient un tuyau de diamètre (1/2 pouce)

la nouvelle vitesse d'écoulement: ν = 5.49 m/s.

IV.4.3 Tuyau du Vérin du palier mobile (tuyau(3))

Le débit nécessaire pour le fonctionnement du vérin est de 43,89 l/mn. On prend ν= 6 m/s : le diamètre et la vitesse d'écoulement retenue sont calculés de la même façon que précédemment, d'ou : d = 12.41mm

D'après le tableau (IV.4) on retient le flexible sera de (1/2 pouce (13)).

La nouvelle vitesse d'écoulement ν = 5.49 m/s

Les diamètres des flexibles reliant les vérins aux distributeurs sont résumés dans le tableau suivant :

Vérin	Cylindre avant	Cylindre arrière	Basculage	Palier
Tuyau N°	(1)	(2)	(3)	(4)
Diamètre calculé (mm)	12.4	12.4	12.43	12.41
Diamètre retenu (mm)	13	13	13	13
Diamètre existant (mm)	13	13	13	13

Tableau IV.5 - Tableau regroupant les diamètres des flexibles

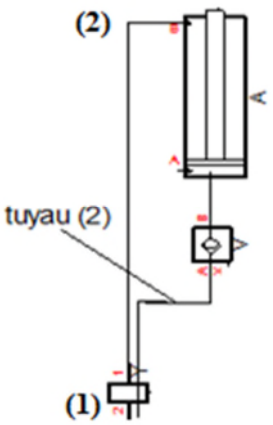
IV.5 Calcul des pertes de charge

On va calculer les pertes de charge des flexibles entre le vérin à sa position défavorable : au distributeur pour le vérin de basculage et celui du palier mobile et aux servo-valve pour les vérins des cylindres inférieurs.

5.2.1 Calcul des pertes de charge relatif aux tuyaux des vérins des cylindres inférieurs (tuyau (1))

Les pertes de charges dans les tuyaux des vérins du cylindre avant et arrière sont les mêmes, donc on ferra les calcules juste pour l'un d'entre eu.

L'application de l'équation Bernoulli entre les points (1) et (2), (figure ci-dessous) donne :



$Z_1 + (v_1^2)/(2.g) + P_1/\rho.g = Z_2 + v_2^2/\rho.g + P_2/\rho.g + \Delta H$

$v_1 = v_2$ (section constante)

$Z_1 + P_1/\rho.g = Z_2 + P_2/\rho.g + \Delta H$, la hauteur piézométrique est négligeable donc $Z_1 - Z_2 \sim 0$

$(P_1 - P_2)/(\rho . g) = \Delta P/\rho.g = \Delta H$

ΔH : perte de charge à l'intérieur de la canalisation due à la rugosité.

$$\Delta H = (\lambda . L . v^2) / (2 . d . g) \qquad (IV.8)$$

Le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re = v_{(cm/s)} . d_{(cm)} / \upsilon_{(st)} \qquad (IV.9)$$

La vitesse d'écoulement dans le flexibles est v= 5,51 m/s, le diamètre d=13 mm, la longueur du flexible L=800 mm, la viscosité et la masse volumique du fluide sont respectivement υ=0,46 st, et ρ= 860 kg/m^3 d'ou Re =1557,1

il s'agit donc, d'un écoulement laminaire.

Le coefficient des pertes de charge est donné par :

$$\lambda = 64 / Re \qquad (IV.11)$$

$\lambda = 4{,}1 . 10^{-2}$.

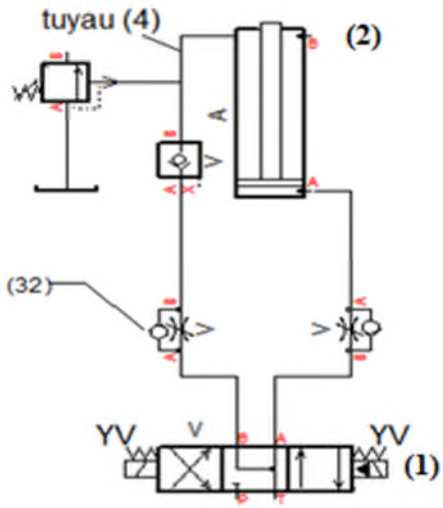
Soit une perte de charge ΔH= 3,90 m, en terme de pression

$\Delta P_1 = \rho.g . \Delta H$ = 0,328 bars.

Plus les pertes de charge engendrée par le clapet anti-retour ΔP_2 =2 bars

D'ou $\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$ = 2,328 bars.

5.2.2 Calcul des pertes de charge relatif aux tuyau du Vérin de basculage (tuyau (4))



L'application de l'équation Bernoulli entre le point (1) et le point (2), (schéma ci-contre) nous donne :

$\Delta P = \rho.g\ (Z_2 - Z_1 + \Delta H)$

$\Delta H = (\lambda.\ L.v^2)/\ (2.d.g)$

La vitesse ν d'écoulement dans les flexibles est ν =5.49 m/s , le diamètre d=13 mm, la longueur L= 600 mm. Le nombre de Reynolds Re =1551,5 ; l'écoulement est donc laminaire.

Le coefficient des pertes de charge est égal à : $\lambda = 4{,}12.\ 10^{-2}$

La perte de charge linéaire est :

$\Delta H_1 = 2{,}911$ m

Les pertes de charge singulière (coude + un T) sachant que le coefficient de perte de charge dans un coude sont donnés dans la référence [6],

$$\Delta H_2 = (\xi_c\ .\ v^2)\ /\ 2\ .g + (\xi_t.v^2)/\ 2.g \qquad (IV.12)$$

Le coefficient de perte de charge dans un coude, $\xi_c = 0.98$, et dans un T, $\xi_T = 0.1$

D'ou : $\Delta H_2 = 3{,}67$ m

la perte de charge totale :

$\Delta H = 6{,}58$ m

ce qui correspond à une perte de pression

$\Delta P_1 = 0.555$ bars

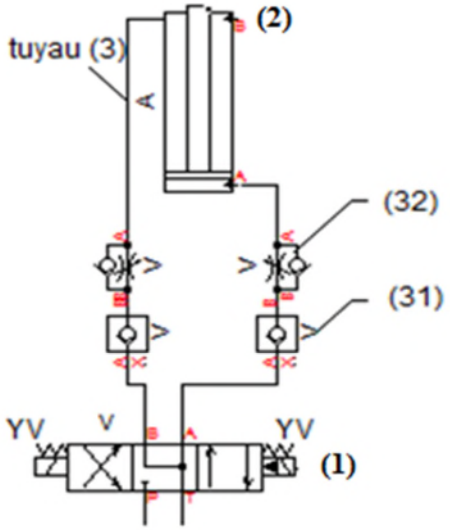
Pertes de charge dans le régulateur de débit (32) $\Delta P_2 = 10$ bars.

Pertes de charge dans le clapet anti-retour (13) $\Delta P_3 = 2$ bars .

$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = 12.55$ bars

5.2.3 Calcul des pertes de charge relatif aux tuyaux du Vérin de palier (tuyau (3))

L'application de l'équation Bernoulli entre les points (1) et (2), (figure ci-dessous) donne:



$\Delta P = \rho.g\ (Z_2 - Z_1 + \Delta H)$

$\Delta H = (\lambda.\ L.v^2)/(2.d.g)$

La vitesse ν d'écoulement dans les flexibles est ν =5.43 m/s, le diamètre d=13 mm, la longueur L= 1360 mm. Le nombre de Reynolds Re =1534,5, l'écoulement est donc laminaire.

Le coefficient des pertes de charge est égal à : $\lambda = 4{,}17.\ 10^{-2}$

La perte de charge linéaire est :

$\Delta H_1 = 6{,}563$ m

La perte de charge singulière (coude) est :

$\Delta H_2 = \xi_c \cdot v^2 / 2 .g = 1.47$ m

la perte de charge totale est

$\Delta H = 8.03$ m, la perte de charge de pression associée est $\Delta P = 0.677$ bars.

Pertes de charge dans le régulateur de débit $\Delta P = 10$ bars.

Pertes de charge dans le clapet anti-retour $\Delta P = 2$ bars

$\Delta P = 12.677$ bars

Les pertes de charge de chaque vérin au distributeurs pour les vérins de palier et celui de basculage et entre les vérins et les servovalves pour les vérins des cylindres inférieurs sont

résumés dans la tableau suivant :

Vérin	**Perte de charge (bars)**	**Vérin**	**Perte de charge (bars)**
Cylindre avant	0,328	basculage	12,555
Cylindre arrière	0,328	Palier	12,677

Tableau IV.6 - Tableau regroupant les pertes de charge des les tuyaux

IV. 6 Choix des moteurs hydraulique

IV.6.1 Les paramètres du moteur hydraulique :

Le couple des moto-réducteurs des trois cylindres est : C =1660 daN. m

Prenons un rendement de départ de $\eta_M = 0.9$

On suppose que P = 220 bars.

Les trois moteurs sont identiques alors on ferra l'étude pour un seul d'entres eux.

a) Détermination de la cylindré

Cyl_{theo} = couple / $(15.9.\Delta P .\eta_M) = 5291,9$ cm^3/tr

Sur le catalogue du constructeur Poclain, nous avons trouvé un moteur a pistons radiaux de cylindré 5401 cm^3/ tr avec Q= 30 l/mn et une puissance maximale de 9 Kw.

b) calcule des rendements

- Rendement volumique : $\eta_v = \frac{Cyl.N}{Q} . 10^{-1} = 5600.5/35 = 90\ \%$.

- Rendement hydromécanique : $\eta_{hm} = \frac{C}{\Delta P .1,59 .Cyl} = 88\ \%$.

- Rendement total : $\eta = \eta_v . \eta_{hm} = 79\ \%$.

c) Détermination de la pression de travail

P = couple / (15,9 . Cyl . η_{hm}) = 220,45 bars.

d) Détermination du débit absorbé par le moteur

Q = Cyl . N / η_v = 4,996.5 / 0,89 = 30,005 l/min .

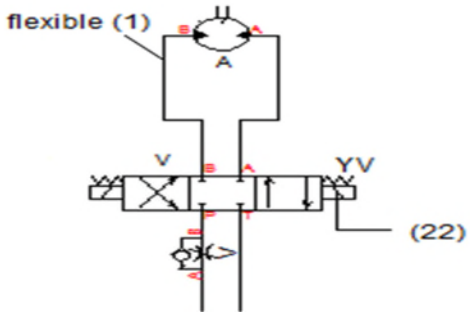
IV.6.2 Calcule du diamètre et des pertes de charge dans les flexibles reliant les moteurs et les distributeurs

Le débit nécessaire absorbé par le moteur est de 30.005 l/mn. La vitesse ν recommandée est de 6 m/s. D'après la formule (IV-5) le diamètre d= 10.30 mm

D'après le tableau (IV.4), on prend un flexible de 1/2 pouce (13 mm) de diamètre intérieur. La nouvelle vitesse dans le flexible est donnée par la formule (IV-7)

$\nu_{m/s}$ = 3,81 m/s.

a) Moteur du cylindre supérieur (flexible (1))



$\Delta P = \rho.g\ (Z_2 - Z_1 + \Delta H)$

$\Delta H = (\lambda . L.v^2)/ (2.d.g)$

La vitesse ν d'écoulement dans les flexibles est ν =3,81 m/s , le diamètre d=13 mm, la longueur L= 2100 mm. Le nombre de Reynolds Re =1076,7, l'écoulement est donc laminaire.

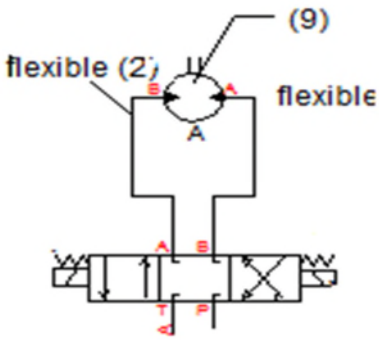
Le coefficient des pertes de charge est égal à : λ = 0,092

La perte de charge linéaire est :

ΔH = 1,1 m, Z_2- Z_1=1,3 m

Donc : ΔP= 0,20 bars

b) Cylindres inférieurs (avant et arrière)



Les flexibles des deux moteurs des cylindres inférieurs ont les mêmes longueurs et hauteurs donc les mêmes pertes de charge

$\Delta P = \rho.g\ (Z_2 - Z_1 + \Delta H)$

$\Delta H = (\lambda.\ L.v^2\ )/\ (2.d.g)$

La vitesse ν d'écoulement dans les flexibles est ν = 3,81 m/s, le diamètre d=13 mm, la longueur L= 1530 mm. Le nombre de Reynolds Re =1076,7, l'écoulement est donc laminaire.

Le coefficient des pertes de charge est égal à : λ = 0,092

La perte de charge linéaire est :

ΔH = 0,8 m, Z_2- Z_1=0,8 m, d'ou : ΔP= 0,135 bars

IV.7 Choix de la pompe [3]

Le débit le plus élevé dans notre installation est de 43.89 l/min (débit du vérin du palier).

La cylindrée de la pompe est donnée par la formule suivante :

$$Cyl = \frac{Q}{N.\eta} \quad \text{avec :}$$

- Cyl : cylindrée de la pompe
- Q : débit de la pompe
- N : nombre de tours par minute (1460 tr/min)
- η_v: rendement volumétrique égal à 0.93

La formule pratique de la cylindrée est donnée par :

$Cyl_{(cm^3/tr)} = Q_{(cm^3/min)} / (N_{(tr/min)} . \eta_v)$

donc : Cyl = 32.32 cm^3/tr

D'après le tableau (figure(III.9) [9], on prend une pompe de cylindrée 33 cm^3/tr, sous une pression de travail maximale de 250 bars

Cylindrée cm^3/tr	**P_{max} (bar)**	**Rotation max**	**A**	**B**	**Aspiration**			**Refoulement**		
					C	D	E	c	d	e
22	250	3000	63	128	20	40	M8	20	40	M8
26	250	3000	64.5	131	20	40	M8	20	40	M8
33	250	3000	67	136	27	51	M10	20	40	M8
38	250	2500	68.8	139.5	27	51	M10	20	40	M8
44	250	2500	71	144	27	51	M10	27	51	M10
48	230	2500	NC	NC	27	51	M10	27	51	M10
55	230	2500	75	152	27	51	M10	27	51	M10

Tableau IV.6 - les cylindrées des pompes normalisées

Le nouveau débit est :

$Q_{(cm^3/mn)} = Cyl_{(cm^3/tr)} . N. \eta_v$

Q = 44.80 l/min

Le débit maximal de la pompe est calculé avec la vitesse de rotation N= 3000 tr/mn, avec un rendement mécanique 0.95, donc :

Q = 94.05 l/min

La puissance (N) absorbé par la pompe [8] est :

$N = Q \cdot P / 600. \eta_g$

La formule pratique de la puissance est :

$N_{(kw)} = Q_{th} \cdot P_{(bar)} / 600 \cdot \eta_g$

Le débit théorique et le rendement global η_g sont respectivement

$Q_{th} = Cyl \cdot N = 48.18$ l/min

$\eta_g = 0.88$

Avec , P :la pression de service plus les pertes de charge jusqu'a la pompe (tuyauterie, distributeur et organe de régulation).

D'ou: $P = P_1 + P_2 + P_3 + \sum \Delta P$

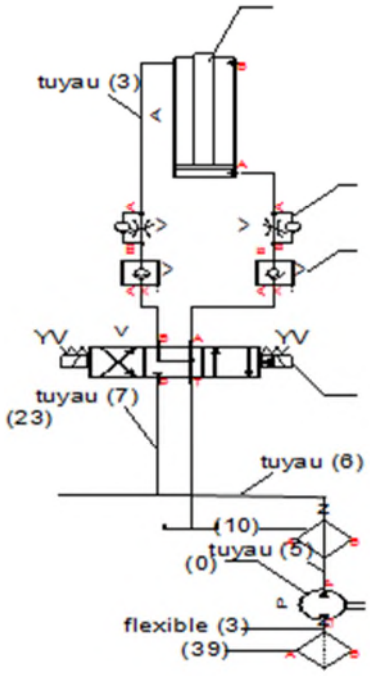
Avec : $\sum \Delta P$: perte de charge du flexible entre le vérin du palier et le distributeur 12.677 bars, plus celles du flexible entre le distributeur et la pompe .

P_1 : perte de charge dans le filtre.

P_2 : perte de charge dans le distributeur.

P_3: la pression de travail du vérin de palier (le vérin qui a la plus grande pression 225 bars et le plus grand débit)

IV.6.1 Calcule des diamètres et les pertes de charge dans la tuyauterie de la pompe



- Le flexible entre la pompe et la crépine (flexible (3)):

- Calcule du diamètre

Le débit nécessaire à l'aspiration de la pompe est de 48.18 l/mn. la vitesse ν recommandée dans l'aspiration est de 1.2 m/s. D'après la formule (IV-5) le diamètre d= 28,15 mm

D'après le tableau (IV-4), on prend un flexible de 1/4 pouce (32 mm) de diamètre intérieur.

La nouvelle vitesse dans le flexible est donnée par la formule (IV-7)

$\nu_{m/s}$ = 0.92 m/s

- Calcule de perte de charge

La vitesse d'écoulement dans le flexible, est ν = 0.92 m/s, son diamètre d= 3.2 cm, sa longueur est L= 750 mm, d'après la formule (IV-9) on trouve:

Re = 640

Le coefficient de perte de charge est donné par la formule (IV-11),

D'ou : $\lambda = 0.1$

La perte de charge $\Delta H = 0.1m$ et la perte de pression $\Delta P = 8{,}42 .10^{-3}$ bars

- Le flexible entre la pompe et le distributeur : (tuyau (5), et (6), (7))

- Calcule du diamètre

- tuyau (5)

Le débit de la pompe est de 44.80 l/min

La vitesse d'écoulement recommandée dans le flexible est $\nu = 3m/s$

Le diamètre du flexible est donné par la formule (IV.5) :

d =17.80 mm

On prend d'après le tableau (figure(IV.6)), un flexible de diamètre (19mm) .

-La nouvelle vitesse d'écoulement est :

$\nu = 2.6$ m/s

- tuyau (6), tuyau (7)

A la sortie du filtre le tuyau se devise en deux donc même le débit se devisera en deux tuyaux donc le débit au niveau du tuyau (7) sera $Q = 1/2\ Q_P$, et au niveau du tuyau (6) le débit est le même que celui du vérin du palier.

La vitesse d'écoulement recommandé dans le flexible est $\nu = 1{,}2$ m/s

Le diamètre du tuyau est donné par la formule (IV.5)

d =19 mm

- Calcule des pertes de charge :

$\Delta P = \rho . g.(Z_2 - Z_1 + \Delta H)$

$\Delta H = \Delta H_1 + \Delta H_2$

Le nombre de Reynolds est :

Re = 1073.9

Le coefficient des pertes de charge est :

λ =0.059

Les pertes de charge linéaire dans les tuyau (5), (6) et (7) de longueur respéctivement L_1=1250 mm, $L_{2,}$=300mm et L_3= 250 sont :

ΔH_1 = 1.92 m

La perte de charge singuliére :

$\Delta H_2 = \xi_1 . \nu^2_1 / 2 .g + \xi_2 . \nu^2_2 / 2 .g$ (ξ_1 =2, coefficient de perte de charge dans un branchement [6] , ξ_2 = 0.98 , coefficient de perte de charge dans un coude)

ΔH_2 = 1.02 m

ΔH = 2,94 m

Les pertes de pression :

ΔP= 0.24 bars

- Le tuyau de retour du distributeur vers le reservoir :

- Caclcule du diamétre :

Lors des calculs des vitesse d'entrées et de sorties des tiges, on a constaté que la plus grande vitesse d'entrée de la tige est celle du vérin de basculae 0.21 m/s, En appliquant la formule (IV.3), on trouve :

Q = 70.26 l/mn

C'est le plus grand débit de retour.

ν : vitesse d'écoulement dans le flexible de retour, est comprise entre 2 et 3m/s

Le diamétre du flexible est donné par la formule (IV-5) :

Soit d= 23 mm

d'aprés le tableau (figure (IV-6)) , on retient un flexible de (1 pouce (25mm))

- **Calcule de la pression maximal de la pompe**

$P= \Delta P_1+\Delta P_2+P_3+ \sum\Delta P$

Avec : $\sum\Delta P =12,677+ 0.92 = 13,59$ bars

ΔP_1 : perte de charge dans le filtre (0.25 à 0.5 bars)

ΔP_2 : perte de charge dans le distributeur (8 bars).

ΔP_3 : la pression de travail du vérin de palier (le vérin qui a la plus grande pression de travail 215 bars et le plus grand débit)

d'ou P= 237,09 bars, donc une pompe de 250 bars est largement suffisante pour alimenté le circuit. Donc la puissance absorbé par la pompe est de 21,63 KW.

IV. 8 Le choix du distributeur

Le choix du distributeur s'effectue selon le débit maximal et la pression maximale qui le traverse.

- La pression maximale est de 250 bars

- Le débit maximale est de 94.05 l/mn (ce débit est donnée avec le régime maximal du moteur).

D'après le catalogue [10], en choisit le distributeur qui a les caractéristiques suivantes :

- Pression maximale 315 bars.
- Commande électroaimant
- Débit d'entrée maximale 120 l/mn
- Orifice : T,P : 1/2, 3/4 ou 1 pouce

  A,B : 1/2.

  I,S : 1/4.

IV. 9 Choix du réservoir

La capacité du réservoir doit être telle qu'il puisse contenir tout le liquide du circuit en situation d'arrêt avec un excédant pouvant atteindre 30 %. Dans certain cas, le volume du réservoir est déterminé en fonction du débit de la pompe. Le volume total du réservoir doit égale

a 3 ou 4 fois le débit de la pompe. En se qui concerne le remplissage total du réservoir, il est conseillé de laisser libre (vide) entre 10 a 15% de sa capacité total afin de compenser les dilatations thermiques, une accumulation de gaz et autres.

On a le débit théorique de la pompe est de 48.18 donc un réservoir de 200 L peut satisfaire la demande du circuit.

IV.10 Choix du réfrigérant

A chaque transformation d'énergie, il se produit des pertes qui sont transmises sous forme de chaleur au fluide hydraulique. Une partie de cette chaleur est dissipée par les canalisations, le réservoir et les différents éléments du circuit. Le reste réchauffe l'huile et les parties de l'installation. Afin de garder la température de fonctionnement d'huile inférieure à 60 degré on utilise un réfrigérant lubrifiant.

a) Calcul de puissance transformée

Au moyen d'une puissance totale fournie par la pompe (P_{tot}=21,63 KW) on peut déterminer approximativement la puissance dissipée (P_{dis}) dans l'ensemble du circuit d'après [7] :

$P_{dis} = P_{tot} (1-\alpha)$ avec $0.7< \alpha <0.75$

b) Calcule de la chaleur renvoyée par le réservoir

En général la quantité de la chaleur dissipée par le réservoir est donnée par :

$W_{A(rés)} = \Delta T. A. K$ (Kcal/h)

- ΔT: différence de température en °c entre l'huile et le milieu extérieur
- A: surface d'échange du réservoir en cm^2
- K: conductibilité thermique (Kcal/m^2h°c)

La difficulté dans ce type de calcul, provient de l'impossibilité de chiffrer K avec précision. la figure (IV.6), donne un ordre de grandeur de la puissance que peut évacuer un réservoir en fonction de sa surface et de la différence de la température entre l'huile (60°C) et le milieu extérieur (20 °C)

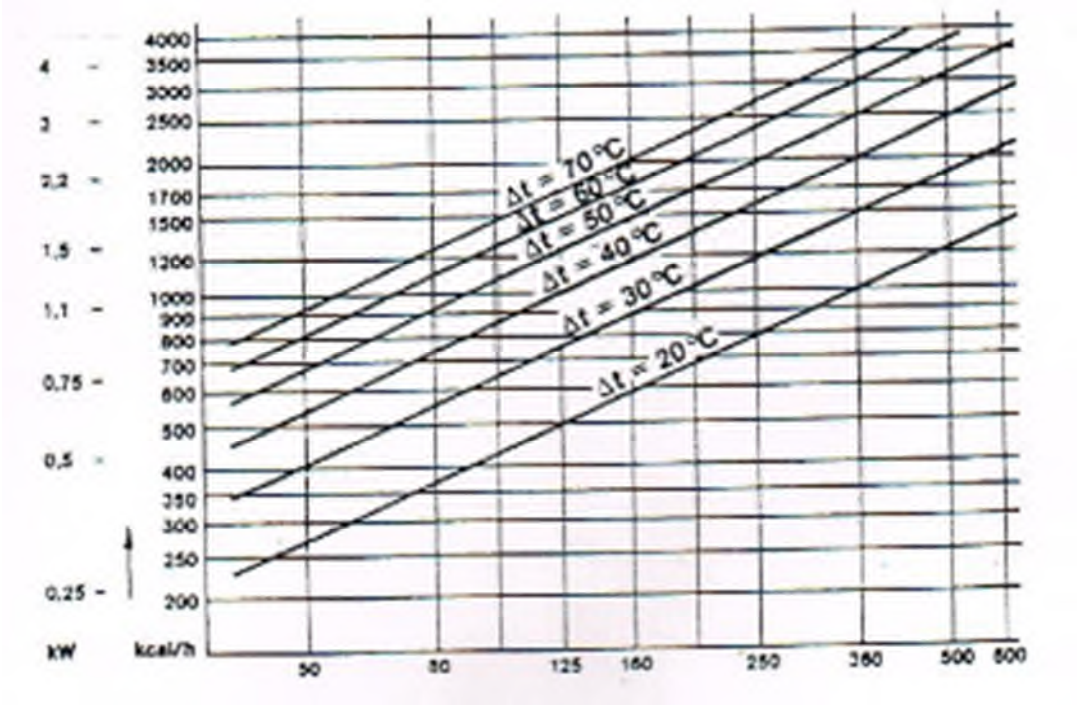


Figure IV.6 - Puissance qui peut évacuer un réservoir par ces parois en fonction de sa capacité et de la différence de température (huile-aire)

On trouve d'après le résultat de se graphe, que notre réservoir 200 L peut évacuer 1.5 KW donc $N_{dis(réservoir)}$=1,5 KW

c) Détermination du réfrigérant

La puissance dissipée en chaleur est de :

$N_{dis} = N_{tot} .(1-\alpha)$

Pour α=0.7 , = 22,54 .(1-0.7) = 6,49 kW

La puissance dissipée qui doit être évacué par le réfrigérant est de :

$N_{dis}-N_{dis(réservoir)}$=5 KW

D'après le catalogue T,P et manutention , Hydrokit [10], on prend un refroidisseur à air-huile de puissance dissipé est de 5,5 KW et de débit 60 l/mn.

Chapitre V

Maintenance du circuit hydraulique

V.1 Introduction à la maintenance

V.1.1 Définition de la maintenance

La plupart des machines et moyens de production modernes sont équipés de circuits hydrauliques de transmission de puissance. Ces circuits restent de plus en plus performants si on assure leur fiabilité, leur disponibilité et leur sécurité. Cette situation de vigilance s'appelle la maintenance.

La maintenance est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou établir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'effectuer un service bien déterminé [11].

V.1.2 Objectifs de la maintenance

- ✓ La réduction des coûts de maintenance.
- ✓ La durée maximale d'utilisation.
- ✓ Le taux de disponibilité le plus élevé.
- ✓ La réduction de la durée des pannes.
- ✓ Un fonctionnement efficace et fiable.
- ✓ La réduction des coûts de production.
- ✓ La qualité de production.

V.1.3 Différentes formes de maintenances

On distingue :

- ✓ La maintenance corrective
- ✓ La maintenance préventive :
  - Systématique
  - Conditionnelle.

a) Maintenance corrective

Définition V.1 << Opération de maintenance effectuée après défaillance >>

Elle correspond à une attitude de défense (subir) dans l'attente d'une défaillance fortuite. C'est l'entretien de dépannage, on attend la panne pour intervenir [12].

Type

- ✓ **Maintenance palliative** : l'ensemble des interventions du type dépannage exécutées, lors d'une défaillance, en vue de rendre au matériel sa fonction requise avant défaillance.
- ✓ **Maintenance curative** : l'ensemble des interventions du type réparation et remise en état.

b) Maintenance préventive

- **Définition V.2**

Maintenance effectuée dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou la dégradation d'un service rendu [17].

- **Type**

- ✓ **Maintenance systématique** : effectuée suivant un échéancier établi selon le temps ou le nombre d'unités d'usage.
- ✓ **Maintenance conditionnelle** : subordonnée à un type d'événement prédéterminé (mesure, diagnostic, information d'un capteur...).

V.1.4 Les différents niveaux de maintenance [17]

- **Premier niveau**

Il s'agit de réglages simples prévus par le constructeur ou le service de maintenance, au moyen d'éléments accessibles sans aucun démontage ou ouverture de l'équipement.

- ✓ **Personnel d'intervention** : exploitant sur place.
- ✓ **Moyens** : outillage léger définie dans les instructions d'utilisation.

- **Deuxième niveau**

Il s'agit de dépannages par échange standard des éléments prévus à cet effet et d'opérations mineures de maintenance préventive.

- ✓ **Personnel d'intervention** : techniciens habilités sur place.
- ✓ **Moyens** : pièces de rechanges.

- **Troisième niveau**

Il s'agit d'identification et de diagnostic de pannes, d'échanges de constituants, de réparations mécaniques mineures.

✓ **Personnel d'intervention** : techniciens spécialisés sur place.

✓ **Moyens** : outillage prévu, plus appareils de mesures.

- **Quatrième niveau**

Il s'agit de tous les travaux importants de maintenance corrective ou préventive à l'exception de la rénovation et de la reconstruction.

✓ **Personnel d'intervention** : équipe encadré par un technicien spécialisé en atelier central.

✓ **Moyens** : outillage plus spécialisé, matériel d'essai, de contrôle…..ect

- **Cinquième niveau**

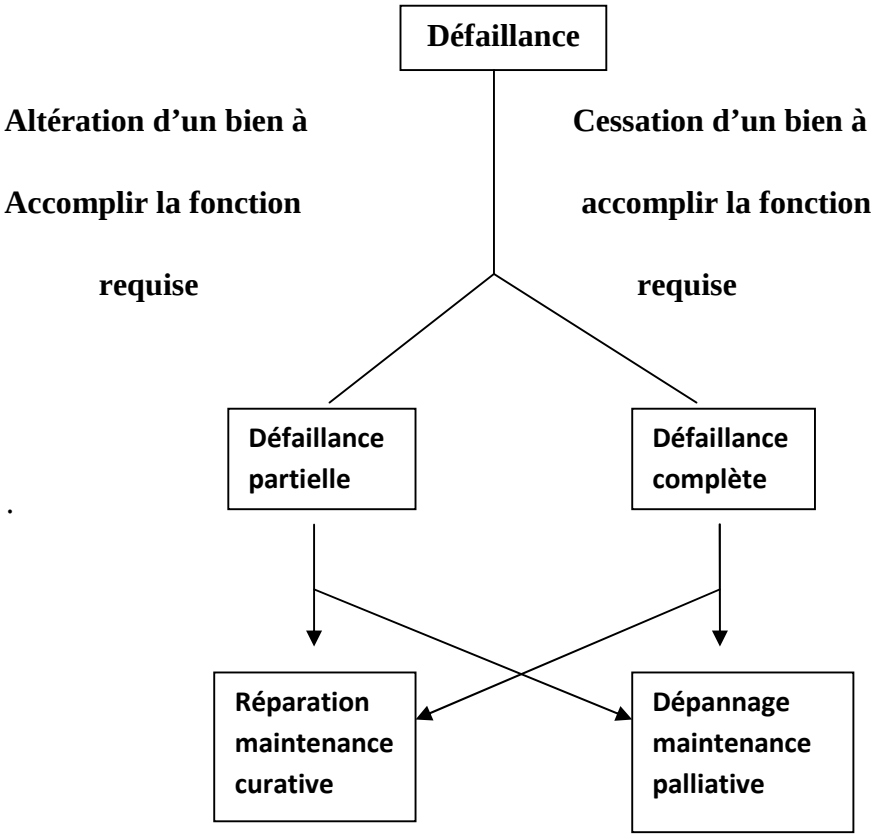
Il s'agit de tous les travaux de rénovation, de reconstruction ou de réparations importantes dont les procédures impliquent un savoir-faire faisant appel à des techniques ou technologies particulières.

✓ **Personnel d'intervention** : équipe complète en atelier central, entreprise extérieure prestataire de service.

✓ **Moyens** : moyens proches du constructeur

V.1.5 La défaillance

" Altération ou cessation de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise "



.

Intervention définitive et limitée de maintenance corrective après en état de fonctionnement avant réparation.

Action sur un bien en vue de le de le remettre provisoirement défaillance.

Figure V.1 - Schéma des différentes défaillances d'un équipement

V.1.6 Analyse d'une défaillance

Il est dans l'esprit de la maintenance corrective de ne pas seulement dépanner ou réparer un système défaillant mais de chercher à éviter la réapparition du défaut, d'où l'intérêt des analyses de défaillance. A l'issue de défaillance d'un équipement, une expertise doit permettre de rassembler les six éléments de connaissances ci-dessous :

1- Causes	Imputation extrinsèque	-accident (choc) -mauvaise utilisation -environnement -non respect de consignes -mauvaise maintenance -défaillance seconde (conséquence d'une première)
	Processus intrinsèque	-fabrication non conforme -défaut d'usinage -défaut de traitement thermique -durée de vie
2-Identification	Nature	-mécanique -électrique -électronique -hydraulique
	Situation	-espace : localisation -temps : date, nombre d'unité d'usage
3-Manifestation	Caractère	-fugitif -permanent
	vitesse	-progressive -soudaine
4-Amplitude		-partielle (mode dégradé) -complète (perte de fonction)
5-Aptitude à être détectée		-surveillance préventive (capteurs, inspection, rondes)
6-Conséquences	Mineur	-pas d'attente corporelle -matériel non immobilisé
	Majeur	-interruption de la mission
	Critique	-suppression des conditions de sécurité -immobilisation avec dégâts
	Catastrophique	-accident corporel ou mortel

Tableau V.1 - Eléments d'analyse d'une défaillance

V.2 Les notions de fiabilité [16]

La fiabilité est la caractéristique d'un dispositif exprimée par la probabilité par la probabilité que ce dispositif accomplisse une fonction requise dans des conditions d'utilisation et pour une période de temps déterminés (AFNOR).

On désigne par T la variable aléatoire qui, à tout dispositif choisi au hasard, associe son temps de bon fonctionnement ou sa durée de vie avant une défaillance. Pour simplifier, on choisit $t = 0$ comme origine des temps lorsque le dispositif est mis en marche pour la première fois. La variable T est donc une variable aléatoire continue à valeurs dans $[0 ; +\infty [$. On note f la densité de probabilité de la variable T.

V.2.1 Fonction de défaillance, fonction de fiabilité

- **Définition V.3**

On appelle fonction de défaillance la fonction F définie pour tout $t \geq 0$ par

$F(t) = P(T \leq t)$

Le nombre $F(t)$ représente la probabilité qu'un dispositif choisi au hasard dans la population ait une défaillance avant l'instant t. On a également $F'(t) = f(t)$.

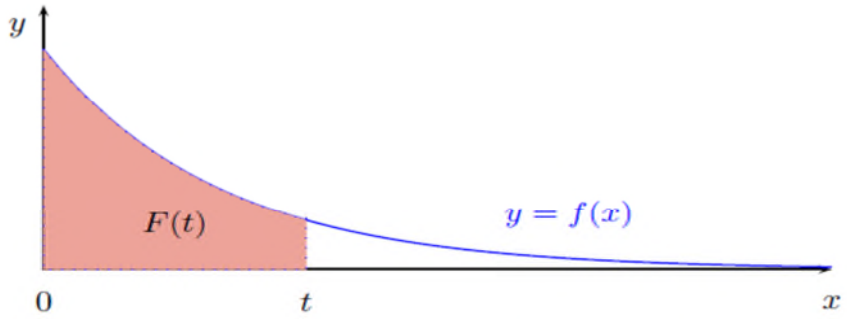


Figure V.2 - Courbe de probabilité de défaillance

On a alors : $P(T \leq t) = 1 - P(T \leq t) = 1 - F(t)$.

D'où la définition suivante :

- **Définition V.4**

On appelle fonction de fiabilité *R* définie pour tout $t \geq 0$ par

$R(t) = 1 - F(t)$

Le nombre *R*(*t*) représente la probabilité qu'un dispositif choisi au hasard dans la population n'ait pas de défaillance avant l'instant *t*.

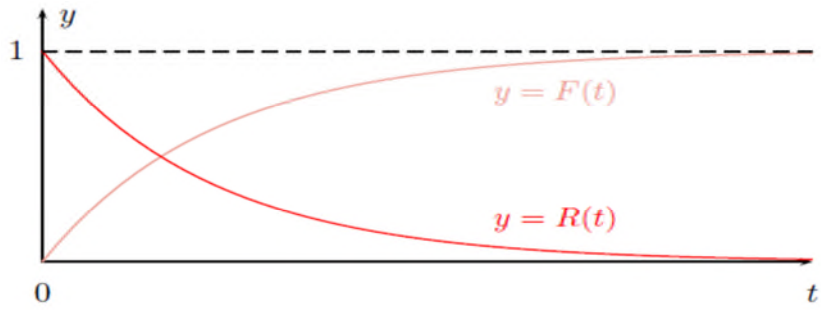


Figure V.3 - Courbe de fiabilité

V.2.2 Estimation

Dans la pratique, on ne connait pas (en général) les fonctions *F* et *R*. Dans ce cas, on peut, à partir des études statistiques, obtenir des estimations de *F*(*t*) et *R*(*t*) pour des valeurs de *t* données.

On note *ni* le nombre de dispositifs défaillants à l'instant *ti* et *n* l'effectif total de l'échantillon. On peut utiliser 3 méthodes :

a) Méthode des rangs bruts

On calcule les valeurs de *F* lorsque $n \geq 50$, grâce à la formule suivante :

$$\mathbf{F(ti)} = \frac{ni}{n} \qquad \mathbf{(V.1)}$$

b) Méthode des rangs moyens

La probabilité qu'un dispositif n'ait pas eu de défaillance à l'instant t, lorsque l'échantillon n'est pas très grand $20 \leq n \leq 50$, on prend : $F(ti) = \frac{ni}{n+1}$

c) Méthode des rangs médians

Enfin, quand $n \leq 20$, on a prend : $F(ti) = \frac{ni-0.3}{n+0.4}$

V.2.3 Taux d'avarie instantané

Sur la courbe représentative de la fonction de défaillance *F*, on s'intéresse à la pente de la tangente pour un instant *t* donné. (Cette pente est égale à *F*'(*t*).) :

- **Définition V.3**

On appelle taux d'avarie instantané à l'instant *t* le nombre λ(*t*) défini pour tout $t \geq 0$ par

$$\boldsymbol{\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)}} \qquad \textbf{(V.2)}$$

- **Remarque V.1**

Comme $R(t) = 1 - F(t)$, on montre facilement que l'on a également :

$$\boldsymbol{\lambda(t) = \frac{f(t)}{1-F(t)}} \qquad \textbf{(V.3)}$$

Les relations précédentes permettent donc de trouver $\lambda(t)$ si l'on connaît *F*(*t*) ou *R*(*t*).

V.2.4 La courbe en baignoire [11]

- Pour la plupart des matériels, la courbe représentative du taux d'avarie instantané $t \rightarrow \lambda(t)$ a la forme donnée par la figure ci-dessous. Elle est appelée « courbe en baignoire » et comporte trois parties distinctes :

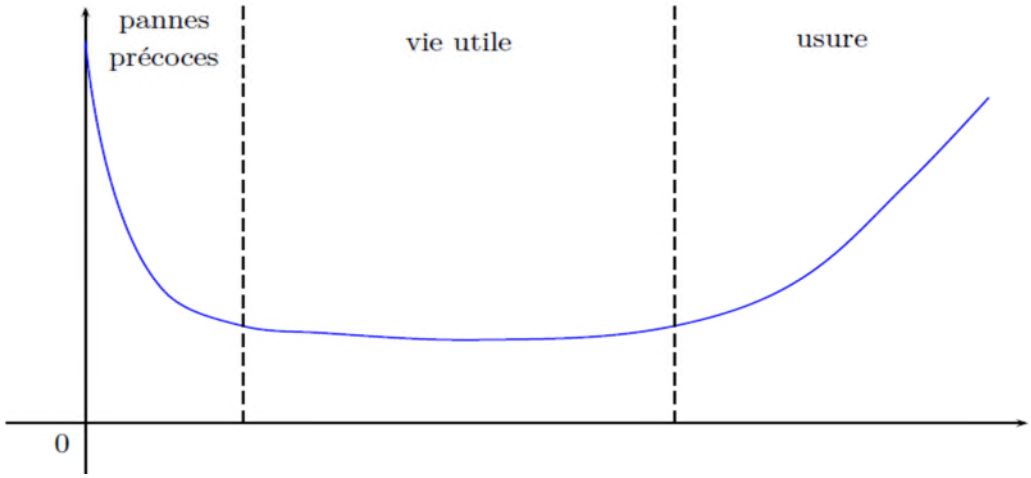


Figure V.4 - Courbe en baignoire

- À gauche, la période de début de fonctionnement, où le taux d'avarie instantané décroît avec le temps, car les pannes précoces dues à des défauts de fabrication ou de conception sont de moins en moins nombreuses.

- Au centre, la période de maturité, ou « vie utile », où le taux d'avarie instantané reste à peu près constant, pendant cette période, les pannes paraissent dues au hasard.

- A droite, la période d'usure, où le taux d'avarie instantané augmente avec le temps, car les pannes sont dues à l'usure croissante du matériel.

V.2.5 MTBF

- **Définition V.4**

  On appelle « Moyenne des Temps de Bon Fonctionnement » (MTBF) l'espérance mathématique de la variable aléatoire *T*. On a donc

$$\boldsymbol{MTBF = E(T) = \int_0^{+\infty} tf(t)dt} \qquad \textbf{(V.4)}$$

A l'origine, le sigle *MTBF* provient de l'expression « Mean Time Between Failures » qui signifie « temps moyen entre deux défaillances ».

V.2.6 Fiabilité d'un système

2.6.1 Fiabilité d'un système monté en série

Pour un système constitué de *n* composants montés en série (le bon fonctionnement de chacun étant indépendant du bon fonctionnement des autres), on montre que l'on a :

$R(T) = R1(t) \times R2(t) \times \cdots \times Rn(t)$

Où $R1, R2, \ldots, Rn$ sont les fonctions de fiabilités respectives des *n* composants. (En effet, le système est défaillant dès qu'un seul composant est défaillant).

2.6.2 Fiabilité d'un système monté en parallèle

Pour un système constitué de *n* composants montés en parallèles (le bon fonctionnement de chacun étant indépendant du bon fonctionnement des autres), on montre que l'on a :

$F(T) = F1(t) \times F2(t) \times \cdots \times Fn(t)$

Où $F1, F2, \ldots, Fn$ sont les fonctions de défaillances respectives des *n* composants. (En effet, le système est fonctionnel dès qu'un seul composant est fonctionnel).

V.2.7 Loi exponentielle

2.7.1 Fonction de fiabilité et de défaillance

- **Définition V.5**

La loi exponentielle est la loi suivie par la variable aléatoire *T* lorsque le taux d'avarie est constant. Autrement dit, pour tout $t \geq 0$, on a :

$$\lambda(t) = \lambda$$

Où λ est une constante réelle strictement positive.

Cette loi concerne tous les matériels pendant une durée de leur vie (vie utile).

- **Propriété**

✓ La fonction de fiabilité est définie pour tout $t \geq 0$ par $R(t) = e^{-\lambda t}$

✓ La fonction de défaillance est définie pour tout $t \geq 0$ par $F(t) = 1 - e^{-\lambda t}$

✓ La densité de probabilité de la variable aléatoire *T* est définie pour tout $t \geq 0$ par

$$f(t) = \lambda\, e^{-\lambda t}$$

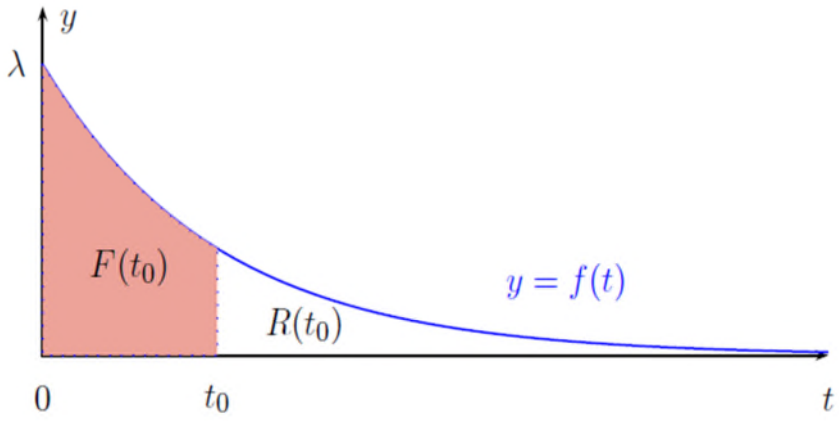


Figure V.5 - Courbe de densité de probabilité

V.2.8 MTBF, Écart-type

On admettra que, pour la loi exponentielle de paramètre λ, on a :

$$\boldsymbol{MTBF = E(T) = \frac{1}{\lambda}} \quad \textbf{(V.5)}$$

On admet également que l'écart-type de la variable aléatoire *T* est :

$$\boldsymbol{\sigma(T) = \frac{1}{\lambda} = MTBF} \quad \textbf{(V.6)}$$

V.3 Maintenance du circuit hydraulique de travail de la rouleuse

Vu les conditions de travail de la rouleuse une maintenance préventive est exigée pour les différents éléments du circuit hydraulique de travail.

V.3.1 Maintenance préventive

Un programme de maintenance devra être établi, et faire l'objet d'une fiche soit par circuit, soit par appareil. Sur celle-ci seront notées les actions préventives déjà prises, et au cours de la surveillance, les anomalies en vue de décider de nouveaux travaux de maintenance

a) Les taches journalières

- ✓ Vérifier le niveau d'huile du réservoir. Si nécessaire ajouter de l'huile pour établir le niveau à une valeur correcte.

- ✓ Vérifier l'aspect de l'huile : la présence de mousse à la surface indique qu'une entrée d'air se produit, soit à la pompe (joint de passage d'arbre, joints de fonds) ou sur la ligne d'aspiration aux raccordements. Un aspect trouble est l'indice de présence d'eau. La présence de mousse s'accompagne souvent d'un fonctionnement bruyant de la pompe et irrégulier des récepteurs.
- ✓ Noter tout début de fuite apparaissant sur un appareil ou sur une tuyauterie.
- ✓ Vérifier l'encrassement des filtres non immergés.
- ✓ Noter la température d'huile.
- ✓ Relever les pressions de fonctionnement et corriger tout tarage qui aurait pu être déréglé.

b) Les taches hebdomadaires

- ✓ Nettoyage des filtres montés à l'aspiration des pompes. Pour les filtres montés sur la ligne de retour, les cartouches sont remplacées après 200 heures fonctionnement.
- ✓ Réparer les fuites dont la liste a été dressée au cours des jours précédents pendant la période de fonctionnement. Un serrage excessive des éléments de raccordent est proscris.
- ✓ Faire un examen de l'étanchéité de toutes les tuyauteries rigides et souples non accessibles en fonctionnement, et en particulier pour les tuyauteries souples, toute trace de transpiration d'huile vers les embouts entraîne le changement immédiat de l'élément défectueux.

c) Les taches mensuelles

- ✓ Prélever des échantillons d'huile à différents niveaux dans le réservoir en vue d'analyse. Le nombre d'heures de service de l'huile sera noté sur les flacons.

d) Les taches semestrielles

- ✓ Vérifier s'il n'y a pas d'usure anormale sur les chaines et dentures du dispositif commandant les capteurs de positions des cylindres.

e) Les taches annuelles

- ✓ Vérifier le bon état de marche de tous les appareils incorporés dans le circuit.

1) Pour les pompes

Vérifier l'état des différentes pièces en mouvement. Les pièces neuves de remplacement sont nettoyées avec un dégraissant puis enduites du fluide utilisé avant leur mise en place. Pour le serrage des vis de fixation des différents éléments de la pompe, on observe toujours les couples de serrage recommandés.

Dans tous les cas la pompe est remontée en utilisant des joints neufs, et une bonne précaution consiste à remplacer les roulements.

2) Pour les soupapes

Après démontage et nettoyage des pièces, vérifier le bon état des sièges, clapets et tiroirs. Tous les éléments montrant des signes d'usures importants seront remplacés. Des traces légères sur les tiroirs peuvent être adoucies. Les corps des soupapes sont vérifiés et les taraudages des orifices nettoyés par le passage d'un taraud.

3) Pour le réservoir

Vidanger, nettoyer les parois et s'assurer que la paroi supérieure ne présente pas de traces d'oxydation. Brosser toute trace d'oxydation, refaire la peinture si nécessaire. Nettoyer l'intérieur, retirer les dépôts (boues, gomme, laque), et rincer. Nettoyer les glaces des niveaux d'huile et l'élément filtrant du reniflard. Remonter les éléments en prenant la précaution de changer les joints.

4) Pour les récepteurs

Démonter et vérifier les moteurs hydrauliques en prenant les mêmes précautions que pour les pompes, et suivant les recommandations propres à chaque type. Les vérins seront également démontées, et les tiges qui présenteraient des traces de rayures seront rectifiées ou polies avant remontage. De même, un corps présentant des rayures peut être rodé dans les limites des tolérances permises pour le bon travail des joints. Ces éléments seront remontés, et pour les vérins, une vérification de l'étanchéité doit être faite, avant mise en place. L'alignement est refait avec soin.

V.3.2 importance de la position du filtre dans le circuit hydraulique

Dans le cadre de la maintenance préventive, la position du filtre dans le circuit joue un rôle tout aussi important dans le bon fonctionnement de la machine et sa pérennité.

a) A l'aspiration

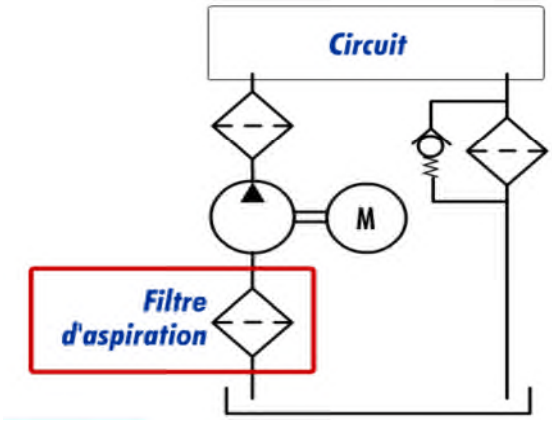


Figure V.6 - Filtre a l'aspiration

Une filtration fine n'est pas envisageable car la pompe risquerait d'être alimentée sous un débit insuffisant. Il peut alors se créer des poches d'air ou de vapeur (effet de cavitation) ce qui induirait la détérioration prématuré de la pompe.

Ce type de filtre se résume dans la plupart des cas à une crépine ou une grille. Dans les installations modernes, sous réserve qu'elles soient propres et non polluées, la tendance est à supprimer ce filtre.

b) En ligne haute pression

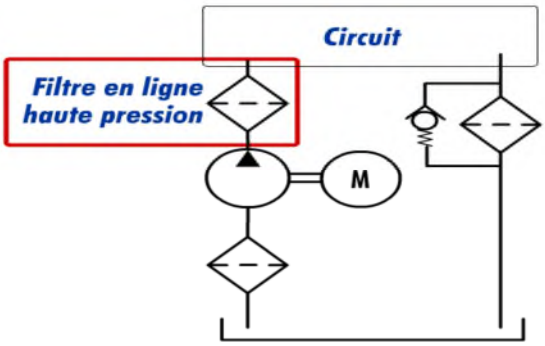


Figure V.7 - Filtre en ligne haute pression

Ce filtre protège tous les composants montés en aval de la pompe par une filtration fine (à partir de 10 µm). Cependant, le corps du filtre doit résister à des pressions très élevées. C'est donc un élément assez coûteux de l'installation. Cette filtration est efficace car :

- Protège le composant hydraulique.
- Arrête les débris provenant de l'usure de la pompe.
- Agit en filtre de sécurité devant un composant sensible

c) Au retour

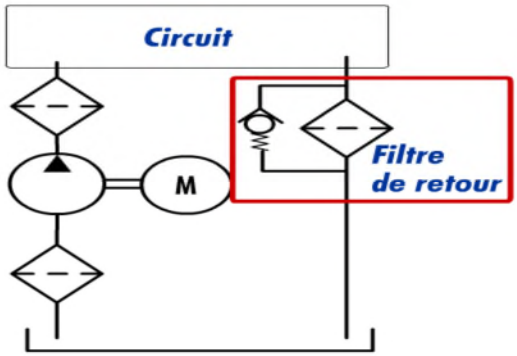


Figure V.8 - Filtre en ligne de refoulement

Le filtre monté sur le circuit de retour, juste avant le réservoir, permet également une filtration fine. La pression de retour étant très basse, C'est un filtre bien moins coûteux que le filtre de haute pression.

Ces filtres sont généralement équipés d'un clapet by-pass taré à 3 bars pour protéger l'élément filtrant d'un écrasement qui le détériorerait. Cette filtration permet de :

- Récupérer les débris provenant de l'usure des composants ou du circuit en général.
- Maintenir le niveau de propreté du système dans le cas ou il existe des risques importants de pollution ingérée.

V.3.3 Maintenance corrective

Lors d'une intervention sur un circuit hydraulique mieux vaut être méthodique que pifométrique, à savoir commencer par réfléchir, déterminer tous les facteurs, les étudier jusqu'à ce qu'on trouve la panne, au lieu de commencer à remplacer les pièces pêle-mêle jusqu'à ce qu'on trouve peut-être la panne, après avoir gaspillé le temps et l'argent.

3.3.1 Principes de base

Un bon programme de recherche et de contrôle est basé sur sept principes fondamentaux :

1. Connaître le système.

2. Interroger le conducteur.
3. Faire marcher la machine.
4. Examiner la machine.
5. Etablir la liste des causes possibles.
6. Tirer une conclusion.
7. Vérifier cette conclusion.

3.3.2 Hypothèses des pannes du circuit hydraulique

a) Bruits excessifs dans l'ensemble du circuit :

Ce cas se traduit par l'arrêt ou le fonctionnement à vitesse très lente des récepteurs, même quand aucun effort ou couple ne leur est demandé.

- Viscosité trop élevée (mise en route par temps froid, si l'incident ne dure que quelques secondes à une période bien déterminée de l'année, prévoir durant cette saison un thermo-plongeur).
- Aspiration perturbée, canalisation bouchée, aplatie ou de section très mal adaptée, hauteur d'aspiration trop grande, présence de nombreux coudes inutiles, prise d'air, crépine d'alimentation colmatée ou de capacité insuffisante (s'assurer que la crépine d'origine n'a pas été remplacée par une plus petite).
- Réservoir ne comportant pas de séparation entre orifices d'alimentation et de retour.
- Aspiration d'air due à un régime de rotation trop élevé de la ou des pompes.
- Défaut d'alignement dans les accouplements ou d'articulations mécaniques (pompes, moteurs hydrauliques, vérins).
- Bruit émis par le système de ventilation, vérifier dans ce cas la fixation et l'état des hélices du ventilateur.
- Fixation insuffisante ou non appropriée des canalisations, filtres, …etc.
- Cavitation au niveau des vérins et des moteurs hydrauliques.
- Usure excessive des composants de la pompe.

b) Pression et débits insuffisants ou débits nuls

Ce cas se traduit par l'immobilité des vérins et moteurs lorsque force ou couple est réclamé par ses récepteurs.

- Vanne d'isolement du réservoir partiellement ou totalement fermée.

- Niveau d'huile trop bas ou absence d'huile dans le réservoir dans ce cas faire l'appoint d'huile.
- Viscosité de l'huile beaucoup trop faible cause de température trop élevé, prévoir un refroidisseur adapté à l'environnement de la machine.
- Vitesse inadaptée (trop lente) du moteur d'entraînement de la pompe, dans ce cas il faut régler la fréquence de rotation.
- Arbre ou clavette d'accouplement de la pompe cassé, alors démonter la pompe et remplacer.
- Pompe tournant en sens inverse à celui prévu, dans ce cas inverser les connexions électriques.
- Rupture de conduite, fuites au niveau des raccords, dans ce cas changer les éléments défectueux.
- Fuite au niveau des vérins, cause de joints défectueux ou présence de rayure sur le vérin
- Filtres des lignes de pression colmatés, dans ce cas démonter et nettoyer.
- Tarage trop bas de la valve de pression, rupture de son ressort, corps étranger sur le siège du clapet, clapet partiellement ou totalement ouvert, dans ce cas vérifier le tarage, changer ou nettoyer les ressort.
- Pression de pilotage des tiroirs trop faible ou manque de commutation (solénoïdes endommagés).

c) Variation de pression et de débit

Ce cas se traduit par un fonctionnement irrégulier des récepteurs (mouvements saccadés).

- Niveau d'huile trop bas dans le réservoir, tourbillons dans la zone de la crépine ou de la canalisation de l'aspiration, phénomène de turbulence du retour vers l'aspiration, construction défectueuse du réservoir : absence du séparateur entre le retour et l'alimentation.
- Trop grandes irrégularités en régime du moteur d'entraînement.
- Variation de la pression de pilotage aux distributeurs.
- Eléments d'entraînement des moteurs hydrauliques défectueux.

d) Température trop élevée du fluide de transmission de puissance

- Viscosité mal adaptée du fluide de transmission de puissance
- Rythme de fonctionnement de la machine supérieur à celui prévu.
- Vitesse d'entraînement trop importante de la pompe.
- Travail réalisé à pression plus importante que celle prévue par le concepteur.
- Dimensionnement trop faible du refroidisseur.
- Refroidisseur colmaté.

- By-pass du refroidisseur immobilisé en position ouverte.
- Aération insuffisante de la centrale et plus particulièrement du réservoir (température ambiante trop importante)
- Pression d'ouverture trop haute de certains by-pass de filtres et plus particulièrement sur ceux de retour.

3.3.3 Autres anomalies pouvant survenir sur la machine

Les commandes sont « sous tension », le groupe moto-pompe ne démarre pas :

- Vérifier le niveau d'huile dans le réservoir. S'il est insuffisant, le témoin lumineux sur le pupitre est allumé. Dans ce cas repérer la fuite éventuelle, y remédier et faire l'appoint.
- Vérifier le niveau d'huile du graissage centralisé. Le témoin lumineux sur le pupitre indique la nécessité de faire l'appoint.
- Vérifier les relais thermique des moteurs de pompe, du refroidisseur, et du graissage centralisé situé dans le coffret électrique sur la machine, sous les cylindres.

Le groupe hydraulique est « en marche » mais les cylindre ne fonctionnent pas :

- S'assure que la vis de la tète ouvrante est bien refermée.
- Vérifier les chaines de commandes des capteurs de position.

Le groupe hydraulique est « en marche », les cylindres montent mais ne descendent pas ou inversement :

- Nettoyer les gicleurs des servo-valves .
- Déboucher les orifices des servo-valves .

Les vitesses de rotation des cylindres ne sont plus identiques :

- Régler les régulateurs de débits. pour un réglage de précision, utiliser un compte-tours.
- Une baisse de pression peut engendrer le même phénomène, vérifier la pression à l'aide du manomètre.

La machine n'entraine plus suffisamment la tôle :

- Contrôler la pression indiquée par le manomètre lorsque les cylindres sont manœuvrés en descente. Elle ne doit pas être au dessous de 220 bars

3.3.4 Arbre de cause du circuit hydraulique

L'arbre de cause nous permet un diagnostique par étape et normalement, conduit rapidement à la source du problème, en effet, de proche en proche, des questions vont orienter notre recherche selon la nature des réponses apportées. Comme représenté dans la figure suivante :

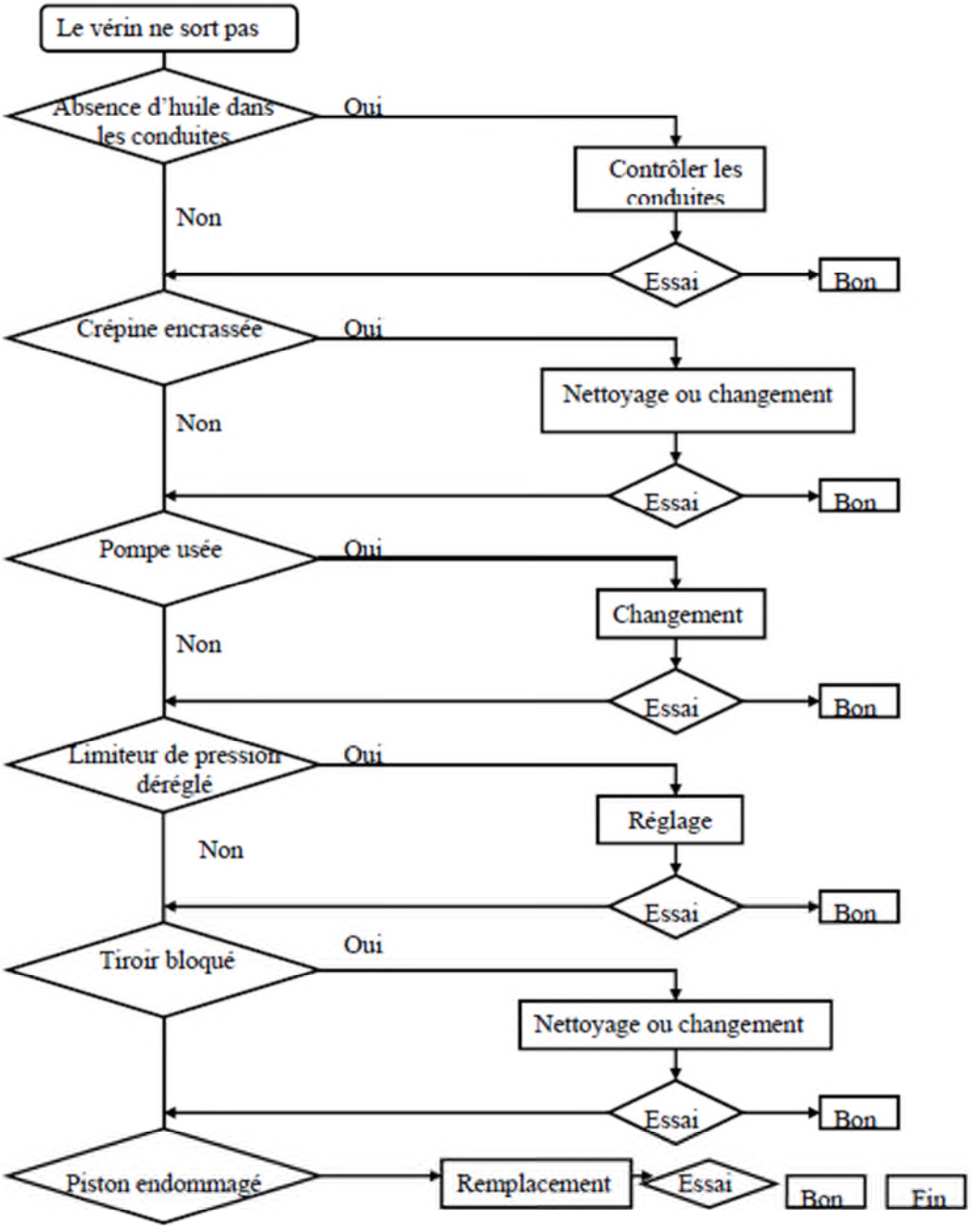


Figure V.9 - arbre de cause du circuit hydraulique

V.3.4 Présence d'air dans le circuit hydraulique

Tous les fluides hydrauliques contiennent de l'air qui représente parfois 5% du volume du fluide. La présence d'air dans le circuit se caractérise par l'apparition de bulles dispersées dans le fluide.

3.4.1 Causes de présence d'air dans le circuit

- Tuyauteries d'entrée et de retour, éléments de raccordement dessertis ou défectueux, joints inappropriés ou coupés.
- Tige de vérin et joints usés ou endommagés.
- Blocs de jonction ou tuyauteries fendus.

Il se peut parfois que lorsque le circuit se trouve à une valeur inférieure à la pression atmosphérique (tuyauterie d'aspiration de la pompe) l'air pénètre à l'intérieur de celui-ci sans que le fluide ait fui nécessairement à l'extérieur.

- Niveau d'huile trop bas dans le réservoir : c'est une cause de tourbillon au bout de la tuyauterie d'aspiration plongée dans le réservoir permettant l'introduction de l'air.
- Présence d'air à l'intérieur du filtre sans possibilité de le purger.
- Débit du fluide dans la tuyauterie de retour déchargé au-dessus du niveau du réservoir.
- Présence d'air dans le circuit introduit pendant le remplissage ou lors d'une addition de fluide dans le réservoir.

3.4.2 Détériorations provoquées par la présence d'air dans un circuit

Les différentes causes rappelées ci-dessus entraînent des détériorations diverses dont celles pouvant se produire dans la pompe immédiatement ou dans un délai plus ou moins long. Les autres appareils sont aussi concernés du fait que la présence d'air provoque une diminution de lubrification et une augmentation anormale de la température. De plus ce phénomène entraîne une cavitation, c'est-à-dire un fonctionnement irrégulier et saccadé dans les pompes et les moteurs, qui, se combinant avec les phénomènes susmentionnés, provoque la détérioration de certaines pièces.

Le manque de lubrification dans un appareil hydraulique peut entraîner un grippage de ses pièces internes et par conséquent la détérioration de la pompe.

L'augmentation de température provient de la rupture du film d'huile provoquée par l'oxydation qui favorise la formation de boue et de vernis.

Le fonctionnement d'un circuit contenant de l'air provoquera donc l'oxydation de l'ensemble du fluide et il est à craindre que la présence des boues et des vernis entraîne des détériorations.

3.4.3 Remèdes contre les infiltrations d'aire

Veiller à ce que l'air ne pénètre pas dans le système afin d'éviter tous les dommages qui peuvent en résulter.

On prendra les précautions suivantes :

- Réduire les résistances dans la conduite d'aspiration par des conduites de section suffisante et courte.
- Eviter les filtres d'aspiration,
- Prévoir des conduites de liaison de dimensions adaptées au débit.
- Utiliser des huiles hydrauliques à bonne faculté d'élimination de l'air et de la mousse.
- Etanchéité de l'installation.
- Purger l'air soigneusement.
- En cas de réparation, changer les bagues d'étanchéité et les joints toriques.
- Prévoir un réservoir de dimensions et de forme adéquate.
- La conduite de retour doit se situer sous la surface de l'huile du réservoir.
- Eviter les turbulences à l'entrée de la pompe.
- Veuillez à la propreté de l'huile hydraulique.

V.3.5 Consignes à respecter lors de l'intervention sur le circuit hydraulique

Avant d'intervenir sur un circuit hydraulique quel qu'il soit, il faut :

- S'assurer de la coupure du circuit d'alimentation du moteur d'entraînement des pompes.
- Fermer le robinet d'isolement du réservoir.
- Décharger la pression résiduelle dans le circuit en manœuvrant les éléments de commande (distributeurs).
- S'assurer qu'aucun tronçon du circuit n'est pas sous pression.

Conclusion

Après une duré de stage de 4 semaine au sein de l'entreprise (ENMTP), nous avons constaté le degré d'importance de la puissance hydraulique industrielle, elle constitue de nos jours un domaine très vaste. Incontournable dans L'industrie.

Rien ne remplace l'hydraulique lorsqu'il s'agit de déployer une force importante à un coût comparativement faible, beaucoup de choses ne peuvent d'ailleurs se faire que par la puissance dégagée par l'hydraulique, les puissances sont sans limites, les forces hydrauliques créent des mouvements linéaires ou rotatifs, selon les besoins.

Cette étude portée sur le circuit hydraulique de la rouleuse hydraulique PICOT RCS, nous a permis d'aboutir à certain nombre de conclusions :

Dans la troisième partie consacrée à l'étude du choix des vérins, nous avons retenu, que les diamètres des tiges obtenus sont en bon accord avec les diamètres des tiges existantes. Par contre, concernant la tuyauterie, certaines différences sont enregistrées dans la partie choix des flexibles reliant les moto-réducteur et les distributeurs. Le diamètre intérieur calculé et de 10,30 mm alors qu'il est de 13 mm. Mise a part ces changements, les autres flexibles sont conformes à nos calculs. Conformément à nos prévisions, la cylindrée de la pompe et des moto-réducteur existants, semble correspondre au débit et au couple recherché, pour l'alimentation du circuit.

Dans la partie maintenance on à conclue que l'emplacement du filtre joue un rôle déterminant sur la longévités d'une installation hydraulique, par le faite que la pompe risque d'être sous alimenté en débit en plaçant le filtre à l'aspiration se qui provoquerai le phénomène de cavitation. Aussi le respect des échéances de la maintenance préventive joue un rôle tout aussi important car elle permet de réduire la probabilité de défaillance et d'améliorer la fiabilité de l'installation .

Références Bibliographiques

[1] Catalogue, Utilisation et entretient de la rouleuse croqueuse hydraulique PICOT type RCS

[2] J.Diez, l'hydraulique industrielle appliquée, Ed. l'usine, paris (1984).

[3] J.P.DE GEROO, Technologie de l'hydraulique, Ed. Technique pour l'automobile et l'industrie, (1983).

[4] G.FAYET, Hydralique machine et composants, Ed.Eyrolles, (1994)

[5] J. Compain, le mécanicien en circuit oléo hydraulique, Ed.Sedon" 3eme édition" .

[6] M.Carlier, Hydraulique générale appliquée , Ed. Eyrolles Paris (1980).

[7] A.Schmitt, G.L.Rexroth et L.Ammain ,<<Le cours d'hydraulique >> , Ed.G.L.Rexroth, (1981)

[8] C.DUCOS, Oléo-hydraulique, Ed.G.L.Rexroth, (1981).

[9] Catalogue distributeur 2000, Hydrokit.

[10] Catalogue du T.P et manutention, hydrokit.

[11] P.Lyonet, La maintenance mathématique et méthode, Ed. Technique et documentation (Lavoisier), (1986).

[12] Cahier de cour Technologie industrielle et maintenance (2014).

[13], Hydraulique industrielle, José Roldan Viloria, Dunod, Paris (2002).

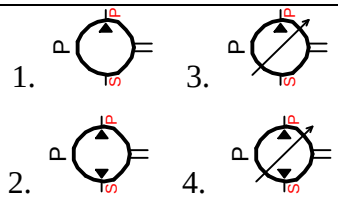
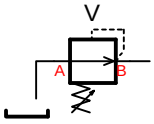
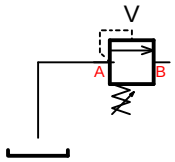
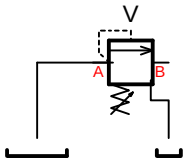
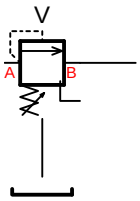
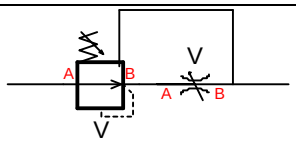
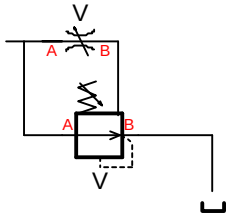
[15] Réjean Labonville , conception des circuits hydrauliques, Ed. corrigée (1999)

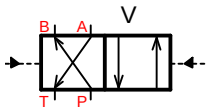
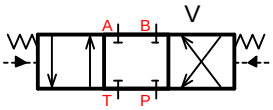
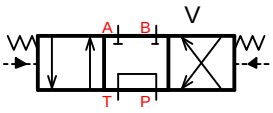
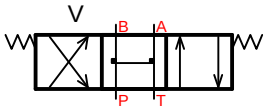
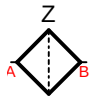
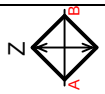
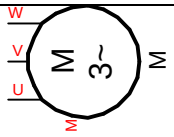
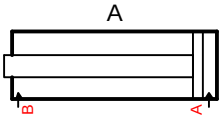
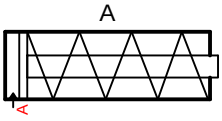
[16] Jean. Heng << Pratique de la maintenance préventive >> ,Ed. Dunod, Paris (2002)

[17] Gestion de maintenance des équipements hydrauliques . Ed MARSA MAROC (2008)

Annexe

La représentation symbolique des principaux organes hydrauliques issus de la norme NF E04-056, sont représentés sur le tableau ci-dessus.

Pompe	
Pompe à cylindrée fixe à un sens de flux (1) Pompe à cylindrée fixe à double sens de flux (2) Pompe à cylindrée variable à un sens de flux (3) Pompe à cylindrée variable à double sens de flux (4)	
Organes de régulation	
Représentation symbolique d'un limiteur de pression à action directe	
Représentation symbolique d'un limiteur de pression piloté	 à pilotage extrême  A pilotage et drain externe
Valve de réduction de pression à action directe	
Représentation symbolique d'un régulateur de débit à deux orifices	
Représentation symbolique d'un régulateur de débit à trois orifices	
Distributeur	

Distributeur 4/2 (4orifice, 2 position)	
Distributeur 4/3 à centre fermer	
Distributeur 4/3 à centre tandem	
Distributeur 4/3 à centre ouvert	
Organe auxiliaires et accessoires	
Filtre	
réservoir	
Clapet anti-retour	
Système de refroidissement	
Moteur électrique	
Moteur thermique	
Conduit de travail	
Conduite de pilotage et de drain	
Encadrement de plusieurs appareils réunis dans un seul bloc	
Vérins	
Vérin simple effet	
Vérin double effet	

Résumé

Dans ce modeste travail nous avons traité le problème d'étude et maintenance du circuit hydraulique d'une rouleuse croqueuse hydraulique PICOT. Notre objectif principal consiste à faire une étude des choix des composants, à savoir celle qui assure le déplacement ainsi que la rotation des trois cylindres. Concernant la partie maintenance nous avons présenté l'importance de cette dernière dans la pérennité de l'installation

---

Abstract

In this modest work, we treated the problem of study and maintenance of hydraulique system of a rolling machine, our main objective is to study the choices of components namely that ensure the displacement and rotation of the three cylinders. Concerning the maintenance part we presented the importance of the latter in the sustainability of the system.