

15/85

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

ETUDE EXPERIMENTALE

D UN SYSTEME

HYDRAULIQUE DE DIRECTION

Proposé par :
A.WERNER

Etudié par :
H.BOUENDJEL

Dirigé par :
A.WERNER

PROMOTION : JUIN 1985

E.N.P. 10, Avenue Hacen Badi - EL-HARRACH - ALGER

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT DE GENIE MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

S U J E T

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE
D'UN SYSTÈME
HYDRAULIQUE DE DIRECTION

Proposé par :
A.WERNER

Étudié par :
H.BOUENDJEL

Dirigé par :
A.WERNER

PROMOTION : JUIN 1985

E.N.P. 10, Avenue Hacen Badi - EL-HARRACH - ALGER

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

_mes parents .

_mes frères .

_mes soeurs .

_tous ceux qui témoignent qu'il n'existe
de dieu qu'ALLAH et que Mohamed est
son envoyé et son prophète .

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer mes remerciements à Mr. A. Werner qui a proposé et dirigé ce travail.

Je tiens aussi, à cette occasion de remercier Mr. R. M'hamedi responsable à l'E.N.T.P. pour son aide combien précieuse.

Qu'il me soit permis aussi d'exprimer mes gratitudees à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation.

Que tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce projet trouvent ici mes sincères remerciements.

H. Bomendjel

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION	1
CHA.I EQUATIONS DE L'HYDRAULIQUE ET PERTES DE CHARGE.....	4
I.1: Equation débit. continuité.....	4
I.2: Equation de Bernoulli.....	4
I.3: Pertes de charge dans un écoulement.....	6
I.3.1: Pertes de charge linéaires.....	6
I.3.2: Pertes de charges locales.....	6
I.3.3: Ecoulement à travers des fentes étroites.....	7
CHA.II DESCRIPTION DU BANC D'ESSAIS D'ELEMENTS HYDRAULIQUES.....	8
Vue générale sur le banc d'essais.....	8
II.1: Groupe de pompage.....	8
II.2: Circuit d'alimentation haute pression.....	8
II.2.1: Régulateur de pression (avec décharge au réservoir).....	8
II.2.2: Filtre d'huile.....	11
II.2.3: Régulateur à débit variable.....	12
II.2.4: Manomètres.....	12
II.3: Circuits de retour.....	13
II.3.1: Régulateurs de retour.....	13
II.3.2: Calcul qualitative du régulateur de retour.....	14
II.3.3: Débitmètre.....	18
CHA.III DESCRIPTION DU SYSTEME HYDRAULIQUE DE DIRECTION.....	19
Introduction.....	19
III.1: Distributeur de direction.....	19
III.2: Rôle du ressort de guidage.....	21
III.3: Fonctionnement du système de direction assistée.....	25
III.3.1: Le Volant de direction n'est pas en rotation.....	25

III.3.2: Le volant de direction est en rotation.....	25
III.3.3: Le volant de direction est en rotation mais la pompe est en panne....	26
III.4: Pompe à main.....	30
III.4.1: Fonctionnement de la pompe à main.....	30
III.4.2: Etude Cinématique de la pompe à main.....	32
CHA.IV MONTAGE D'ESSAIS DU SYSTEME DE DIRECTION.....	33
IV.1: But de l'étude.....	33
IV.2: Montage existant sur le banc d'essais.....	33
IV.2.1: Description du système décrit en (IV.2).....	34
IV.2.2: Inconvénient du système décrit en (IV.2).....	34
IV.3: Montage réalisé lors de cette étude.....	35
IV.3.1: Description du système réalisé (IV.3).....	35
IV.3.2: Avantages du système réalisé.....	36
CHA.V CARACTERISTIQUES DU SYSTEME HYDRAULIQUE DE DIRECTION.....	38
V.1: Force de braquage F_B	38
V.1.1: Calcul de la section de passage $\rho(\alpha)$	41
V.1.2: Relation entre α et F_c	43
V.1.3: Relation entre ρ et F_c	44
V.2: Vitesse de braquage V_B	46
V.3: Applications numériques pour F_B et V_B	48
CHA.VI ETUDE EXPERIMENTALE DU SYSTEME HYDRAULIQUE DE DIRECTION.....	51
VI.1: Commentaire général.....	51
VI.2: Règle générale.....	51
VI.3: Exemples d'illustration.....	52
VI.4: Problèmes posés par le système hydraulique de direction.....	53
VI.5: Remèdes pris pour rendre le système Valable pour les manipulations.....	55
VI.5.1: Obturation des trous en position neutre.....	55
VI.5.2: Obturation de l'orifice qui loge le clapet anti-retour.....	56

VI.53: Remède pour la soupape du piston du vérin.....	56
VI.54: Remède pour la tige qui entraîne le distributeur.....	57
ORGANES REALISES POUR COMPLETER LE SYSTEME ET LE METTRE EN MARCHE.....	58-63
CONCLUSION.....	64

TABLE DES SCHEMAS ET DESSINS

Schema du banc d'essais avec le système de direction.....	9
Nomenclature du banc d'essais.....	10
Régulateur de pression avec retour au réservoir.....	11
Filtre d'huile et régulateur de débit.....	12
Régulateur de pression sans retour au réservoir.....	13
schéma de principe du capteur de débit.....	18
Distributeur de direction.....	20
schémas montrant le ressort de guidage.....	21
Manchon et Tiroir du distributeur.....	23
schéma développé montrant le raccordement des orifices (manchon) avec les fontes (Tiroir).....	24
schémas montrant le chemin suivi par l'huile pour différents cas....	27, 28, 29
Pompe à main.....	30
schéma de fonctionnement de la pompe à main.....	31
système pour entraîner le distributeur.....	57 @ 57E
Schémas pour différents retours vers le réservoir.....	16-17

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département : Génie Mécanique

Promoteur : Andrzej Werner

Élève ingénieur : Baumendjel Hocine

وزارة التعليم العالي

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

دائرة : الهندسة الميكانيكية

موجه : اندرزاج قرنار

تلميذ مهندس : بومنجل حسين

الموضوع : الدراسة التجريبية لجهاز مائي (هيدروليكي) لمقود عربية .
الملخص : إن هذا المشروع يتمثل في تنهيم ، وتشغيل ودراسة
جهاز مائي (هيدروليكي) لمقود عربية رافعة . لقد استعملنا
في هذا المشروع منضدة التجارب الموجودة بمخبر
تحويل الطاقة وذلك من أجل تغذية للجهاز و
تمثيل قوة التصرف وقياس خصائصه .

Sujet : ETUDE EXPERIMENTALE D'UN SYSTEME HYDRAULIQUE DE DIRECTION

Résumé : Ce projet consiste à compléter , mettre en marche et étudier
un système hydraulique de direction d'un chariot de manutention.
Pour l'alimentation , la simulation de la charge et la mesure
des caractéristiques , nous avons utilisé un banc d'essais
d'éléments hydrauliques existant au laboratoire d'énergetique.

Subject : EXPERIMENTAL STADY OF HYDRAULIC SYSTEM OF STEERING

Abstract : A hydraulic steering system of a lift truck has been
Completed, put in service and investigated . A hydraulic element
test rig existing in the energetic laboratry was used
to supply this system , to simulate its charge ant to measure
its parameters .

INTRODUCTION

La commande électrique - de loin la plus utilisée - elle est bien étudiée et bien connue des ingénieurs et techniciens. Par contre la commande hydraulique elle est beaucoup moins, bien que les vérins hydrauliques aient connu une large diffusion grâce aux engins de manutention et de travaux publics.

La raison principale pour laquelle on utilise la commande par systèmes hydrauliques est les fortes puissances qu'elle apporte et qu'on ne peut la remplacer par d'autres systèmes mécaniques ou électromécaniques avec les mêmes performances et les mêmes simplicités.

Par exemple une très faible puissance électrique ou mécanique (de quelques mW à quelques watts) commande une puissance qui peut être considérable.

La servovalve (distributeur) constitue un amplificateur dont le gain en puissance (rapport de la puissance hydraulique de sortie à la puissance d'entrée) peut atteindre des valeurs géantes qui arrivent parfois à 10^9 !!!!!.

La commande hydraulique n'est pas remarquable uniquement par les grandes puissances qu'elle engendre mais aussi par les propriétés spécifiques suivantes.

— Force-Couple = l'hydraulique est particulièrement apte à donner des forces ou couple très importants à faible vitesse. C'est un avantage très remarquable sur l'électromécanique, qui utilise des réducteurs.

— Mouvements = La commande hydraulique nous permet l'obtention simple de mouvements rotatifs ou rectilignes.

— Fiabilité = les systèmes hydrauliques sont simples, robustes et fiables (la possibilité d'avoir une panne est très faible = $10^{-4}/h$).

— Transmission à distance = La transmission de l'énergie hydraulique à distance est possible et sans pertes exagérées. L'emploi

de l'électronique combinée avec les systèmes hydrauliques (systèmes électrohydrauliques) permet d'atteindre des performances inégalées.

Une analyse des principes de base, montre que ces techniques sont encore loin d'avoir atteint une sorte d'apogée et l'on peut espérer améliorer encore les puissances massiques, les prix et le volume des applications et de la production dont l'accroissement est aujourd'hui supérieur à celui des industries mécaniques.

Dans la technologie moderne les applications de la transmission hydraulique se développent dans différents domaines qui entre autres on peut citer les suivants :

- a - Machines outils = Dans le domaine des machines outils on trouve la commande d'avance des rectifieuses, commande des tours à reproduire, presses hydrauliques, etc.
- b - La marine = La commande hydraulique est également employée dans la marine pour la commande des barres à gouverner, des tourelles, des grues, des treuils, des ascenseurs, des stabilisateurs de roulis, etc.
- c - L'aviation = L'aviation fait une large utilisation de l'énergie hydraulique pour la commande, comme par exemple la montée et la descente de l'atterrisseur, la manoeuvre par servo-commandes des gouvernes, ainsi que pour la mise en mouvement d'autres mécanismes.
- d - Armée = La commande hydraulique est très utilisée pour les tourelles de char et pour certains appareils du génie tels que les engins poseurs de pont.

e - Techniques automobiles = Les systèmes hydrauliques sont largement utilisés pour le freinage, la direction et la suspension du véhicule.

Voilà pourquoi il reste beaucoup à faire dans le domaine de la Commande hydraulique, qui est encore dans la phase de développement. La part de l'usinage mécanique (ajustage de pièces en translation) est beaucoup plus importante dans ce type de commande.

I. EQUATIONS DE L'HYDRAULIQUE ET PERTES DE CHARGE

1. Equation débit - continuité :

Le débit, c'est la quantité de liquide qui passe à travers la section d'écoulement pendant l'unité de temps.

Pour un fluide en écoulement permanent le débit volumique élémentaire est donné par :

$$dQ = v \cdot ds \quad [m^3/s] \quad (I.1)$$

où :

dQ = débit élémentaire

ds = l'aire de section du filet fluide

v = vitesse réelle du fluide.

Pour un écoulement permanent d'un liquide incompressible, on peut affirmer que le débit qui passe à travers toutes les sections d'un courant fluide est le même, c'est à dire :

$$dQ = v_1 ds_1 = v_2 ds_2 = \text{Constante}$$

Cette équation représente l'équation de Continuité d'un courant fluide incompressible.

2. Equation de Bernoulli :

Pour un écoulement permanent d'un liquide parfait. Isolons dans l'écoulement un tube de courant comme sur la figure 1.

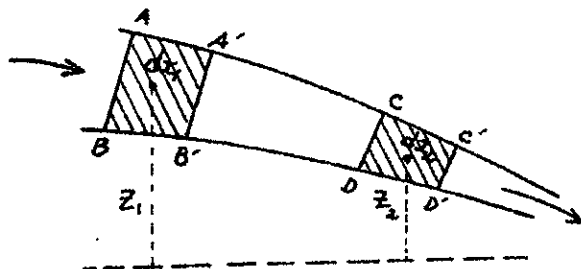


fig 1.

à l'instant t nous avons au niveau de AB les paramètres (S_1, V_1, P_1) et au niveau de CD les paramètres (S_2, V_2, P_2) . A l'instant $t + dt$, avec dt un temps très court, la section AB s'est déplacée d'une quantité dx_1 , $dx_1 = V_1 dt$ jusqu'en A'B' très proche de AB (S_1, V_1, P_1) . de même la section CD s'est déplacée jusqu'en C'D' très proche de CD (S_2, P_2, V_2) . Le volume déplacé est :

$$\begin{aligned} dV &= S_1 dx_1 = S_2 dx_2 \\ dV &= S_1 V_1 dt = S_2 V_2 dt \end{aligned} \quad (I.2)$$

Le bilan énergétique de la colonne fluide est :

— l'énergie cinétique du fluide est :

$$\begin{aligned} dE &= \frac{1}{2} dm (V_2^2 - V_1^2) \\ \text{ou} \\ dE &= \frac{1}{2} \rho dV (V_2^2 - V_1^2) \end{aligned} \quad (I.3)$$

— le travail dW_p des forces de pression sur S_1 et S_2 est :

$$dW_p = P_1 S_1 dx_1 - P_2 S_2 dx_2$$

en tenant compte de (I.2) :

$$dW_p = (P_1 - P_2) dV \quad (I.4)$$

— le travail dW_z des forces de pesanteur est :

$$dW_z = \rho g (Z_1 - Z_2) dV \quad (I.5)$$

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

$$dE = dW = dW_p + dW_z$$

donc en tenant compte de (I.3), (I.4) et (I.5) on peut écrire :

$$\frac{1}{2} \rho (V_2^2 - V_1^2) = (P_1 - P_2) + \rho g (Z_1 - Z_2)$$

ou sous la forme :

$$\frac{1}{2} \rho V^2 + P + \rho g Z = \text{cte} \quad (I.6)$$

l'équation (I.6) est l'équation de Bernoulli pour un fluide parfait.

pour un fluide réel l'équation (I.6) s'écrit :

$$\frac{1}{2} \rho V_1^2 + P_1 + \rho g Z_1 = \frac{1}{2} \rho V_2^2 + P_2 + \rho g Z_2 + \Delta P_{12} \quad (I.7)$$

où ΔP_{12} = pertes de charge entre les points (1 et 2).

si on prend $V_1 = V_2 = V$ et $Z_1 = Z_2 = Z$, (I.7) devient :

$$P_1 - P_2 = \Delta P_{12} \quad (I.8)$$

I.3. Pertes de charge dans un écoulement :

Lors d'un écoulement réel il apparaît des pertes énergétiques dues à la viscosité, à la turbulence, etc. l'équation de Bernoulli s'écrit :

$$P + \frac{1}{2} \rho V^2 + \rho g h = X$$

avec X : la charge de l'écoulement qui diminue dans le sens de l'écoulement. Cette diminution de charge s'appelle perte de charge.

En général, on distingue : les pertes de charge réparties (linéaires) et les pertes de charge locales (singulières).

I.3.1. Pertes de charge linéaire :

Ce genre de pertes de charge est dû au frottement intérieure qui se produit dans le liquide, cette perte de charge peut être exprimée par :

$$\Delta P_f = f_f \rho \frac{V^2}{2} \quad (I.9)$$

ou bien :

$$\Delta P_f = \frac{\lambda l}{d} \rho \frac{V^2}{2} \quad (I.10)$$

avec :

f_f = Coefficient de pertes de charge linéaires

λ = Coefficient de frottement dans les conduites.

I.3.2. Pertes de charge locales :

Au niveau d'une conduite, la présence d'accidents géométriques importants (changements brusques, coudes, restrictions, etc)

augmente fortement la turbulence, et par là les pertes énergétiques, donc des pertes de charge locales. la formule généralement utilisée pour exprimer ces pertes est la suivante :

$$\Delta P_e = \frac{1}{2} \rho \xi_e v^2$$

soit

$$\Delta P_e = \frac{1}{2} \rho \xi_e \left(\frac{Q}{S}\right)^2 \quad (I. 11)$$

ξ_e = Coefficient de pertes de charge locale.

En général les écoulements sont turbulents dans une restriction et les coefficient ξ ne dépend très souvent que de la forme géométrique de la restriction, les pertes de charge sont proportionnelles au carré du débit.

I.3.3: Ecoulement à travers des fentes étroite :

C'est le cas qu'en rencontre en particulier dans le distributeur ou les servovalves au voisinage de la fermeture. Pour ces fentes on peut écrire la formule approximative suivante :

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{j} \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{S}\right)^2 \quad (I. 12)$$

avec $\lambda = \frac{24}{R}$ où $R = \frac{v j}{\nu}$ nombre de Reynolds associé à la fente.

alors (I-12) se met sous la forme :

$$\Delta P = 12 \gamma \rho \frac{l}{j^3 a} Q \quad (I. 13)$$

avec :

l = la distance de parcours du fluide dans la fente

j = épaisseur de la fente.

a = la largeur de la fente.

II. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAIS D'ÉLÉMENTS HYDRAULIQUES

Vue générale sur le banc d'essais :

Le banc d'essais qui existe dans notre laboratoire et qui est utilisé pour faire l'étude expérimentale du système hydraulique de direction, représente une centrale hydraulique en miniature car il est équipé des principaux organes que doit contenir une centrale hydraulique de grande taille.

Le banc d'essais comporte les parties suivantes :

- Un groupe de pompage, fournissant l'huile à haute pression.
- Des organes de commande, de sécurité et de réglage.

Il est à noter que toutes ces parties se divisent entre 3 circuits hydrauliques (fig. 2).

a - Circuit d'alimentation haute pression à gauche du banc d'essais

b - deux circuits de refoulement à droite du banc d'essais (A et B).

II.1. Groupe de pompage :

L'huile d'alimentation sous pression est donnée par une pompe à engrenage d'une puissance de 3 kW et à un débit de 16 l/mn. La pompe est entraînée par un moteur électrique triphasé de 50 Hz. La commande du moteur se fait par un contacteur électrique qui se trouve devant le manipulateur du banc d'essais.

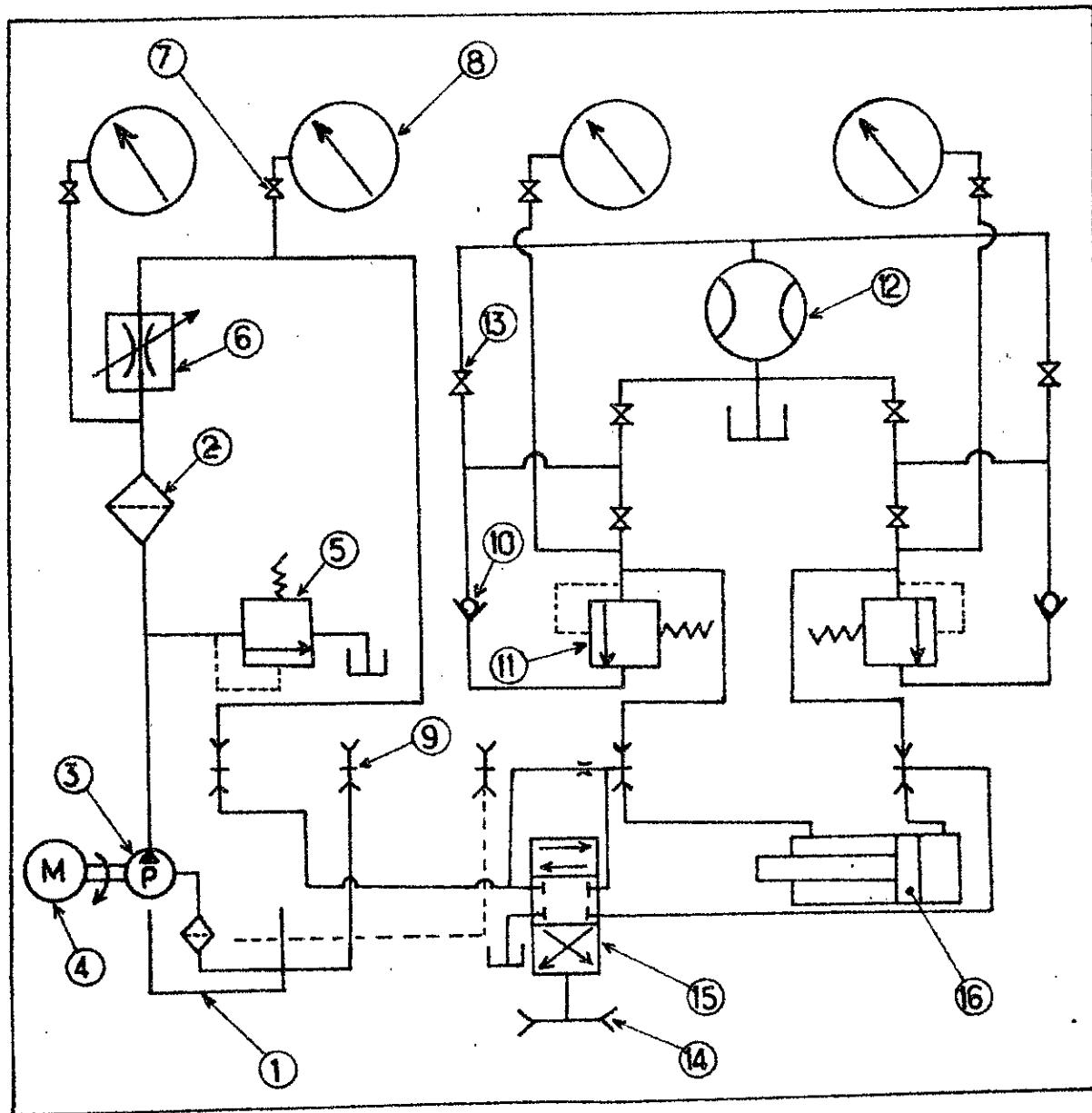
II.2. Circuit d'alimentation haute pression :

Le circuit hydraulique d'alimentation en huile à haute pression contient les éléments suivants :

II.2.1. Régulateur de pression : (avec retour au réservoir) :

Ce régulateur de pression, est placé à la sortie de la pompe d'alimentation. Il nous permet de régler la pression maximale dans le circuit d'alimentation, ce réglage donne aux différents organes du circuit ainsi que la pompe une protection contre les surcharges

SCHEMA DU BANC D'ESSAIS
 AVEC LE SYSTEME HYDRAULIQUE DE DIRECTION



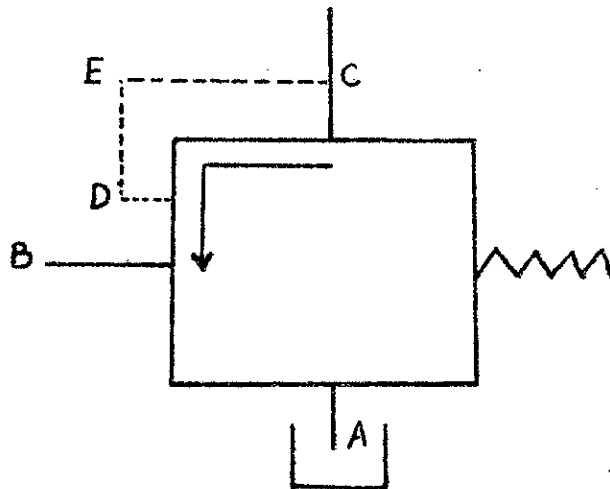
(Fig. II.1)

REPERE	DESIGNATION	NOMBRE	REPERE	DESIGNATION	NOMBRE
1	Réservoir d'huile	1	9	Raccord rapide auto-obturant	5
2	Filtre à huile	2	10	Clapet anti-retour	2
3	Pompe d'alimentation	1	11	Régulateur de pression	2
4	Moteur électrique	1	12	Débimètre	1
5	Régulateur de pression	1	13	Robinet (circuit de retour)	6
6	Régulateur de débit	1	14	Poulie de commande	1
7	Robinet (circuit-manomètre)	4	15	Distributeur 4/3	1
8	Manomètre	4	16	Vérin double effet simple tige	1

NOMENCLATURE DES ORGANES
DU BANC D'ESSAIS

éventuelles .

le schéma ci-dessous du régulateur nous permet de Comprendre son fonctionnement.



Cette symbolisation nous montre que si le circuit d'alimentation fonctionne sous la pression pré-réglée, le fluide hydraulique doit passer de C à B qui est toujours ouvert. lorsque la pression au niveau de C dépasse sa valeur pré-réglée la canalisation C entre en communication avec le réservoir et le fluide se trouve renvoyé.

donc on constate que le placement d'un tel régulateur après la pompe donne un débit d'alimentation définit par :

$$Q_{\text{circuit}} = Q_{\text{pompe}} - Q_r$$

Où :

Q_{circuit} = le débit utile qui passe dans le circuit .

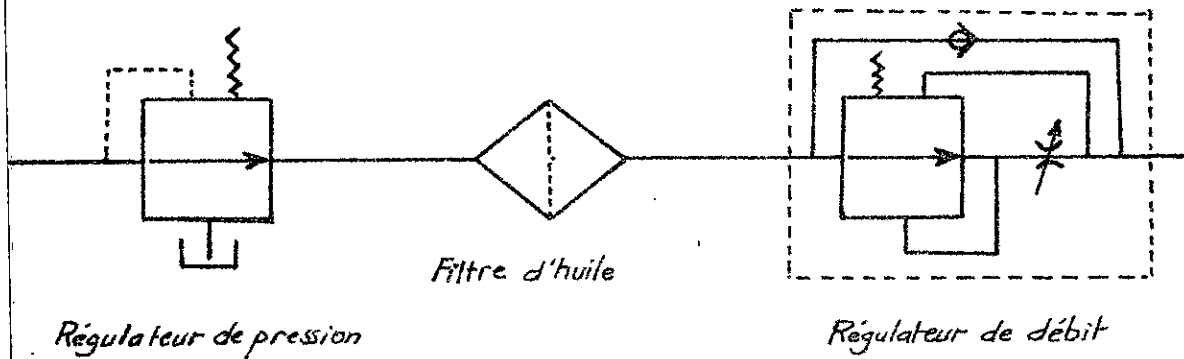
Q_{pompe} = le débit donné par la pompe .

Q_r = le débit renvoyé au réservoir .

II.2.2. Filtre d'huile :

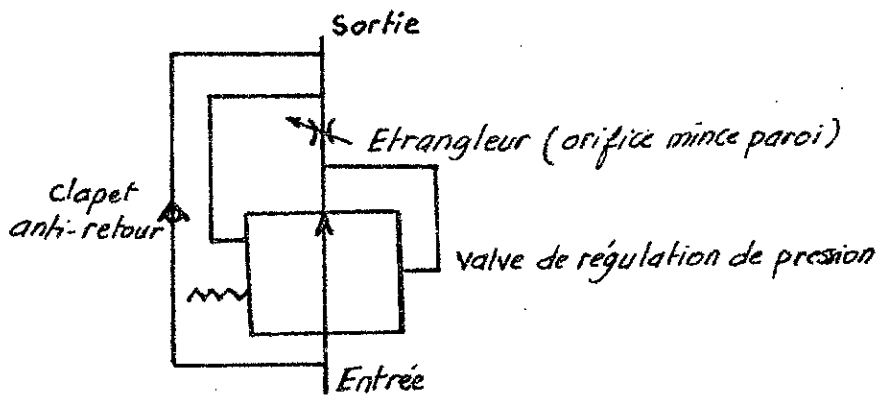
Le filtre d'huile de notre banc d'essais est placé sur la table, et il est connecté à la sortie du régulateur de pression (à gauche du banc) et à l'entrée du régulateur de débit (Valve de décharge). Ce filtre a pour rôle de retenir les particules très fines qui se trouve en

suspension dans l'huile du réservoir. le pouvoir filtrant de ce filtre est de 25μ .



II.2.3: Régulateur à débit variable :

Ce régulateur est implanté sur la partie gauche du tableau de notre banc d'essais. son montage au niveau du circuit hydraulique vient après le filtre ; la symbolisation de cet appareil de régulation est donnée ci-dessous.



Il est à noter que les régulateurs de débit et de pression sont intimement liés du point de vue fonctionnement, c'est à dire on ne peut pas à la fois régler la pression et le débit.

II.2.4: Manomètres :

Les manomètres sont montés sur le tableau des appareils de mesure. Deux manomètres sont montés sur le circuit d'alimentation en amont et en aval du régulateur de débit et indiquent les pressions d'entrée et de sortie de cet appareil. Ces manomètres ont une plage de réglage

Comprise entre () bars. Il est à noter que les circuits de refoulement A et B possèdent deux autres manomètres pour mesurer la pression de retour.

II.3: Circuits de retour:

Les deux circuits de retour (vers le réservoir) A et B sont situés à la partie droite face de l'opérateur. Ces deux circuits ont la même conception, et leur rôle au niveau du banc d'essais est de permettre l'étude expérimentale d'éléments hydrauliques (système de direction dans notre cas). un ensemble d'organes hydrauliques montés sur ces deux circuits permet de faire différents chemins de retour vers le réservoir:

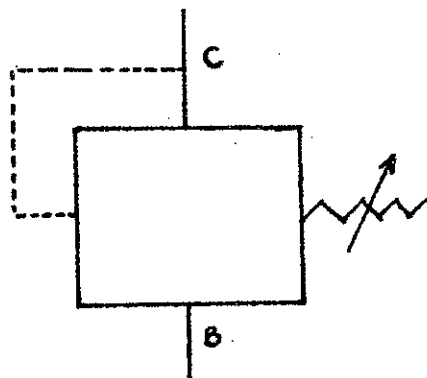
- 1^{er} - Retour à pression de refoulement réglable avec mesure de débit,
- 2^{er} - Retour à pression de refoulement réglable sans mesure du débit.
- 3^{er} - Retour libre avec mesure de débit,
- 4^{er} - Retour libre sans mesure de débit.

figures (II-2) et (II-3)

Comme il est indiqué plus haut, toutes ces combinaisons sont obtenues par l'intermédiaire de 3 valves (robinets) et un clapet anti-retour pour chaque circuit (A ou B).

II.3.1: Régulateurs de retour:

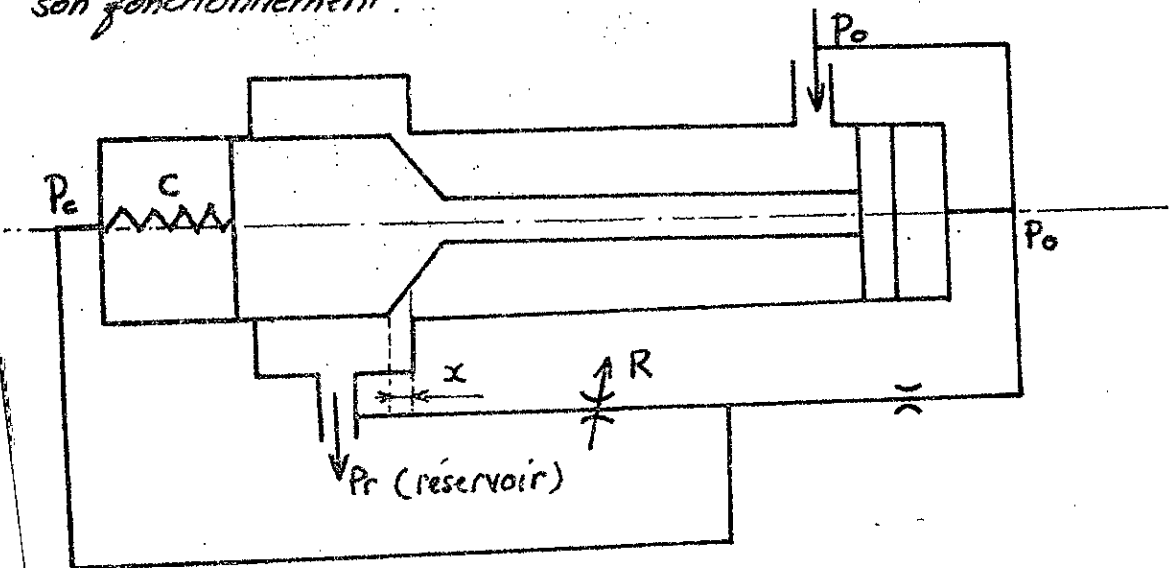
Ces deux régulateurs ont la même conception que le régulateur du circuit d'alimentation, mais pour ces deux régulateurs il n'y a pas de retour vers le réservoir.



11.52: Calcul quantitative du régulateur de retour :

Vu l'importance jouée par ce régulateur (pour charger le vérin avec une pression P_2), il apparaît nécessaire de lui réserver dans le cadre de ce travail une étude quantitative détaillée :

Le rôle de ce régulateur est de maintenir, à son amont une pression constante. Le schéma décrit ci-dessous nous permet de comprendre son fonctionnement.



La cascade hydraulique de ce régulateur est :

$k =$ une constante comprise entre 0 et 1 et dépend de la résistance hydraulique R , il est évident que $P_c = 0$ si $k = 0$ et $P_c = P_0$ si $k = 1$

$P_0 =$ Pression en amont du régulateur.

La pression P_0 est donnée selon les 3 cas suivants :

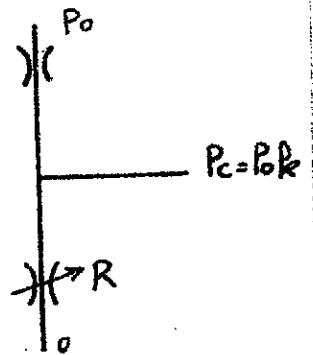
1° - Régulateur sans ressort : $C = 0$

dans ce cas l'équation d'équilibre donne :

$$A(P_0 - P_0 k) = F_0 \quad \text{ou} \quad F_0 = \text{force sur la soupape}$$

$A =$ section active de la soupape

$$P_0 = \frac{F_0}{A(1 - k)}$$



2^e - Régulateur avec ressort :

Dans ce cas on suppose que le couple P et Q est lié par la relation linéaire suivante :

$$Q = (P_0)x \quad \text{où } x : \text{déplacement axiale de la soupape}$$

Dans ce cas l'équation de l'équilibre s'écrit :

$$(P_0 - k P_0) A - (F_0 + Cx) = 0$$

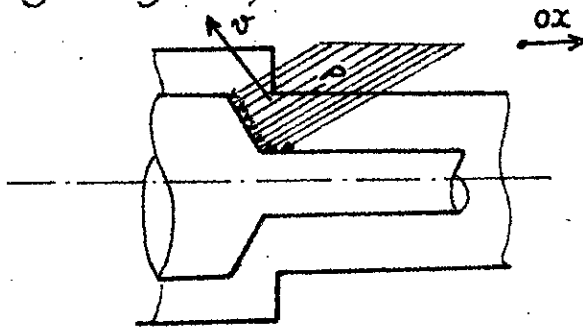
$$x = \frac{Q}{(P_0)}$$

C = raideur du ressort.

en remplaçant x par sa valeur :

$$P_0 = \frac{F_0 + C \frac{Q}{(P_0)}}{(1 - k) A}$$

3^e - Effet hydrodynamique :



si le débit du fluide est important, l'effet hydrodynamique devient appréciable, et le fluide au niveau de la restriction de passage provoque une poussée dans le sens Ox.

De l'équation de Bernoulli :

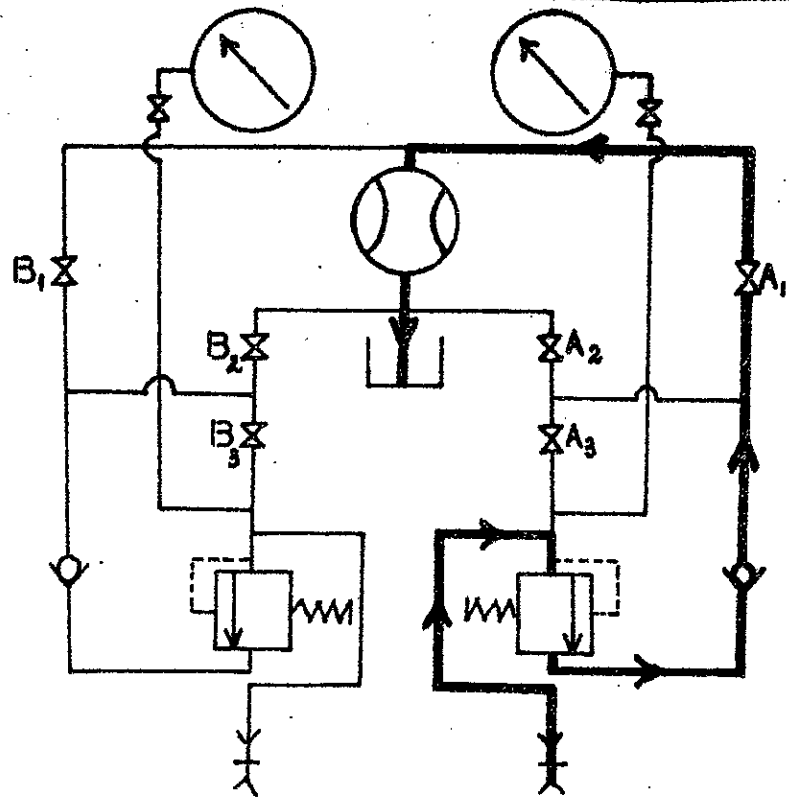
$$P + \frac{1}{2} \rho v^2 = \text{cte}$$

d'après cette équation si P augmente V diminue et vice versa.

Dans ce cas l'équation statique donne :

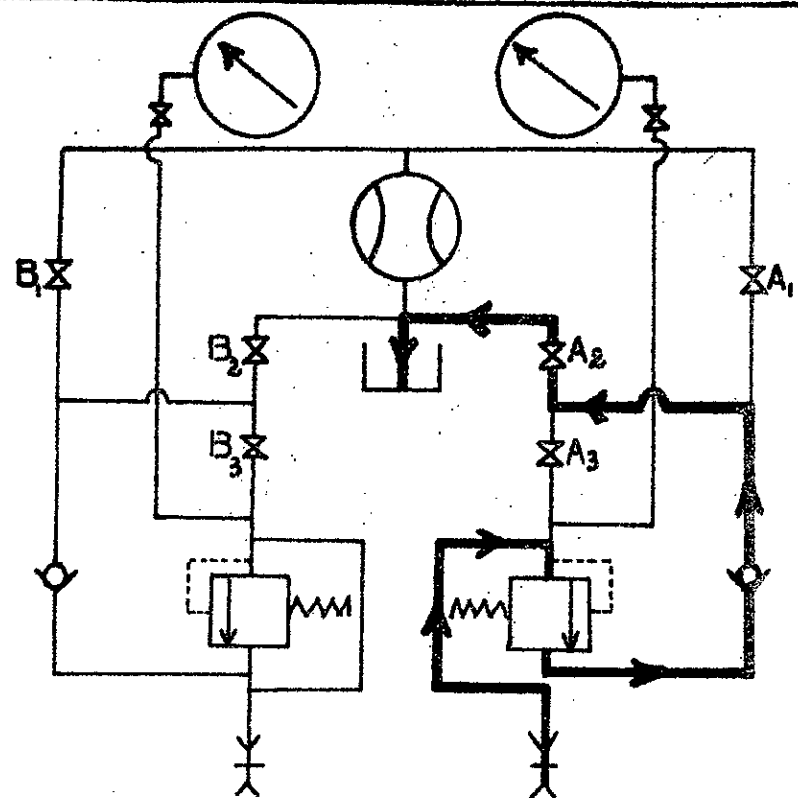
$$P_0 = \frac{F_0 + \frac{CQ}{(P_0)} + GQ}{A(1 - k)}$$

le terme GQ provient de l'effet hydrodynamique.



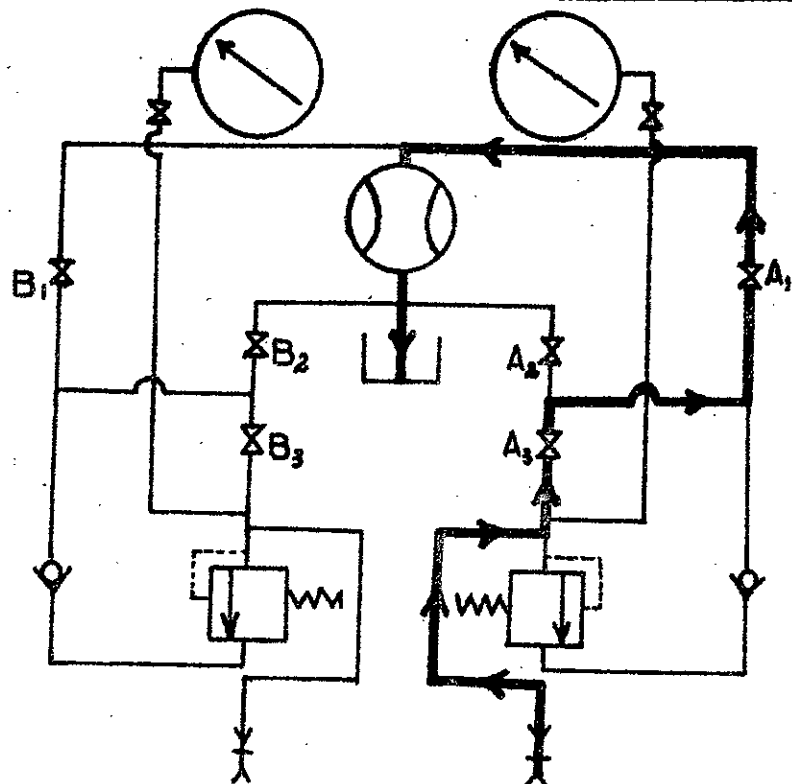
1. Ouverte
2. Fermée
3. Fermée

RETOUR A PRESSION REGLABLE AVEC
MESURE DE DEBIT



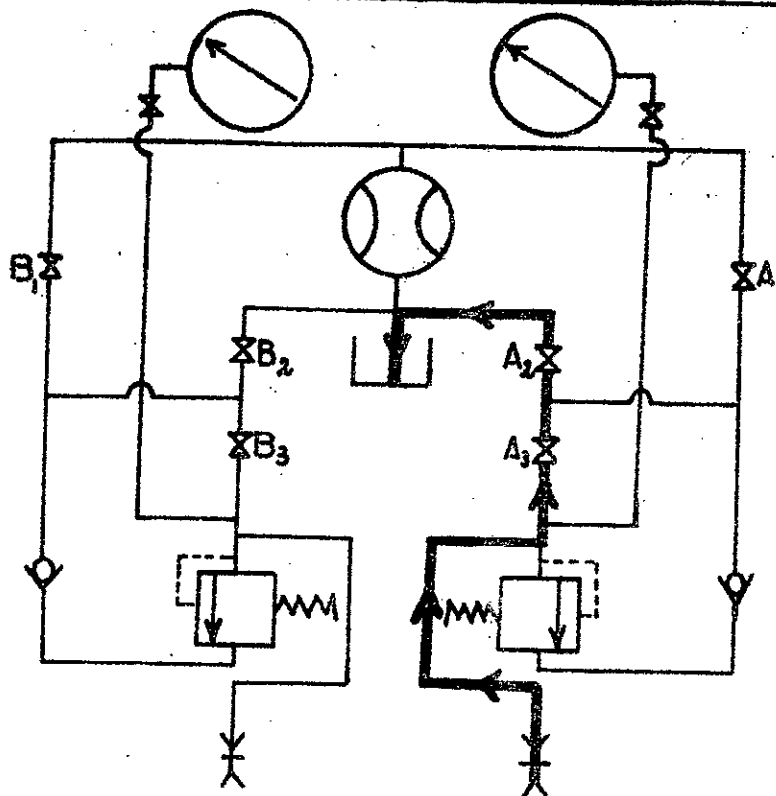
1. Fermée
2. Ouverte
3. Fermée

RETOUR A PRESSION REGLABLE SANS MESURE
DE DEBIT



1. Ouverte
2. Fermée
3. Ouverte

RETOUR LIBRE AVEC MESURE DE DEBIT



1. Fermée
2. ouverte
3. ouverte

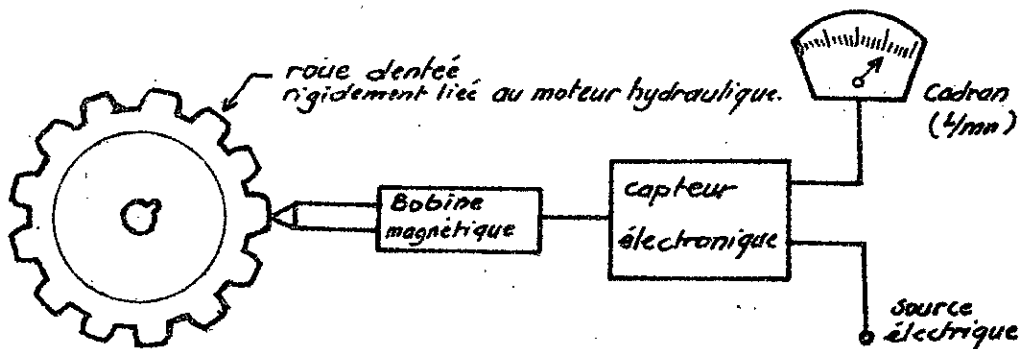
RETOUR LIBRE SANS MESURE DE DEBIT

1.2.2. Débitmètre :

Cet appareil est composé d'éléments suivants :

- Un moteur à engrenage
- Une roue dentée
- Un capteur électronique
- Un indicateur à cadran étalonné en l/mn .

Le principe de fonctionnement de cet appareil est comme suit :
Le débit d'huile qui traverse le circuit de retour passe dans le moteur hydraulique à engrenage et le fait tourner (le nombre de tours est fonction du débit). Pour transformer cette information (débit), le moteur est rigidement lié à une roue dentée, qui par contact par ses dents avec un aimant provoque son déplacement (impulsion), qui aura comme conséquence la variation de l'inductance d'une bobine magnétique, ce qui entraîne la variation du courant. Le nombre d'impulsion par unité de temps est transmis à un capteur électronique qui par son circuit adapté nous donne un signal sur un cadran gradué en l/mn .



SCHEMA DE PRINCIPE DU CAPTEUR DE DEBIT

Après cette brève description du banc d'essais d'éléments hydrauliques on rappelle que le raccordement du système hydraulique à essayer se fait par des flexibles munis des raccords à montage et démontage rapide ce qui facilite les manipulations.

III. DESCRIPTION DU SYSTEME HYDRAULIQUE DE DIRECTION

Introduction :

Le système de direction assistée est entièrement hydraulique. Une source d'énergie hydraulique facilite l'action du conducteur sur le volant et atténue les réactions transmises par la direction.

Dans ce système l'huile est envoyée au vérin de direction par un distributeur qui se décale par rapport à la commande tant que l'effort transmis est significatif. Lorsque l'effort cesse le distributeur revient au point neutre et le vérin se trouve arrêté.

Un système hydraulique de direction comprend :

- 1^{er} - Un distributeur de direction,
- 2^e - Un volant de direction,
- 3^e - Vérins de direction.

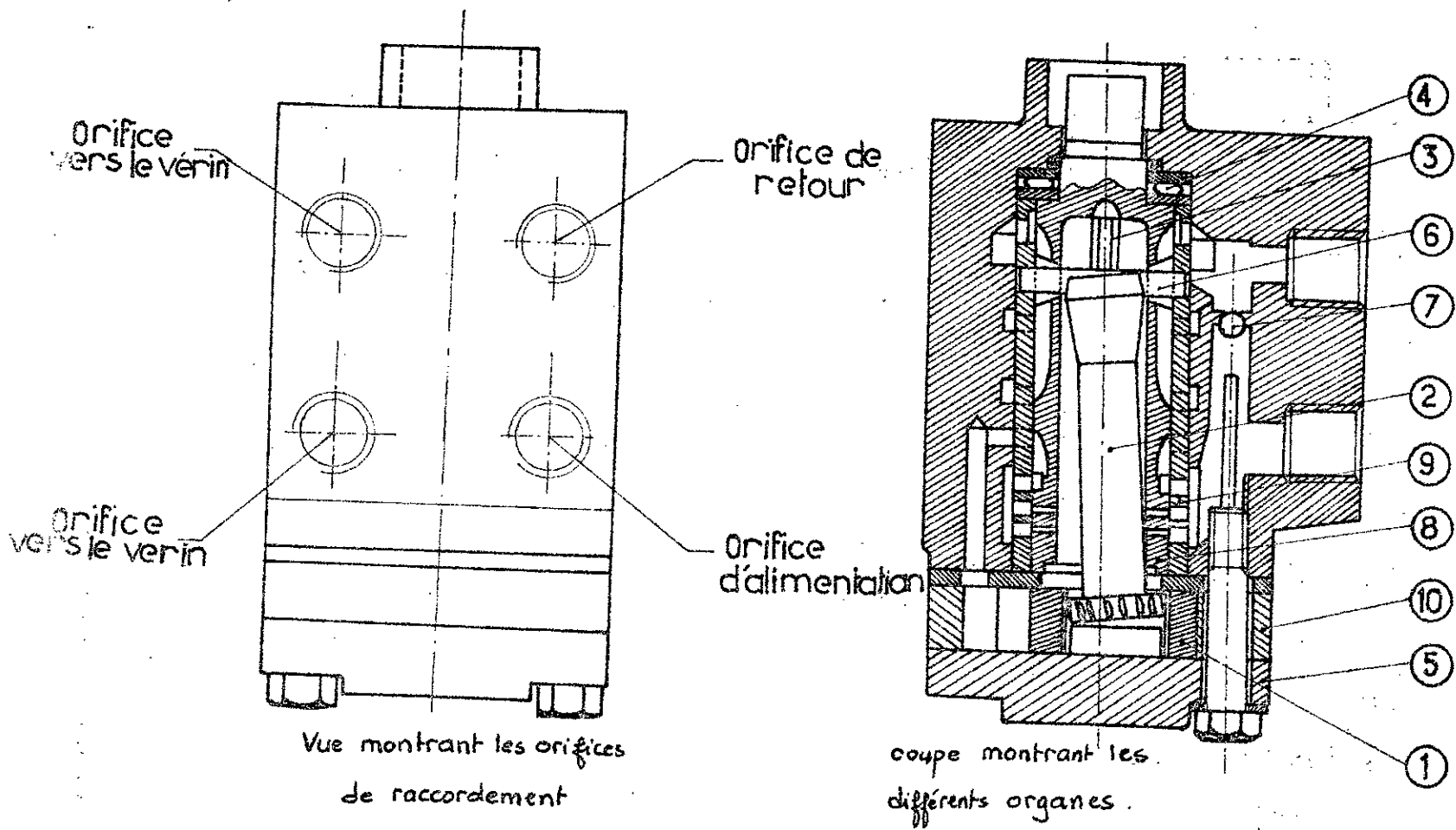
La partie centrale au niveau d'une direction assistée est le distributeur, qui dans le cadre de cette étude sera donné en détail.

III.1. Distributeur de direction :

Le distributeur de direction assistée est un système composé des organes suivants :

1. Rotor (pignon intérieur)
2. Arbre d'entraînement (lié au rotor)
3. Ressort de guidage
4. Roulement à aiguilles
5. Couvercle inférieur
6. Axe de guidage (goupille)
7. Bille du clapet anti-retour
8. Manchon
9. Tiroir
10. stator

Voir le dessin de la figure (I. 4)



DISTRIBUTEUR DE DIRECTION (fig. III.1)

D'après le dessin (fig. III.1), On constate que le haut du tiroir est lié à la partie inférieure du volant par des connelures (ou un système à fourche). Le tiroir est lié au manchon par un axe (goupille) de guidage, et un ressort en forme de X, dont la position est perpendiculaire par rapport à l'axe de guidage.

Lorsque le ressort n'est pas comprimé, l'axe de guidage n'est pas en contact avec le manchon, car il est lié à ce dernier par une boutonnière (trou oblong) dont le diamètre est supérieur à son diamètre, c'est à dire (ϕ boutonnière $>$ ϕ axe \Rightarrow jeu).

A l'intérieur du tiroir est logé un arbre mobile, qui lors de la rotation du volant de direction gravite autour de l'axe de symétrie du tiroir. Cet arbre est relié à son extrémité supérieure à l'axe de guidage, l'extrémité inférieure est lié par connelures au rotor de la pompe à main.

La pompe à main est le cœur du distributeur. Elle règle le débit d'huile allant au vérin, en fonction de la vitesse de rotation du volant (angle de braquage/unité de temps), et agit également pour alimenter en huile le vérin en cas d'une défaillance de la pompe principale d'alimentation ou du moteur qui l'entraîne, et ça par aspiration directe de l'huile depuis le réservoir en passant dans ce cas par le clapet-anti-retour qui se trouve entre l'orifice d'alimentation (côté pompe) et l'orifice de refoulement (côté réservoir).

III.2. Rôle du ressort de guidage :

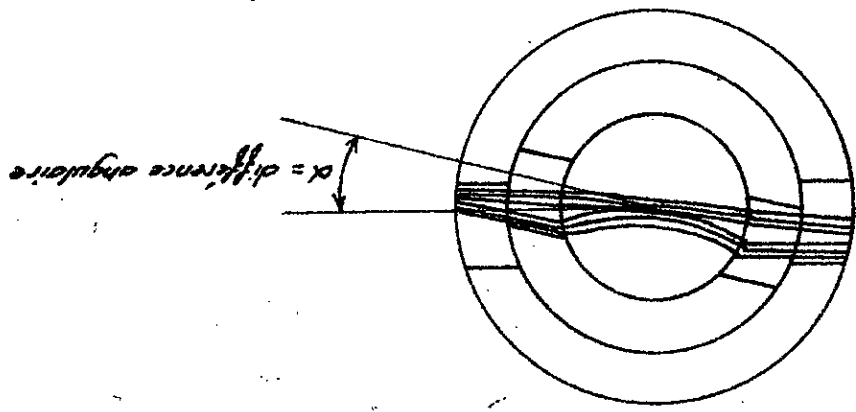
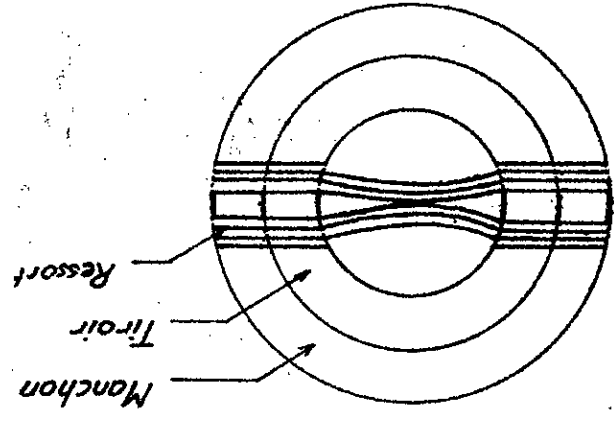
Le ressort de guidage en forme de X mentionné ci-dessus fonctionne de la manière suivante :

quand on tourne le volant de direction dans un sens quelconque, le tiroir comprime le ressort de guidage, et l'axe de guidage se trouve libre à se déplacer dans la boutonnière du tiroir, ce qui entraîne une certaine différence angulaire entre le tiroir et le manchon.

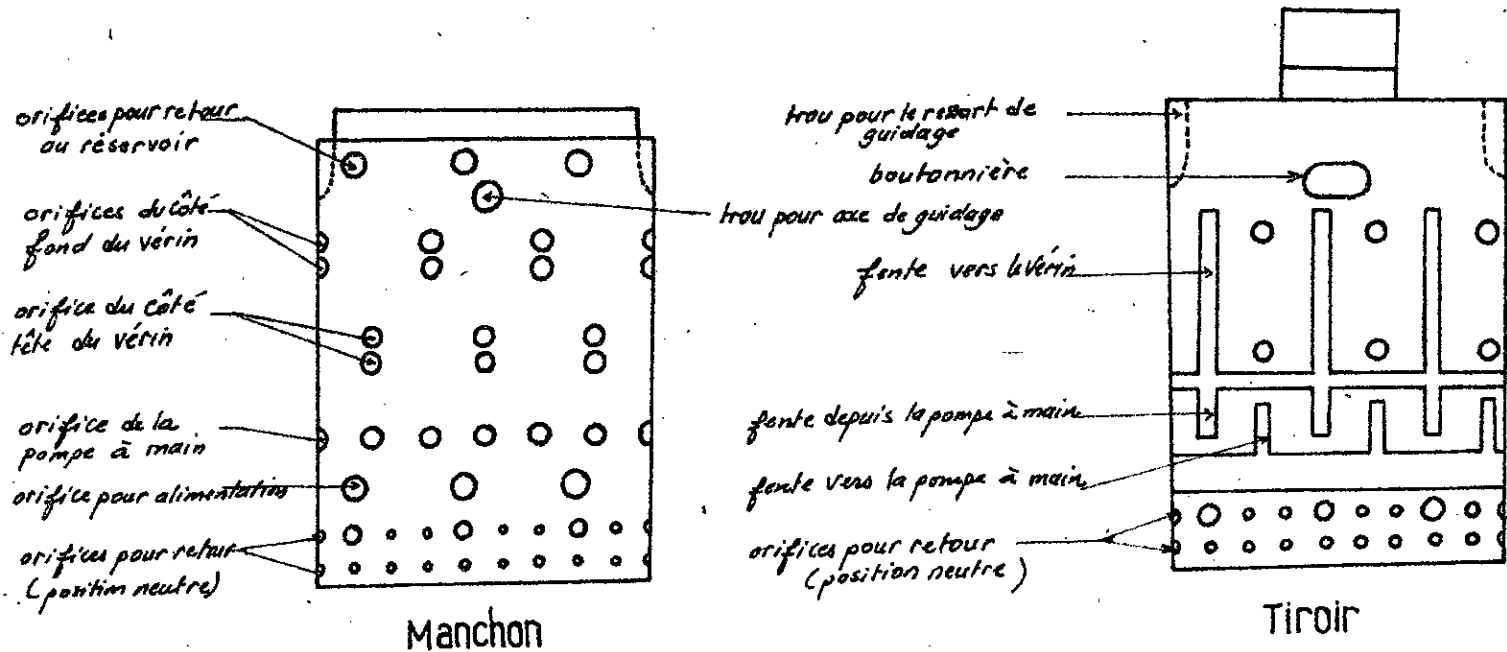
Cette différence angulaire qui est proportionnelle au couple de commande sur le volant permet de réaliser le raccordement entre les orifices du manchon et les fentes du tiroir et par conséquent l'huile passe à travers le distributeur vers le verni.

Quand on arrête de tourner le volant de direction, le ressort de guidage retourne à la position neutre, la différence angulaire entre le tiroir et le manchon est éliminée et la pompe à main se trouve en état immobile. Dans ce cas l'huile venant de la pompe pénètre dans l'orifice d'entrée du distributeur et traverse les petits trous du manchon et du tiroir, puis l'arrière de ce dernier et enfin il traverse la boutonnière du tiroir, la partie montante du ressort jusqu'à l'orifice de sortie du distributeur et retourne au réservoir.

R ressort de guidage en position neutre.



R ressort de guidage en position déformée.



MANCHON ET TIROIR DU DISTRIBUTEUR

24

FENTES VERS LE
VERIN

ORIFICE POUR
RETOUR VERS LE
RESERVOIR

FENTE DEPUIS
LA POMPE A MAIN

FENTE VERS LA
POMPE A MAIN

ORIFICE DE
RETOUR VERS
LE RESERVOIR

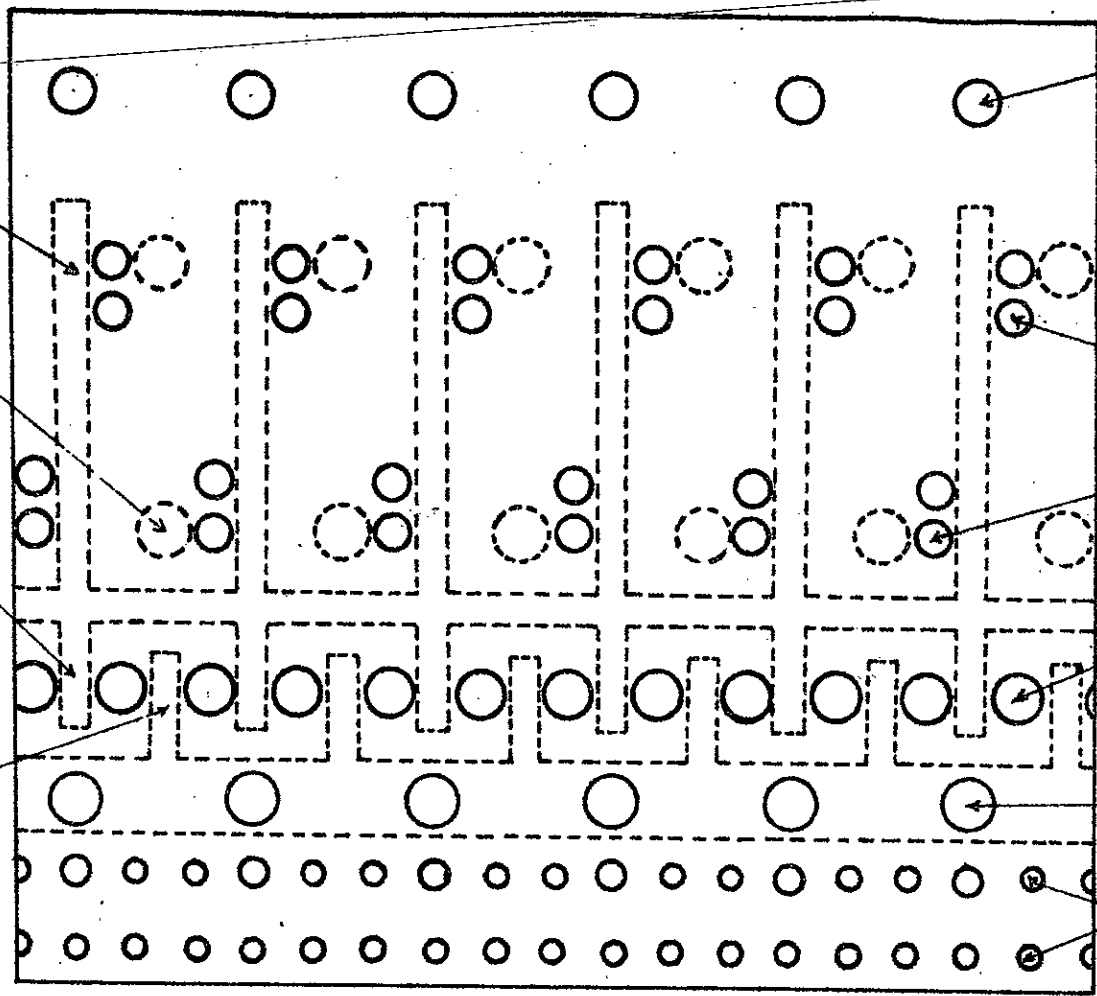
ORIFICES VERS LE VE

ORIFICES VERS LE VE

ORIFICES DE LA POMPE
A MAIN

ORIFICES DEPUIS
L'ALIMENTATION

PETITS ORIFICES POUR
RETOUR
(position neutre du res.)



SCHEMA DE RACCORDEMENT
DES ORIFICES (Manchon) ET DES FENTES (Tiroir)

----- TIROIR
_____ MANCHON

III.3: Fonctionnement du système de direction assistée :

Les modes de fonctionnement du système hydraulique de direction peut être décrits selon les trois cas suivants :

III.3.1. Le volant de direction n'est pas en rotation :

Lorsque le volant de direction est arrêté (pas d'effort sur le volant) le ressort de guidage maintient le tiroir et le manchon arrêtés dans la position neutre (l'axe de guidage est situé au centre de la boutonnière du tiroir). Dans ce cas les orifices qui relient le manchon au vérin de direction et la pompe à main sont indépendants des fentes sur toute la longueur du tiroir. Alors, les petits trous du fond du tiroir sont alignés avec ceux du fond du manchon. L'huile venant de la pompe d'alimentation pénètre dans l'orifice d'entrée du distributeur et traverse les petits trous du manchon et du tiroir jusqu'à l'intérieur de ce dernier. L'huile à son tour traverse la boutonnière du tiroir et la partie montante du ressort jusqu'à l'orifice de sortie du distributeur et retourne au réservoir. (Voir la figure III.2)

III.3.2. Le volant de direction est en rotation :

Quand on tourne le volant de direction à gauche (ou à droite), la rotation fait tourner à gauche (ou à droite) le tiroir fixé à l'arbre du volant de direction. Comme le manchon est lié au tiroir par le ressort de guidage, alors le ressort comprimé par le tiroir permet une différence angulaire entre le tiroir et le manchon. En conséquence les orifices de la pompe à main du manchon et les orifices du vérin de direction (du côté gauche) du manchon sont reliés grâce aux fentes se trouvant sur la longueur du tiroir. De plus, les orifices du vérin de direction (du côté droit) du manchon sont reliés à l'orifice de sortie du distributeur du manchon. Donc l'huile venant de la pompe pénètre dans la pompe à main par l'orifice d'entrée du distributeur et retourne au manchon. L'huile à son tour passe par une fente située sur

la longueur du tiroir à travers l'orifice du vérin de direction dans le manchon jusqu'au vérin de direction. Alors l'huile venant du vérin de direction est forcée à traverser l'orifice du manchon et un orifice situé sur le manchon et retourne au réservoir.

Il est à remarquer que dans ce cas, la pompe à main tourne grâce à l'huile hydraulique venant de la pompe et agit comme un moteur hydraulique pour diminuer l'effort nécessaire pour manoeuvrer le volant de direction. Quand on arrête la rotation du volant on se trouve avec le 1^{er} cas (Volant n'est pas en rotation).

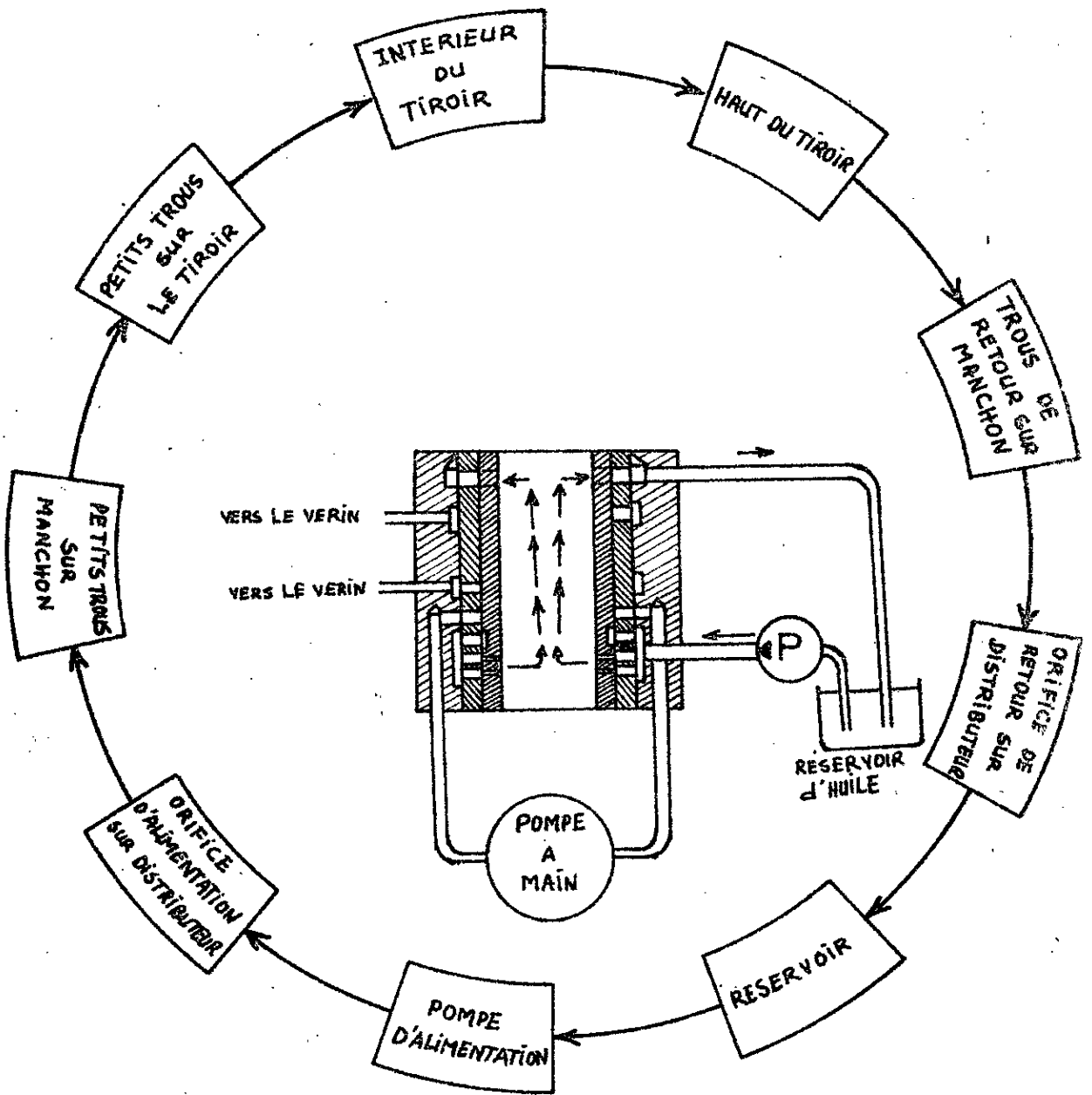
(Voir la figure III.3)

III.3. Le volant de direction est en rotation, mais la pompe d'alimentation est en panne :

Lorsque la pompe principale d'alimentation tombe en panne (ou son moteur d'entraînement), le fait de maintenir la direction en état permettant son utilisation ne doit pas être négligé afin d'éviter tout accident. Pour satisfaire cette condition, une pompe à main intégrée est prévue en bas du distributeur de direction. Quand le système de direction est alimenté normalement (avec la pompe principale), la pompe à main ne fait que régler le débit d'huile, et sa rotation est assurée par la pression d'huile. Mais lorsque l'huile n'est pas donnée par la pompe principale (qui est en panne), la rotation du volant entraîne la rotation de la pompe à main, qui à son tour travaille pour aspirer l'huile depuis le réservoir à travers le clapet anti-retour, installé entre l'orifice d'entrée et l'orifice de sortie du distributeur et alimente en huile le vérin de direction (le passage d'huile au niveau du distributeur se fait comme indiqué au 2^{ème} cas).

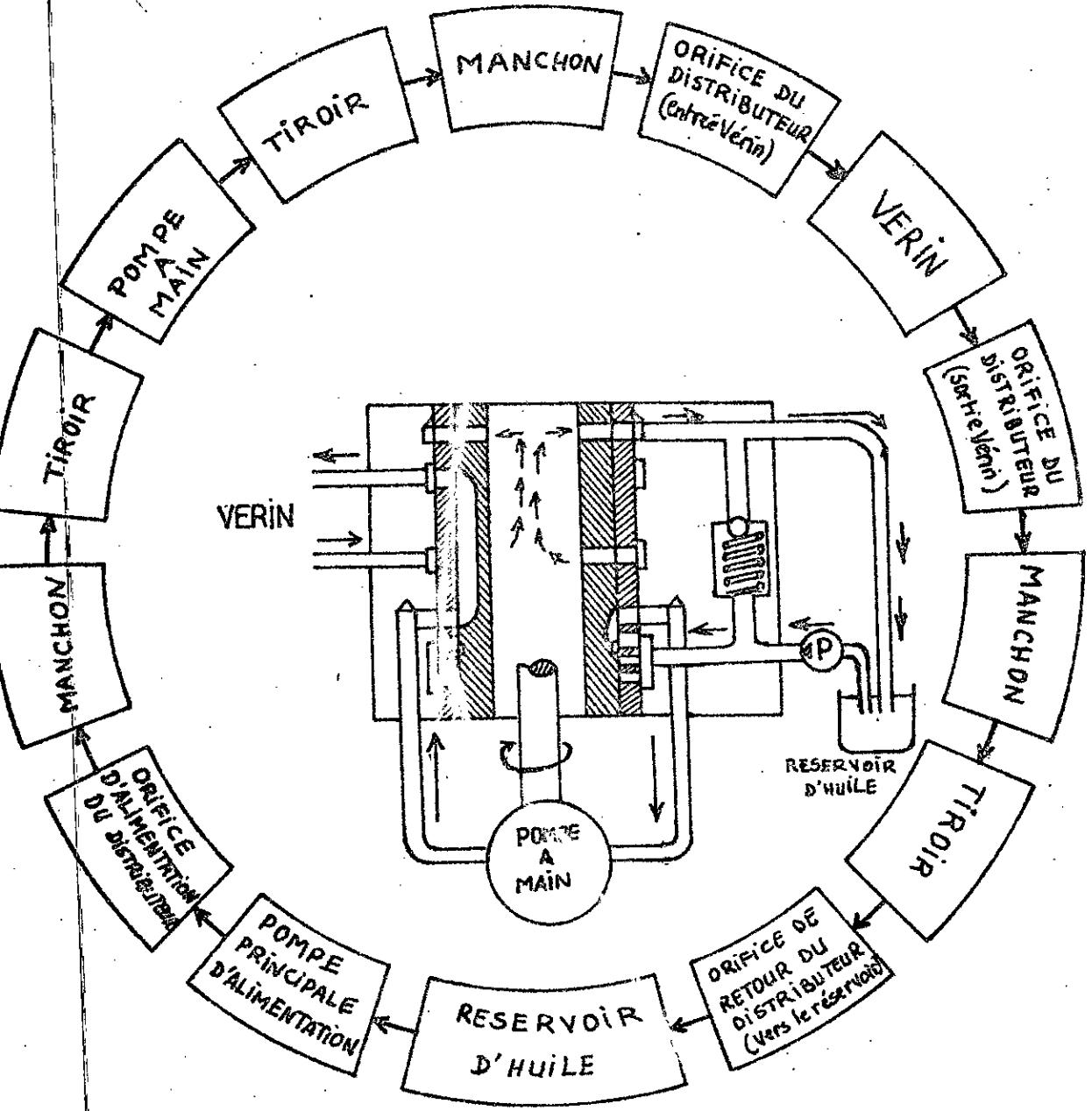
Il est à remarquer que dans cette situation que l'énergie nécessaire pour le braquage est fournie par le conducteur.

(Voir la figure III.4)



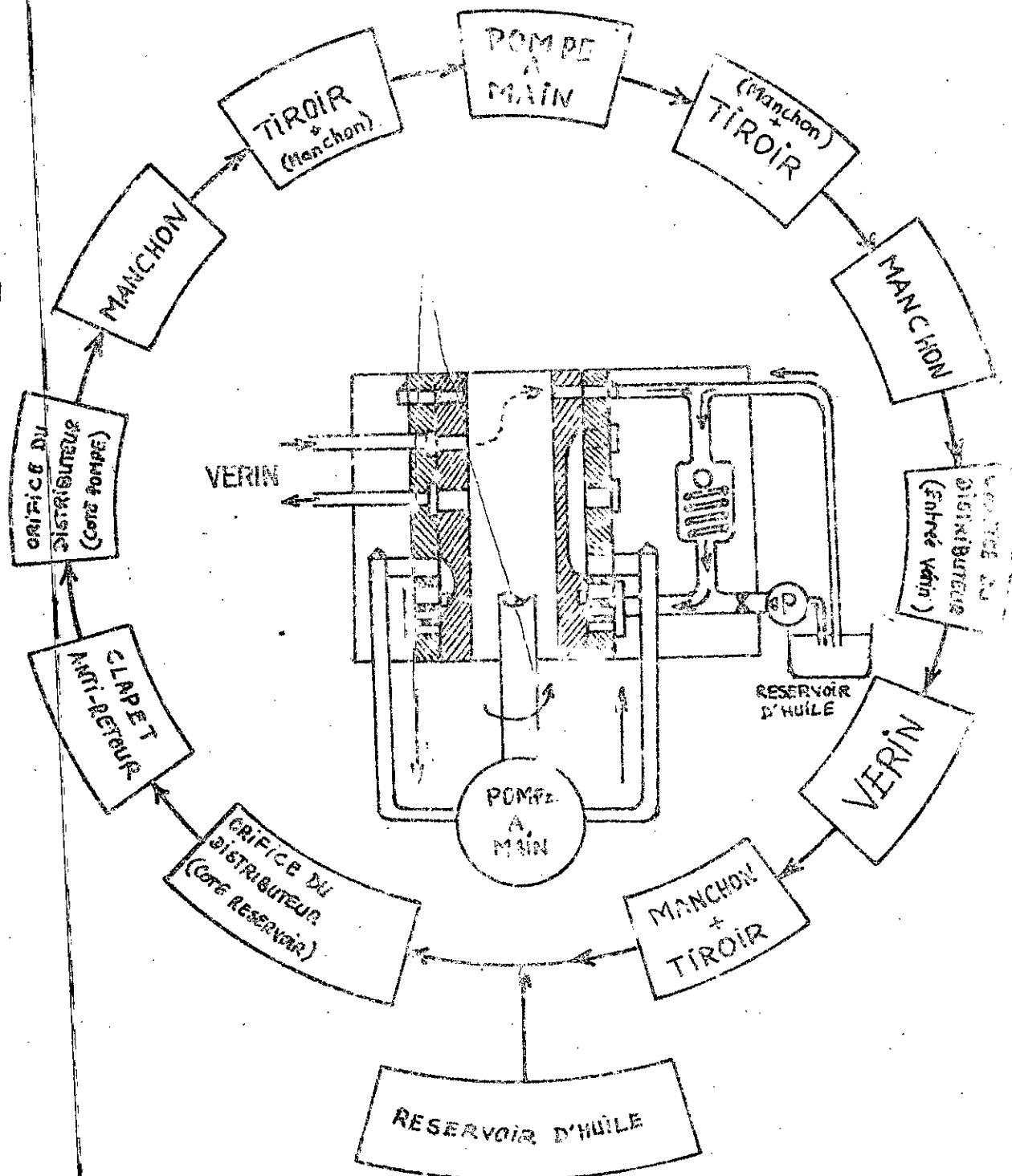
CHEMIN SUIVI PAR L'HUILE
LORSQUE LE VOLANT DE DIRECTION
EST ARRETE

(Fig III. 2)



CHEMIN SUIVI PAR L'HUILE LORSQUE
 LE VOLANT DE DIRECTION EST EN
 ROTATION (gauche ou droite)

(Fig. III-3)

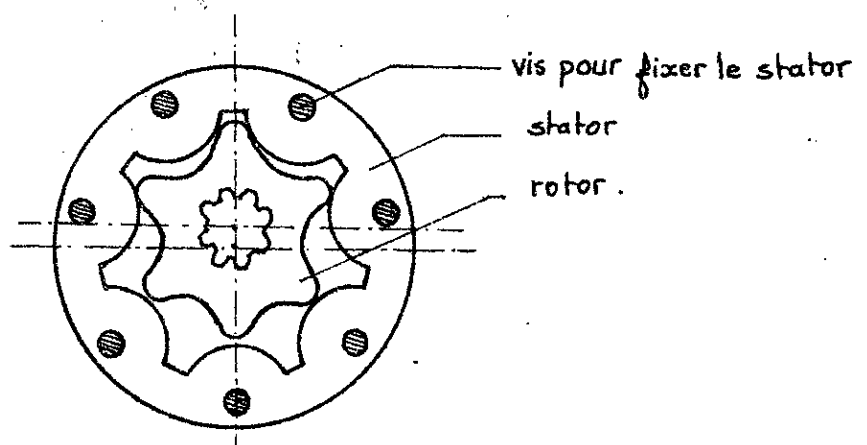


CHEMIN SUIVI PAR L'HUILE LORSQUE LE VOLANT DE DIRECTION EST EN ROTATION MAIS LA POMPE D'ALIMENTATION FONCTIONNE MAL (en panne)

(Fig III-4-)

II.4 : Pompe à main :

Dans cette machine seul le pignon interne, appelé rotor, tourne et comporte une dent de moins que la couronne, immobile, appelé stator. L'axe du rotor est donc mobile, l'excentration varie, et la trace de cet axe dans le plan perpendiculaire à l'axe du stator gravite autour de cet axe (stator). La vitesse de rotation de l'axe du rotor est six fois supérieure à celle du rotor. (voir fig. III.5)



(fig. III.5)

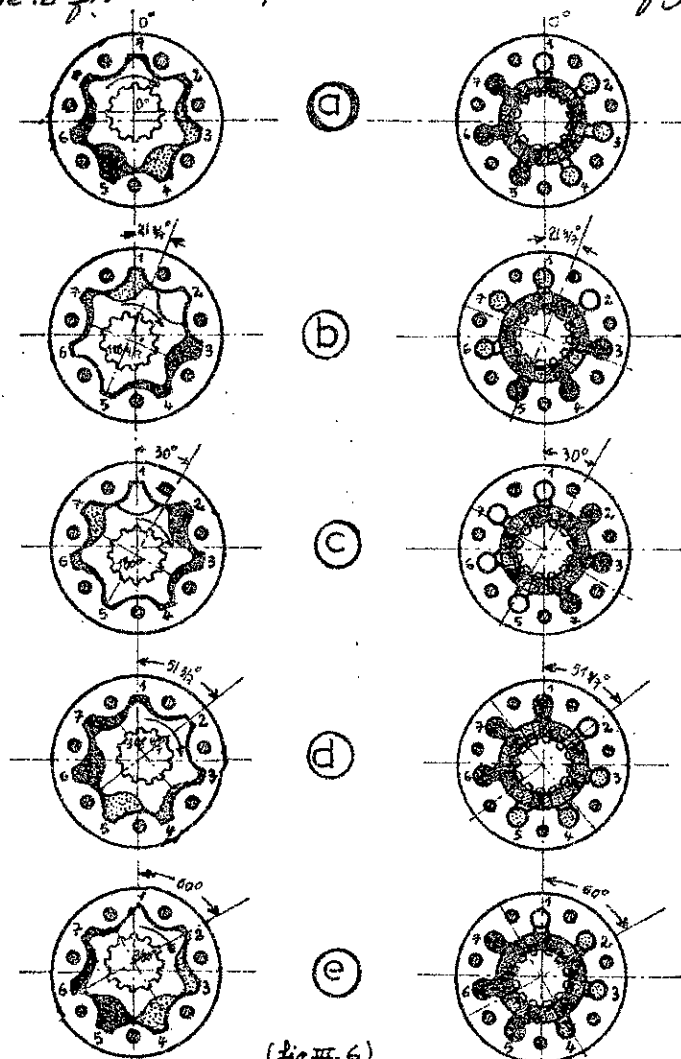
POMPE A AXE MOBILE A ENGRENAGE INTERIEUR .EXTERIEUR

II.4.1: Fonctionnement de la pompe à main :

Le mode de fonctionnement de la pompe à main est comme décrit sur la figure III.6.

Il faut que tous les espaces dont les volumes diminuent soient mis en relation avec la haute pression, tous les espaces dont les volumes augmentent étant mis en communication avec la basse pression. La distribution est faite par une valve de commutation (distributeur). La partie intérieure du distributeur tourne, entraînée par l'arbre à cardan, à la même vitesse que le rotor, et permet la mise en communication des espaces interdentaires :

- soit en communication avec la basse pression lorsque l'espace voit son volume augmenter (espaces 2, 3 et 4 de la figure a ; espaces 6, 7 et 1 de la figure b , espaces 5, 6 et 7 de la figure c etc)
- soit en communication avec la haute pression lorsque l'espace voit son volume diminuer (espaces 5, 6 et 7 de la figure a , espaces 3, 4 et 5 de la figure b ; espaces 2, 3 et 4 de la figure c , espaces 6, 7 et 1 de la figure d ; etc).
- soit l'isolement de l'espace dont le volume est stationnaire (espace 1 minimal de la figure a ; espace 2 maximal de la figure b , espace 1 maximal de la figure c ; espace 2 minimal de la figure d ; etc).

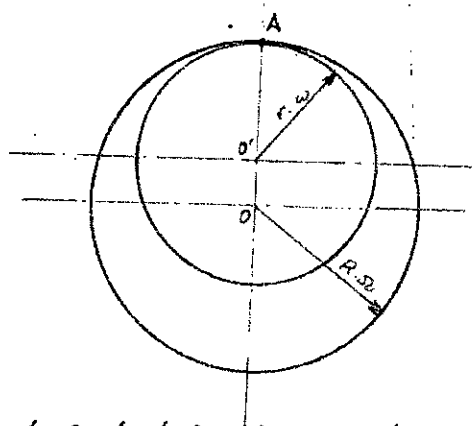


(fig. 6)

SCHEMA DE FONCTIONNEMENT DE LA POMPE A MAIN

III.4.2. Etude cinématique de la pompe à main :

Considérons un couple d'engrenages intérieurs de rayon respectifs r et R , de vitesses respectives ω et ω_s , Comme indiqué ci-dessous :



La vitesse du point de contact A est v_A , alors on peut écrire :

$$v_A = \omega \cdot r = \omega_s R \Rightarrow \omega_s = \frac{\omega \cdot r}{R}$$

dans le cas de la pompe à main du type (ORBIT) le stator (couronne) est fixe c'est à dire $\omega_s = 0$, donc la vitesse du pignon est :

$$\omega_s = \omega - \omega_s = \omega - \frac{\omega \cdot r}{R} = \omega \left(1 - \frac{r}{R}\right)$$

nous avons :

$$r = m Z_1 \quad R = m Z_2$$

avec :

m = module de la denture

Z_1 = nombre de dents du pignon (rotor)

Z_2 = nombre de dents de la couronne (stator)

donc on aura :

$$\omega_s = \omega \left(1 - \frac{Z_1}{Z_2}\right) = \frac{\omega}{Z_2} (Z_2 - Z_1)$$

si on pose $Z_2 = 7$ dents et $Z_1 = 6$ dents

$$\omega_s = \frac{\omega}{7} \Rightarrow \omega = 7 \omega_s$$

donc l'axe du rotor a une vitesse six fois supérieure à celle du rotor.

IV. MONTAGE D'ESSAIS DU SYSTEME DE DIRECTION

IV.1. But de l'étude :

Le but visé par ce travail est l'étude expérimentale d'un système hydraulique de direction. Cette étude nous permet de connaître les caractéristiques principales du système étudié, et de déceler les paramètres dont le rôle est fondamental pour ce système. Parmi ces paramètres on peut citer :

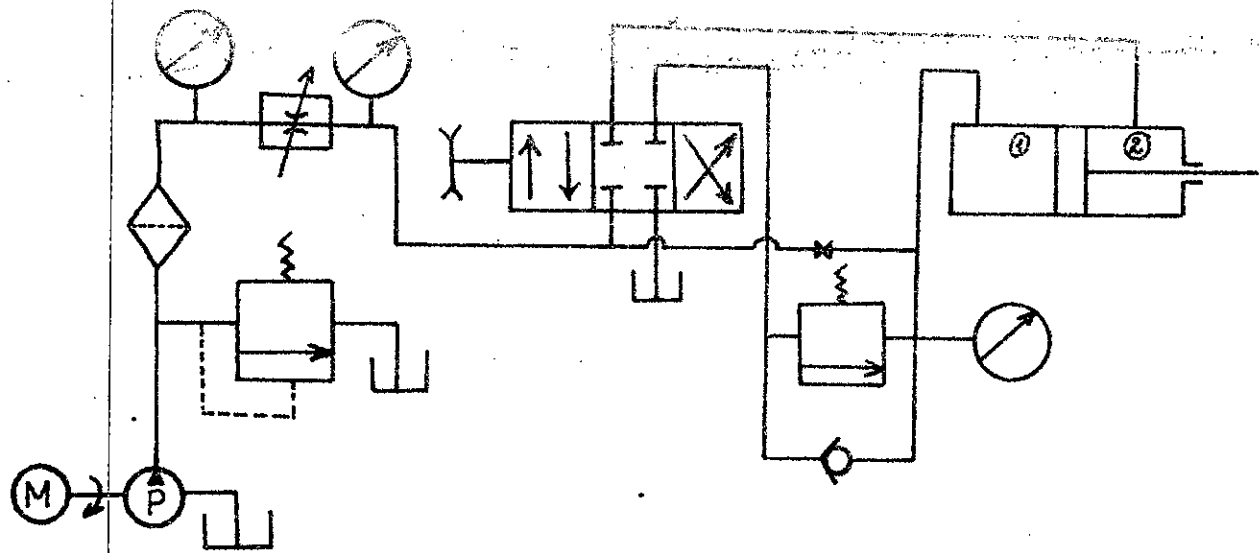
La pression d'alimentation, le débit, la force de braquage, la force de commande, la vitesse de braquage (vitesse de déplacement de la lige du vérin) etc.

IV.2. Montage existant sur le banc d'essais :

Dans le cadre de cette étude, on rappelle que les premiers pas pour la mise en marche du système hydraulique de direction assistée nécessaire à cette étude, ont été faites lors d'un projet de fin d'études en Janvier 85. Mais après une analyse de cette réalisation, nous avons constaté les points suivants :

- 1^{er} — Le système était incomplet du point de vue réalisation (manque d'éléments nécessaires pour le fonctionnement).
- 2^{er} — Le système était incompatible avec le banc d'essais, pour la simple raison que son incorporation au banc a entraîné quelques modifications illogiques sur ce dernier, malgré cette conception à été admise parce qu'elle dégage le maximum du banc d'essais.
- 3^{er} — L'emplacement sur le banc a été mal faite.
- 4^{er} — Le système n'était pas étanche (même à des faibles pressions).

Pour toutes ces raisons une révision totale de ce système été nécessaire le circuit hydraulique de la conception citée ci-dessus est comme décrit par le schéma (1. III).



(Schema IV.1)

IV.2.1, Description du système décrit ci-dessus :

Les principaux organes utilisés pour la réalisation de ce système sont :

- un distributeur .
- un vérin double effet , simple tige .
- une poulie pour commander le distributeur .

La liaison entre ces organes est comme suit :

Le système, tige de commande - distributeur est monté sur un support fabriqué en tôle - non rigide -. Un orifice du distributeur du côté vérin (chambre 2) est relié directement avec ce dernier, l'autre orifice avant de passer au vérin est relié en amont avec un régulateur de pression (A ou B), monté en série avec un clapet anti-retour.

une conduite munie d'un robinet alimente la chambre 1 pour compenser les fuites et par conséquent maintenir la pression qui charge le vérin constante.

IV.2.2. Inconvénient de ce système :

Le système décrit ci-dessus présente les inconvénients suivants :

- 1° D'après son circuit, son montage sur le banc d'essais nécessite des

modification sur ce dernier.

2^e. Lors de son utilisation sur le banc d'essais se trouve en état anormal car le clapet anti-retour du circuit de retour, se trouve inversé.

3^e — une seule pression est mesurable, car la chambre 2 du vérin est directement lié au distributeur.

4^e — Comme il est mentionné auparavant le montage de ce système sur le banc d'essais a été fait avec des tubes en acier, ce qui rend les manipulations difficiles.

Donc d'après cette brève analyse une modification de ce système est obligatoire.

IV.3: Montage réalisé lors de cette étude :

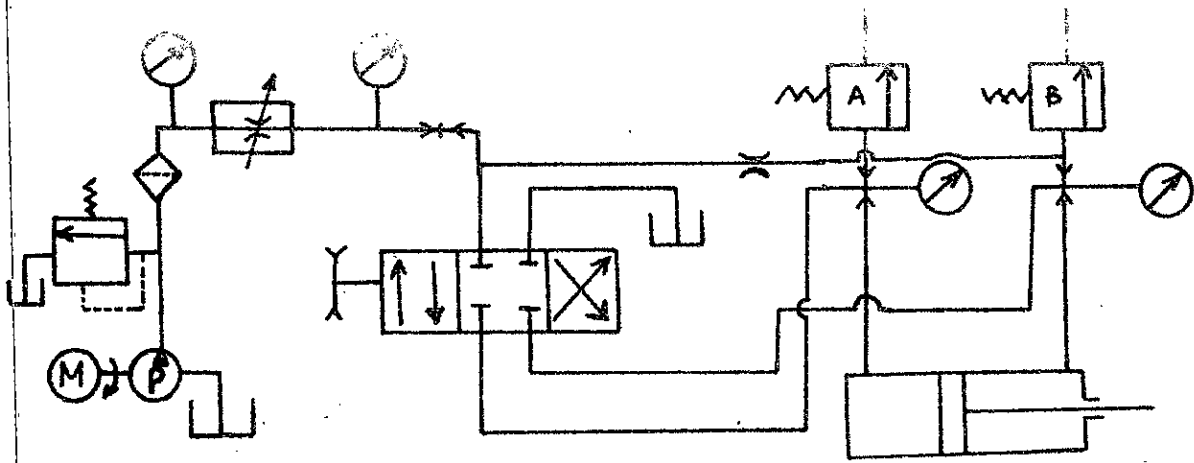
Vu le temps nécessaire pour achever le projet visé par ce travail, certains organes du système décrit ci-dessus ont été conservés. La différence majeure de ce système par rapport au premier est qu'il est réalisé, de telle sorte que son montage sur le banc d'essais sera facile et sans modification au niveau du circuit hydraulique de ce dernier. Cette particularité est obtenue grâce à la fabrication des pièces pour les raccords à montage et démontage rapide, et par la connexion du système au banc d'essais par des flexibles récupérés auprès de E.N.M.T.P. issue de la nouvelle restructuration de la SONACOME.

Le schéma de cette réalisation est comme donné (IV.2)

IV.3.1: Description du système :

Les organes utilisés pour la réalisation du système à essayer sont les suivants :

- un distributeur de direction (du type rotatif)
- Un vérin double effet, simple tige.
- Une poulie pour commande.



(schéma IV.2)

Ces trois organes sont raccordés Comme suit :

Le système à étudier est fixé par des glissières rigides au milieu de la table du banc d'essais. A l'aide des flexibles on monte le distributeur sur le circuit d'alimentation par son orifice du côté réservoir, les deux orifices du vérin sont reliés aux deux autres orifices du distributeur en ramification avec les deux régulateurs de pression A et B.

La commande du distributeur est obtenue par une poulie sur laquelle est enroulé un fil, qui porte une charge ($F_c = Mg$). Lors du montage de notre système, nous avons constaté que la chute de la charge pour entraîner la poulie n'est pas suffisante, alors nous avons utilisé une poulie secondaire portée sur un support, ce qui nous a permis d'obtenir une chute convenables pour les manipulations.

IV.3.2. Avantages du système réalisé :

Le système décrit ci-dessus a les avantages suivants :

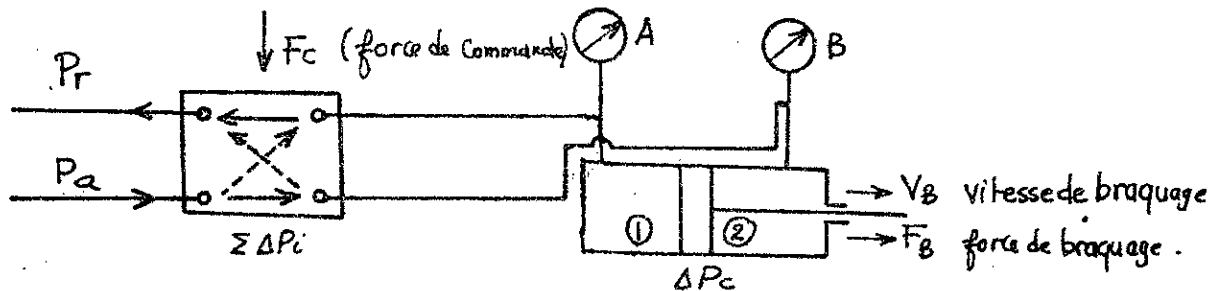
- 1^{er} son montage sur le banc d'essais ne nécessite aucun changement sur son circuit hydraulique.

- 2^e— L'utilisation des flexibles - qui auparavant n'existaient plus - a permis le montage et le démontage rapide, ce qui facilite les manipulations ou le montage d'autres systèmes à essayer.
- 3^e— Les pressions au niveau des chambres 1 et 2 sont mesurables avec réglage de la pression P_2 .
- 4^e— La fabrication des pièces mâles pour le montage rapide a rendu le système non rigide sur le banc d'essais.
- 5^e— Le système est étanche sous des pressions élevées.

V. LES CARACTERISTIQUES DU SYSTEME HYDRAULIQUE DE DIRECTION

V.1. Force de braquage :

Pour déterminer les différentes caractéristiques du système hydraulique de direction, Considérons le circuit suivant :



En négligeant les pertes de charge au niveau des raccords et les pertes de charges linéaires dans le circuit hydraulique. L'équation de l'énergie peut s'écrire :

$$P_a - P_r = \Delta P_c + \Sigma \Delta P_i + P_2 \quad (I.1)$$

avec :

P_a = Pression d'alimentation du circuit haute pression. Elle est indiquée par le manomètre de sortie du régulateur de pression.

P_r = Pression de retour au réservoir (effective) ≈ 0

$\Sigma \Delta P_i$ = Pertes de charge dans les lumières (Tiroir-manchon).

D'après (I.1), la perte de charge à travers un orifice est :

$$\Delta P_i = \frac{1}{2} \rho \xi \frac{q^2}{\Delta^2}$$

avec :

q = Le débit pour un orifice,

Δ = la section de passage pour un orifice,

ξ = Coefficient de pertes de charge locales pour un orifice
 ρ = la masse volumique du liquide utilisé.

Le débit total donné à la sortie du distributeur est

$$Q = \sum q_i$$

puisque nous avons 6 orifices pour passage du fluide vers le vérin alors :

$$Q = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6$$

en supposant que $q_i = q \quad \forall i$, on peut écrire :

$$Q = 6q \quad (\text{I.2})$$

mais puisque le débit donné par le distributeur est intégralement transmis au vérin, on peut écrire :

$$Q = 6vA = VS \quad (\text{I.3})$$

où :

v = vitesse d'écoulement à travers l'orifice.

A = la section de passage pour un orifice.

V = la vitesse de la tige du vérin.

S = la section utile du piston du vérin (S_1 ou S_2).

en remplaçant par q dans la formule (I.1) on obtient :

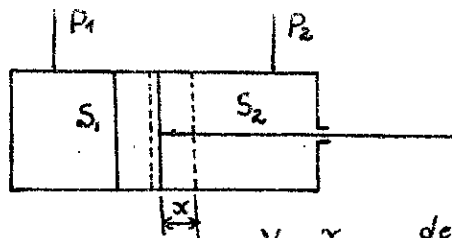
$$\Delta P_i = \frac{1}{2} \rho \xi \frac{v^2 S^2}{36 A^2}$$

pour les 6 orifices la perte de charge totale est :

$$\sum P_i = 6 \cdot \frac{1}{2} \rho \xi \frac{v^2 S^2}{36 A^2}$$

Lorsque le fluide alimente la chambre ① du vérin, la tige se trouve en déplacement vers l'extérieur, alors dans ce

cas : 2.2



$$v = \frac{x}{E} = \frac{\text{déplacement}}{\text{temps}}$$

en remplaçant \$S\$ par \$S_1\$, on obtient:

$$\sum \Delta P_i = \frac{S_1^2 \rho \beta}{12} \frac{v^2}{\rho^2} \quad (\text{V.4})$$

La force de braquage donnée sur la tige du vérin est:

$$F_B = P_1 S_1 - P_2 S_2 = \frac{\pi D^2 P_1}{4} - \frac{\pi (D^2 - d^2) P_2}{4}$$

$$F_B = \frac{\pi D^2 \Delta P_c}{4} + \frac{\pi d^2 P_2}{4} \quad (\text{V.5})$$

\$\Delta P_c\$: est la chute de pression au niveau du vérin.

en combinant les formules (V.1), (V.4) et (V.5) on obtient:

$$F_B = \frac{\pi D^2}{4} \left(P_a - \frac{S_1^2 \rho \beta}{12} \frac{v^2}{\rho^2} \right) + \frac{\pi (d^2 - D^2) P_2}{4} \quad (\text{V.6})$$

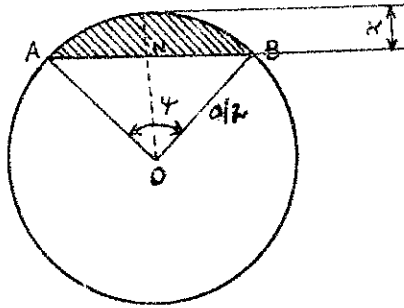
d'après cette formule, la caractéristique \$F_B(P_a)\$, se trace facilement si on connaît \$v\$ et \$\beta\$.

en posant \$k_1 = \frac{\pi D^2}{4}\$; \$k_2 = \frac{S_1^2 \rho \beta}{12}\$; \$k_3 = \frac{\pi d^2}{4}\$

$$F_B = k_1 \left(P_a - k_2 \frac{v^2}{\rho^2} \right) + (k_3 - k_1) P_2 \quad (\text{V.7})$$

La section de passage \$A\$ est fonction de \$\alpha\$ (différence angulaire entre le tiroir et le manchon), et comme \$\alpha\$ est fonction de la

V.1.1: Calcul de la section de passage $\Delta(\alpha) = \rho(F_e)$:



D'après le schéma ci-dessus, la section de passage est maximale pour $x = a$.

$\rho(x) = \rho(\text{hachurée})$ avec $x = r\alpha$
 $r = \text{rayon de contact (Tiroir-manchon)}$
 $\alpha = \text{différence angulaire (Tiroir-manchon)}$

$$\rho(x) = \frac{\pi a^2 \psi}{4 \cdot 2\pi} - \overline{ON} \cdot \overline{NB} \quad (\text{I.8})$$

nous avons : $\overline{ON} = \left(\frac{a}{2} - x\right)$; $\overline{NB}^2 = \frac{a^2}{4} - \left(\frac{a}{2} - x\right)^2$ — (a)

$$\overline{NB} = \left(\frac{a}{2} - x\right) \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} \quad \text{--- (b)}$$

de (a) nous avons $\overline{NB} = \sqrt{x(a-x)}$ — (c)

de (b) et (c) on obtient:

$$\frac{\psi}{2} = \operatorname{arctg} \frac{2\sqrt{x(a-x)}}{a-2x} \quad \text{--- (d)}$$

puisque $0 \leq x \leq a$ alors en fonction de la valeur de x nous avons pour $\frac{\psi}{2}$ les cas suivants:

* si $a-2x > 0$ c'est à dire : $x < \frac{a}{2}$

$$\frac{\psi}{2} = \operatorname{arctg} \frac{2\sqrt{x(a-x)}}{(a-2x)}$$

* si $a-2x < 0$ c'est à dire : $x > \frac{a}{2}$

$$\frac{\psi}{2} = \pi + \operatorname{arctg} \frac{2\sqrt{x(a-x)}}{(a-2x)}$$

donc la section de passage est donnée par :

1^o si $x < \frac{a}{2}$

$$\beta(x) = \frac{a^2}{4} \operatorname{arctg} \frac{2\sqrt{x(a-x)}}{(a-2x)} - \left(\frac{a}{2} - x\right)^2 \frac{2\sqrt{x(a-x)}}{(a-2x)}$$

2^o si $x > \frac{a}{2}$

$$\beta(x) = \frac{a^2}{4} \left(\pi + \operatorname{arctg} \frac{2\sqrt{x(a-x)}}{(a-2x)} \right) - \left(\frac{a}{2} - x\right)^2 \frac{2\sqrt{x(a-x)}}{(a-2x)}$$

3^o si $x = \frac{a}{2}$

$$\beta(x) = \frac{\pi a^2}{8}$$

D'après la relation qui existe entre x et α ($x = r\alpha$) on peut écrire :

1^o si $0 < \alpha < \frac{a}{2r}$

$$\beta(\alpha) = \frac{a^2}{4} \operatorname{arctg} \frac{2\sqrt{r\alpha(a-r\alpha)}}{(a-2r\alpha)} - \left(\frac{a}{2} - r\alpha\right)^2 \frac{2\sqrt{r\alpha(a-r\alpha)}}{(a-2r\alpha)} \quad (\text{V.9})$$

2^o si $\alpha > \frac{a}{2r}$

$$\beta(\alpha) = \frac{a^2}{4} \left(\pi + \operatorname{arctg} \frac{2\sqrt{r\alpha(a-r\alpha)}}{(a-2r\alpha)} \right) - \left(\frac{a}{2} - r\alpha\right)^2 \frac{2\sqrt{r\alpha(a-r\alpha)}}{(a-2r\alpha)} \quad (\text{V.10})$$

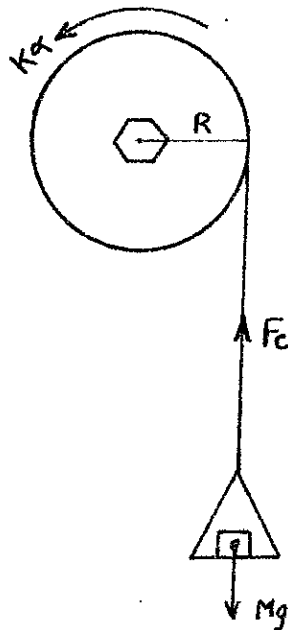
3^o si $\alpha = \frac{a}{2r}$

$$\beta(\alpha) = \frac{\pi a^2}{8} \quad (\text{V.11})$$

Pour rendre α mesurable il faut trouver une relation entre α et β .

V.1.2. Relation entre α et F_c :

Pour permettre un passage du fluide à travers le distributeur une force (force de commande) extérieure F_c est nécessaire, pour créer la différence angulaire α (entre tiroir et manchon). si on néglige les frottements entre la commande (poulie) et la tige on peut écrire l'équation d'équilibre suivante :



$$F_c \cdot R = K\alpha \quad (\text{V.12})$$

avec :

- F_c = force exercée par la masse M (force de commande)
- R = rayon de la poulie (volant de direction)
- K = raideur du ressort en forme de X
- α = différence angulaire (tiroir - manchon).

Remarque :

Les formules déduites ci-dessus correspondent à un cas idéal, c'est à dire où le recouvrement entre les orifices du manchon et les fentes du tiroir est nul. Pour un cas réel α est remplacé par :

$$\alpha_u = \alpha + \alpha_0$$

où : $\alpha_u =$ différence angulaire totale,
 $\alpha =$ angle qui correspond à la section de passage,
 $\alpha_0 =$ angle de recouvrement.
 $\alpha_0 =$ dépend de la servovalve (distributeur).

Donc en remplaçant α par α_u (V.12) devient :

$$\alpha_u = \frac{F_c R}{K} \quad (\text{V.13})$$

Dans les formules de $\rho(\alpha)$, α représente, l'angle qui correspond à la section de passage, alors de la formule $\alpha_u = \alpha + \alpha_0$ et la formule (V.13) on peut écrire :

$$\alpha + \alpha_0 = \frac{F_c R}{K}$$

$$\alpha = \frac{F_c R}{K} - \alpha_0 \quad (\text{V.14})$$

D'après cette formule si $\frac{F_c R}{K} = \alpha_0$, la section de passage est nulle, c'est à dire $\rho(\alpha) = \rho(\alpha_0) = 0$, dans ce cas la force de commande F_c donnée au niveau du volant (poulie) est uniquement utilisée pour éliminer le recouvrement qui existe entre le tiroir et le manchon.

V.13. Relation entre ρ et F_c :

En tenant compte des formules (V.9), (V.10), (V.11) et (V.14) on peut écrire :

$$1^{\circ} \quad \frac{K\alpha_0}{R} < F_c < \frac{K}{R} \left(\frac{a}{2r} + \alpha_0 \right)$$

$$\rho(F_c) = \frac{a^2}{4} \operatorname{arctg} \frac{2 \sqrt{r \left(\frac{F_c R}{K} - \alpha_0 \right) \left[a - r \left(\frac{F_c R}{K} - \alpha_0 \right) \right]}}{a - 2r \left[\frac{F_c R}{K} - \alpha_0 \right]}$$

$$\frac{1}{2} \left[a - 2r \left(\frac{F_c R}{K} - \alpha_0 \right) \right] \sqrt{r \left(\frac{F_c R}{K} - \alpha_0 \right) \left[a - r \left(\frac{F_c R}{K} - \alpha_0 \right) \right]}$$

$$\delta(F_c) = \frac{a^2}{4} \operatorname{arctg} \frac{2 \sqrt{\left(\frac{F_c \cdot R \cdot r}{K} - r \alpha_0\right) \left(a + r \alpha_0 - \frac{F_c \cdot R \cdot r}{K}\right)}}{\left(a - \frac{2r R F_c}{K} + 2r \alpha_0\right)} - \frac{1}{2} \left(a + 2r \alpha_0 - \frac{2 \cdot F_c \cdot R \cdot r}{K}\right) \sqrt{\left(\frac{F_c \cdot R \cdot r}{K} - r \alpha_0\right) \left(a + r \alpha_0 - \frac{F_c \cdot R \cdot r}{K}\right)}$$

Si on pose $a + r \alpha_0 = a_0$, $r \alpha_0 = r_0$ et $\frac{R \cdot r}{K} = K'$

$$\delta(F_c) = \frac{a^2}{4} \operatorname{arctg} \frac{2 \sqrt{(K' F_c - r_0)(a_0 - K' F_c)}}{(a_0 + r_0 - 2K' F_c)} - \frac{1}{2} (a_0 + r_0 - 2K' F_c) \sqrt{(K' F_c - r_0)(a_0 - K' F_c)} \quad (\text{V.15})$$

2^e si $F_c > \frac{K}{R} \left(\frac{a}{2r} + \alpha_0\right)$

$$\delta(F_c) = \frac{a^2}{4} \left(\pi + \operatorname{arctg} \frac{2 \sqrt{(K' F_c - r_0)(a_0 - K' F_c)}}{(a_0 + r_0 - 2K' F_c)} - \frac{1}{2} (a_0 + r_0 - 2K' F_c) \sqrt{(K' F_c - r_0)(a_0 - K' F_c)} \right) \quad (\text{V.16})$$

3^e si $F_c = \frac{K}{R} \left(\frac{a}{2r} + \alpha_0\right)$

$$\delta(F_c) = \frac{\pi a^2}{8} \quad (\text{V.17})$$

En tenant compte de la formule (V.7) et des formules décrites ci-dessus la force de braquage est donnée par:

1^{er} si $\frac{K \alpha_0}{R} < F_c < \frac{K}{R} \left(\frac{a}{2r} + \alpha_0\right)$

$$F_B = \frac{P}{R_1} \left[P_2 - \frac{\frac{P}{R_2} V^2}{\left[\frac{a^2}{4} \operatorname{arctg} \frac{2 \sqrt{(K' F_c - r_0)(a_0 - K' F_c)}}{(a_0 + r_0 - 2K' F_c)} - \frac{1}{2} (a_0 + r_0 - 2K' F_c) \sqrt{(K' F_c - r_0)(a_0 - K' F_c)} \right]^2} \right] + \left(\frac{P}{R_3} - \frac{P}{R_1} \right) P_2 \quad (\text{V.18})$$

2^e — si $F_c > \frac{K}{R} \left(\frac{a}{2r} + \alpha_0 \right)$

$$F_B = k_1 \left[P_a - \frac{\frac{1}{k_2} V^2}{\left[\frac{a^2}{4} (\pi + \arctg \frac{2\sqrt{(K'F_c - r_0)(a_0 - K'F_c)}}{(a_0 + r_0 - 2K'F_c)}) - \frac{1}{2} (a_0 + r_0 - 2K'F_c) \sqrt{(K'F_c - r_0)(a_0 - K'F_c)} \right]^2} \right] + \left(\frac{P_2}{k_3} - \frac{P_1}{k_1} \right) P_2 \quad (\text{V.19})$$

3^e — si $F_c = \frac{K}{R} \left(\frac{a}{2r} + \alpha_0 \right)$

$$F_B = k_1 \left[P_a - \frac{64 \frac{1}{k_2} V^2}{\pi^2 a^2} \right] + \left(\frac{P_2}{k_3} - \frac{P_1}{k_1} \right) P_2 \quad (\text{V.20})$$

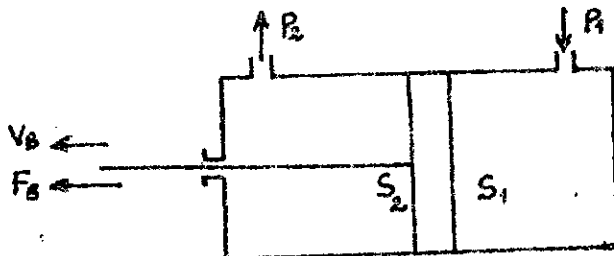
V2. Vitesse de braquage :

De l'équation (V.1) nous avons :

$$P_a = \Delta P + k_2 \frac{V^2}{a^2} + P_2 \quad (\text{V.21})$$

de cette formule la vitesse de braquage V_B est :

$$V_B^2 = \left(P_a - \Delta P - \frac{P_2}{k_2} \right) \frac{a^2}{k_2} \quad (\text{V.22})$$



de l'équation d'équilibre statique du vérin c'est à dire lorsque $F_B = 0$, nous avons :

$$F_B = P_1 S_1 - P_2 S_2 = 0$$

d'où

$$P = \frac{P_2 S_2}{S_1}$$

En remplaçant par P_1 dans l'équation (I.22) on obtient :

$$V_B^2 = \left(P a - \frac{P_2 S_2}{S_1} \right) \frac{\Delta^2}{k_2} \quad (\text{I.23})$$

nous avons $S_1 = \frac{\pi D^2}{4}$; $S_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$

S_1 et S_2 dans la formule (I.23) nous donnent :

$$V_B^2 = \left(P a - P_2 \frac{D^2 - d^2}{D^2} \right) \frac{\Delta^2}{k_2} \quad (\text{I.24})$$

Finalement V_B est donnée par :

$$V_B = \Delta \sqrt{\frac{1}{k_2} \left(P a - \frac{D^2 - d^2}{D^2} P_2 \right)} \quad (\text{I.25})$$

D'après les conditions pour les calculs de $\Delta(F_c)$, la vitesse de braquage est calculée selon les cas suivants :

1^{er} - si $\frac{\alpha_0 k}{R} < F_c < \frac{k}{R} \left(\frac{a}{2r} + \alpha_0 \right)$

$$V_B = \left[\frac{a^2}{4} \operatorname{arctg} \frac{2\sqrt{(k'F_c - r_0)(a_0 - k'F_c)}}{(a_0 + r_0 - 2k'F_c)} - \frac{1}{2} (a_0 + r_0 - 2k'F_c) \sqrt{(k'F_c - r_0)(a_0 - k'F_c)} \right] \sqrt{\frac{1}{k_2} \left(P a - \frac{D^2 - d^2}{D^2} P_2 \right)} \quad (\text{I.26})$$

2^{er} - si $F_c > \frac{k}{R} \left(\frac{a}{2r} + \alpha_0 \right)$

$$V_B = \left[\frac{a^2}{4} (\pi + \operatorname{arctg} \frac{2\sqrt{(k'F_c - r_0)(a_0 - k'F_c)}}{(a_0 + r_0 - 2k'F_c)}) - \frac{1}{2} (a_0 + r_0 - 2k'F_c) \sqrt{(k'F_c - r_0)(a_0 - k'F_c)} \right] \sqrt{\frac{1}{k_2} \left(P a - \frac{D^2 - d^2}{D^2} P_2 \right)} \quad (\text{I.27})$$

$$3^{\circ} \text{ si } F_c = \frac{K}{R} \left(\frac{a}{2r} + \alpha_0 \right)$$

$$V_B = \frac{\pi a^2}{8} \sqrt{\frac{1}{\rho_1} \left(P_a - \frac{D^2 - d^2}{D^2} P_2 \right)} \quad (\text{V.28})$$

V.3: Applications numériques pour F_B et V_B :

Pour faire les applications numériques des caractéristiques F_B (force de braquage) et V_B (Vitesse de braquage), nous avons pour notre système les paramètres suivants:

$D = 57,5 \text{ mm}$ diamètre du piston du vérin,

$d = 27,5 \text{ mm}$ diamètre de la tige du vérin,

$\xi = 1,5$ Coefficient des pertes de charge (cas défavorable),

$\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ masse volumique de l'huile utilisée,

$r = 16 \text{ mm}$ rayon du tiroir

$R = 90 \text{ mm}$ rayon de la poulie de commande (volant)

$\alpha_0 = 2^\circ = \frac{\pi}{90} \text{ rd}$ angle de recouvrement,

$a = 3 \text{ mm}$ diamètre de l'orifice du manchon,

$K = 50 \text{ Nm/rd}$ raideur du ressort en forme de X.

de ces valeurs on peut calculer les paramètres qui se trouvent dans les formules de V_B et F_B :

$$\rho_1 = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (57,5)^2 10^{-6}}{4} = 0,3 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$\rho_1 = 0,3 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$\rho_2 = \frac{5^2 \rho \xi}{12} = \frac{(0,3 \cdot 10^{-2})^2 900 \cdot 1,5}{4} = 10,12 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_2 = 10,12 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_3 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (27,5)^2 10^{-6}}{4} = 0,06 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$\rho_3 = 0,06 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$a_0 = a + r \alpha_0 = \left(3 + \frac{16 \cdot \pi}{90} \right) = 3,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$a_0 = 3,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_0 = r_{d_0} = 16 \cdot \frac{\pi}{90} \cdot 10^{-3} = 0,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_0 = 0,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$K' = \frac{R \cdot r}{K} = \frac{90 \cdot 16 \cdot 10^{-6}}{50} = 0,288 \cdot 10^{-4} \text{ m/N}$$

$$K' = 0,3 \cdot 10^{-4} \text{ m/N}$$

En remplaçant par ces valeurs dans les formules de F_B et V_B on trouve les relations suivantes:

Pour la force de braquage :

1^o si $19,39 \text{ N} < F_c < 71,5 \text{ N}$

$$F_B = 0,3 \cdot 10^{-2} \left[P_a - \frac{10,12 \cdot 10^3 \cdot V^2}{10^8 \left[2,25 \operatorname{arctg} \frac{[(0,03F_c - 0,156)(3,56 - 0,03F_c)]^{1/2}}{(2,06 - 0,03F_c)} - (2,06 - 0,03F_c) [(0,03F_c - 0,156)(3,56 - 0,03F_c)]^{1/2} \right]^2} \right] - 0,24 \cdot 10^{-2} P_2 \quad (\text{I.29})$$

2^o si $F_c > 71,5 \text{ N}$

$$F_B = 0,3 \cdot 10^{-2} \left[P_a - \frac{10,12 \cdot 10^3 \cdot V^2}{10^8 \left[2,25 \operatorname{arctg} \left(\pi + \frac{[(0,03F_c - 0,156)(3,56 - 0,03F_c)]^{1/2}}{(2,06 - 0,03F_c)} \right) - (2,06 - 0,03F_c) [(0,03F_c - 0,156)(3,56 - 0,03F_c)]^{1/2} \right]^2} \right] - 0,24 \cdot 10^{-2} P_2 \quad (\text{I.30})$$

3^o si $F_c = 71,5 \text{ N}$

$$F_B = 0,3 \cdot 10^{-2} [P_a - 7,3 \cdot 10^2 V^2] - 0,24 \cdot 10^{-2} P_2 \quad (\text{I.31})$$

Pour la vitesse de braquage :

1^o si $19,39 < F_c < 71,5$

$$V_B = \left\{ 10^{-6} \left[2,25 \operatorname{arctg} \frac{[(0,03F_c - 0,156)(3,56 - 0,03F_c)]^{1/2}}{(2,06 - 0,03F_c)} - (2,06 - 0,03F_c) [(0,03F_c - 0,156)(3,56 - 0,03F_c)]^{1/2} \right]^2 \right\} \times [3,3 \cdot 10^2 (P_a - 0,177 P_2)]^{1/2} \quad (\text{I.32})$$

2º si $F_c > 71,5$

$$V_B = \left\{ 10^{-6} \left[2,25 \operatorname{arctg} \left(\pi + \frac{[(0,03F_c - 0,56)(3,56 - 0,03)]^{1/2}}{(2,06 - 0,03F_c)} \right) - (2,06 - 0,03F_c) \left[(0,03F_c - 0,56)(3,56 - 0,03F_c) \right]^{1/2} \right] \right\} \\ \times \left[3,3 \cdot 10^2 (P_a - 0,77 P_2) \right]^{1/2} \quad (\text{I-33})$$

3º si $F_c = 71,5$

$$V_B = 3,53 \cdot 10^{-6} \left[3,3 \cdot 10^2 (P_a - 0,77 P_2) \right]^{1/2} \quad (\text{I-34})$$

VI. ETUDE EXPERIMENTALE DU SYSTEME HYDRAULIQUE DE DIRECTION

VI.1. Commentaire général :

Après avoir effectué le montage du système sur le banc d'essais, nous avons essayé de commencer l'étude expérimentale. A cause des nombreuses difficultés, qui sont décrites ci-dessous, nous avons constaté qu'une telle étude ne sera possible qu'après certains remèdes, car le système n'était pas compatible avec le banc d'essais, malgré ces remèdes la partie expérimentale n'a pas été touchée, lors de cette étude, et notre travail a pris une autre forme.

Avant de commencer avec les problèmes confrontés lors de ce travail, on peut dire, qu'un tel sujet ne doit pas commencer de la manière par laquelle il était posé (Etude expérimentale), mais normalement, adaptation d'un système hydraulique de direction assistée, pour être monté sur un banc d'essais d'éléments hydraulique du type H2O fabriqué par Téquipement - En d'autres termes, le dimensionnement d'un système hydraulique de direction assistée, conforme au banc d'essais d'éléments hydrauliques, qui existe au niveau de notre laboratoire d'énergetique -. Mais le projet a été posé de cette manière, dans le sens d'enrichir rapidement notre laboratoire d'un système utilisable pour les travaux pratiques, qui sont en nombre insuffisant lors de cette formation d'ingénieurs.

VI.2. Règle générale :

En règle générale le montage d'un système à essayer sur un banc d'essais doit prendre en considération les points suivants:

- 1^o - La puissance du banc d'essais doit être supérieure à la puissance du système à essayer.
- 2^o - Le banc d'essais doit être réglable à la puissance minimale du

Systeme d'essais.

si ces deux conditions ne sont pas prises en considérations, les conséquences suivantes sont à attendre:

- a — Le système ne fonctionne plus, si sa puissance est très supérieure à la puissance du banc d'essais.
- b — Le système fonctionne mal, si le régime de son fonctionnement n'est pas atteint (comme dans notre cas).

Il est évident que les caractéristiques d'un tel système relevées dans les conditions précitées ne seront représentatives que dans des limites.

VI.3: Exemples d'illustration: (Conditions que doit avoir un banc d'essais)

1^{er} exemple: L'étude de la consommation en fonction du nombre de tours pour un moteur à combustion interne, devra prendre en considérations:

que le banc d'essais sur lequel on monte notre moteur devra être réglable, de telle manière à obtenir les valeurs minimale et maximale prévues pour le fonctionnement du moteur.

2^{ème} exemple: L'étude de la vitesse de rotation en fonction de la tension pour un moteur électrique, devra prendre en considérations les points suivants:

— Le banc d'essais doit être équipé d'une source électrique dont la tension est réglable, ce qui permet de varier l'alimentation du moteur entre ses valeurs extrêmes

— La fréquence du réseau conforme à la fréquence de fonctionnement du moteur.

— Le tachymètre équipant le banc d'essais doit avoir une plage de vitesses supérieure à celle du fonctionnement du moteur.

Bien sûr pour ces deux exemples, il y a d'autres facteurs qui entrent en jeu.

VII.4: Problèmes posés par le système hydraulique de direction:
 Avant de commencer par énumérer ces problèmes, on peut dire que leur mise en cause a été soulevée d'après les observations suivantes :

- 1^{er} — La pression d'alimentation au niveau du manomètre de sortie du régulateur de débit n'augmente pas au dessus de 3 bars, qui est une pression très inférieure à la pression normalement fournie par le banc d'essais.
- 2^{er} — En fin de course du vérin (lorsque la tige est sortie complètement), le volant reste manœuvrable.
- 3^{er} — Des essais primaires donnent toujours une vitesse de braquage constante, pour des pressions d'alimentation différentes, ce qui n'est pas normal.
- 4^{er} — Lorsque on lâche le volant et on cesse de le manœuvrer, on remarque qu'il continue à tourner seul (l'existence de l'effet moteur au niveau de la pompe).

Toutes ces circonstances sont causées par les problèmes suivants :

A. — Les orifices assurant le retour de l'huile vers le réservoir lorsque le distributeur est en position neutre, sont d'un trop élevé pour la capacité de la pompe de notre banc d'essais (18 paires de trous dont 15 ont un diamètre de 1mm chacun, les 3 autres ont un diamètre de 1,5 mm). Voir figure (VII.4)

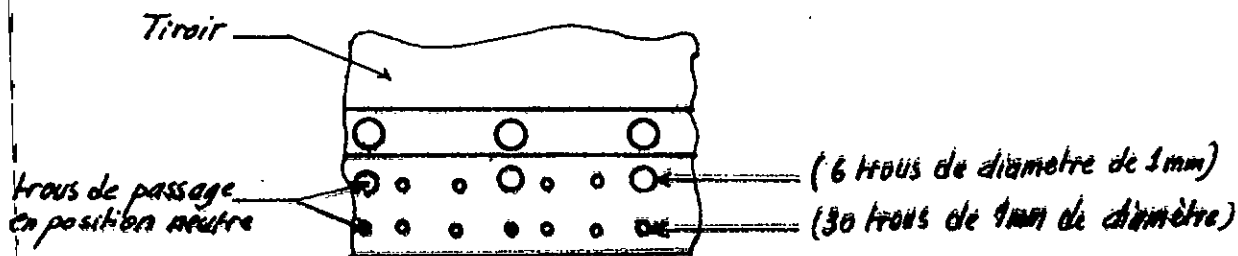
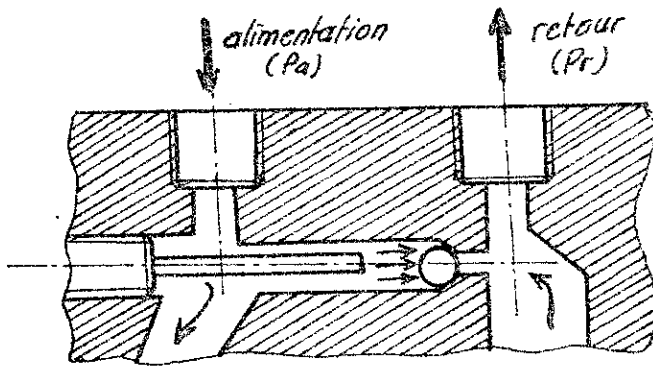


fig. (VII.4)

La soupape d'alimentation, qui a un diamètre inférieur à celui de l'orifice de retour vers le réservoir, et qui est prévu pour fonctionner lorsque la pompe d'alimentation (ou le moteur qui l'entraîne) est en panne, ne fonctionne pas bien en régime normal, car le débit donné par la pompe est faible, et par conséquent l'effort hydrodynamique nécessaire pour bloquer la bille contre son siège est insuffisant - on note que ce clapet anti-retour a été conçu pour fonctionner sans ressort et que la bille n'est pas originale -.

(voir figure II.2)



(fig. II.2)

- 2. Des fuites importantes se trouvent au niveau d'une soupape, logée axialement dans le piston du vérin.
- 2. Des fuites d'huile se trouvent au niveau du joint torique, équipant la sortie du tiroir vers la tige de commande.
- 2. Le système qui entraîne le distributeur est mal conçu, et surtout au niveau de la fourche qui relie la tige de commande au tiroir. Cette situation cause un blocage entre le même manchon, tiroir et le corps du distributeur lors de la manœuvre de la palette (Volant).

En fin de cette énumération, on signale, que le diagnostic de ces problèmes d'après les symptômes précités, n'était pas facile et a nécessité un temps d'or.

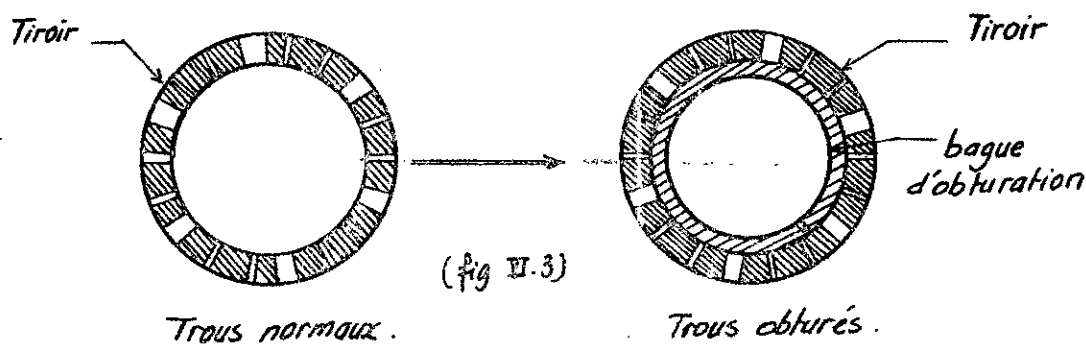
V.5 Remèdes pris pour rendre le système valable pour les manipulations :

Le remède le plus efficace et le plus logique, est de changer complètement le système avec un autre conforme au banc d'essais - si les conditions sont favorables -. Mais vu les moyens qui existent et la nécessité d'enrichir notre laboratoire par un appareillage qui sera utilisé pour des fins pratiques, les mesures pour le remédier sont la solution la plus logique. C'est pour cette raison que nous avons effectué les remèdes suivants :

V.5.1: Obturation des trous de retour en position neutre :

L'obturation de ces trous été faite, dans le sens d'éliminer le débit important qui s'écoule vers le réservoir et qui empêche l'augmentation de la pression pour alimenter le système.

L'obturateur utilisé pour ces trous, est une bague en acier, muni d'une fente, comme il est montré ci-dessous (fig II.3)

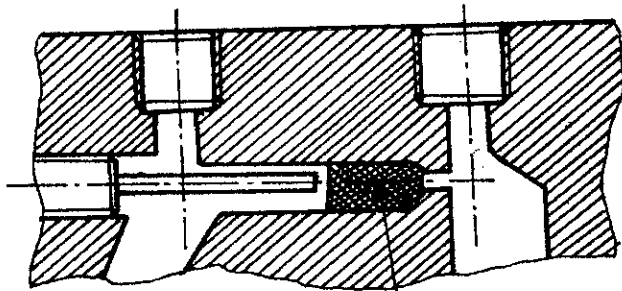


Ce système d'obturation, n'a pas permis l'obtention de notre but car à pression élevée le débit en fuite est très important. La solution la plus efficace est de braser tous les trous, mais l'effet de la chaleur peut déformer le tiroir et le rend inajustable avec le manchon, ce qui entraîne la défaillance totale du distributeur (et par conséquent notre système). Une bague non coupée (sans fente) peut résoudre le problème.

L'obturateur utilisé pour ces trous, est une bague en acier, muni d'une fente, comme il est montré ci-dessous (fig II.3)

VI.5.2: Obturation de l'orifice qui loge le clapet anti-retour :

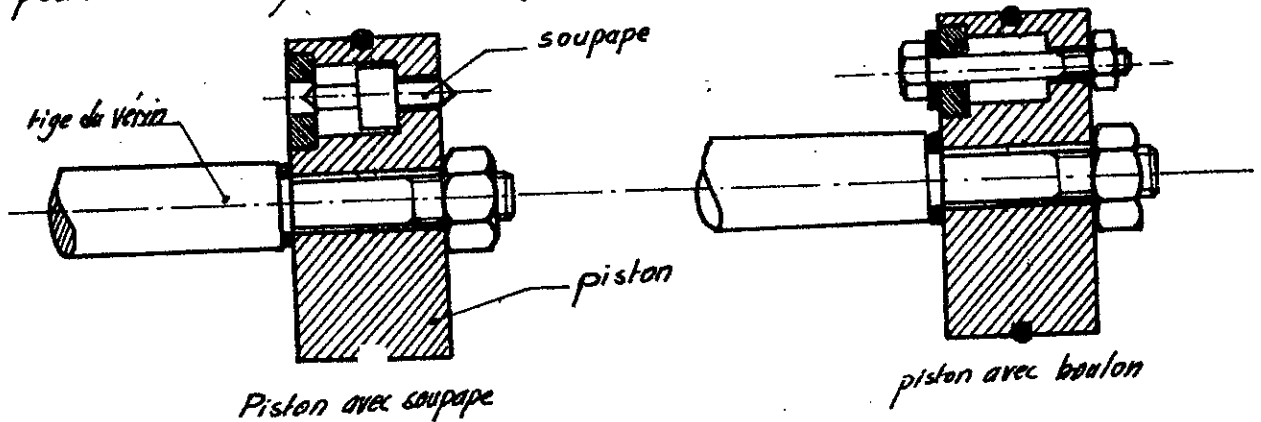
Cet orifice a été obturé comme remède pour ne pas avoir le passage d'huile par cet endroit en fonctionnement normal parce que cette situation entraîne une chute très importante de la pression d'alimentation. Cette solution peut être obtenue par une bille de dimension convenable avec le siège et un ressort.



bouchon en caoutchouc.

VI.5.3: Remède pour la soupape du piston du vérin :

Cette soupape a été remplacée par un boulon, muni d'une rondelle en caoutchouc, et ça pour éliminer les fuites, qui sont la cause de la rotation continue du volant (poulie), même si la tige du vérin est en fin de course, ce qui n'est pas normal, car la pompe à main se trouve en série avec le vérin et il est évident que si le débit qui entre dans le vérin est nul la pompe à main doit être rigide et par conséquent la rotation de la poulie devient impossible. (Voir fig ci-dessous).



VI.5.4: Remède pour la tige qui entraîne le distributeur :

On rappelle qu'aucun remède n'a été fait pour ce système, car il nécessite un temps important par rapport à la durée prévue pour faire ce travail.

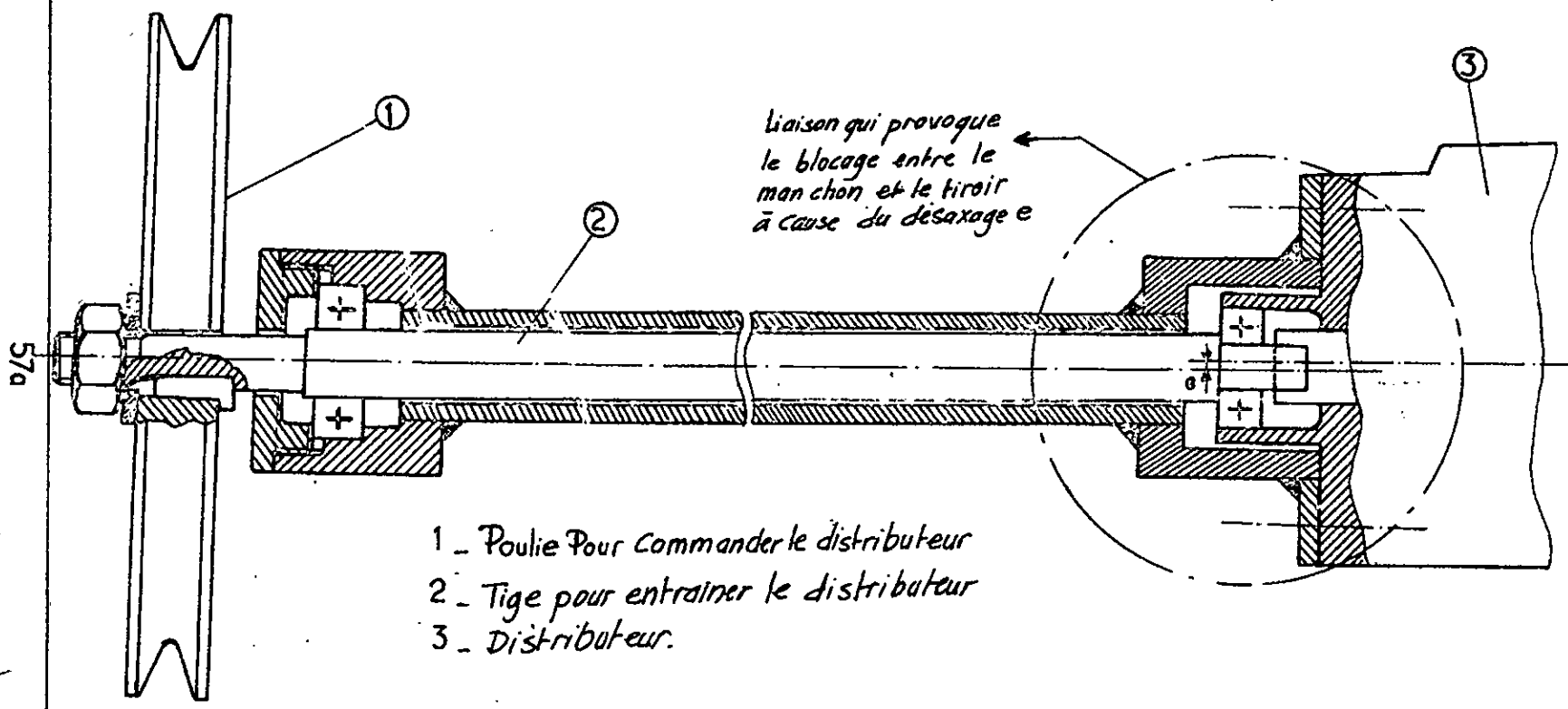
Dans le cadre de cette étude, on se limite de donner les dessins comparatifs, donnés ci-dessous (pages 57a et 57b)

- Le dessin (page 57a) représente le système de commande du distributeur avec le défaut - au niveau de la liaison tige - distributeur - qui cause le blocage du tiroir contre le manchon et aussi du manchon contre le cylindre du distributeur et ça lorsque on tourne le poulie.

- Le dessin (page 57b) représente la solution qui apparaît meilleure pour pallier le phénomène de blocage.

On note que la liaison entre la tige et le distributeur est faite par un système à fourche.

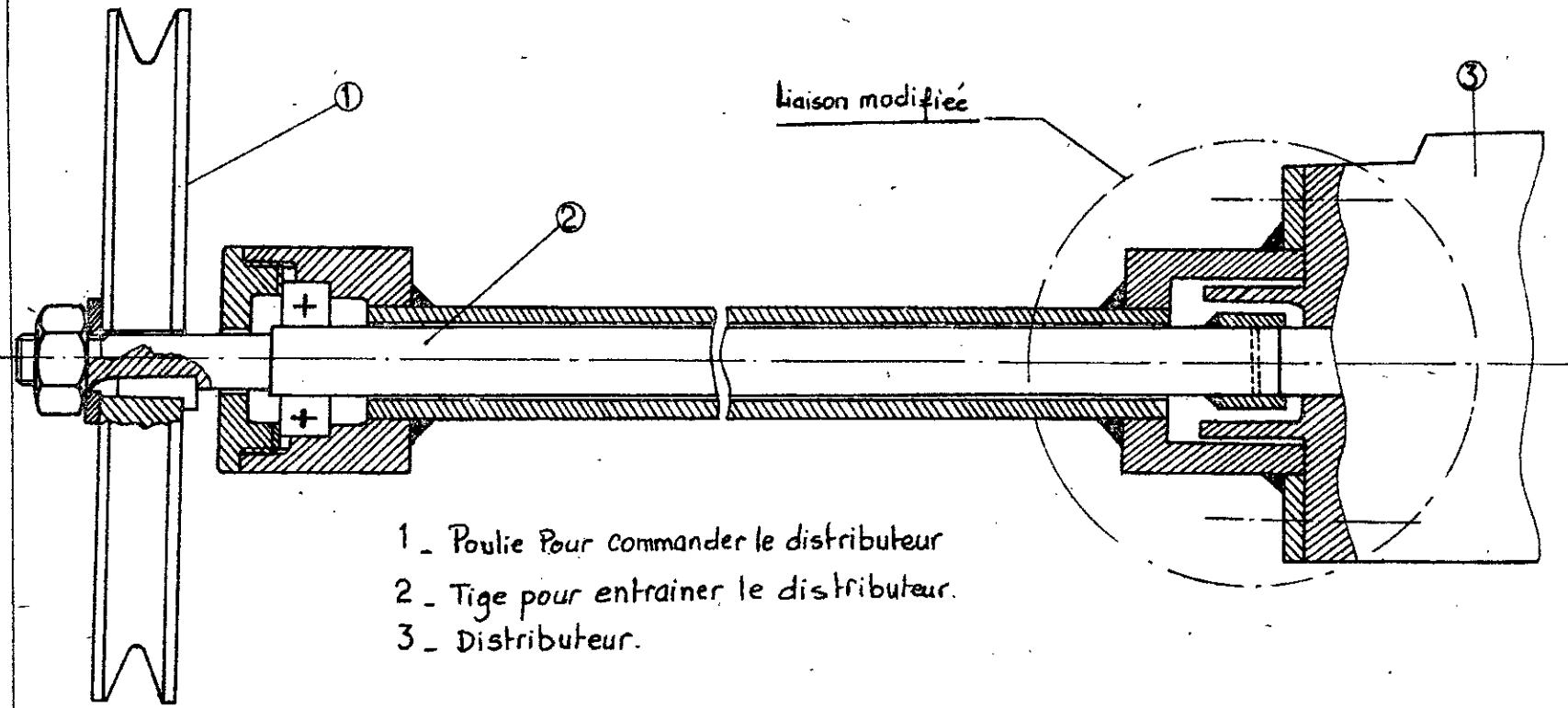
57a



*Liaison qui provoque
le blocage entre le
manchon et le tiroir
à cause du désaxage e*

- 1 - Poulie Pour commander le distributeur
- 2 - Tige pour entrainer le distributeur
- 3 - Distributeur.

57b

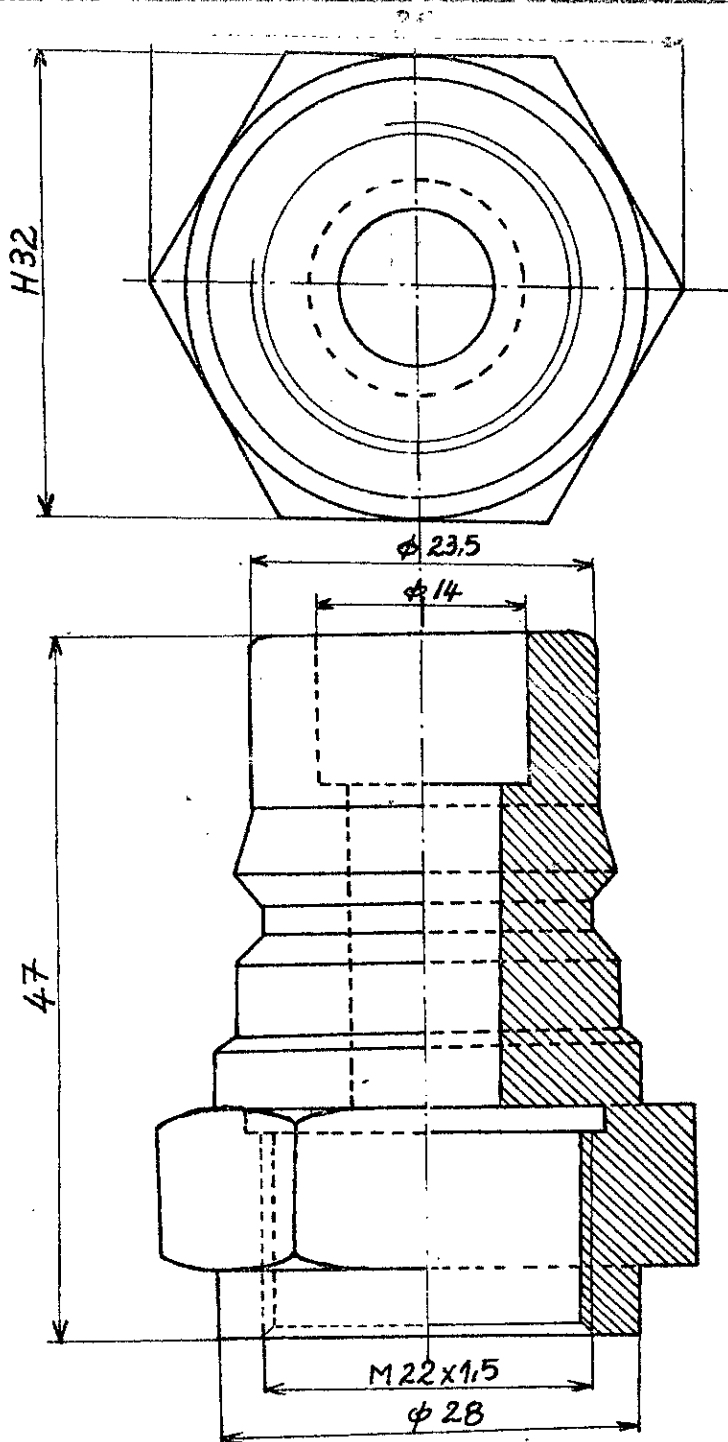


- 1 - Poulie Pour commander le distributeur
- 2 - Tige pour entrainer le distributeur.
- 3 - Distributeur.

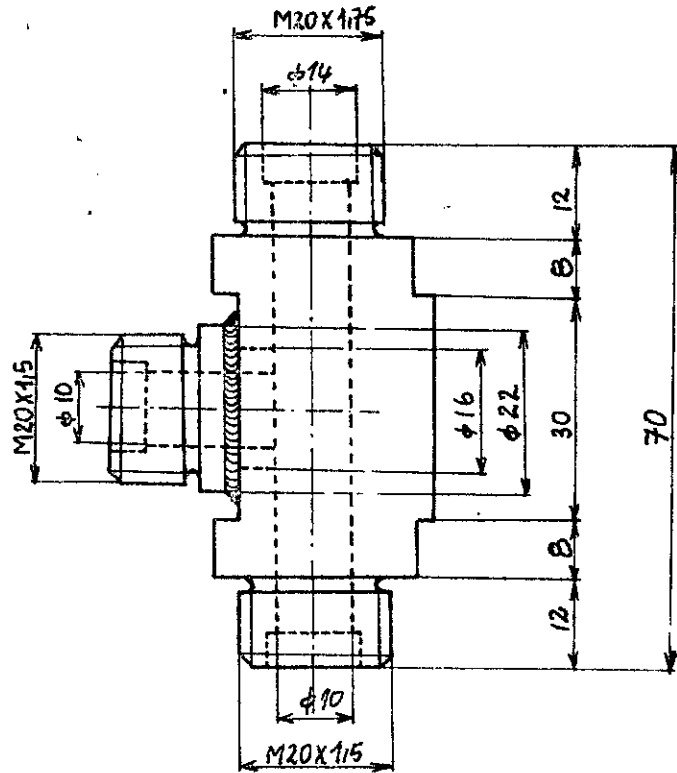
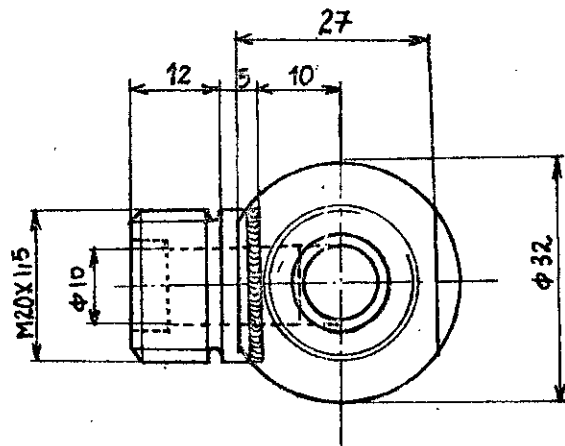
PIECES REALISEES POUR COMPLETER LE SYSTEME ET LE METTRE EN MARCHÉ

- Mamelon pour montage rapide (3)
- Té pour le distributeur (1)
- Té pour fixer les flexibles (2)
- Vis raccord pour vérin-flexible (2)
- Vis raccord pour distributeur (3)
- Vis raccord pour distributeur (1)

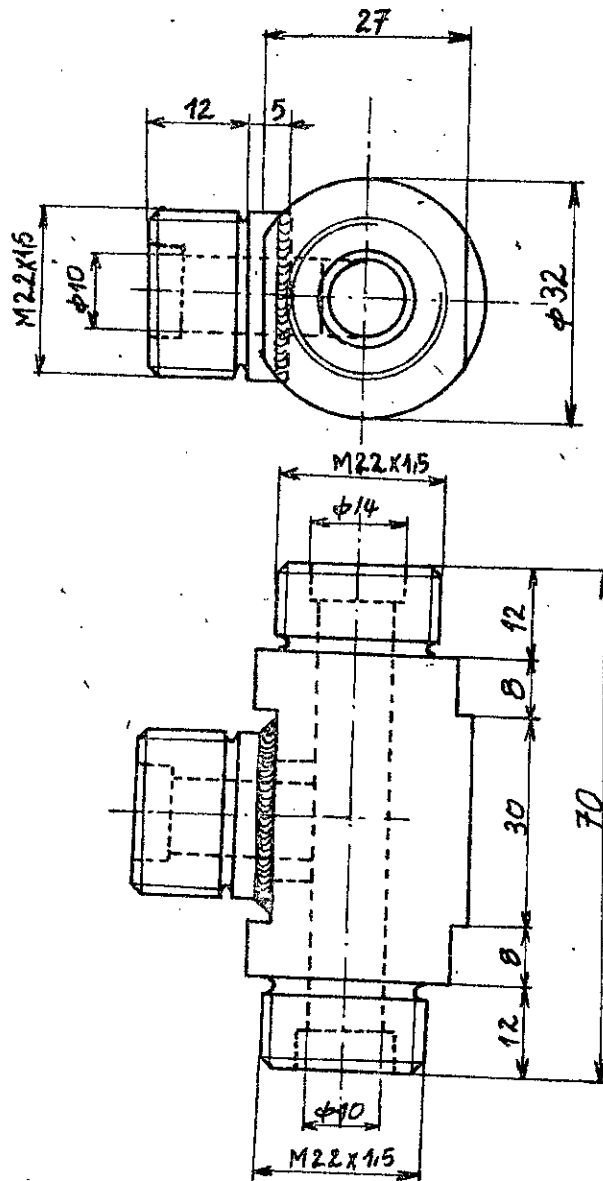
Il y a d'autres pièces réalisées, mais ne sont mentionnées ici par un dessin, comme les rondelles en cuivre (recuit), la poulie secondaire pour augmenter la hauteur de chute de la charge qui entraîne la poulie...etc.



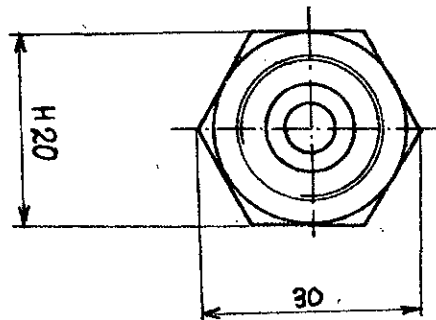
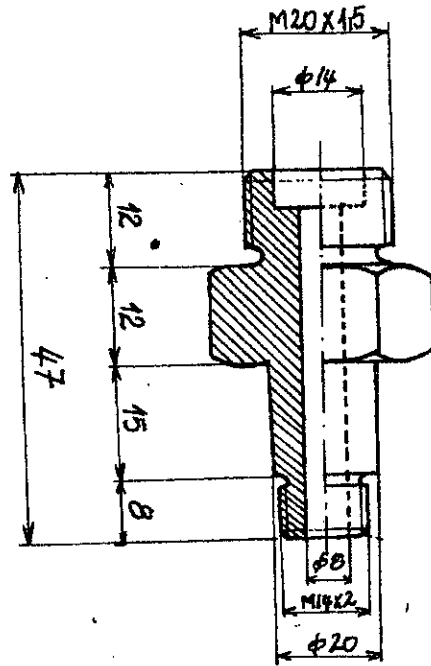
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	Masse		Mamelon Pour	E.N.P.A.
2			Montage Rapide	Dép.MECANIQUE
Etudiant	Boumendjel	حسين		
Promoteur	Werner			
			Nombre: 3	Promotion Juin 85



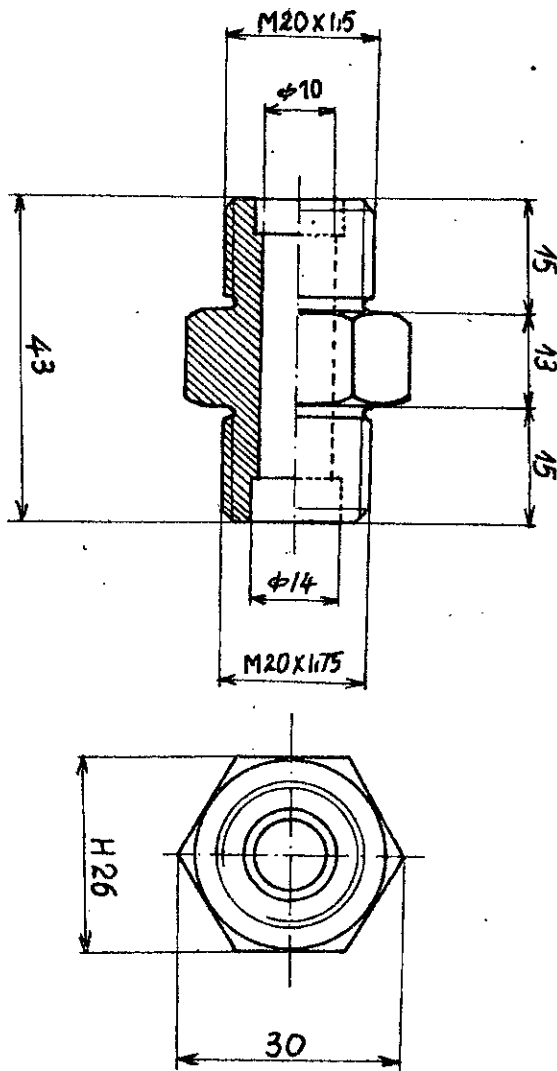
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		
1			
Etudiant	Baumendal		
Promoteur	Werner		
Té Pour Le Distributeur			E.N.P.A Dép. MECANIQUE
Nombre: 1			Promotion Juin 85



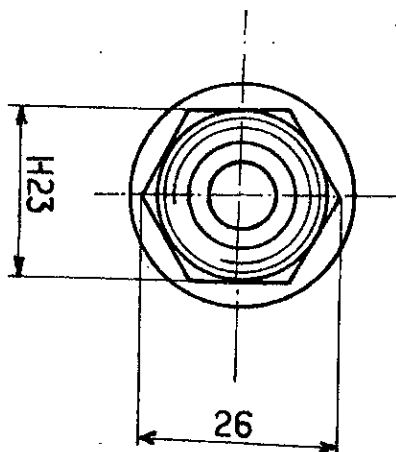
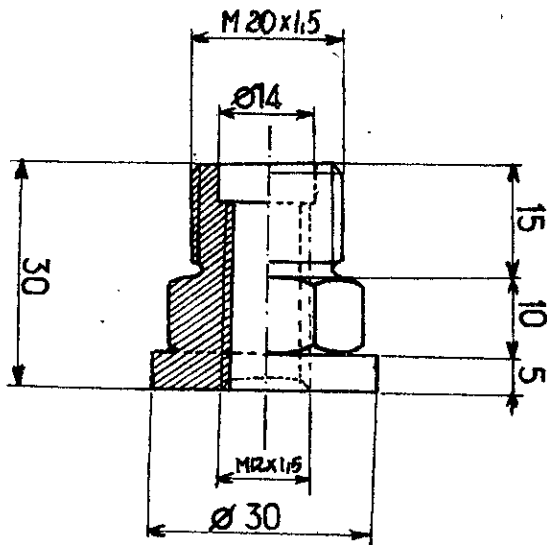
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	Masse		Té Pour Fixer	E.N.P.A.
1			Les Flexibles	Dép. MECANIQUE
Etudiant	Boumendjel		Sur Le Banc D'essais	
Promoteur	Werner		Nombre : 2	Promotion Juin 85



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	Masse		Vis Raccord	E.N.P.A. Dép. MECANIQUE
1			Pour	
Etudiant	Boumendjel	حصين	Vérin - Flexible	Promotion Juin 85
Promoteur	Werner		Nombre : 2	



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	Masse		Vis Raccord Pour Distributeur	E.N.P.A. Dép. MECANIQUE
1				
Etudiant	Boumendjel		Nombre: 3	Promotion Juin 85
Promoteur	Werner			



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	Masse		Vis Raccord	E.N.P.A.
1			Pour	
Etudiant	Baumendjel	حسين	Distributeur	Dép MECANIQUE
Promoteur	Werner			
			Nombre : 1	Promotion Juin 85

CONCLUSION

Par ce travail, nous avons essayé d'enrichir notre laboratoire d'énergie par un mécanisme hydraulique, qui sera utilisé pour des fins didactiques.

Le système hydraulique effectué lors de la présente étude est monté sur le banc d'essais par des raccords à montage et démontage rapide - fabriqués dans notre atelier de mécanique - et des flexibles récupérés auprès de la sonacome (E.N. M.T.P.), l'utilisation de ces organes nous a permis de faire un montage de telle sorte que le banc d'essais restera en pleine disponibilité pour d'autres systèmes à essayer.

Après la mise en marche de notre système, nous avons observé plusieurs phénomènes anormaux pour le fonctionnement, dont le plus important, était que la pression d'alimentation n'augmentait pas à des valeurs convenables au bon fonctionnement.

Avec un diagnostic rigoureux et un suivi continu de notre système, nous avons pu trouver les raisons du mal fonctionnement, ce qui nous a permis de proposer les remèdes convenables et efficaces.

L'état actuel de notre système ne nous permet que de faire des démonstrations des principes, mais l'étude expérimentale ne sera possible qu'après la réalisation des remèdes proposés dans cette étude.

Malgré les difficultés techniques rencontrées lors de ce travail, notre espérance sera grande pour arriver à cette étude expérimentale, et enrichir notre laboratoire avec un appareillage qui sera utilisé pour les travaux pratiques.

BIBLIOGRAPHIE

- ① Mécanismes hydrauliques. (J. FAISANDIER)
- ② Hydraulique et électro-hydraulique. (J. FAISANDIER)
- ③ Les composants hydrauliques et pneumatiques de l'automatique. (R. MOLLE)
- ④ Les servomécanismes hydrauliques et électro-hydrauliques. (J.C. PRUVOST)
- ⑤ Cours d'hydraulique (B. NEKRASOV)
- ⑥ Les moteurs hydrauliques (BERGERON)
- ⑦ La commande hydraulique (HIMMLER, C.R.)
- ⑧ Commande hydraulique et automatismes hydrauliques (Y. TCHOUPRAKOV)

