

RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL



ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIÈS

Gm. 0266

PROJET DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGÉNIEUR DE CONCEPTION

TITRE: Conception d'un banc d'essai  
pour les pompes des commandes  
hydrauliques des engins lourds.

DATE : juin 1988

AUTEUR : Ntambwe Lumembela  
DIRECTEUR : Mr Papa MBOUP, ing M.sc.a  
CO-DIRECTEUR :

## REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier et à exprimer toute ma gratitude à Mr Papa MBOUP, professeur d'éléments de machines, pour avoir accepté d'encadrer ce projet et pour ses suggestions et remarques; je remercie aussi le service de documentation de la compagnie HYDRO RENE LEDUC (HRL) de France pour la documentation sur les pompes hydrauliques que j'ai reçue de leur part.

Mes remerciements vont aussi à toutes les personnes qui m'ont aidé dans la recherche des informations à l'EPT, au service des travaux publics de Thiès, à la Manutention Africaine et à la Sotrac.

## SOMMAIRE

Ce rapport présente la conception d'un banc d'essai pour les pompes des commandes hydrauliques des engins lourds dans l'ordre suivant:

Le choix du moteur: ce choix a été fait suivant les exigences du cahier de charges que nous avons défini, et aussi pour se rapprocher le plus possible des conditions réelles d'entraînement des pompes hydrauliques.

Les caractéristiques du système de commande électronique seront présentées pour permettre son acquisition dans le commerce.

L'étude de la transmission de puissance: pour plusieurs raisons, nous avons adopté une transmission de puissance par accouplement rigide pour lequel nous avons présenté le dimensionnement des plateaux et leur montage.

La conception du simulateur de charge: cet élément constituant le récepteur de l'énergie du fluide est un ensemble de ressorts hélicoïdaux pouvant résister à la pression maximale du banc sans perdre leur élasticité et sans risque de flambage.

Le positionnement des pompes se fera à l'aide d'un mécanisme pignon crémaillère.

Le choix des instruments de mesure et le calcul de la tuyauterie ont été faits de façon à obtenir des mesures fiables.

Le choix des dimensions linéaires du banc et la technique d'assemblage sont conformes aux normes des équipements de laboratoire (référence [13]).

Enfin une étude économique nous montre la possibilité de construire ce banc d'essai à l'EPT, et nous donne une approximation du coût de revient d'une telle réalisation.

### CAHIER DE CHARGE

Le banc d'essai que nous nous proposons de concevoir devra répondre aux exigences de mesure suivantes:

|                                   |                  |
|-----------------------------------|------------------|
| Débit mini-maxi                   | 0 -- 200 l/min   |
| Pression mini-maxi                | 0 -- 200 bar     |
| Vitesse de rotation               | 0 -- 2500 tr/min |
| Degré de précision des<br>mesures | ±5%              |

La gamme de pression et de débit choisie recouvre largement les pressions et débits utilisés sur les engins lourds.

## TABLE DES MATIERES

|                                                    |     |
|----------------------------------------------------|-----|
| Remerciements .....                                | i   |
| Sommaire .....                                     | ii  |
| Table des matières .....                           | iii |
| Introduction .....                                 | 1   |
| Chap 1:Choix du moteur .....                       | 3   |
| 1.1 Introduction .....                             | 3   |
| 1.2 Le choix et ses raisons .....                  | 3   |
| 1.3 Caractéristiques du moteur .....               | 4   |
| Chap 2:Etude de la transmission de puissance ..... | 7   |
| 2.1 Présentation du problème .....                 | 7   |
| 2.2 Solutions possibles .....                      | 7   |
| 2.3 Design des plateaux d'accouplement .....       | 9   |
| Chap 3:Conception du simulateur de charge .....    | 15  |
| 3.1 Présentation du problème .....                 | 15  |
| 3.2 Etude des solutions .....                      | 15  |
| Chap 4:Positionnement des pompes à tester .....    | 25  |
| 4.1 Introduction .....                             | 25  |
| 4.2 Mécanismes de positionnement possibles .....   | 25  |
| 4.3 Design du mécanisme de positionnement .....    | 26  |
| Chap 5:Instrumentation du banc d'essai .....       | 34  |
| 5.1 Introduction .....                             | 34  |
| 5.2 Mesure de la pression .....                    | 34  |
| 5.3 Mesure de débit .....                          | 35  |
| 5.4 Mesure de la vitesse de rotation .....         | 37  |
| 5.5 Conclusion .....                               | 37  |

|                                                                                                                    |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Chap 6:Construction du banc d'essai                                                                                | 38 |
| 6.1 Introduction                                                                                                   | 38 |
| 6.2 Circuit hydraulique                                                                                            | 38 |
| 6.3 Assemblage du banc d'essai                                                                                     | 42 |
| Chap 7:Etude économique                                                                                            | 45 |
| 7.1 Introduction                                                                                                   | 45 |
| 7.2 Possibilité de réalisation à l'EPT                                                                             | 45 |
| 7.3 Estimation du coût de revient                                                                                  | 45 |
| Conclusion générale                                                                                                | 47 |
| Annexe 1:Rappel de quelques propriétés d'un moteur CC à<br>excitation mixte(compound cumulatif)                    | 48 |
| Annexe 2:Exemple de pressions et débits des systèmes<br>hydrauliques sur un engin lourd(bulldozer<br>Komatsu D 80) | 49 |
| Annexe 3:Exemples de circuits hydrauliques sur les<br>engins lourds                                                | 50 |
| Annexe 4:Théorie et principe de fonctionnement du mano-<br>mètre à tube de Bourdon                                 | 54 |
| Bibliographie                                                                                                      | 57 |

## INTRODUCTION

Les systèmes hydrauliques sont les transmissions de puissances les plus utilisées dans les engins lourds (engins de travaux publics, engins miniers, autobus, véhicules militaires de combat, etc) et ceci pour leurs multiples qualités: souplesse d'utilisation, transmission des forces très élevées et démultiplication facile, autolubrification, déplacements précis, etc. Les performances de ces engins sont donc largement tributaires de celles des diverses composantes de leurs systèmes hydrauliques.

Ainsi nous avons voulu concevoir une machine d'essai pour les sources d'énergie des systèmes hydrauliques que sont les pompes hydrauliques (qui, soulignons-le, sont exclusivement des pompes à déplacement positif). Cette machine devra présenter une grande flexibilité quant à la nature des pompes à tester, car les services d'entretien des engins lourds manipulent une grande variété de pompes pour deux raisons principales:

- sur un engin lourd, on trouve plusieurs pompes de géométrie différente même si elles sont de même marque.

- les entreprises minières ou de travaux publics utilisent divers types d'engins lourds (bulldozer, camion-benne, scraper...) et de différentes marques (Caterpillar, Fiat, Poclain, Komatsu...) ce qui fait que les services d'entretien ou garages de ces entreprises ont à réparer et contrôler un grand nombre de pompes aux caractéristiques géométriques et hydrauliques très différentes.

Le but de ce projet est de doter aux services d'entretien des engins lourds d'un équipement qui puisse assurer le test d'un

maximum de pompes utilisées dans les véhicules industriels, car ce besoin de contrôle se fait sérieusement sentir chez les utilisateurs d'engins lourds (c'est le cas des ateliers centraux de la SOTRAC à Dakar, le garage de la Manutention Africaine à Dakar, ou à l'atelier de révision des engins miniers de la MIBA à Mbuji-Mayi au Zaïre où l'idée de ce projet nous est venue)

L'intérêt économique d'un tel équipement peut-être compris à travers cette constatation faite par plusieurs professionnels du contrôle des équipements: " Le test coûte de l'argent, mais monter un composant défectueux ou peu performant coûte encore plus d'argent."



## CHAPITRE 1:CHOIX DU MOTEUR

### 1.1 Introduction

Les pompes à tester doivent être entraînées par un moteur. Le mode d'entraînement des pompes devra se rapprocher le plus possible des conditions réelles sur les véhicules industriels, en particulier une variation facile et continue de la vitesse. Il nous faut donc choisir un moteur qui permette ce rapprochement entre les conditions d'essai et celles d'exploitation.

### 1.2 Le choix du moteur et les raisons du choix

Les pompes hydrauliques des véhicules industriels sont entraînées par des moteurs à combustion interne, souvent par l'intermédiaire d'une boîte de vitesse. La possibilité d'entraînement la plus adéquate serait par moteur thermique, mais ce choix rendrait notre banc trop dépendant du carburant utilisé (risquant ainsi des difficultés d'approvisionnement qui empêcheraient une exploitation régulière du banc d'essai )

En outre, il faut avoir une chaîne cinématique: moteur-boîte de vitesse-pompe pour pouvoir assurer la variation de vitesse sur le banc, ce qui augmente le coût et les dimensions de notre machine.

Ainsi une deuxième alternative s'impose: l'utilisation d'un moteur électrique; on a alors deux possibilités: un moteur asynchrone ou un moteur à courant continu.

Le moteur asynchrone tournant à une seule vitesse, son utilisation impose aussi une chaîne cinématique pour la variation de la

vitesse, donc une augmentation du coût et de l'encombrement.  
Le moteur à courant continu permet une variation de vitesse de façon continue sur une plage très large, sans boîte de vitesse. Il est le plus adapté pour notre machine d'essai qui devrait recevoir des pompes aux vitesses de rotation différentes. Nous allons dans la suite présenter les caractéristiques électromécaniques du moteur que nous utiliserons sur le banc d'essai et son système de commande.

### 1.3 Caractéristiques du moteur

#### 1.3.1 Détermination de la puissance du moteur

La puissance d'entraînement d'une pompe hydraulique est donnée par:

$$P = (p \cdot Q) / (600 \cdot \eta)$$

P: puissance en kW

p: pression en bar

Q: débit en l/min

$\eta$ : rendement total de la pompe

On calculera P avec le maximum de p et celui de Q dans la gamme de mesure:

$$p = 200 \text{ bar}$$

$$Q = 200 \text{ l/min}$$

$$\eta = 0.8$$

$$P = (200 \cdot 200) / (600 \cdot 0.8) = 83.33 \text{ kW}$$

On pourra prendre un moteur de 85 kW sur le marché avec une vitesse de rotation variant de 0 à 2500 tr/min

#### 1.3.2 Mode d'excitation du moteur courant continu

Nous avons choisi un moteur à excitation mixte à flux additionnel (compound cumulatif), celui-ci permet d'avoir une vitesse

constante pour une charge constante sans emballement du moteur. Nous rappelons à l'annexe 1 quelques propriétés de ce type de moteur.

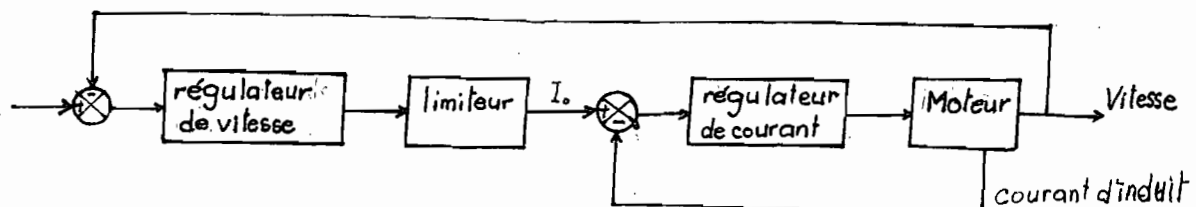
### 1.3.3 Commande du moteur

Le circuit de commande du moteur devra remplir les trois fonctions suivantes :

Redressement du courant alternatif en courant continu  
Cette fonction sera réalisée par un redresseur en pont avec thyristor. Les blocs redresseurs sont disponibles sur le marché; la tension d'exploitation du moteur sera 380 V.

Réglage de la vitesse de 0 à 2500 tr/min

Le réglage de la vitesse se fera par la variation de la tension d'induit, avec deux circuits de réglage en cascade: l'un assurant le réglage du courant d'induit et l'autre le réglage de la vitesse. Nous en donnons le schéma fonctionnel:



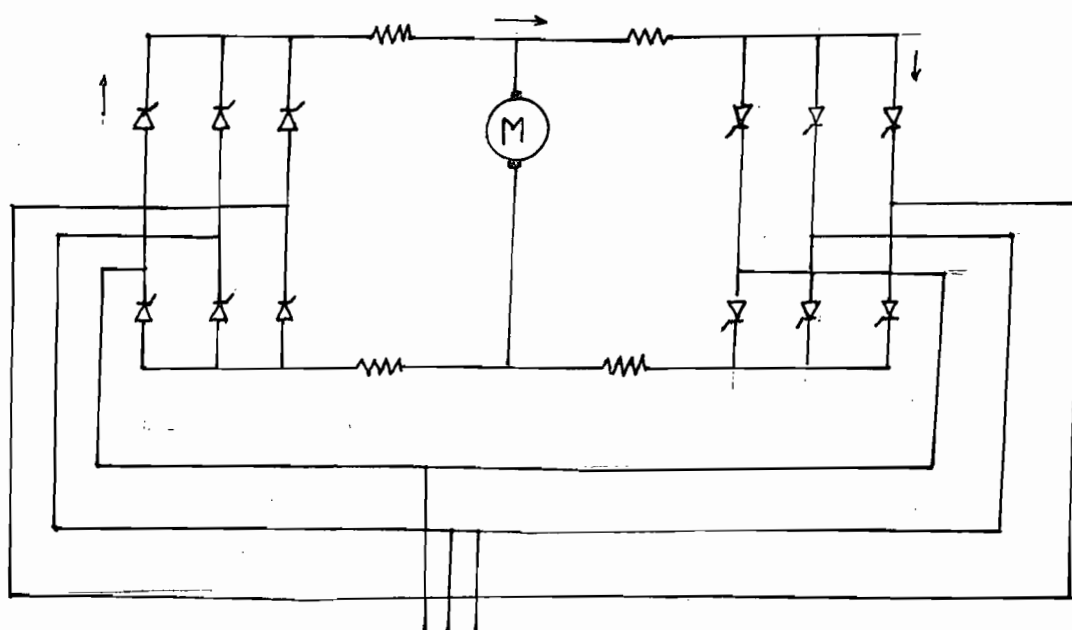
Freinage et inversion de sens de rotation

On assurera un freinage dynamique du moteur dont le principe de fonctionnement est le suivant: en coupant l'alimentation de l'induit, le moteur continuera de tourner et sa vitesse diminuera graduellement sous l'effet des pertes par frottement. D'autre part, le champ étant toujours alimenté la tension induite diminuera au même rythme que la vitesse.

En raccordant l'induit à une résistance extérieure  $R$ , la machine fonctionne en génératrice et la tension induite produit un

courant d'induit de sens inverse. Il en résulte un couple de freinage proportionnel au courant inverse.

L'inversion du sens de rotation se fera à l'aide d'un inverseur électromécanique. Nous donnons ci-dessous un montage en pont double qui permet une inversion facile.



*Montage antiparallèle permettant inversion et freinage.*

Toute la description faite sur la commande du moteur aidera à choisir une armoire de commande sur le marché à partir de la puissance et de la tension. Le constructeur Jeumont-Schneider fournit des armoires de commande pour moteur à courant continu.

## CHAPITRE 2: ETUDE DE LA TRANSMISSION DE PUISSANCE

### 2.1 Présentation du problème

Etant donné que la variation de vitesse se fait électriquement, il nous faudra choisir un système d'entraînement transmettant la puissance sans réduction de vitesse; il devra en outre faciliter le positionnement des pompes à tester, tout en restant économique. Dans la suite de ce chapitre nous choisirons la transmission la plus adéquate au banc d'essai entre les différentes solutions possibles; nous ferons ensuite un calcul de dimensionnement et de vérification pour le système choisi.

### 2.2 Solutions possibles pour la transmission de puissance

Pour assurer la transmission de puissance, en considérant les vitesses à atteindre sur le banc et la facilité de positionnement, nous avons pensé à trois systèmes d'entraînement:

- Transmission par courroies
- Accouplement rigide à plateaux
- Transmission par un mandrin (comme dans les machines-outils)

Notre choix se fera après l'analyse des limitations de ces trois possibilités.

#### 2.2.1 Transmission par courroies.

Cette transmission nécessiterait deux poulies de même diamètre (du fait qu'il n'y a plus de réduction à faire), le coût de ces poulies est relativement élevé car elles ont subi un usinage très précis permettant un enroulement facile de la courroie. Le rapport de transmission n'est pas très rigoureux,

ceci va diminuer la fiabilité des mesures expérimentales, en particulier le débit qui dépend de la vitesse de rotation. Vu la variété des pompes à tester, on sera dans l'obligation d'avoir une variation d'entraxe pour assurer une transmission à haut rendement. On peut remarquer que la transmission par courroie ne répond pas à la flexibilité nécessaire du banc d'essai.

### 2.2.2 Entraînement par mandrin

Ce système d'entraînement est plus adapté aux petites puissances et les grandes vitesses comme c'est le cas dans les machines-outils. Il présente aussi deux limitations qui ont contribué à son élimination:

- la coaxialité entre l'arbre mené et l'arbre menant est difficile à obtenir.

- le serrage de l'arbre entraîné entre les mâchoires conduit facilement à une usure des bouts d'arbres, ce qui constitue un aspect destructif (à long terme) alors que nous visons un contrôle non destructif avec ce banc d'essai.

### 2.2.3 Accouplement rigide à plateaux

Nous avons porté notre choix sur ce mode d'entraînement pour les raisons suivantes:

- la construction est simple et d'un coût réduit
- sa rigidité assure une protection contre les surcharges
- le rapport de transmission est suffisamment précis

Sa grande limitation est la difficulté de démontage; nous éliminerons cette limitation en plaçant entre les deux plateaux une rondelle en élastomère. Cette pièce d'espacement permettra un démontage facile et pourra amortir les à-coups ou autres chocs.

## 2.3 Design des plateaux d'accouplement

### 2.3.1 Choix de matériau

Le niveau de puissance à transmettre étant assez élevé, nous utiliserons des plateaux d'une grande rigidité; les plateaux seront en acier au carbone A-50-2 (AFNOR, référence [15]).

Caractéristiques mécaniques:

$$E=210000 \text{ MPa}$$

$$R_e=255 \text{ MPa}$$

$$\tau_a=15 \text{ MPa} \quad (\text{contrainte de cisaillement admissible})$$

Les boulons de serrage en acier traité XC 42 (AFNOR, réf [15]) ou SAE 1042. Caractéristiques mécaniques:

$$E=210000 \text{ MPa}$$

$$R_e=355 \text{ MPa}$$

$$\tau_a=21.2 \text{ MPa}$$

Le choix de cet acier se justifie par le fait que les boulons de serrage subissent de grandes contraintes de cisaillement lors de la rotation.

### 2.3.2 Dimensionnement du plateau solidaire de l'arbre moteur

#### a. Estimation du diamètre de l'arbre moteur

Par manque de catalogue de moteur courant continu de grande puissance, nous devons estimer les dimensions du moteur. L'estimation du diamètre de l'axe du moteur se fait à l'aide de la formule approximative donnée dans la référence [5] reliant le diamètre à la puissance et à la vitesse de rotation

$$d(\text{cm})=13[P(\text{kW})/n(\text{tr/min})]^{0.25}$$

Pour  $P=84 \text{ kW}$ ,  $n=2500 \text{ tr/min}$  on a  $d=56 \text{ mm}$

diamètre de bout d'arbre  $d'=54 \text{ mm}$

### b. Dimensions du plateau d'accouplement

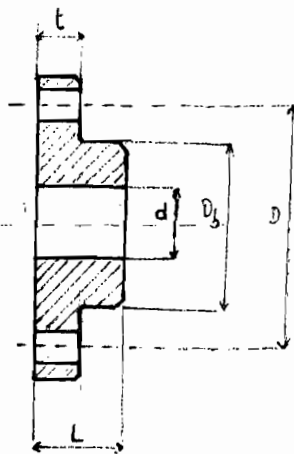
Les calculs dans cette section sont faits suivant les relations données dans la référence[12](section 31.5.3)

Soit  $d$  le diamètre du bout d'arbre

$$\text{On a: } d_b = 0.5 \cdot d / \sqrt{i}$$

avec  $d_b$ : diamètre des boulons

$i$  : nombre des boulons



$$D = 2 \cdot (d + 1)$$

$D$ : diamètre du cercle passant par les axes des boulons

$$D_b = 1.5 \cdot d + 1$$

$D_b$ : diamètre extérieur moyen du plateau

$$L = 1.25 \cdot d + 0.75$$

$L$ : longueur du plateau

Dans notre cas  $d = 54$  mm et on aura 4 boulons de serrage. On obtient :

$$d_b = 13.5 \text{ mm}$$

dimension normalisée 14 mm

$$D = 110 \text{ mm}$$

pour réduire les contraintes de cisaillement on prendra  $D = 114$  mm

$$D_b = 82 \text{ mm}$$

$$L = 69 \text{ mm}$$

### c. Vérification de la contrainte de cisaillement induite dans les



### boulons de serrage

Lors de la rotation, la contrainte de cisaillement induite dans chaque boulon est :

$$\tau = 8M / (\pi d_b^3 D)$$

M: couple de service donné par

$$M = M_n * f_s$$

$M_n$ : moment nominal

$f_s$ : facteur de service ou coefficient  
d'irrégularité du couple

$$M_n = P / \omega$$

$$= 84000 * 60 / (2500 * 2\pi) = 320 \text{ mN}$$

$f_s = 1.7$  (correspondant à l'entraînement d'une  
pompe volumétrique par un moteur  
électrique, démarrage fréquent et  
à-coups moyens)

$$M = 320 * 1.7 \text{ mN}$$

$$\tau = 8 * 320 * 1.7 / (4 * \pi * (0.014)^3 * (0.114))$$

$$= 15.5 \text{ MPa}$$

$$\tau < \tau_a = 21.2 \text{ MPa}$$

Les boulons de serrage résisteront aux contraintes de  
cisaillement; le facteur de sécurité est:

$$FS = \tau_a / \tau = 21.2 / 15.5 = 1.4$$

$$FS = 1.4$$

### d. Epaisseur t du plateau d'accouplement

Il n'y a pas de formule rigoureuse pour la détermination de  
t, nous avons procédé empiriquement par l'observation de quelques  
montages d'accouplements rigides. On a remarqué que l'épais-

seur  $t$  vaut au moins deux fois celle de la tête des vis de serrage. Suivant les normes ISO une vis M 14 a une épaisseur de tête

$$B = 9 \text{ mm}$$

$$t = 2 \cdot B = 18 \text{ mm}$$

### 2.3.3 Dimensions des plateaux solidaires aux axes des pompes à tester

Les plateaux des arbres des pompes auront les mêmes dimensions extérieures que le plateau calculé précédemment, ceci afin que le serrage permette aussi le positionnement. Le diamètre intérieur dépendra de celui de la pompe; on devra donc avoir un jeu de plateau qui puisse permettre le montage des pompes comprises dans la gamme des mesures définie dans le cahier de charges. Il s'agit en fait des différents diamètres normalisés inférieurs à 56 mm.

### 2.3.4 Ajustement des plateaux d'accouplement et des axes des machines

#### a. arbre moteur-plateau

On aura un ajustement serré H7-u6 de façon à permettre une bonne transmission du couple. Le montage du plateau se fera à la presse.

#### b. arbre pompe-plateau

Du fait des démontages fréquents qui se feront à ce niveau. Il faudra un ajustement bloqué moyen H7-k6, car avec cette liaison les montages et démontages se feront sans grand effort (à l'aide d'un maillet).

### 2.3.5 Détermination du couple de serrage des boulons

Pour assurer un fonctionnement sécuritaire de l'accouplement, nous devons déterminer le couple de serrage des boulons, en effet un couple de serrage faible conduirait à un desserrage progressif, donc un risque d'accident; alors qu'un couple trop élevé risquerait d'endommager la vis lors du serrage.

Le couple de serrage d'un assemblage à vis est donné par la relation suivante :

$$T_m = K * F_t * d$$

$F_t$ : effort de traction dans la vis

$d$  : diamètre de la vis

$K=0.20$

Calcul de  $F_t$  (relations de calculs tirées de la réf[11])

$F_t = F / 0.12$ ,  $F_t$ : effort de frottement dû à chaque vis

$$F = 2M_m / d_r * i$$

$M_m$ : moment de service (calculé en 2.3.2)

$i$ : nombre de boulons

$d_r$ : diamètre des trous de passage = 15.5mm

$$F = 2 * 320 * 1.7 / 0.0155 * 0.4$$

$$= 17548.4 \text{ N}$$

$$F_t = F / 0.12 = 146236.6 \text{ N}$$

$$T_m = 0.20 * F_t * d$$

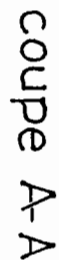
$$= 0.20 * 146236.6 * 0.014 = 409.5 \text{ mN}$$

$$T_m = 409.5 \text{ mN}$$

Ce sera ce couple qu'il faudra appliquer lors du serrage des

boulons de l'accouplement rigide (par une clé dynamométrique). Une rondelle plate en élastomère d'épaisseur 5 mm sera placée entre les plateaux. La longueur des vis sera :  $L=60$  mm

Le plan no 1 donne le dessin de définition du plateau solidaire à l'arbre moteur.

15

## CHAPITRE 3: CONCEPTION DU SIMULATEUR DE CHARGE

### 3.1 Présentation du problème

Le circuit hydraulique du banc d'essai devra comprendre un simulateur de charge , soit un système qui transforme l'énergie de pression du fluide en énergie mécanique . Ce simulateur remplace par exemple les bennes ou godets des pelles excavatrices dans les conditions réelles de fonctionnement des engins lourds.

### 3.2 Etudes des solutions

Pour résoudre ce problème, nous avons pensé en premier lieu à un vérin qui, durant son déplacement, comprimerait un ressort hélicoïdal. L'énergie du fluide produirait une force axiale de compression sur le ressort solidaire au vérin. La relation entre la force de compression et la pression du circuit est:

$$F_c = p * S$$

S: section du piston du vérin

On a aussi  $F_c = k * x$

k: constante élastique du ressort

x: déformation du ressort

fig



Une précaution à prendre est d'installer un clapet anti-retour sur la conduite de refoulement des pompes pour éviter un retour d'huile sous pression dans la pompe en essai lors de la détente du ressort.

Cette solution présente une grande limitation:

On se rend compte que pour notre gamme de pression (0 - 200 bar), les contraintes de torsion induites dans le fil du ressort sont largement supérieures à la limite élastique de l'acier le plus résistant utilisé pour la fabrication d'un ressort. Nous allons illustrer ce constat par un calcul.

Exemple: Soit un cylindre de diamètre d'alesage  $\phi=65$  mm

La section de passage du vérin  $S=33.18\text{cm}^2$

pour une pression  $p=210$  bars on a  $F=p*S=69680$  N

La contrainte de torsion dans le fil du ressort est donnée par:

$$\tau = K [8FD / \pi d^3] \text{ en supposant un fil de diamètre } 12\text{mm} \\ \text{et } C = D/d = 5$$

D: diamètre d'enroulement du  
ressort

$$K = (4C-1) / (4C-4) + 0.615/C = 1.31 \\ (\text{facteur de Wahl})$$

$$\text{On a } \tau = 1.31 * 8 * 69680 * 0.06 / \pi * (0.012)^3 \\ = 8071 \text{ MPa}$$

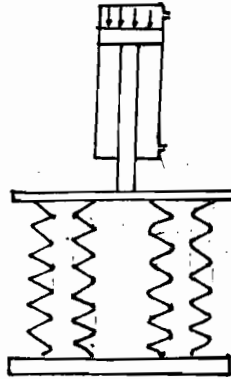
or la limite élastique des aciers de ressort va jusqu'à 600 MPa. Cette illustration permet effectivement de voir l'impossibilité d'absorber l'énergie d'un fluide sous pression dans notre gamme de pression par un seul ressort.

Pour résoudre ce problème, nous avons pensé augmenter le nombre de ressort à quatre pour que ceux-ci se repartissent l'effort engendré par le fluide sans risque de déformation plastique ou de rupture brusque.

### 3.2.1 Description de la solution retenue

Le fluide sous pression quittant la pompe va déplacer un

vérin sur une course déterminée, ce vérin sera solidaire à une poutre qui s'appuie sur quatre ressorts identiques; ceux-ci vont absorber l'énergie du fluide. Le schéma ci-dessous illustre le simulateur de charge.



### 3.2.2 Design du simulateur de charge

#### 3.2.2.1 Dimensionnement des ressorts

Pour avoir un encombrement réduit, nous avons choisi un cylindre de diamètre  $\phi=40$  mm, la section de passage du vérin est  $S=12.56 \text{ cm}^2$ . La pression maximale de calcul sera  $p=210$  bars, et ceci pour s'assurer que les sollicitations mécaniques qui peuvent se créer dans notre gamme de pression (0 -200 bars) ne causent aucun dommage au système et que celui-ci puisse résister à de légères surcharges.

$$F=k*x$$

Prenons pour course totale du piston  $c=100$  mm

Suivant la description du système, la déflexion du ressort sera toujours égale à la course du piston, donc la déflexion maximale du ressort sera  $x=c=100$  mm

$$\text{On devra avoir: } F_{\max}=k*c$$

$$\begin{aligned} \text{On a pour } p=210 \text{ bar; } F_{\max} &= p*S = 12.56*10^{-4}*210*10^5 \\ &= 27376 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_{\max}=k*c \text{ soit } k = F_{\max}/c = 27376/0.1 = 273760 \text{ N/m}$$

$k$  est la constante élastique de tout le système, pour



chacun des quatre ressorts on a  $k' = k/4$

$$k' = 263760/4$$

$$= 65940.0 \text{ N/m}$$

Connaissant  $k'$  nous pouvons dimensionner le ressort.

#### a. Choix de matériau

On utilisera de l'acier chrome-silicium UNS G92540 (réf[4]). Cet acier est utilisé pour fabriquer des ressorts de hautes contraintes alternées (comme ce sera le cas sur le banc d'essai), avec une longue durée et sujets à des chocs.

Caractéristiques mécaniques (référence[4]):

$$S_{ut} = R = 790 \text{ MPa} ; S_y = R' = 540 \text{ MPa}$$

Nous prendrons un fil assez grand pour minimiser les contraintes de torsion lors de la compression du ressort.

On aura :  $d = 18 \text{ mm}$   $C = D/d = 4.5$  ( $C$  est faible pour pouvoir réduire les contraintes de torsion)

Pour un ressort hélicoïdal soumis à une force de compression, la constante élastique  $k$  est donnée par:

$$k = G \cdot d / 8C^3 \cdot N$$

$G$ : module de cisaillement

$N$ : nombre de spires

$$\text{soit } N = G \cdot d / 8C^3 \cdot k$$

$$= 79.3 \cdot 10^9 \cdot 18 \cdot 10^{-3} / 8 \cdot 4.5^3 \cdot 65940$$

$$= 29.7$$

On prendra  $N = 30$

Calcul de la contrainte de torsion induite dans le fil du ressort.  $\tau = 8 \cdot K \cdot F' \cdot D / \pi d^3$

$$F' = F/4$$

$K$ : facteur de Wahl car le ressort travaillera

en fatigue (défini en 3.2)

Pour  $C=4.5$      $K=1.35$

$$\begin{aligned}\tau &= 1.35 * 8 * 263760 * 81 * 10^{-3} / 4 * \pi * 18^3 * 10^{-9} \\ &= 314.84 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Détermination de la contrainte de comparaison (suivant la référence [11]).

Pour un ressort dont  $C$  est compris entre 3 et 5, la contrainte de comparaison en torsion est comprise entre  $0.8 * S_y$  et  $0.85 * S_y$

$$\begin{aligned}\tau_a &= 0.8 * S_y = 0.8 * 540 \\ &= 432 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\tau < \tau_a$$

Il n'y aura pas de déformation plastique dans le fil d'acier.

#### b. Vérification du ressort en flambage

L'affaissement critique du ressort s'obtient graphiquement, connaissant la longueur libre du ressort  $l_0$  et son diamètre d'enroulement  $D$ .

$$l_0 = L_e + c, \quad L_e: \text{longueur du ressort écrasé}$$

$c$ : déflexion maximale du ressort,

(course totale du piston)

L'égalité ci-dessus provient du système même du simulateur, car on suppose qu'en fin de course, les ressorts sont totalement comprimés.

$$L_e = d * N$$

$$= 18 * 30 = 540 \text{ mm}$$

$$c = 100 \text{ mm}$$

$$L_0 = L_e + c = 540 + 100 = 640 \text{ mm}$$

$$L_0/D=640/81=7.9$$

en considérant que les ressorts seront encastres, on obtient graphiquement:

$y_{cr}/L_0=0.22$  (le graphique utilisé est la courbe typique relative au flambage d'un ressort dans "Eléments de machine", Vinet)

$$y_{cr}=0.22*L_0$$

$$=0.22*640=140\text{mm}$$

$$y_{cr}=140\text{mm}>c=100\text{mm}$$

L'affaissement critique a lieu pour une deflexion supérieure à la course du piston. Le flambage des ressorts n'est donc pas à craindre durant le fonctionnement; ce qui nous dispense de placer un chemin de guidage pour les ressorts.

### c. Vérification du ressort en fatigue

Cette vérification s'impose car le simulateur de charge est conçu pour subir un chargement dynamique, en effet lors des essais chacun des ressorts sera soumis à des forces allant de 0 à 6594 N

Les relations de calculs en fatigue sont:

$$\tau_m = 8 * K_m * F_m * D / \pi * d^3$$

$$K_m: \text{facteur de chargement statique} = 1 + 0.5/C$$

$$\tau_a = 8 * K * F_a * D / \pi * d^3$$

$$K: \text{facteur de Wahl}$$

$$F_a = (F_{\max} - F_{\min}) / 2$$

$$F_m = (F_{\max} + F_{\min}) / 2$$

$$F_{\max} = 6594.0 \text{ N} \quad \text{et} \quad F_{\min} = 0 \text{ N}$$

$$\text{Pour } C=4.5 \text{ et } K_m=1.11 \text{ on a } F_a=F_m=6594/2 \text{ N}$$

$$\tau_m = 1.11 * 8 * 6594 * 81 * 10^{-3} / 2 * \pi * 18 * 10^{-3} = 129.45 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = 1.35 * 8 * 6594 * 81 * 10^{-3} / 2 * \pi * 18^3 * 10^{-9} = 157.42 \text{ MPa}$$

$$FS = S_{se} / \tau_a ; S_{se} = K_c * K_d * K_f * S'_{se}$$

$K_c$ : facteur de fiabilité = 0.868 pour 95%

$K_d$ : facteur de température = 1

$K_f$ : facteur dû aux effets divers = 1

$S'_{se}$ : limite d'endurance (pour les ressorts grenailés, elle vaut 465 MPa)

$$FS = 0.868 * 465 / 157.42 = 2.56$$

$$FS = S_{sy} / (\tau_a + \tau_m) \text{ avec } S_{sy} = 0.577 * S_y ; S_y = 540 \text{ MPa}$$

$$FS = 0.577 * 540 / 129.45 + 157.42 = 1.1$$

FS=1.1 Le ressort a une vie infinie.

#### d. Caractéristiques géométriques des ressorts

A partir des considérations et calculs précédents, on obtient les caractéristiques géométriques suivantes pour les ressorts:

$$d = 18 \text{ mm}$$

$$D = 81 \text{ mm}$$

$$L_0 = 640 \text{ mm}$$

$$\text{Pas du ressort: } 21.3 \text{ mm}$$

$$\text{Enroulements effectifs: } 28$$

Ressort à bouts équarris et meulés

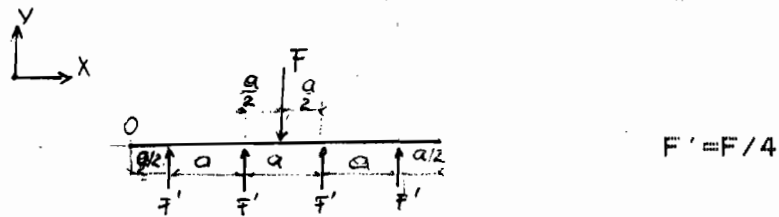
$$\text{Pente: } \text{tg}^{-1}(p/2D) = 7.5^\circ$$

#### e. Fabrication des ressorts

Vu le diamètre du fil à utiliser ( $d=18\text{mm}$ ), les ressorts devront être fabriqués par un roulage à chaud.

### 3.2.2.2 Montage du ressort et caractéristiques du vérin

Nous devons disposer les ressorts sous la poutre d'appui de façon à équilibrer la force due au vérin et le moment que cette force peut créer en un point quelconque de la poutre. Avec la disposition ci-dessous, l'équilibre des forces et des moments est assurée:



$$\Sigma F_y : F = 4F' \text{ soit } F - 4F' = 0$$

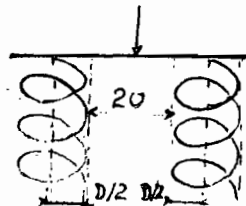
$$\Sigma M_O : F \cdot 2a = F' \cdot (a/2 + 3a/2 + 5a/2 + 7a/2)$$

$$F \cdot 2a = F' \cdot 8a \text{ soit } F \cdot 2a - F' \cdot 8a = 0$$

Nous prendrons  $a = 101\text{mm} = (81 + 20)\text{mm}$

somme des deux demi diamètres d'enroulement: 81 mm

espace entre deux ressorts : 20 mm



Nous obtenons la longueur de la poutre d'appui  $L = 4a$

$$L = 4 \cdot 101 = 404 \text{ mm}$$

Détermination de la section de la poutre d'appui

Pour calculer cette section, nous nous appuierons sur la considération suivante: la flèche au point d'appui de la force  $F$  (donc du vérin) sera limitée à  $L/100$  soit  $f_{\max} = 4\text{mm}$ .

La déformée élastique d'une poutre s'obtient par l'équation

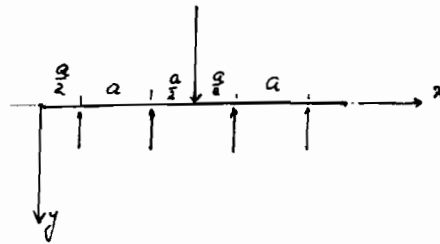
$$E \cdot I \cdot (d^3y/dx^3) = -V$$

L'effort tranchant  $V$  est ici égal à  $F$

L'intégration de l'équation donne:

$$y = (-F \cdot x^3/6 + C_1 \cdot x^2/2 + C_2 \cdot x + C_3) / E \cdot I \quad (1)$$

$C_1, C_2, C_3$  seront déterminés par les conditions aux appuis:



Pour  $x=a/2, y=0$

$x=3a/2, y=0$

$x=5a/2, y=0$

On trouve un système de 3 équations linéaires à 3 inconnues, la solution ( $F$  en N,  $x$  en mm; calcul sur machine HP-15C)

$$C_1 = 3.996 \cdot 10^6$$

$$C_2 = -2.579 \cdot 10^9$$

$$C_3 = 8.492 \cdot 10^7$$

en remplaçant ces valeurs dans (1) et en prenant  $x=202$  mm

on a  $E \cdot I \cdot y = 1.689 \cdot 10^9$  Nmm<sup>3</sup>

poutre en acier  $E=210000$  N/mm<sup>2</sup>; flèche admise  $y=4$  mm

on obtient  $I = 2.01 \cdot 10^3$  mm<sup>4</sup>

De cette valeur, on voit que la section de la poutre devrait être petite, on prendra une section plus grande pour minimiser encore la flèche et permettre une bonne fixation des ressorts sur la poutre. Les sections possibles sont les suivantes:

Profilé C-shape 75\*6;  $I = 6.7 \cdot 10^4$  mm<sup>4</sup>

Section rectangulaire 45\*10;  $I = 7.6 \cdot 10^4$  mm<sup>4</sup>

On placera deux barres de guidage aux extrémités de la poutre

-Caractéristiques du vérin

#### a. Matériau

Vu le niveau de pression à atteindre pour les essais, le vérin et son cylindre seront en acier au carbone (XC 42 AFNOR ou SAE 1020)

Diamètre d'alésage  $\varnothing=40$  mm

On aura un montage rigide centré

#### b. Calcul structural

Il s'agit d'un vérin à simple effet. Nous prendrons un diamètre de tige  $d'=1$  po = 25.4 mm

La charge appliquée sur le vérin  $P=F=26376$  N = 2691.4 kgf.

Nous utilisons la table 5.5a calcul des vérins du cours systèmes hydrauliques (référence [1])

La table nous donne la longueur critique d'un vérin pour un chargement  $P$  (en lb)

$$P = 2691.4 / 2.2 = 1223.4 \text{ lbs}$$

on obtient une longueur critique  $L = 55 \text{ po} = 1397 \text{ mm}$

Pour éviter tout risque de flambage, il faudra prendre un vérin de longueur inférieure à 1397 mm. Nous prendrons une longueur permettant de minimiser l'encombrement du banc,  $l = 150 \text{ mm}$

#### 3.3 Conclusion

Les calculs précédents et le choix des matériaux faits permettent de construire un simulateur de charges avec lequel on pourra déterminer les pressions de refoulement des pompes. Le montage de ce simulateur sera présenté dans la partie construction du banc d'essai .

## CHAPITRE 4: POSITIONNEMENT DES POMPES

### 4.a Introduction

Les pompes à tester étant de géométrie très différente , nous devons concevoir un mécanisme de positionnement; pour pouvoir accoupler les diverses pompes au moteur, car la coïncidence des trous de passage des plateaux d'accouplement permet un positionnement correct. Comme dans le chapitre 2, nous avons comparé les diverses possibilités pour résoudre le problème, ensuite nous avons effectué le dimensionnement du mécanisme retenu.

### 4.b Les mécanismes de positionnement possibles.

Le mécanisme de positionnement devra être caractérisé par une grande précision de façon à rattraper de petites différences de hauteur (nous ferons le positionnement suivant un seul degré de liberté pour la coaxialité des axes de la pompe et du moteur).

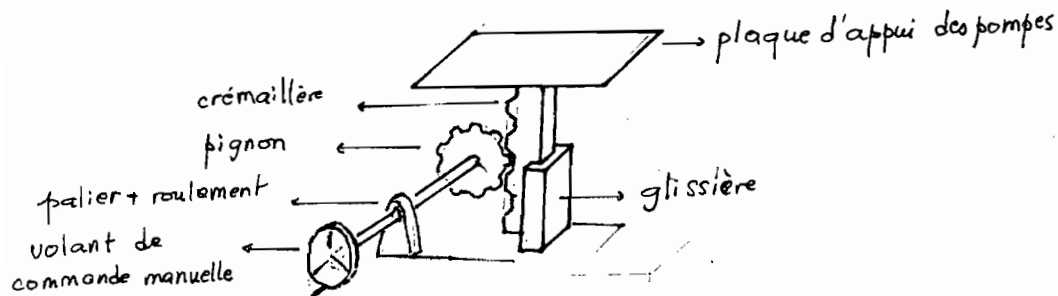
Pour répondre à cette exigence, nous avons pensé à l'utilisation d'une vis de mouvement ou d'un mécanisme pignon-crémaillère.

Pour la vis de mouvement, il faut qu'elle soit verticale car le positionnement est vertical. Ceci cause des difficultés de manipulation du fait que la manivelle ou la roue de commande de la vis devrait être dans le plan horizontal soit dans le même plan que le moteur et la pompe; ce qui créerait facilement des accidents de travail.

Le mécanisme pignon-crémaillère possède une grande facilité de manipulation, avec peu de risque d'accident de travail. Pour permettre un déplacement précis, la crémaillère sera dans une



glissière. Nous aurons là un guidage précis à un degré de liberté. La figure ci-dessous présente le mécanisme de positionnement :



#### 4.c Design du mécanisme de positionnement (pignon-crémaillère)

##### c.1 Puissance à transmettre par le mécanisme

En actionnant la roue de commande, on doit pouvoir déplacer la pompe et son support à une vitesse constante  $v$ . La puissance nécessaire à ce déplacement est :  $P = F \cdot v$

$F$  : poids de la charge à déplacer

$v$  : vitesse constante de la charge

Nous avons évalué  $F$  à partir des catalogues des pompes à notre disposition, les pompes de  $p \leq 200$  bar et  $Q \leq 200$  l/min ont une masse inférieure à 30 kg.

$$F = m \cdot g = 30 \cdot 9.81 \text{ N}$$

pour l'estimation de  $v$ , nous nous sommes basés sur les avances des machines-outils : nous avons pris  $v = 0.02$  m/s

$$\text{d'où } P = F \cdot v$$

$$= m \cdot g \cdot v = 30 \cdot 9.81 \cdot 0.02 = 5.87 \text{ W}$$

On prendra  $P = 6$  W

On peut donc déterminer le diamètre de l'axe reliant la roue de commande au pignon

$$d_{ax} = 13 [P(\text{kW}) / n(\text{tr/min})]^{0.25}$$

Pour une commande manuelle, la vitesse de rotation  $n$  de la roue est estimée à 5 tr/min.

$$\text{on a : } d_{ar} = 13[0.006/5]^{0.25} = 24.2 \text{ mm}$$

### c.2 Dimensionnement du pignon

La détermination du diamètre primitif est faite suivant la référence[2]

Le diamètre primitif  $D$  est compris entre  $1.2 \cdot d_{ar}$  et  $2 \cdot d_{ar}$

$$\text{Soit } D = 1.5 \cdot d_{ar}$$

$$= 1.5 \cdot 24.2 = 36 \text{ mm}$$

ce qui nous donne la vitesse linéaire réelle

$$v = \omega \cdot d / 2, \omega = 5 \text{ tr/min} = 0.523 \text{ rad/s}$$

$$= 0.523 \cdot 0.018$$

$$= 0.0094 \text{ m/s}$$

Nous pouvons déterminé graphiquement le nombre de dents avec  $v$  et  $D$ , on trouve  $N=18$

Caractéristiques du pignon

$$D = 36 \text{ mm}$$

$$N = 18$$

$$P = N/D = 18/36 = 0.5 \text{ mm}^{-1} ; (m=2)$$

$$\text{Diamètre de tête } D_{op} = n+2/P = 40 \text{ mm}$$

Epaisseur de la dent sur le cercle de tête:

$$t_2 \cdot P = \pi \cdot (N+2) / 2N - (\text{Inv } \phi_2 - \text{Inv } \phi_1) \cdot (N+2)$$

$$t_2 \cdot P = \pi \cdot 20 / 36 - (0.0681 - 0.0150) \cdot 20 = 0.6833$$

$$t_2 = 1.4 \text{ mm}$$

$$\text{Angle de pression } \phi_1: 20^\circ; \phi_2 = \text{Arc cos}(N \cdot \cos 20 / N+2) = 32.2^\circ$$

$$\text{Epaisseur sur le cercle primitif: } t_p = \pi / 2P = 3.14 \text{ mm}$$

Largeur de la dent  $F$ : le manuel donne une détermination empirique de la largeur  $F$ ;  $F = m \cdot \psi$

m: module du pignon

$\psi$ : coefficient de proportionnalité entre m et F

pour les petits engrennages  $\psi$  est compris entre 10 et 15. Soit ici  $\psi=10$

$$F=2*10=20\text{mm}$$

### c.2.2 Résistance mécanique du pignon

Contrainte induite au niveau de la dent.

$$\sigma = W_t * P * K_o * K_m * K_v / K_j * F * J$$

$W_t$ : force tangentielle

$$= 2M/D$$

$$M = P_m * K_I / \eta * \omega \quad ; P_m: \text{puissance de sortie}$$

$\eta$ : rendement de l'engrennage

$\omega$ : vitesse de rotation

$K_I$ : facteur de service = 1.35

$$M = 6 * 1.35 / 0.9 * 0.523 = 17.2 \text{ mN}$$

$$W_t = 17.21 / 0.018 = 956.11 \text{ N}$$

J: facteur géométrique

$$J_{t+p} = 0.311 - 1.385/N = 0.385 - 1.385/18$$

$$= 0.23$$

$K_o$ : facteur de surcharge. On suppose qu'on a une source uniforme et la charge de la machine entraînée a des chocs modérés.

$$K_o = 1.25$$

$K_v$ : facteur dynamique

$$K_v = \sqrt{78 / (78 + \sqrt{v})}$$

$$v = 1\text{cm/s} \text{ d'où } K_v = 1$$

$K_m$ : facteur de distribution = 1.3 (largeur des dents = 2po,

minimum de déflexion de l'arbre)

$K_m$ :facteur de dimension =0.833 pour  $P=2$

On a  $\sigma = W_t * K_o * P * K_m * K_{\sigma} / K_v * F * J$

$$= 956.11 * 1.25 * 0.5 * 1.3 * 0.833 / 20 * 0.23$$

$$= 140.68 \text{ MPa}$$

Effort admissible  $\sigma_a = S_{at} * K_L / K_R * K_T$

Choix de matériau:acier traité AISI 4140 ( $S_{at}$ :230-310MPa)

on calcule avec  $S_{at}=230 \text{ MPa}$

$$K_L=1$$

$$K_R=1 \text{ (moins de 1 panne sur 100)}$$

$$K_T=1 \text{ (température de}$$

fonctionnement  $< 120^\circ\text{F}$ )

$$\sigma_a = S_{at} = 230 \text{ MPa}$$

$$\sigma < \sigma_a$$

Effort de contact  $P_o$

$$P_o = C_p [W_t / F * D * I]^{0.5}$$

$I$ :facteur géométrique =2.49

$C_p$ :coefficient élastique= 192VN/mm<sup>2</sup>

$$C_v = C_o = C_{\sigma} = 1$$

$$P_o = 192 * [956.11 / 20 * 18 * 2.49]$$

$$= 198.3 \text{ N/mm}^2$$

Pression admissible  $P_a$

$$P_a = S_{ac} * C_L * C_H / C_T * C_R$$

pour l'acier choisi  $S_{ac}=1100 \text{ MPa}$ ; tous les coefficients de correction  $C$  sont égaux à l'unité

$$P_a = S_{ac} = 1100 \text{ MPa.}$$

$$P_o < P_a$$

Les efforts de flexion et de contact sur les dents du pignon sont

inférieurs aux efforts admissibles. Le dimensionnement est sécuritaire car dans un mécanisme pignon-crémaillère les contraintes sont plus élevées dans le pignon.

Nous allons maintenant donner les dimensions de la crémaillère, et ceci en fonction des déplacements recherchés sur le banc d'essai et nous vérifierons sa résistance en flambage.

### C.3 Dimensionnement de la crémaillère

La longueur de la crémaillère devra permettre le déplacement vertical du support de la pompe sur une distance assez grande, de façon à rattraper toute différence de hauteur entre l'arbre moteur et celui de la pompe en essai.

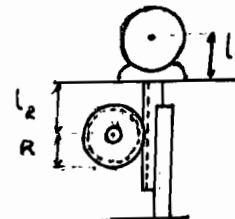
Le diamètre extérieur d'un moteur CC de 85 kW est approximativement égal à 300 mm (détermination graphique à partir de la référence[9])

Détermination de la longueur de la crémaillère  $L_c$ .

Cette longueur sera supérieure à la somme du déplacement maximum de bas vers le haut,  $l_1 = 10$  cm, avec la distance entre le pignon et le support de la pompe,  $l_2 = 5$  cm, et du rayon primitif du pignon  $R = 18$  mm

$$L_c > l_1 + l_2 + R = 100 + 50 + 18 = 168 \text{ mm}$$

on prendra  $L_c = 170$  mm



Caractéristiques géométriques.

angle de pression :  $20^\circ$

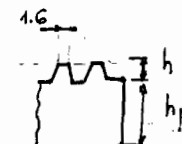
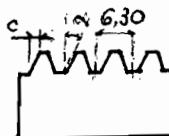
largeur  $F$  : 20 mm

épaisseur  $t$  : 3.14 mm

$$a = 1/P = 2 \text{ mm}$$

$$h = 2a = 4 \text{ mm}$$

$$\text{profondeur } h_p = 10 \text{ mm}, c = 1.46 \text{ mm}, F_c = 1.69 \cdot 2 + 1.46 \cdot 2 = 6.30 \text{ mm}$$



Nombre de dents de la crémaillère  $N_c$

$$N_c = L_c / P_c = 170 / 6.30 = 27.02$$

$$N_c = 27 \text{ dents}$$

#### C.4 Calcul de la glissière

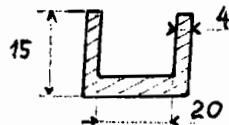
La longueur de la glissière devra permettre un guidage précis, on la prendra à près de 80% de  $L_c$ , soit

$$L_g = 0.8 * L_c = 136 \text{ mm}$$

$$\text{on prendra } L_g = 140 \text{ mm}$$

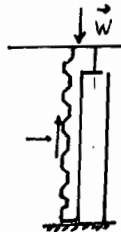
Section de la glissière

Celle-ci étant une pièce femelle à la crémaillère, sa surface interne correspond à la surface extérieure de la crémaillère; ce qui nous donne la section suivante:



#### C.5 Vérification de l'ensemble crémaillère glissière en flambage

On a le chargement suivant sur l'ensemble



La force  $F$  est produite par la présence du pignon; lors des essais la crémaillère doit supporter le poids de la pompe et d'autres forces dynamiques (verticales) produites durant la rotation, l'ensemble de ces forces peut faire flamber la tige crémaillère qui constitue le support de la plaque d'appui des pompes

Cette sollicitation correspond au cas classique de flambage suivant:



$$l_0 = l/2$$

le degré d'élancement  $\lambda$  est  $\lambda = l_0/i$ ,  $i$ : rayon de giration

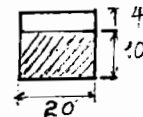
$$i = \sqrt{I_0/A} \quad ; \quad I_0 = \sqrt{I_x^2 + I_y^2}$$

A: section droite de la poutre

On calculera  $\lambda$  avec la section pleine de la crémaillère car c'est celle-ci qui résiste aux forces de compression, les dents assurant la transmission du mouvement.

$$I_0 = \sqrt{(20 \cdot 10^3 / 12)^2 + (10 \cdot 20^3 / 12)^2}$$

$$= 6.872 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$$



$$i = \sqrt{(6872 / (20 \cdot 10))} = 5.86 \text{ mm}$$

$$\lambda = L_0 / 2i = 170 / 2 \cdot 5.86 = 14.50 < 104 \text{ (pièce courte)}$$

On n'est plus dans le domaine d'Euler, on utilise la formule de Tetmayer:

$$\sigma_{cr} = 310 - 1.14 \cdot \lambda \text{ (pour l'acier)}$$

$$= 310 - 1.14 \cdot 14.50 = 293.47 \text{ N/mm}^2$$

La contrainte de compression est:

$$\sigma_c = F \cdot 1.5 / A$$

F étant le poids de la charge supportée par la crémaillère

Le coefficient 1.5 intègre les forces additionnelles lors de la rotation

$$\sigma_c = 30 \cdot 1.5 \cdot 9.8 / (20 \cdot 10) = 2.2 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_c < \sigma_{cr}$$

Le flambage n'est pas à craindre.

### C.5 Détermination de la fréquence fondamentale de la crémaillère.

En considérant la crémaillère comme une poutre avec une masse en son bout, sa fréquence fondamentale est donnée par la relation

$$\omega_0 = \sqrt{(3 \cdot E \cdot I / M \cdot L^3)}$$

L : longueur de la poutre

M : masse attachée

$$\begin{aligned}\omega_0 &= \sqrt{[3 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 6872 \cdot 10^{-12} / 30 \cdot 10^{-6} \cdot (0.17)^3]} \\ &= 171.387 \text{ rad/s} = 27 \text{ Hz}\end{aligned}$$

C'est une basse fréquence, mais comme le système pompe-moteur a une fréquence de 50 Hz, il n'y a risque de résonance que si la pompe a une petite masse, soit autour de 7 kg, dans ce cas il faudra ajouter des masses supplémentaires de façon à éviter la résonance entre le système pompe-moteur et la crémaillère.

### C.6 Conclusion

A la suite de l'étude faite dans ce chapitre, nous pensons que le mécanisme de positionnement sera précis et sécuritaire. Il nous faut seulement préciser que ce mécanisme nécessitera une lubrification entre la glissière et la crémaillère afin de réduire les pressions de contact et permettre un glissement facile de la crémaillère. Des bouchons de graissage seront prévus dans la glissière à cet effet.

Lors des déplacements de la crémaillère vers le haut, il faudra ajouter des cales d'épaisseur dans la glissière pour éviter un glissement de la crémaillère vers le bas.

Le mécanisme de positionnement ainsi conçu est un positionneur mécanique.



## CHAPITRE 5: INSTRUMENTATION DU BANC D'ESSAI

### 5.1 Introduction

Le banc d'essai étant une machine de contrôle, il doit être pourvu d'instruments de mesure adaptés aux grandeurs hydrauliques et mécaniques pour permettre à son utilisateur d'apprécier les performances des pompes. Dans ce chapitre, nous présentons le choix des instruments de mesure pour la pression, le débit et la vitesse de rotation. Leur montage dans le circuit hydraulique sera présenté dans le chapitre suivant.

### 5.2 Mesure de la pression

Tout circuit hydraulique est caractérisé par sa pression; celle-ci est donnée par un manomètre. Les deux propriétés de l'appareil de mesure que nous privilégierons dans notre choix de manomètre seront la précision et la fidélité, en outre nous devons tenir compte du fait qu'on est en présence d'un fluide visqueux.

Ainsi nous avons porté notre choix sur un manomètre Bourdon, qui peut facilement mesurer les pressions comprises dans notre gamme de mesure; compte tenu de sa simplicité et de sa robustesse il s'adapte très bien à la mesure de pression dans un système hydraulique. Sa technologie étant maîtrisée depuis des années, il a un coût faible.

En plus le manomètre Bourdon peut s'adapter à un système d'acquisition de données car sa sortie peut être liée à un potentiomètre.

#### 5.2.1 Caractéristiques fonctionnelles du manomètre

a. Echelle: Pour déterminer l'échelle, nous respecterons une règle importante pour garder la fidélité d'un manomètre: "ne jamais utiliser le manomètre en service courant au delà des trois quarts de l'échelle". Ceci pour éviter des contraintes exagérées dans le tube Bourdon et pour un maximum de fidélité et de durée.

La gamme de pression étant 0 - 200 bar, l'échelle est donnée par

$$E > 200 / 0.75 = 267 \text{ bar}$$

On prendra dans le commerce un manomètre de 300 bars

b. Tube Bourdon: On aura un tube Bourdon en acier étiré et de section elliptique afin de réduire l'hystérésis des mesures

### 5.3 Mesure de débit

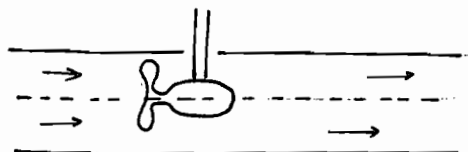
La mesure du débit s'avère très importante pour un système hydraulique, car le débit détermine la rapidité (ou le temps de réponse) du système.

En plus de la fidélité et de la précision comme critères de choix, nous avons tenu compte des conditions de service (en particulier la viscosité du fluide et le niveau de pression à mesurer) et le coût de l'investissement.

Parmi les divers types de débitmètres utilisés dans les systèmes hydrauliques, c'est le débitmètre à rotor hélicoïdal ou débitmètre turbine qui répond le mieux à nos exigences. Il convient aux fluides visqueux, il a une bonne précision (moins de 5%), un coût d'investissement acceptable et supporte des pressions élevées.

Nous donnons une description succincte de son fonctionnement

fig



Soit un rotor placé dans l'axe d'une conduite de fluide sous pression, il tourne à une vitesse qui dépend directement du débit du fluide. On établit expérimentalement que la vitesse angulaire  $\omega$  du rotor est proportionnelle à la vitesse moyenne de l'écoulement du fluide, soit son débit.

$$q = k * \omega \quad q: \text{débit volumique}$$

$$M = k \int_{t_1}^{t_2} \omega \, dt \quad M: \text{volume du liquide écoulé pendant l'intervalle de temps } t_2 - t_1$$

$k$ : constante

A partir de ce principe, l'on construit des débitmètres et des compteurs de volume.

Le débitmètre est constitué de 3 parties:

- le mesureur (capteur) qui est le rotor
- le transmetteur assurant la sortie des informations issues du mesureur
- l'indicateur du débit de fluide

### 5.3.1 Caractéristiques fonctionnelles du débitmètre

Pression de service: 250 bar ( $p_m$ ) à la gamme du banc)

Echelle : Pour avoir des mesures plus précises sur toute la gamme de débit (0 - 200 l/min), on la multiplie par 1.25 pour trouver l'échelle.

E: 250 l/min ou 15 m<sup>3</sup>/h

Précision:  $\pm 1\%$

Rotor en acier inoxydable

Transmetteur de débit électrique (à inductance magnétique ou à reluctance variable).

Les caractéristiques ci-dessus seront suffisantes pour le choix

du débitmètre dans les catalogues des fabricants.

#### 5.4 Mesure de la vitesse de rotation

La vitesse de rotation doit être mesurée car elle influence le débit, en plus il nous faut aussi connaître les performances d'une pompe à différentes vitesses.

Les critères de choix du tachymètre sont les mêmes que pour le débitmètre. Nous avons choisi un tachymètre numérique avec capteur générateur d'impulsions qui est d'une grande fiabilité et d'un coût réduit.

Le capteur sera magnétique (à reluctance variable); une roue dentée solidaire à l'arbre moteur tournera devant le capteur qui comporte une bobine entourant un aimant permanent. La variation de la reluctance du circuit magnétique ainsi créée produit une tension électrique proportionnelle à la vitesse de rotation.

##### 5.4.1 Caractéristiques du tachymètre

Roue dentée en acier

Echelle: 0 - 3000 tr/min

Capteur magnétique

#### 5.5 Conclusion

Les instruments de mesure choisis dans ce chapitre devraient renseigner de façon précise sur les performances d'une pompe en essai. Ces instruments peuvent être interfacés avec un système d'acquisition de données dans le cas d'une prise de mesures centralisée dans un ordinateur.

## CHAPITRE 6: CONSTRUCTION DU BANC D'ESSAI

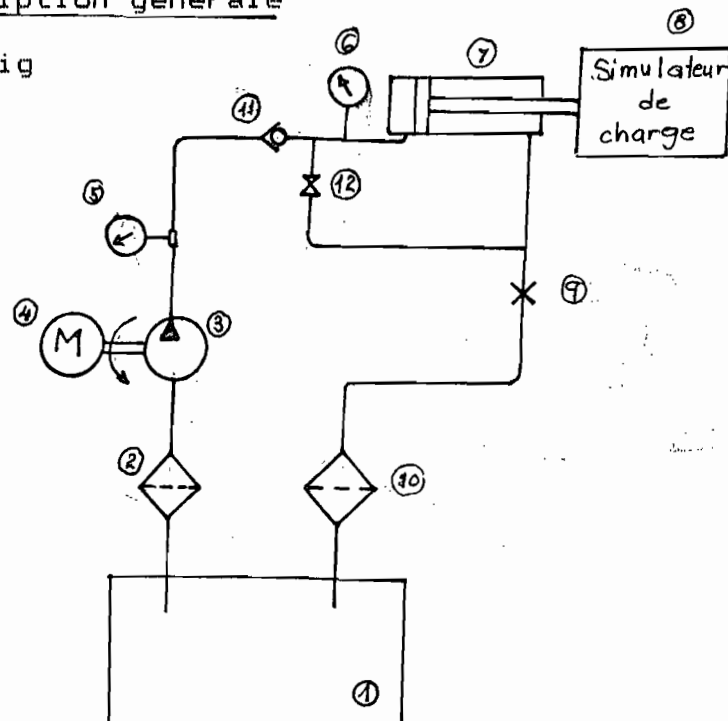
### 6.1 Introduction

Dans les chapitres précédents, nous avons calculé ou choisi les éléments essentiels qui vont constituer le banc d'essai. Dans cette partie, nous allons présenter le circuit hydraulique du banc dans son ensemble et ses composantes; ensuite nous présenterons la mise ensemble des différents éléments afin d'avoir une machine capable d'effectuer des essais de pompes.

### 6.2 Circuit hydraulique

#### 6.2.1 Description générale

fig



La pompe en essai (3), entraînée par le moteur (4), aspire de l'huile du réservoir (1); cette huile est filtrée par (2). Durant le passage de l'huile dans le circuit les mesures de pression et de débit sont faits par le manomètre (6) et par le débitmètre (5),

la vitesse de rotation est aussi indiquée par le tachymètre. L'huile sous pression déplace le vérin qui, à son tour, comprime les ressorts qui constituent le simulateur de charge(7). L'huile sortant du cylindre est détendu par le réducteur de pression(9) avant de retourner au réservoir, déjà filtrée par (10). Le clapet anti-retour(11) empêche tout retour d'huile dans la pompe en essai. La vanne manuelle(12) assure le renvoi du reflux d'huile dans le circuit retour.

#### 6.2.2 Composantes du circuit hydraulique

Dans les chapitres précédents, nous avons déjà présenté certaines composantes du circuit; en particulier le moteur, le simulateur de charge et les instruments de mesure. Dans cette section nous présenterons la tuyauterie, les organes de régulation, les organes de conditionnement et stockage.

##### 6.2.2.1 Tuyauterie

Vu la gamme très large de pression et de débit, nous utiliserons un jeu de tuyaux flexibles(boyau) afin de respecter les vitesses d'écoulement en aspiration ou en refoulement.

Canalisation d'aspiration

Vitesse d'écoulement  $v$  : 0.6 à 1.2 m/s

$Q = 6 \cdot v \cdot S$  ;  $Q$ : l/min

$v$ : m/s

$S$ : cm<sup>2</sup>

$S = \pi d^2 / 4$  ;  $d$ : diamètre intérieur du boyau

On utilisera les tuyaux flexibles SAE 100 R1 (adaptés aux faibles pressions). Les diamètres sont calculés à partir des deux relations ci-haut et en tenant compte de la restriction de vitesse; l'ensemble des boyaux à utiliser en fonction des débits

est donné dans le tableau suivant:

| Q(l/min)  | d(po) |              |
|-----------|-------|--------------|
| 0 - 25    | 0.75  | 1 po=25.4 mm |
| 25 - 50   | 1.0   |              |
| 50 - 100  | 1.5   |              |
| 100 - 150 | 2.0   |              |
| 150 - 200 | 2.5   |              |

Les trois dernières dimensions du tableau sont les plus importantes à avoir car les débits 0 - 50 l/min sont peu répandus sur les pompes hydrauliques.

#### Canalisation de refoulement

vitesse d'écoulement:

$p < 50$  bar       $v$ : 3.5 à 5 m/s

$50 < p < 200$  bars       $v$ : 5 à 6 m/s

on utilisera des boyaux SAE 100 R2 ( adaptés aux moyennes pressions ) dont les diamètres sont:

| p(bar)  | Q(l/min)  | d(po) |
|---------|-----------|-------|
| 0 - 50  | 0 - 50    | 0.5   |
|         |           |       |
| 0 - 200 | 0 - 100   | 0.75  |
|         | 100 - 200 | 1.0   |

#### Canalisation de retour

$v$ : 1.2 m/s

On prendra les mêmes dimensions que les canalisations d'aspiration mais des boyaux SAE 100 R2

#### 6.2.2.2 Organes de régulation

Nous n'avons que deux organes de régulation: le clapet anti-retour et la vanne réductrice de pression.

Le clapet anti-retour: empêche le reflux d'huile dans la pompe en essai. L'obturateur sera sphérique ou conique, avec garnitures élastiques pour une bonne étanchéité.

La vanne réductrice de pression placée en aval du vérin permettra de détendre le fluide avant son retour au réservoir; le fluide entrera dans le réservoir avec une faible énergie afin d'éviter tout tourbillonnement du fluide qui peut provoquer la création des bulles d'air; ces bulles, aspirées, conduisent à la cavitation des pompes.

#### 6.2.2.3 Organe de conditionnement

Nous avons uniquement des filtres comme organe de conditionnement, le premier en début d'aspiration sera un filtre fin (retention des particules allant jusqu'à  $5\mu$ ); le second placé dans le circuit retour sera un filtre moyen (grosseur de particules retenues jusqu'à  $50\mu$ )

#### 6.2.2.4 Organe de stockage

Il s'agit ici du réservoir; il sera placé sous la pompe et pour s'adapter à la géométrie du banc d'essai sera de forme parallélépipédique.

Construction: il sera fait de plaques d'acier soudées avec des joints (de soudure) étanches. A part les trous de connection à la tuyauterie, de grandes ouvertures seront prévues pour un accès facile à l'intérieur.

Comme tout réservoir, il sera pourvu d'un indicateur de niveau, d'un thermomètre, des chicanes (pour forcer le liquide à rester le



plus longtemps possible dans le réservoir avant d'être pompé) et des aimants pour fixer les particules ferromagnétiques.

#### Capacité et dimensions

Pour un système hydraulique, la capacité du réservoir doit atteindre au moins trois le débit maximum de la pompe. Sur le banc d'essai, le circuit hydraulique est simple, la recirculation est rapide; nous considérerons une capacité légèrement supérieure au double du débit maximum (200 l/min)

$$V > 400 \text{ l}$$

Les dimensions suivantes conviennent:

$$l = 0.50 \text{ m}; h = 0.70 \text{ m}; L = 1.20 \text{ m}$$

$$\text{on a } V = l * h * L = 420 \text{ dm}^3 = 420 \text{ l}$$

### 6.3 Assemblage du banc d'essai

Cette partie donne la mise ensemble des différentes parties étudiées précédemment autour du cadre rigide du banc d'essai. Nous commençons par donner les dimensions extérieures (ou l'encombrement) du banc; avant de présenter les différentes techniques d'assemblage.

#### 6.3.1 Dimensions extérieures

Les dimensions que nous utiliserons sont des dimensions standards dans la construction des équipements de laboratoires. Elles sont le résultat des études ergonomiques basées sur les caractéristiques anthropométriques de façon à permettre une manipulation facile (les standards utilisés ici sont tirés de la référence [13])

Nous avons les dimensions suivantes:

$$\text{hauteur } h = 0.90 \text{ m}$$

$$\text{profondeur (largeur) } l = 0.80 \text{ m}$$

$$\text{longueur } L = 1.60 \text{ m}$$

### 6.3.2 Supports

Le cadre rigide métallique (support principal) sera constitué de cornières (à ailes égales) soudées. La charge à supporter par le cadre, masse du moteur et celles des autres composantes, est inférieure à 7 kN (la masse totale est estimée à 700 kg). Les cornières 25\*25\*3 résistent en flexion et en compression à cette charge. Toutes les cornières du cadre rigide et celles supportant le moteur seront des 25\*25\*3 sauf celles du bas qui supportent le banc qui seront des 25\*25\*5.

Les tôles de recouvrement seront minces (0.5 à 1 mm); elles seront liées au cadre par des vis. Les figures en perspective permettent de visualiser le cadre.

### 6.3.3 Mise ensemble des composantes

#### a. Tuyauterie

Les différents tuyaux flexibles seront reliés aux autres composantes du circuit par des raccords filetés. Les prises de pression et de débit pour le manomètre et le débitmètre seront faits aussi par l'intermédiaire des raccords filetés.

#### b. Montage du simulateur de charge

Le vérin et l'ensemble poutre-ressorts seront montés en position verticale et à droite (en faisant face au moteur, voir la vue en perspective). Les ressorts seront soudés sur la poutre, la fixation en bas se fera aussi par soudure.

La fixation du vérin sur la poutre se fera à l'aide d'un écrou de haute résistance (les bouts de vérin étant toujours filetés).

#### c. Montage du moteur

Le moteur sera fixé sur le cadre rigide par des boulons de serrage (spécifiés par le constructeur). Des appuis élastiques, des rondelles épaisses en caoutchouc, seront associés à cette liaison pour amortir les vibrations et servir d'isolation acoustique.

#### d. Montage du positionneur mécanique

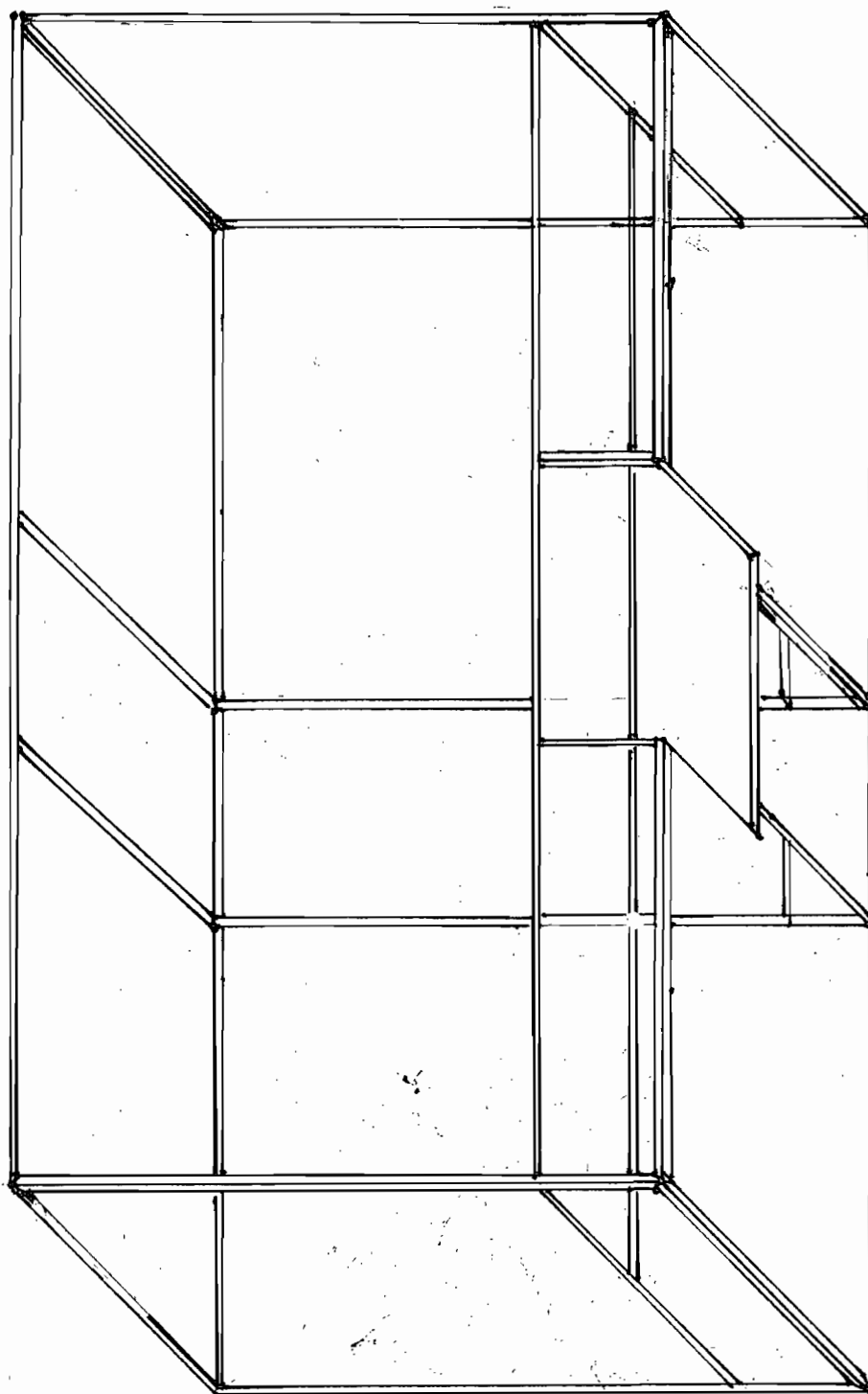
Le positionneur mécanique est constitué d'un mécanisme pignon crémaillère et d'une glissière. La glissière sera fixée sur une cornière d'appui par soudure; l'axe du pignon passe par un roulement à bille (SKF 61805) qui s'appuiera sur un palier lisse (coussinet en bronze) pour un bon guidage.

Le volant de commande sera un volant à poignée tournante s'ajustant avec l'axe de commande du pignon.

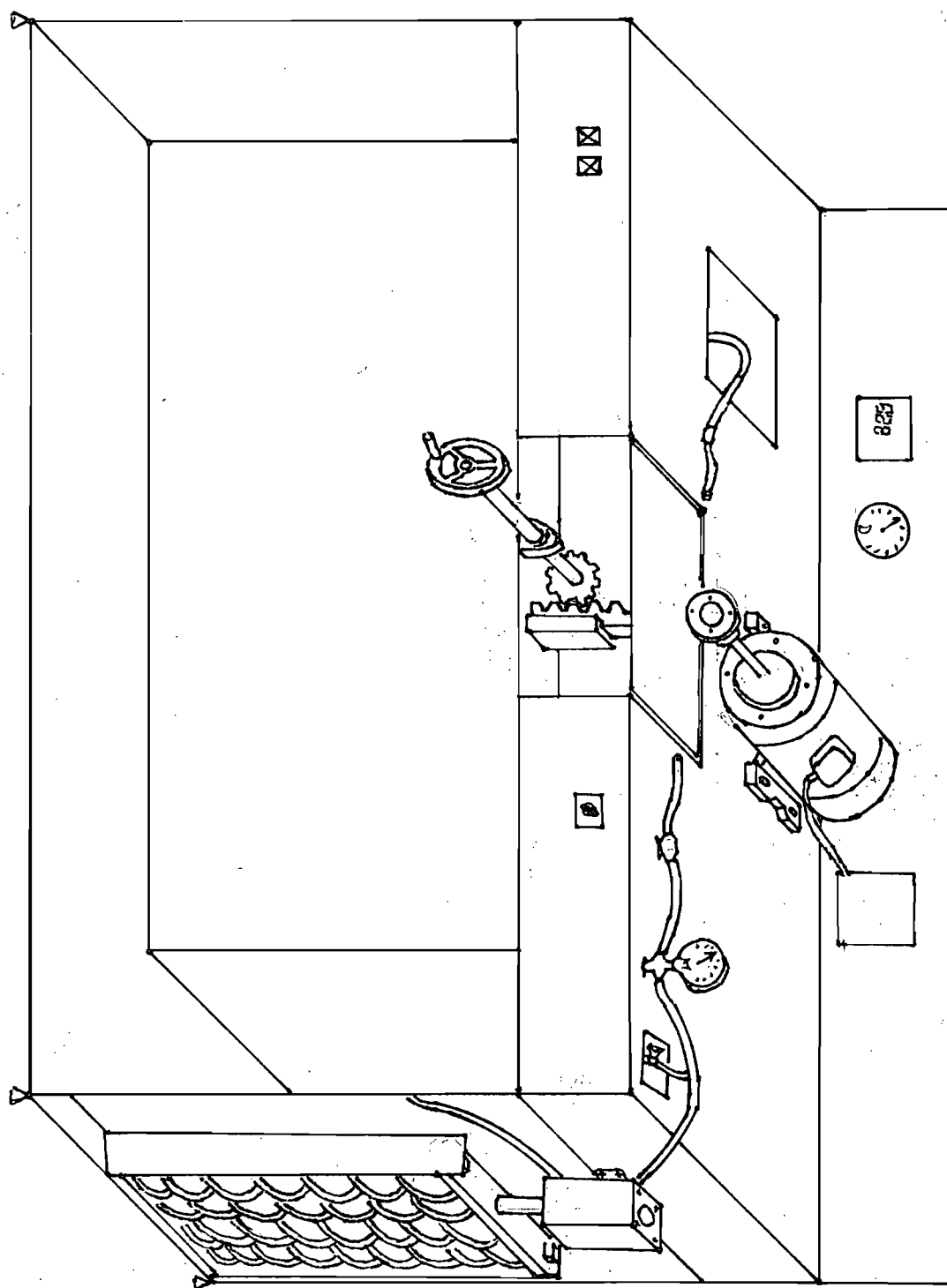
La plaque d'appui des pompes sera solidaire à la crémaillère à l'aide d'un joint de soudure. Un dessin d'ensemble du positionneur permet de voir les différentes liaisons. Elle aura une section rectangulaire: 185 mm de largeur et 350 mm de longueur. Ces dimensions ont été prises après observation des dimensions des pompes dans les catalogues.

#### 6.3.4 Remarque

Dans cette partie, nous avons indiqué de façon générale les techniques d'assemblage à utiliser pour le montage du banc d'essai comme un complément au design et pour aider les techniciens à effectuer ce travail. Pour une réalisation effective de la machine, un plan rigoureux (prescriptions de construction, spécification des normes, ordonnancement des travaux) devrait être établi.



|                              |                       |     |
|------------------------------|-----------------------|-----|
| Ecole Polytechnique de Thies |                       |     |
| Proj 5.12                    | par Ntambwe Lumembela |     |
| Plan n°2                     | EI 574                |     |
| CADRE RIGIDE DU BANC D'ESSAI |                       | Ech |

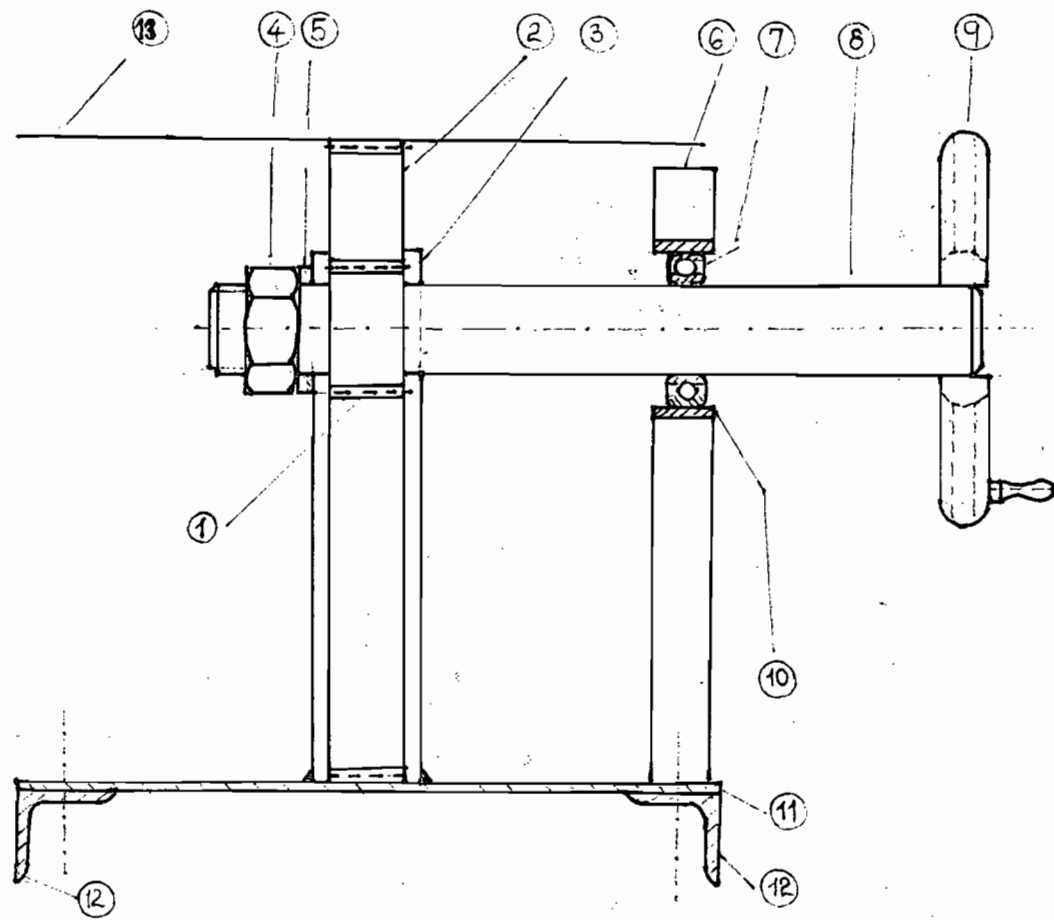


Ecole Polytechnique de Thiès

Proj 512 par Ntambwe Lumembela

Plann°03 EI Mle 574

BANC D'ESSAI POUR POMPES DE COMMANDES HYDRAULIQUES ENGINS LOURDS Ech sans



- ① pignon
- ② tige crémaillère
- ③ glissière
- ④ écrou
- ⑤ rondelle
- ⑥ palier
- ⑦ roulement à bille
- ⑧ axe de commande
- ⑨ Volant de commande
- ⑩ coussinet
- ⑪ plaque d'appui
- ⑫ cornière d'appui
- ⑬ support pompe

|  |         |                                |
|--|---------|--------------------------------|
|  |         | Ecole Polytechnique de Thiès   |
|  |         | Proj 512 par Ntambwe Lumembela |
|  |         | Plan n°4 EI 574                |
|  | Ech 1:2 | POSITIONNEUR MECANIQUE         |

## CHAPITRE 7: ETUDE ECONOMIQUE

### 7.1 Introduction

Il s'agit ici, avant de conclure ce travail, de voir la possibilité de réalisation (sur le plan technique) du banc d'essai dans les ateliers et laboratoires de l'EPT et de présenter une approche qui permette de déterminer le coût de revient du banc.

### 7.2 Possibilité de réalisation à l'EPT

En observant les éléments qui constituent le banc d'essai, nous pouvons dire qu'il est effectivement possible de construire une telle machine à l'Ecole Polytechnique, bien qu'une bonne partie de ces éléments est à acheter; il s'agit de toute la partie électrique (moteur et circuit de commande), du vérin et des ressorts du simulateur, des instruments de mesures, des boyaux et des éléments de régulation et de conditionnement.

Le positionneur mécanique peut-être entièrement réalisé dans nos ateliers; il en est de même pour les plateaux d'accouplement, du montage du simulateur et de toute la partie construction.

On voit qu'avec l'obtention de quelques éléments dans le commerce, cette réalisation est effectivement possible.

### 7.3 Estimation du coût de revient

Par manque de prix récents des différents éléments qui constituent le banc d'essai, nous nous limiterons à présenter la démar-

che qui permet de déterminer le coût de revient.

#### a. Coûts à considérer

Le premier coût à considérer,  $C_1$ , est le coût total de tous les composants achetés sur le marché: le moteur et son système de commande, les éléments du simulateur, les barres d'acier pour l'usinage des pièces (plateaux, pignon, crémaillère, glissière), les cornières et tôles pour l'assemblage et les organes du circuit hydraulique.

Le deuxième à considérer,  $C_2$ , est le coût de fabrication des sous ensembles et du montage: usinage des pièces du positionneur, assemblage du simulateur, construction du cadre rigide ...

Il est à remarquer que  $C_2$  comprend le coût de la main d'oeuvre, l'amortissement des machines et outils nécessaires et le coût de l'énergie consommée durant les opérations.

Le troisième coût,  $C_3$ , est un coût intangible (difficilement quantifiable) il correspond aux frais d'études; en effet ce travail étant fait dans un cadre purement pédagogique, il est difficile d'estimer le coût du travail de conception ainsi cet estimation sera un peu arbitraire.

#### b. Coût de revient total $C_t$

Le coût de revient de notre machine,  $C_t$ , sera la somme des trois coûts présentés ci-haut:

$$C_t = C_1 + C_2 + C_3$$

La possession des chiffres récents nous aurait permis de donner une estimation chiffrée du coût de notre machine pour pouvoir la comparer aux machines existantes.



## CONCLUSION GENERALE

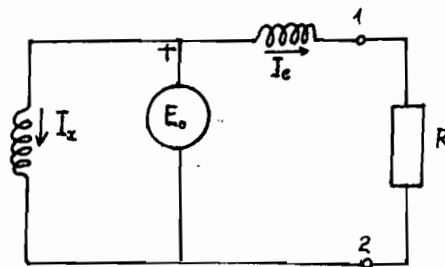
La présente étude n'est en fait qu'un design préliminaire du banc d'essai, car certains aspects restent à raffiner sur le plan calcul (en particulier pour la partie assemblage) et design: ceci concerne la possibilité d'asservir le mécanisme de positionnement et celle d'interfacer la machine à un système d'acquisition de données.

Mais nous pensons tout de même qu'avec les calculs faits dans ce rapport et les dispositions de construction prises, nous pouvons déjà réaliser un prototype. C'est ce prototype qui, une fois réalisé et utilisé, orientera de façon plus précise les différentes améliorations à apporter dans le design final pour produire une machine d'essai d'une grande résistance, d'un coût réduit et donnant des résultats fiables répondant de façon optimale aux besoins des services d'entretien des engins lourds.

ANNEXE 1: RAPPEL DE QUELQUES PROPRIETES D'UN MOTEUR  
A COURANT CONTINU A EXCITATION MIXTE  
COMPOUND CUMULATIF

Un moteur à excitation mixte porte un champ série et un champ shunt, lorsque la FMM de l'enroulement série s'ajoute à celle de l'enroulement shunt on a un moteur compound cumulatif (ou à flux additionnel)

fig



A mesure que la charge augmente, la FMM du champ série croît, alors que celle du champ shunt reste constante. La FMM totale du champ est donc plus grande en charge qu'à vide, de même que le flux doit donc ralentir.

La diminution de la vitesse de la marche à vide à la pleine charge est de l'ordre de 20% à 30%.

Ce moteur ne s'emballe pas à vide et a un couple de démarrage plus fort que le moteur shunt, ce qui le privilégie pour l'entraînement des machines sous charge telles les pompes à piston.

ANNEXE 2:EXEMPLE DES PRESSIONS ET DEBITS DES SYSTEMES  
HYDRAULIQUES SUR UN ENGIN LOURD (BULLDOZER  
KOMATSU D 80)

En définissant le cahier de charge,nous avons précisé que les gammes choisies recouvraient largement les pressions,débits et vitesses de rotation rencontrés sur les engins lourds.Nous donnons l'exemple d'un bulldozer pour travaux de terrassement utilisé par le service des TP de la région de Thiès.

1.Embrayage principal assisté hydrauliquement.

Engagement et désengagement du disque d'embrayage à l'aide d'une valve à tiroir:

pression du circuit p: 42 bars

Pompe d'alimentation du système:pompe à engrenage

Pompe FAL 040 Q=74.1 l/min à 1853 tr/min

2.Direction et freinage assistés.

Une pompe assure l'alimentation,un diviseur de débit permet une alimentation simultanée des deux systèmes rapport 1/3.

circuit de direction : 12.5 bars

circuit de freinage : 17 bars

Pompe à engrenage FAR 063 :108.8 l/min à 1730 tr/min

3.Systèmes hydrauliques pour les équipements

levage de la lame

inclinaison de la lame

défonceuse

Pompe à engrenage PAL 160 : 162l/min à 1000 tr/min

pression du circuit p:140 -160 bars

### ANNEXE 3: EXEMPLES DE CIRCUITS HYDRAULIQUES SUR LES ENGINS LOURDS.

A la suite de l'annexe 2, nous donnons ici certains exemples de circuits hydrauliques sur des autobus qui illustrent les différentes fonctions réalisées par ces circuits, la multiplicité des pompes et leur rôle de source d'énergie dans les circuits hydrauliques.

1. Circuit hydraulique sur autobus Volvo assurant l'embrayage, la direction, le freinage et alimentant le moteur hydraulique d'entraînement du ventilateur de refroidissement du radiateur.

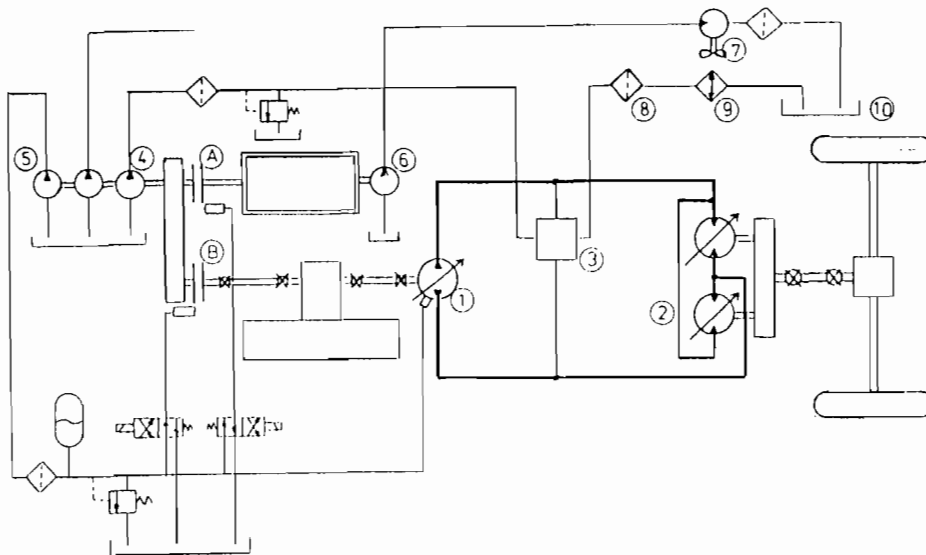


Fig 1 Hydrostatic transmission

La figure suivante (2) donne l'emplacement réel des principaux éléments du circuit dans l'autobus.

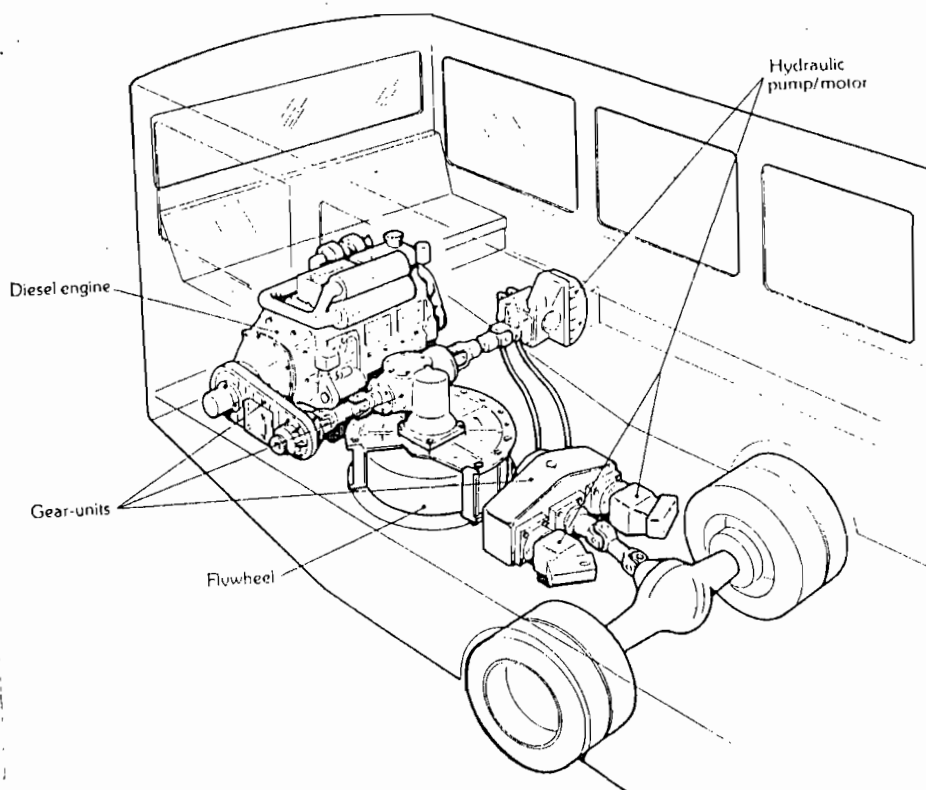


Fig 2 Installation

2. Circuit hydraulique pour l'entraînement du ventilateur de refroidissement d'un radiateur. (fig 3, 4) et système de direction.

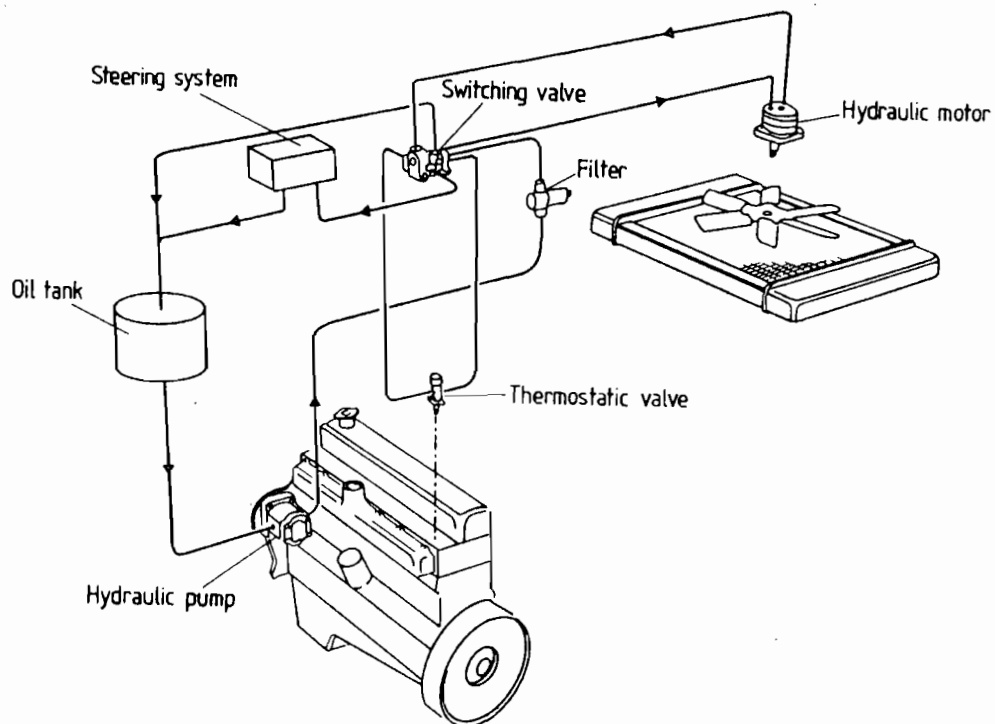


Fig 3

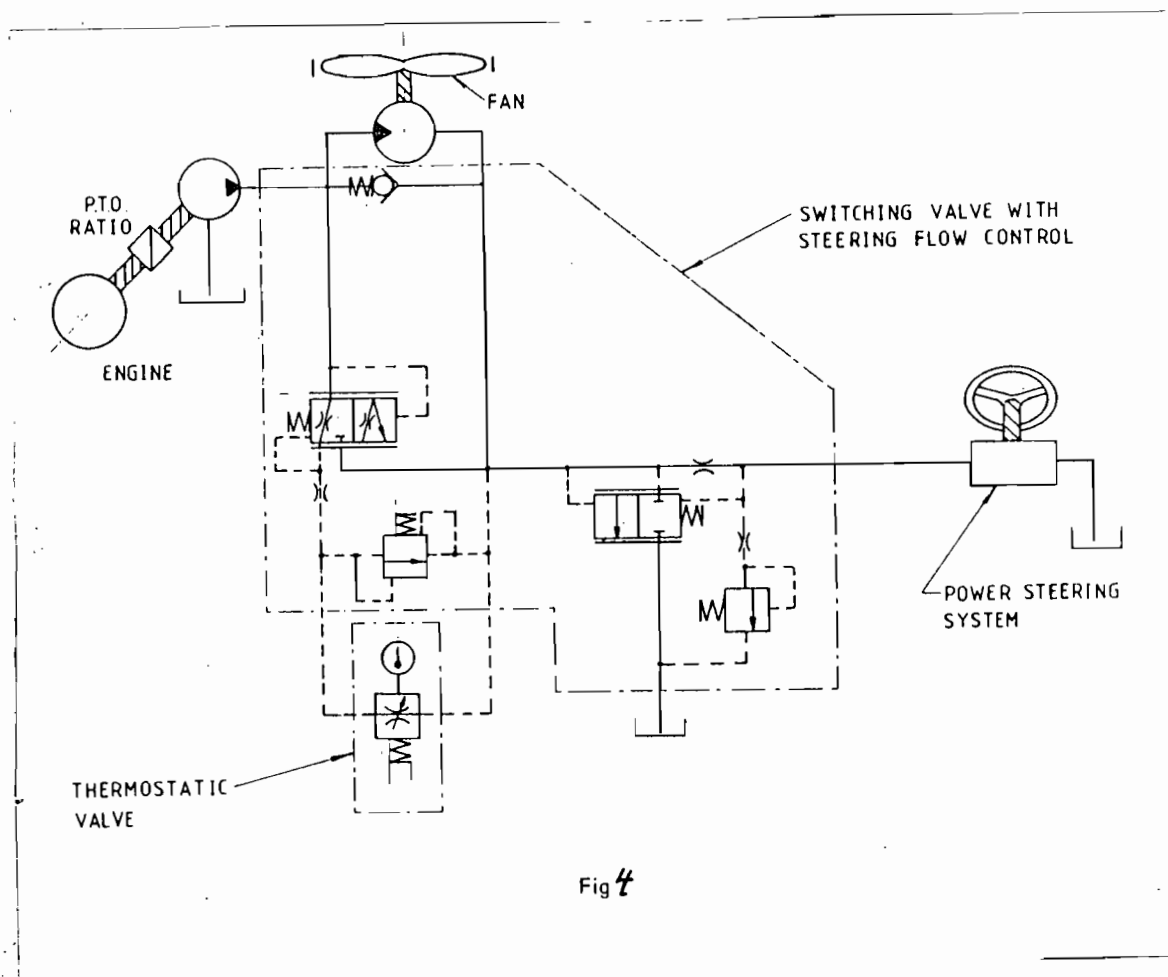


Fig 4

3. Circuit hydraulique d'une boîte de vitesse automatique d'autobus et localisation réelle sur l'engin. (fog 586)

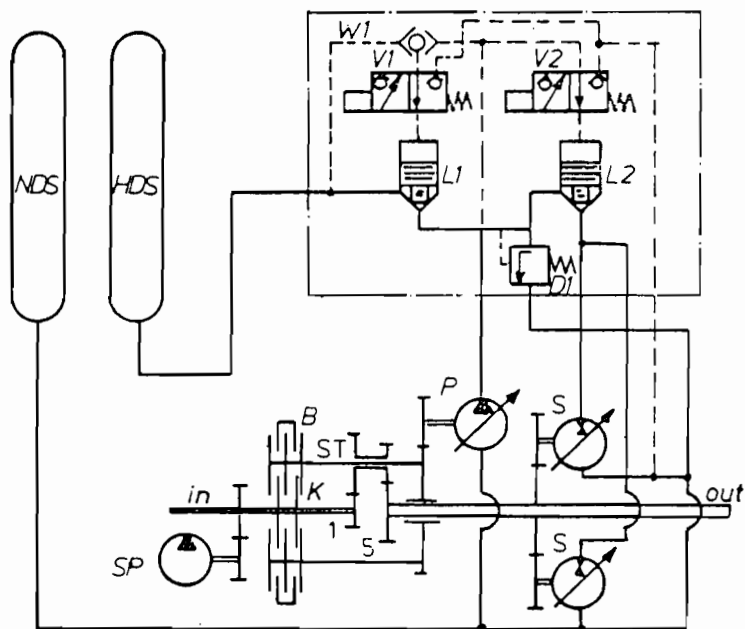


Fig 5 Arrangement of the transmission including high and low pressure accumulator and high pressure control block

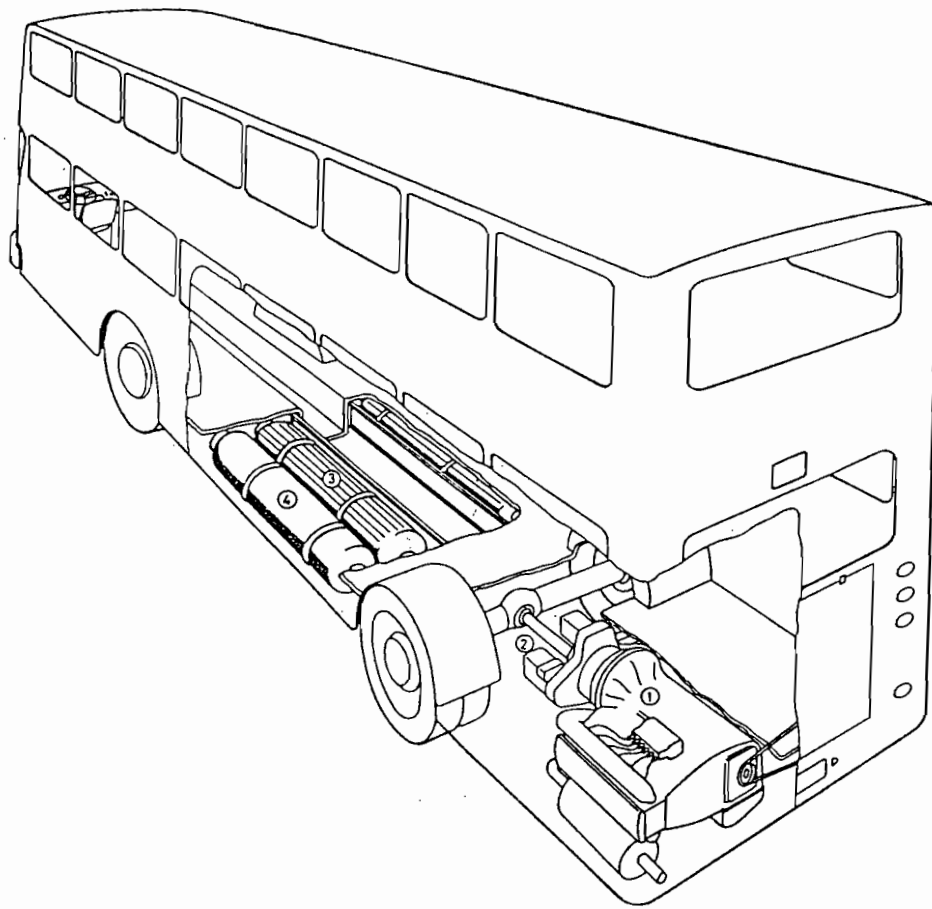


Fig 6 City service bus (Hydro bus). 1 diesel engine (95 kW); 2 hydrostatic-mechanical transmission; 3 HP-accumulator (330 bar/150 lit); 4 LP-accumulator (20 bar/150 lit)

*A travers ces exemples on voit la nécessité de monter des pompes performantes sur les engins lourds et donc la nécessité d'un outil de contrôle de ces performances, le banc d'essai.*

## ANNEXE 4: MANOMETRE A TUBE BOURDON

### PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT ET THEORIE.

Dans l'instrumentation du banc d'essai, nous avons choisi un manomètre à tube de Bourdon pour la mesure de pression, cette annexe donne le fonctionnement de cet instrument d'utilisation fréquente et la théorie qui sous tend ce fonctionnement (Extrait de "Théorie et pratique des mesures hydrauliques. A TROSKOLANSKI")

#### 4.1. Description de la construction et du fonctionnement

L'élément élastique du manomètre à tube de Bourdon (fig. 1) inventé en 1849 par E. BOURDON est un tube métallique 4, dont la section a la forme d'une ellipse aplatie. Ce tube est recourbé suivant une forme plus ou moins

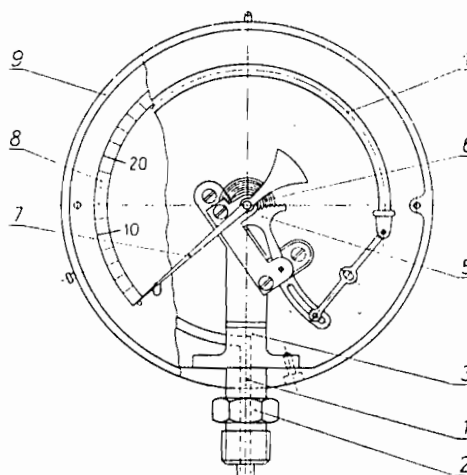


Fig. 1. Manomètre à tube de BOURDON.

1 — raccord, 2 — écrou, 3 — support, 4 — tube de BOURDON, 5 — secteur denté,  
6 — ressort spiral, 7 — aiguille indicatrice, 8 — cadran, 9 — boîtier.

circulaire dans le plan des petits axes des ellipses des sections et son extrémité ouverte est fixée au support 3. L'extrémité libre du tube est fermée. Quand la pression augmente, la section elliptique du tube tend à prendre une forme circulaire et, comme la longueur du tube reste constante, il tend à se redresser.

Les déplacements de l'extrémité libre du tube sont transmis par le levier 5

et une transmission mécanique à l'aiguille 7 qui tourne au-dessus de la graduation 8 du manomètre.



## 4.2. Principes théoriques

Soient  $a$  et  $b$  les demi-axes de l'ellipse.

La relation entre l'angle de courbure  $\varphi$  du tube de BOURDON, la longueur du demi petit axe  $b$  de l'ellipse et leurs accroissements  $\Delta\varphi$  et  $\Delta b$  est donnée par la formule de N.E.G. Hill

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta b}{b + \Delta b} \varphi \approx \frac{\Delta b}{b} \varphi, \quad (1)$$

d'où il résulte que les variations relatives de l'angle  $\varphi$  sont proportionnelles aux accroissements relatifs du demi petit axe de la section du tube

$$\frac{\Delta\varphi}{\varphi} = \frac{\Delta b}{b} \quad (2)$$

La théorie du tube de BOURDON (fig. 5) a été étudiée par H. LORENZ (1910) et V. I. FEODOSEV (1949).

D'après H. LORENZ la relation entre la pression, l'accroissement relatif de l'angle de courbure du tube et ses dimensions peut être exprimée par la formule

$$p = \frac{\Delta\varphi}{\varphi} E \frac{\delta}{\varrho^2} f(a, b) \quad (3)$$

où

$$f(a, b) = \frac{ab}{a^2 - b^2} \sqrt{\frac{a^2 - b^2}{2}} \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( \frac{a^2 - b^2}{a^2 + b^2} \right) - \frac{1}{16} \left( \frac{a^2 - b^2}{a^2 + b^2} \right)^2 + \dots \right]$$

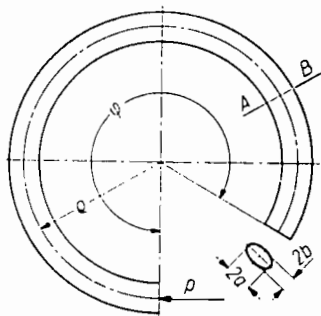


Fig. 5. Schéma d'un tube de BOURDON.

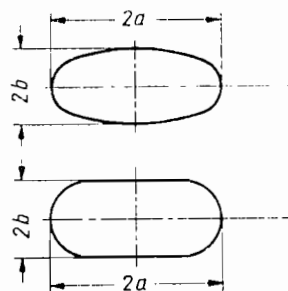


Fig. 6. Section du tube: a) elliptique; b) ovale aplatie.

Dans cette formule  $\delta$  désigne l'épaisseur de la paroi du tube,  $\varrho$  le rayon de courbure de l'axe du tube et  $E$  le module d'allongement élastique du matériau.

Il résulte de l'équation (3) que l'accroissement relatif de l'angle  $\varphi$  augmente avec la pression.

On obtient des résultats plus précis grâce à la formule de V. I. FEODOSEV (4) dans laquelle, outre les grandeurs caractérisant la section et le rayon de courbure du tube, figurent les coefficients empiriques  $\alpha$  et  $\beta$ , ainsi que les deux constantes  $E$  et  $\nu$  caractérisant les propriétés mécaniques du matériau.

La pression est déterminée par la formule

$$p = \frac{\Delta\varphi}{\varphi} \frac{E}{1 - \nu^2} \frac{b\delta}{\varrho^2} \frac{\beta + \nu^2}{\alpha \left( 1 - \frac{b^2}{a^2} \right)} \quad (4)$$

où le paramètre du tube

$$\alpha = \frac{\varrho\delta}{a^2} \quad (5)$$

### **4.3. Matériau et exécution**

Dans les manomètres destinés à la mesure de basses pressions on emploie des tubes de BOURDON en alliage de cuivre (tels que bronze phosphoreux, bronze au béryllium, maillechort, Monel), étirés à froid sans soudure ou brasés avec de l'argent ou du laiton.

Dans les manomètres pour hautes pressions on emploie des tubes d'acier étirés qui, après avoir été aplatis et courbés suivant une forme plus ou moins circulaire, sont trempés.

### **4.4. Caractéristiques de mesure**

La limite supérieure de l'étendue de mesure des manomètres à tube de BOURDON atteint 6000 at.

L'exactitude des indications est d'1 à 6% de la limite supérieure de l'étendue des mesures.

La classe de précision d'un manomètre à tube de BOURDON s'exprime en pour cent de l'erreur relative admissible rapportée à la limite supérieure des indications. Ainsi, par exemple, le symbole ① signifie que l'erreur d'indication du manomètre ne dépasse pas 1% de l'indication rapportée à la limite supérieure des indications (par exemple, avec une charge de 20% d'un manomètre de la classe ①, il faut compter avec la possibilité d'une erreur relative de  $\pm 5\%$ ). Il a été adopté pour les classes de précision la suite de nombres suivants: 1,0; 1,5; 2,5; 4,0; 6,0.

### **4.5. Service**

Les manomètres à tube de BOURDON, surtout ceux qui sont destinés à la mesure de pressions pas trop élevées, doivent être employés conformément à leur destination et, par conséquent, pour un liquide de poids spécifique déterminé. En effet, le poids du fluide compris dans le tube élastique communiquant avec l'espace, dont on mesure la pression, exerce aussi un effet sur les indications du manomètre à tube de Bourdon.

## BIBLIOGRAPHIE

- (1) Notes de cours Mach 4.11 Eléments de machines 2,EPT 1986/87
- (2) Manuel de calcul des organes de machines,G Spinnler,EPFL 1978
- (3) Conception et calcul des machines outils T 5,Glissières  
F Pruvot,EPFL,1977
- (4) Eléments de machine ,Vinet 1<sup>ère</sup> éd,EEPM
- (5) Eléments de machine,Nicollet & Trottet,Ed SPES,Lausanne ,1971
- (6) Commande hydraulique et automatismes hydrauliques,Tchouprakov  
Ed Mir 1979
- (7) Hydrostatic transmissions for vehicle applications(conférence  
du 29 - 30 sept 1981 à l'université de Warwick) ,Mechanical  
Engineering Publications,London 1985
- (8) Manuel d'entretien du bulldozer Komatsu D 80
- (9) Calcul des machines électriques,Liwschitz,Ed SPES Lausanne
- (10) Commande électronique des moteurs à courant continu,  
R Chauprade ,Ed Eyrolle 1975
- (11) Techniques de l'ingénieur
  - B 4,B 5:Organes de machines
  - R 3 :Mesures des grandeurs mécaniques
  - R 4 :Mesures hydrauliques
- (12) Mechanical design and system handbook,Rothbart,Mc Graw Hill
- (13) Equipements des laboratoires de recherche(rapport de la com-  
mission"construction et équipement de laboratoire" de l'As-  
sociation Nationale de la Recherche technique de France)  
Ed Eyrolle 1965
- (14) "Machine design"du 18-09-1986,reference issue on fluid power
- (15) Recueil des normes des produits sidérurgiques AFNOR BNS 1976